

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

УДК 631.372-027.45

ПОГОДЖЕНО

Декан механіко-технологічного факультету

Вячеслав БРАТШКО

(підпис)

(ім'я, прізвище)

«___» _____ 2023 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

технічного сервісу та інженерного

(назва кафедри)

менеджменту ім. М.П.Момотенка

Іван РОГОВСЬКИЙ

(підпис)

(ім'я, прізвище)

«___» _____ 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Удосконалення експлуатації гідроприводу перекидальних пристроїв
автомобілів-самоскидів в умовах ПП "Ауса Бережани" Тернопільської
області»

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

(код і назва)

Освітня програма «Автомобільний транспорт»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

доктор технічних наук, професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Валерій ВОЙТЮК

(ім'я, прізвище)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

д.т.н., завідувач каф.

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Іван РОГОВСЬКИЙ

(ім'я, прізвище)

Виконав:

(підпис)

Віталій ЧУМАК

(ім'я, прізвище)

КИЇВ – 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технічного сервісу та інженерного
менеджменту ім. М.П.Момотенка

д.т.н., проф.
(науковий ступінь, вчене звання)

Іван РОГОВСЬКИЙ

(підпис) (ім'я, прізвище)

« » 2023 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Віталію Олександровичу Чумаку

(прізвище (ім'я, по батькові))

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

(код і назва)

Освітня програма «Автомобільний транспорт»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи «Удосконалення експлуатації гідроприводу перекидальних пристроїв автомобілів-самоскидів в умовах ПП "Ауса Бережани" Тернопільської області»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «30» грудня 2022 р. № 1944 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Науково – технічна література; результати науково-дослідних робіт по літературних джерелах з експлуатації гідроприводу перекидальних пристроїв автомобілів-самоскидів в умовах ПП "Ауса Бережани" Тернопільської області

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз стану питання досліджень, мета, задачі дослідження
2. Теоретичне вивчення впливу експлуатації гідроприводу перекидальних пристроїв автомобілів-самоскидів в умовах ПП "Ауса Бережани" Тернопільської області
3. Методика розрахунку алгоритму експлуатації гідроприводу перекидальних пристроїв автомобілів-самоскидів в умовах ПП "Ауса Бережани"
4. Результати експериментальних досліджень експлуатації гідроприводу перекидальних пристроїв автомобілів-самоскидів в умовах ПП "Ауса Бережани"

Перелік графічного матеріалу Електронна презентація на 14 слайдах

Дата видачі завдання «11» листопада 2022 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Іван РОГОВСЬКИЙ

(підпис)

(ім'я прізвище)

Завдання прийняв до виконання

Віталій ЧУМАК

(підпис)

(ім'я прізвище)

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	9
1.1. Огляд досліджень в області безпечної експлуатації сільськогосподарської техніки.....	9
1.1.1 Огляд конструкцій скидних пристроїв автомобілів самоскидів.....	17
1.1.2 Аналіз причин виробничого травматизму на транспортних роботах в агропромисловому виробництві.....	22
1.2 Огляд конструкцій запобіжних і блокувальних систем.....	25
1.2.1 Механічні блокувальні засоби.....	25
1.2.2 Електричні засоби.....	26
1.2.3 Електромеханічні засоби.....	26
1.2.4 Гідравлічні засоби.....	27
1.3 Перспективні пристрої для запобігання самовільного опускання (падіння) платформи.....	28
1.4 Огляд методів математичного моделювання параметрів гідроциліндра.....	29
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	36
2.1 Фактори, що впливають на безпеку експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки.....	36
2.2 Обґрунтування конструктивних параметрів силового гідроциліндра гідروприводу платформи сільськогосподарської транспортної техніки.....	40
2.2.1 Розрахунок числа ступенів і робочого ходу циліндрів.....	45
2.2.2 Вибір компонування гідравлічного циліндра.....	49
2.3 Дослідження причин несанкціонованого (аварійного) опускання (падіння) платформи.....	52

2.4 Обґрунтування конструктивних параметрів запірно-регулюючого пристрою.....	65
2.5 Експериментальні дослідження працездатності макетного зразка запірно-регулюючого пристрою.....	67

РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ.....70

3.1 Сучасний рівень надійності гідроприводів сільськогосподарських машин.....	70
---	----

3.1.2 Розробка телескопічного гідроциліндра двосторонньої дії з механізмом фіксації.....	74
--	----

3.1.3 Опис розробленого телескопічного гідроциліндра.....	74
3.2 Розробка конструкцій блокувальних і запобіжних систем платформи.....	76

3.2.1 Розробка запірно-регулюючого пристрою.....	76
--	----

3.2.2 Проведення експериментальних досліджень запірно-регулюючого пристрою.....	77
3.3 Опис розробленого пристрою регулювання швидкості підйому - опускання вантажної самоскидної платформи.....	78

3.3.1 Опис розробленого гідравлічного скидного пристрою.....	79
--	----

РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ.....83

4.1. Розрахунок економічної оцінки ефективності дослідження.....	83
--	----

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....87

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....88	88
--	----

НУБІП України

ВСТУП

Сьогодні український агропромисловий комплекс (АПК) активно включився в програму заміщення імпоротної сільськогосподарської продукції.

Незважаючи на кризові явища, попит на вітчизняну продукцію в країні постійно зростає, до 2025 року прогнозується збільшення обсягу перевезень

сільськогосподарських вантажів до 4 млрд. тон. Однак, реалізація таких планів в механізованому транспортно-технологічному процесі сільськогосподарського виробництва можлива лише при застосуванні сучасної, високопродуктивної і

безпечної транспортної техніки з гідравлічним приводом. Гідропривід, вже зараз,

забезпечує механізацію всіх основних і допоміжних операцій в сільськогосподарському транспортно-технологічному процесі.

Застосування гідравлічного приводу має ряд переваг перед іншими приводами сільськогосподарської транспортної техніки: малі габарити і вага,

можливість плавного регулювання швидкості підйому (опускання) платформи,

робочих органів мобільних машин; зниження ваги і навантаження на робоче

обладнання в цілому; зниження тяжкості і безпеки праці операторів. Однак, як

показує практика, зростання числа гідрофікованої техніки має і негативну

сторону - небезпека збільшення числа нещасних випадків, пов'язаних з рядом

конструктивних недоліків гідроприводу автомобільної транспортної та

мобільної техніки. Відмови елементів гідравлічного приводу складають більше

половини від загального числа відмов технічних систем сільськогосподарських

машин. Проблема безпеки експлуатації сільськогосподарської транспортної

техніки з гідроприводом полягає в несанкціонованому (аварійному)

мимовільному опусканні (падінні) платформи, елементів робочого устаткування

мобільних машин через порушення герметичності рухомих елементів. Найбільш

часто гідравлічний привод виходить з ладу через розрив рукавів високого тиску

і дефектів ущільнень. Порушення герметичності гідроприводу, поряд з іншими

причинами, є причиною виготовлення машин без урахування експлуатаційних

режимів на етапі проектування, відсутності надійних методів розрахунку

Технологія робіт в АПК визначає високі вимоги до безпечності

сільськогосподарської транспортної техніки (СТТ) в цілому і їх гідроприводів зокрема. Забезпечення безпеки гідроприводів - завдання складне, вимагає комплексного вирішення, як на етапі проектування і створення, так і в процесі експлуатації, розуміння картини протікання фізичних процесів в гідроприводі при його експлуатації, аналізу впливу зовнішніх факторів на накопичення незворотних змін в елементах гідравлічного приводу на основі якісного статистичного аналізу причин відмов і несправностей.

Таким чином, перед виробниками і експлуатуючими організаціями стоїть велике і актуальне завдання - забезпечення безпеки сільськогосподарської транспортної техніки. Складність завдання викликає необхідність оптимізації конструктивних і експлуатаційних параметрів, в першу чергу, виконавчого гідроциліндра гідравлічного скидного пристрою з використанням математичного моделювання.

Мета магістерської роботи - підвищення надійності платформи, що агрегується з автомобілями шляхом обґрунтування параметрів гідроприводу.

Для досягнення мети поставлено такі завдання дослідження:

1. Виконати аналіз безпеки експлуатації сільськогосподарської техніки, встановити причини, виявити фактори і обставини нещасних випадків, обумовлених несправностями гідроприводу скидного пристрою платформи, робочих органів мобільних машин.
2. Вивчити конструкцію, особливості застосування, виконати класифікацію запобіжних і блокувальних систем платформ автомобільної транспортної техніки.
3. Дослідити причини несанкціонованого (аварійного) опускання (падіння) платформи автомобільного транспортного засобу з гідравлічним приводом скидного пристрою.
4. Розробити імітаційну математичну модель виконавчого трисекційного гідроциліндра двосторонньої дії і програмної реалізації імітаційної математичної моделі на ПК.
5. Розробити запобіжні і блокувальні системи, що забезпечують

фіксацію платформи при несправності гідравлічного приводу скидного пристрою.

НУБІП України

Об'єкт магістерської роботи - скидний пристрій платформи, що агрегатується з тракторами та автомобілями.

Предмет магістерської роботи - обґрунтування параметрів гідроприводу

скидного пристрою платформи, що агрегатується з тракторами та автомобілями.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ І ЗАВДАННЯ

ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 ОГЛЯД ДОСЛІДЖЕНЬ В ОБЛАСТІ БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТРАНСПОРТНОЇ ТЕХНІКИ

Сільськогосподарська транспортна техніка входить до складу єдиної транспортної системи країни, яка об'єднує всі види транспорту.

У сільськогосподарському виробництві використовують гужовий, тракторний, автомобільний, залізничний, авіаційний, канатний трубопровідний транспорт (рис. 1.1) [4, 6].

Значний обсяг спеціальних робіт по хімічній обробці насаджень в сільському і лісовому господарствах виконує повітряний транспорт. Додатково повітряний транспорт застосовується для захисту сільськогосподарських посівів від шкідників і хвороб, а також при підгодівлі сільськогосподарських культур. Також, авіація використовується, як санітарний транспорт. Висока вартість сільськогосподарських робіт із застосуванням авіації, різко знижує обсяги її застосування.

Доставляти техніку, добрива та інші матеріали сільськогосподарським підприємствам, вивозити урожай в промислові міста, зручно залізничним транспортом.

Дуже зручно, на невеликі відстані, переміщати корми, продукти і відходи тваринництва, мінеральні добрива та інші матеріали з використанням трубопровідного транспорту.

Канатно-повітряний транспорт застосовується в місцях, де немає транспортних доріг, в основному застосовується такий транспорт в гірській місцевості.

Підвіз кормів на загальногосподарських фермах, перевезення молочної продукції в невеликих кількостях, здійснюється на гужовому транспорті.

Автомобільним і тракторним транспортом перевозять всю основну частину сільськогосподарських вантажів

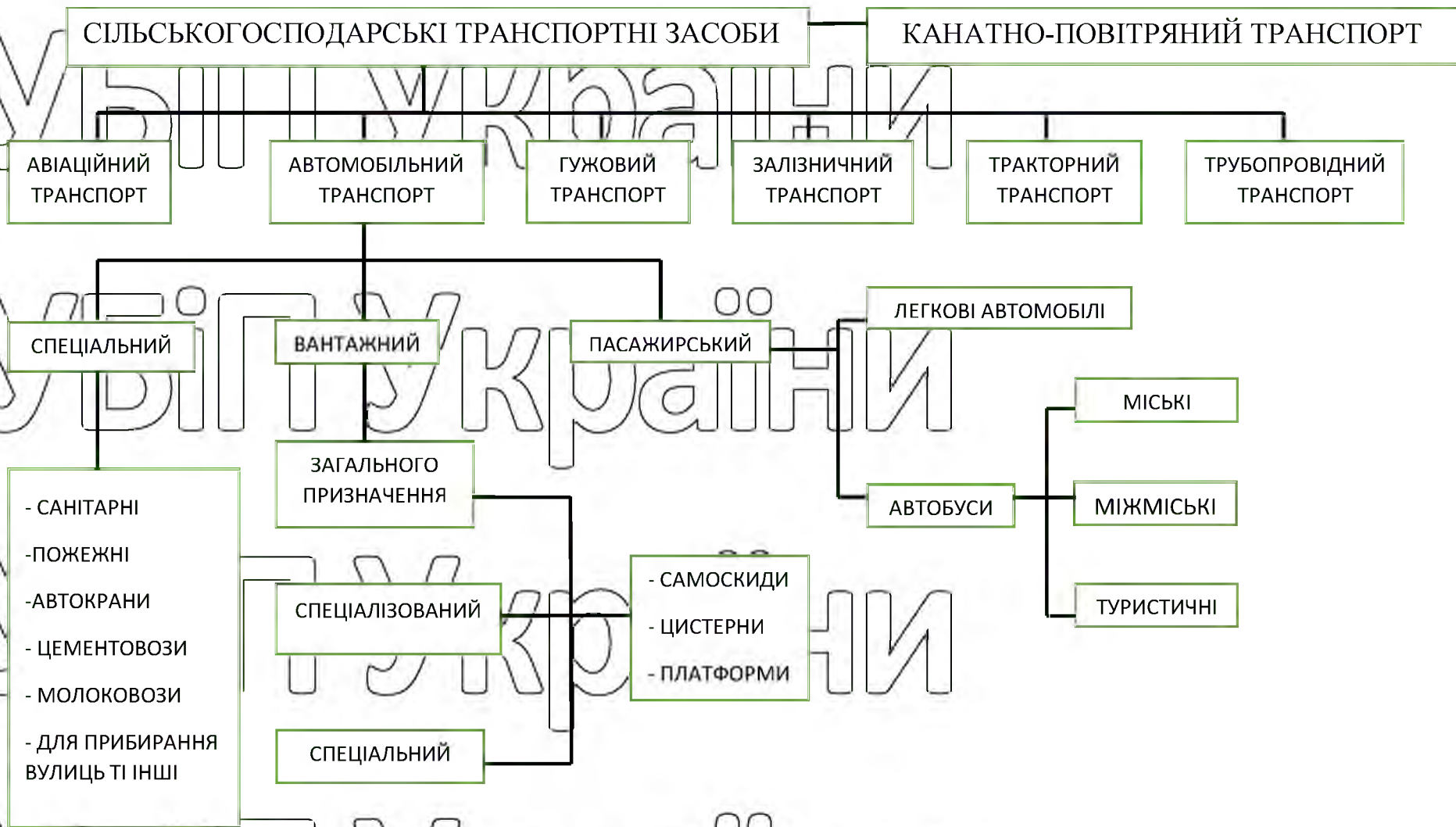


Рисунок 4.1 – Класифікація сільськогосподарських транспортних засобів

При відсутності всередині сільськогосподарського підприємства доріг з твердим покриттям, в основному в складних кліматичних умовах, для внутрішньогосподарських, загальногосподарських перевезень, застосовується тракторний транспорт.

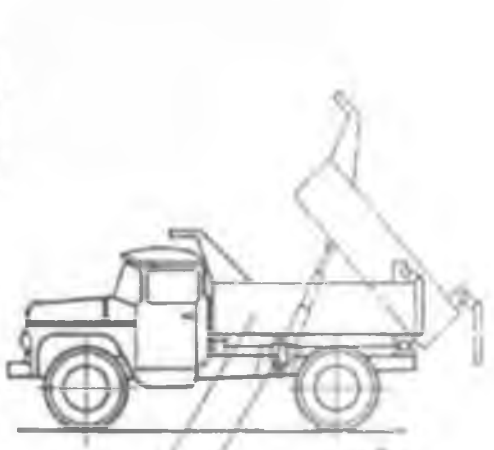
На рисунку 1.1 представлена класифікація транспортних засобів, що застосовуються в сільськогосподарському виробництві [4, 5].

В основному тракторний транспорт, застосовуваний на транспортних роботах, представляють колісні трактори, які більше 50% робочого часу на рік зайняті в агропромисловому виробництві.

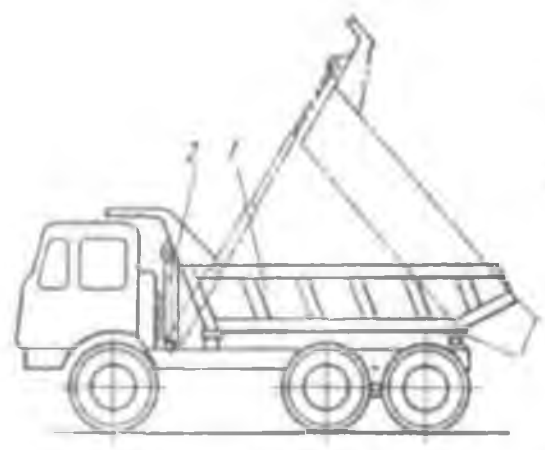
В даний час в сферу перевезень залучається велика кількість машин. Для сільськогосподарських робіт доцільно застосовувати автотранспортні засоби, обладнані автономним вантажно - розвантажувальним механізмом. До таких автотранспортних засобів відносяться автомобілі - самоскиди, автомобілі - самонавантажувачі і автомобілі з скидним пристроєм платформи, представлені на рисунку 1.2 [8, 9, 45].

Самоскидні установки встановлюються на шасі вантажних автомобілів, самоскидних причепів і напівпричепів. Найбільш популярним видом техніки, що використовуються для перевезення сільськогосподарських вантажів, стали автомобілі - самоскиди. Самоскиди (напівпричіп з кузовом або причіп) найчастіше застосовують для транспортування сипучих, навалювальних і інших видів вантажів, які придатні для вивантаження за допомогою перекидання з кузова.

Н

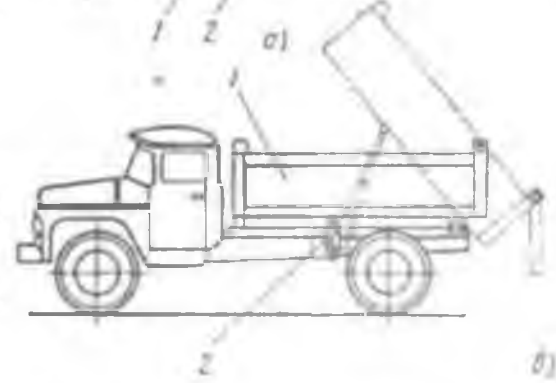


Н

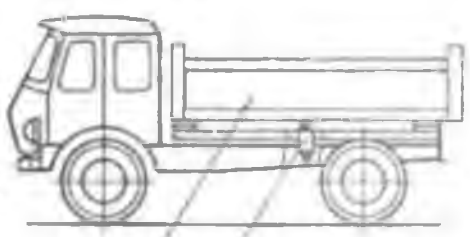


И

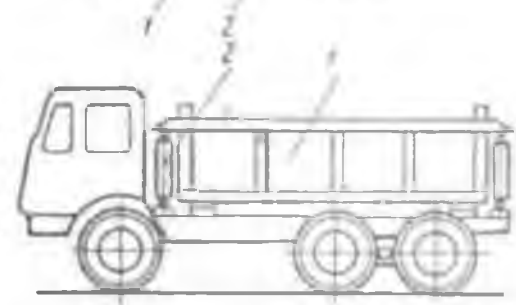
Н



Н



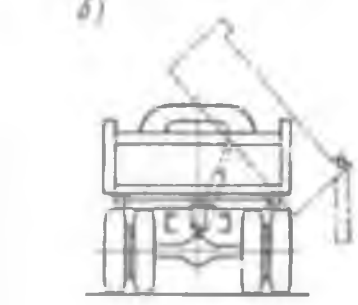
Н



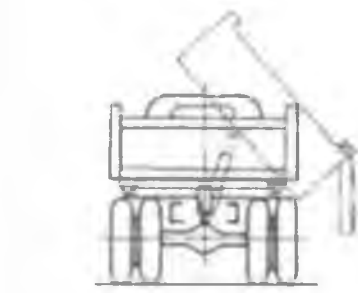
Н



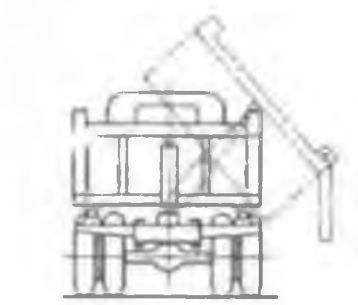
Н



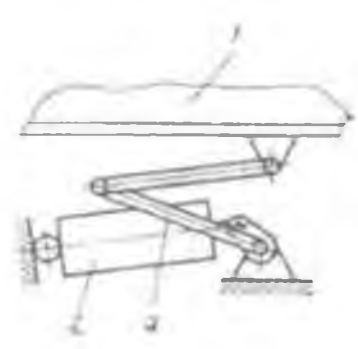
И



И



И



И

И

Рис. 1.2 Принципові схеми основних типів автомобілів-самоскидів

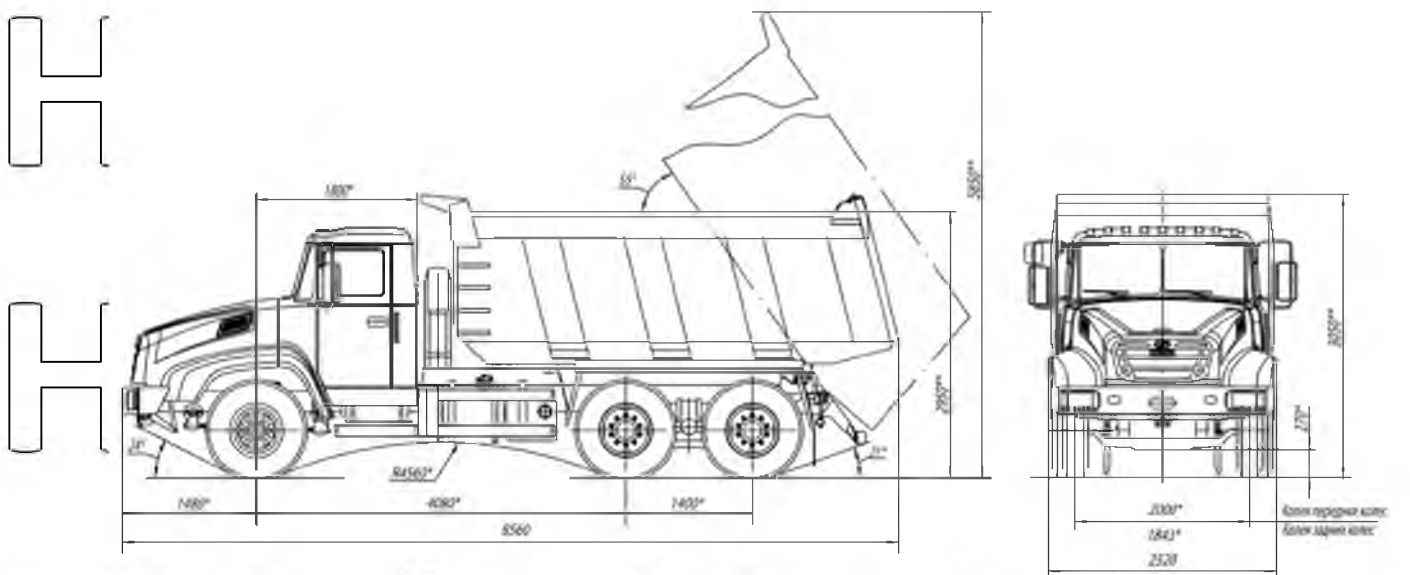
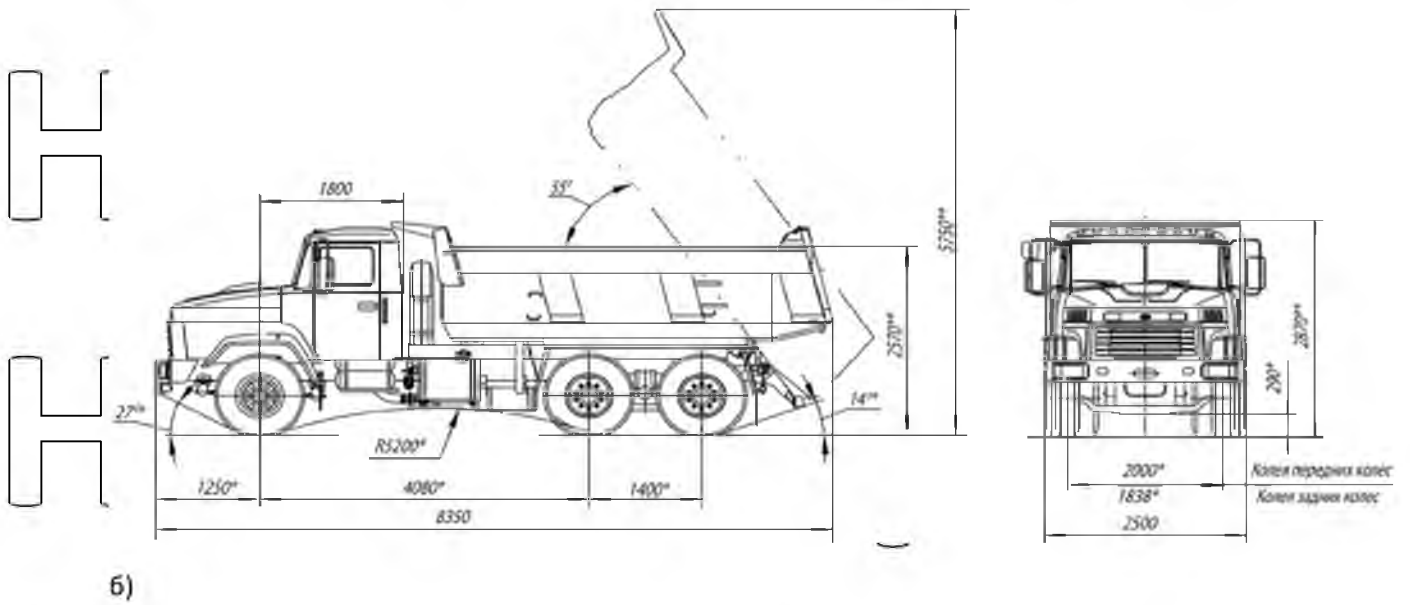
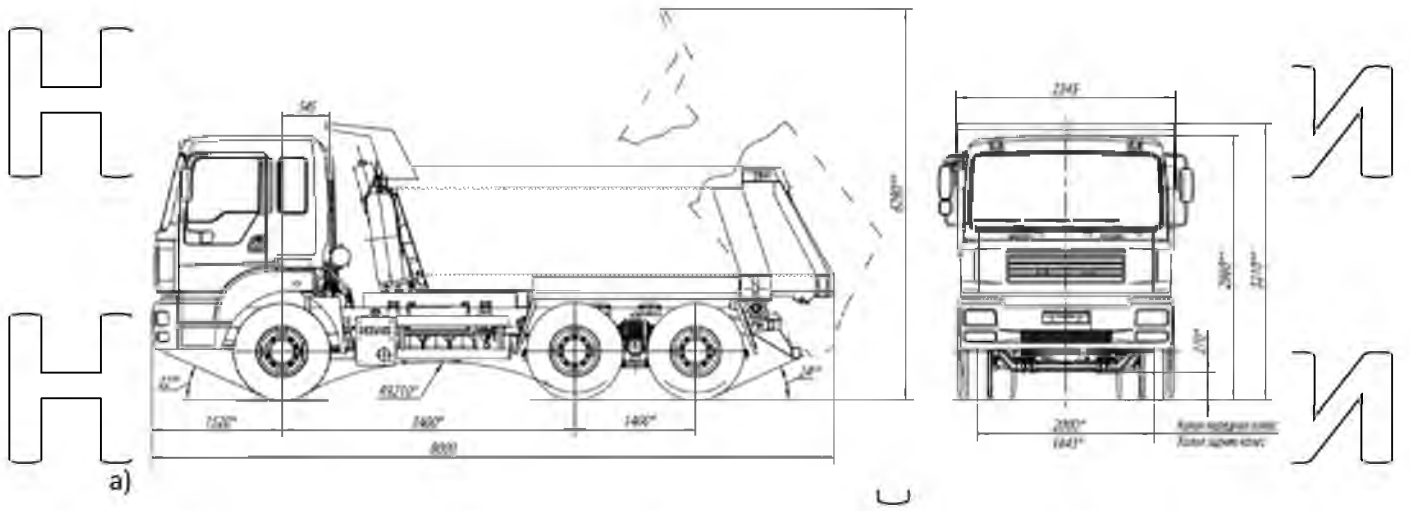


Рис. 1.2. Принципові схеми вітчизняних автомобілів – самоскидів:
 а)- КрАЗ-6511С4 ; б)-КрАЗ-65032; в)- КрАЗ-65055

На вітчизняному ринку представлено безліч різних моделей самоскидів, які виконують розвантажувальні роботи за допомогою механічного (гідравлічного) нахилу кузова (рис. 1.3) [7,42].



а)



б)



в)

Рис. 1.4 Сучасні автомобілі - самоскиди: а) сучасні зерновози; б) самоскид на шасі FOTON AUMAN GTL BJ 3319/GMW 507. (колісна база 1800+3950+1350 мм); в) зерновоз із самоскидним кузовом на шасі вантажного автомобіля Daewoo Maximus

Основною перевагою самоскидних транспортних засобів є скорочення часу на розвантаження. Така експлуатаційна особливість вигідно відрізняє самоскиди від аналогічних вантажівок, що мають фіксовану вантажну платформу [2,8,23,42].

Застосовувані в агропромисловому виробництві причепи і напівпричепи класифікуються:

За призначенням на:

- універсальні
- спеціальні

За кількістю осей на:

- одновісні;
- двовісні,

Крім ^{тривісні} перерахованих, причепи та напівпричепи діляться на загальнотранспортні та спеціальні.

Класифікація транспортних сільськогосподарських причепів та напівпричепів представлена на рисунку 1.4 [15].

Сучасні автомобілі - самоскиди здійснюють механізоване розвантаження в результаті перекидання платформи назад або бічні сторони. Залежно від способу підйому платформи сучасні самоскиди діляться на три групи, які мають принципові відмінності:

Самоперекидні самоскиди. Мають найбільш просту конструкцію. Під дією власної ваги і ваги вантажу, платформа самоскидів нахиляється назад.

Напівсамоскиди. До них відносяться, головним чином, причепи, напівпричепи, автомобілі. Розвантаження перерахованої автотранспортної техніки здійснюється шляхом нахилу платформи на місці розвантаження стаціонарного підйомно-транспортного засобу.

Самоскиди, що мають примусовий підйом платформи. До них відносяться найчисленніша група застосовуваних автомобілів - самоскидів і автопоїздів - самоскидів.

У конструкціях такої групи автомобілів - самоскидів є механізми перекидання платформи з гідравлічним, пневматичним і іншими приводами.

НУБІП України

НУБІП України

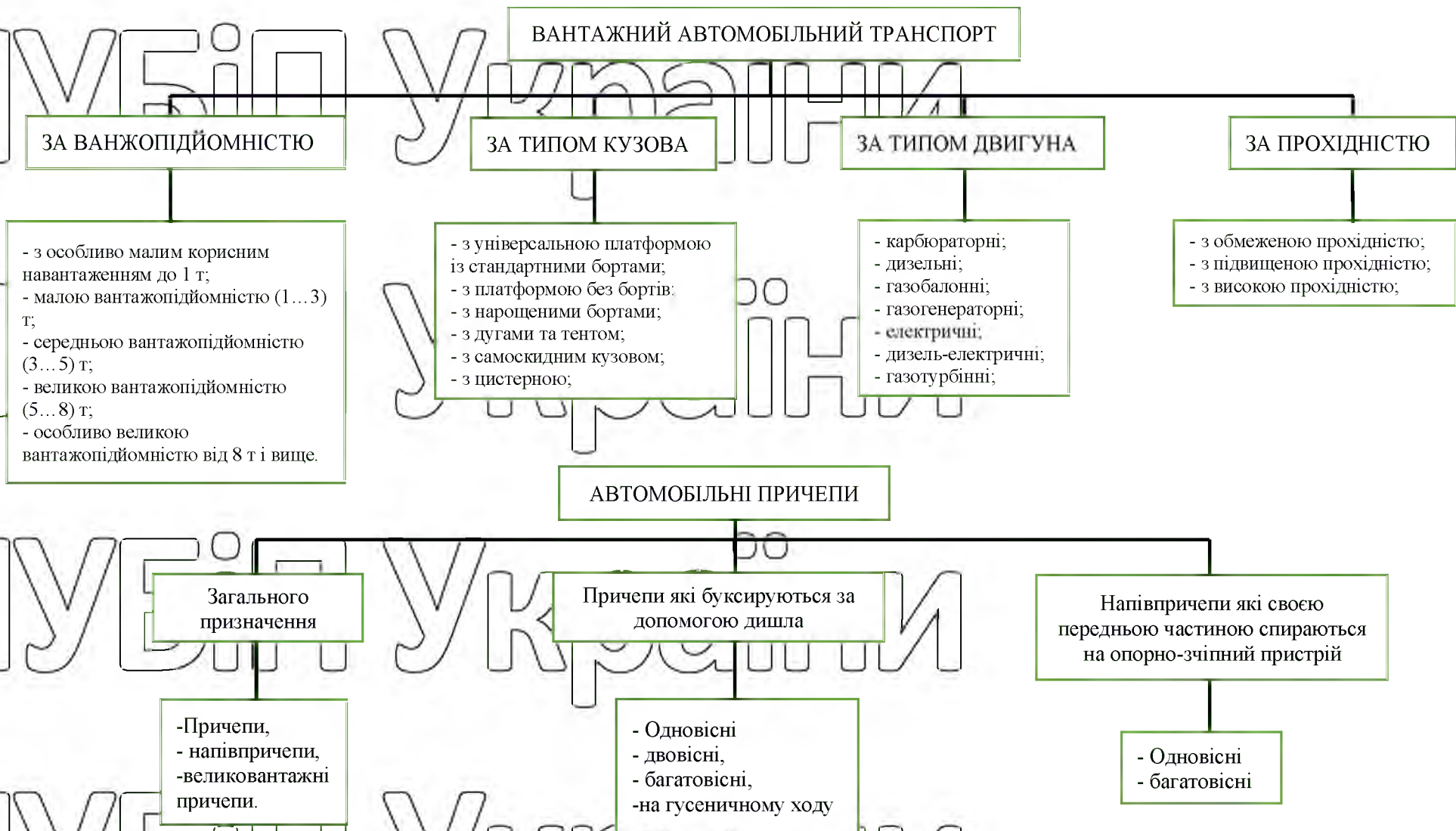


Рис. 1.4 – Класифікація вантажного автомобільного транспорту та автомобільних причепів

Головною і очевидною перевагою автомобілів - самоскидів останнього типу є механізований процес розвантаження, а також здатність вести розвантаження незалежно від наявності стороннього джерела енергії, в будь-якому місці. Для підйому і перекидання платформи застосовуються механічні, електричні, гідравлічні, пневматичні та комбіновані приводи.

На деяких транспортних засобах механізоване вивантаження насипних вантажів з вантажних платформ виконується принципово іншими способами [2,8].

1.1.1 Огляд конструкцій скидних пристроїв автомобілів - самоскидів

Гідравлічні скидні пристрої застосовуються на більшості сучасних автомобілів - самоскидів [3, 8, 9, 15]. Привод гідравлічного насоса таких пристроїв, як правило, приводиться в дію від двигуна транспортного засобу через коробку відбору потужності. Використання скидних пристроїв з гідравлічним приводом дозволяє підвищити надійність і безпеку експлуатації, ТО і ремонту, знизити витрати часу на підйом і опускання платформи.

Гідравлічні скидні пристрої класифікують за такими основними ознаками:

1. За кількістю гідравлічних циліндрів:

- з один гідравлічним циліндром;

- з двома гідравлічними циліндрами.

2. За місцем кріплення гідравлічного циліндра:

під платформою;

- перед платформою;

- з циліндрами, розташованими з двох сторін платформи: зліва, справа, спереду, ззаду.

3. За початковим розташуванням гідроциліндрів:

- горизонтально;

- вертикально;

- похило.

4. За конструкцією гідроциліндрів.

- прості поршневі, односторонньої або двосторонньої дії;

- прості плунжерні, односторонньої або двосторонньої дії;

– телескопічні односторонньої або двосторонньої дії.

5. За системою впливу на платформу:

- з хитними циліндрами і шарнірним кріпленням штока до платформи;
- з хитними циліндрами і важільно-балансирним механізмом;
- з нерухомими циліндрами і опорно-роликовою системою.

6. За конструкцією насоса:

- шестеренного типу;
- аксіально-плунжерного типу.

7. За типом взаємозв'язку з іншими гідравлічними системами:

- незалежні (автономні), без гідропідсилювача;
- об'єднані з гідропідсилювачем.

8. За типом приводу насоса:

- від коробки відбору потужності, встановленої на картері коробки

передач;

- від коробки відбору потужності через карданну передачу;
- безпосередньо від веденого вала коробки передач;
- від електродвигуна або від спеціального (автономного) двигуна внутрішнього згоряння [8,9].

Для автомобіля - самоскида ГАЗ - САЗ - 3507 - 01 принципова схема скидного пристрою з гідравлічним приводом представлена на рисунку 1.5 [7,56,115].

При проектуванні скидних пристроїв з гідравлічним приводом, в першу чергу, вибирають принципові кінематичні і гідравлічні схеми, розраховують їх елементи, виконують кінематичний розрахунок, розраховують діючі зусилля, а також потужність, споживану при підйомі і перекиданні платформи. [7,56,115].

Однією з найважливіших питань для скидного пристрою є вибір місця установки і кріплення гідравлічного циліндра. У сучасних конструкціях скидних пристроїв найбільше застосування отримали телескопічні гідравлічні циліндри односторонньої дії, що встановлюються під платформою. У систему гідропроводу скидного пристрою також входять гідро-насоси шестеренного

типу, що агрегатують ся з коробкою відбору потужності, яка за допомогою болтів кріпиться до коробки передач, приваловій поверхні її люка.

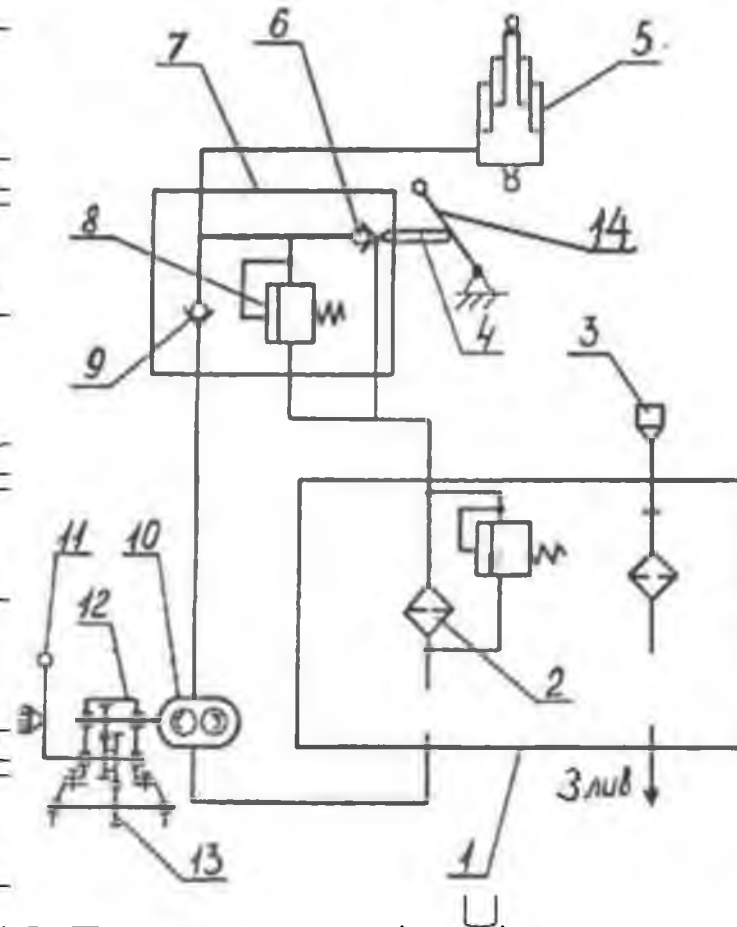


Рисунок 1.5 - Принципова схема гідравлічного скидного пристрою

автомобіля - самоскида:

1 - Бак для оливи; 2 - зливний сітчастий фільтр із запобіжним клапаном; 3 - заливна горловина маслобака; 4 - штоєхач клапана опускання платформи; 5 - гідроциліндр; 6 - клапан опускання платформи;

7 - кран керування; 8 - запобіжний клапан крана керування;

9 - зворотний клапан; 10 - насос шестеренний; 11 - важіль управління КВП; 12 - коробка відбору потужності; 13 - шестерня заднього ходу коробки передач автомобіля; 14 - важіль керування КУ

Гідравлічний привід вмикається в роботу за допомогою крана управління (КУ). При подачі під тиском робочої рідини до гідроциліндра, його лапки починають висуватися впливають на платформу, забезпечуючи її перекидання назад або бічну сторону. У гідравлічному скидному пристрої платформи

встановлені обмежувачі кута нахилу платформи, що сприяє підвищенню надійності і безпеки роботи пристрою [8].

Якщо гідроциліндр розташовується перед платформою, це значно знижує зусилля, що передаються гідравлічним циліндром на деталі платформи, рами або надрамника. Крім цього, при розташуванні гідравлічного циліндра під платформою, зосереджене навантаження прикладено до плоского днища, що змушує посилювати її додатковими несучими балками [8].

При розташуванні гідравлічного циліндра перед платформою, зосереджене навантаження виявляється прикладене в зоні переднього борту, конструкція якого має велику поперечну жорсткість. Розташування гідроциліндра попереду платформи дозволяє знизити масу платформи без зміни її міцності, що впливає на сприятливий розподіл статичних навантажень [8].

Перевагами такого розташування гідравлічного циліндра також є:

- скорочення гідравлічних втрат в трубопроводах гідроприводу; скорочення довжини трубопроводів від гідравлічного насоса до гідроциліндра;
- доступність для технічного обслуговування і ремонту.

До недоліків розташування гідроциліндра перед платформою є:

- велика довжина лапок гідроциліндра, що дещо ускладнює їх виробництво;
- при такому розташуванні гідроциліндра можливість вивантаження платформи здійснюється тільки назад.

На рисунку 1.6 показаний гідроциліндр автомобіля - самоскида [7, 11]. Для перекидання платформи застосовується телескопічний гідравлічний циліндр з трьома висувними плунжерами. Підведення робочої рідини в гідравлічний циліндр проводиться через штуцер розташований в днище гідроциліндра. Для забезпечення герметичності з'єднань, ущільнення плунжерів 2, 3, 4, корпусу 8 і днища 5 застосовуються круглі кільця ущільнювачів 11, 12, 13, 14. Для захисту поверхонь плунжерів, що труться від попадання пилу і бруду в плунжерах встановлені гумові захисні кільця 15, 16, 17. Для обмеження переміщення

плунжерів вниз, в нижній частині плунжерів встановлені пружинні стопорні кільця 18, 19.

Гідравлічний циліндр встановлюється в верхню 1 і нижню 20 опорні п'яти за допомогою двох кульових головок, які і закріплюються в опорах за допомогою кришок 9 болтами і пружинними шайбами. При установці, ремонті або заміні гідроциліндра, верхня і нижня опори змащуються [7, 11].

З метою утримання порожньої платформи в перекинутому назад положенні при проведенні робіт технічного обслуговування на автомобілі – самоскіді встановлюється упор платформи [7, 11].

Упор простий у виготовленні. Завдяки йому, безпека оператора підвищується в разі самовільного опускання платформи при пошкодженні рукава гідроприводу.

Недолік - недостатня надійність пристрою, при установці якого необхідний вихід оператора з кабіни в небезпечну зону, під платформу.

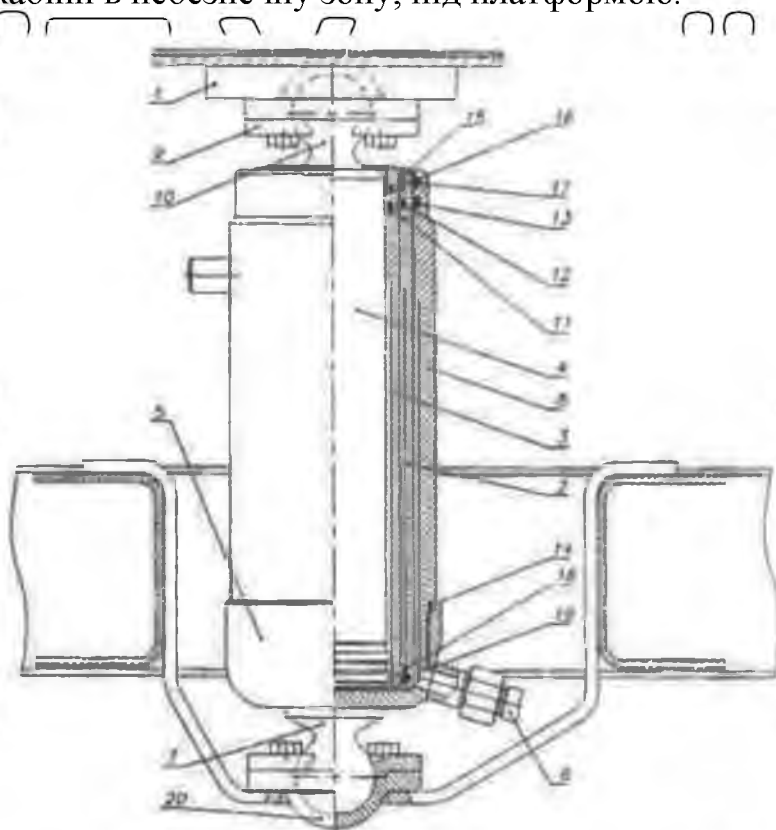




Рис. 1.6 Гідравлічний циліндр:

- 1 - верхня опорна п'ята; 2, 3, 4 - плунжери; 5 - днище; 6 - рукав високого тиску;
 7 - нижня кульова опора; 8 - корпус; 9 - кришка опори;
 10 - верхня кульова опора; 11, 12, 13, 14 - ущільнювальні кільця;
 15, 16, 17 - захисні кільця; 18, 19 - стопорні кільця; 20 - нижня опорна п'ята

1.1.2 Аналіз причин виробничого травматизму на транспортних роботах в агропромисловому виробництві

Проведені дослідження показали, що більшість нещасних випадків, зареєстрованих в сільськогосподарському виробництві пов'язане з експлуатацією та ремонтом сільськогосподарської техніки. При технічному обслуговуванні і ремонті гідравлічних приводів платформ і робочих органів сільськогосподарських мобільних машин щорічно гинуть від 5 до 30 чоловік, при травматичній ситуації – притискання платформою, що опускається та іншими гідрофікованими частинами і механізмами [6, 8, 11, 18, 35]. Порушення вимог безпеки операторами, у вигляді небезпечних дій потерпілих, стали основною групою причин загибелі в АПК України - 39,2%

Основними причинами нещасних випадків, з летальним результатом постраждалих в АПК працівників, стали:

- виконання технічних операцій від платформ сільськогосподарської транспортної техніки СТФ, що знаходиться в піднятому положенні - 30,7%;

- застосування несправних або невикористання захисних пристосувань - 3,2%;

- оперування з вузлами машин при працюючому двигуні - 10% та інші.

Досить висока частка виробничого травматизму - 27,2% пов'язана з

технічними несправностями і конструктивно-виробничими недоліками саморозвантажувальної транспортної техніки.



Рис. 1.7 Перелік несправностей, що призвели до летального результату постраждалих, %

На рисунку 1.7 представлений перелік несправностей, що призвели до смертельного результату оператора. З відомостей рисунка 1.7. видно, що найбільша кількість травм із смертельним результатом відбувається через несправність гідравлічного приводу.

Розслідуванням причин нещасних випадків виявлено, що найбільш

небезпечним джерелом травмування стали самоскиди (58,0% випадках), причепи - самоскиди - 23,2%, вантажні автомобілі - 10,1% та інші.

Розподіл відмов по системах та апаратах сільськогосподарської транспортної техніки та мобільних транспортних засобах показано на рисунках 1.8 і 1.9.

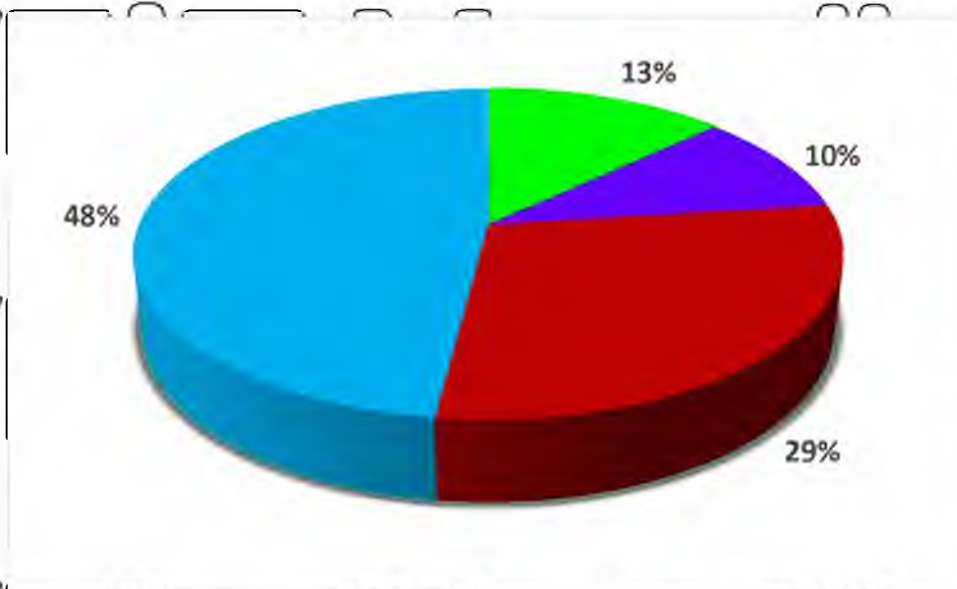


Рис. 1.8 Розподіл відмов в системах гідрофікованих ТЗ: гідропривод - 48%; електропривод - 29%; елементи механічних передач - 13%; двигун - 10% та ін.

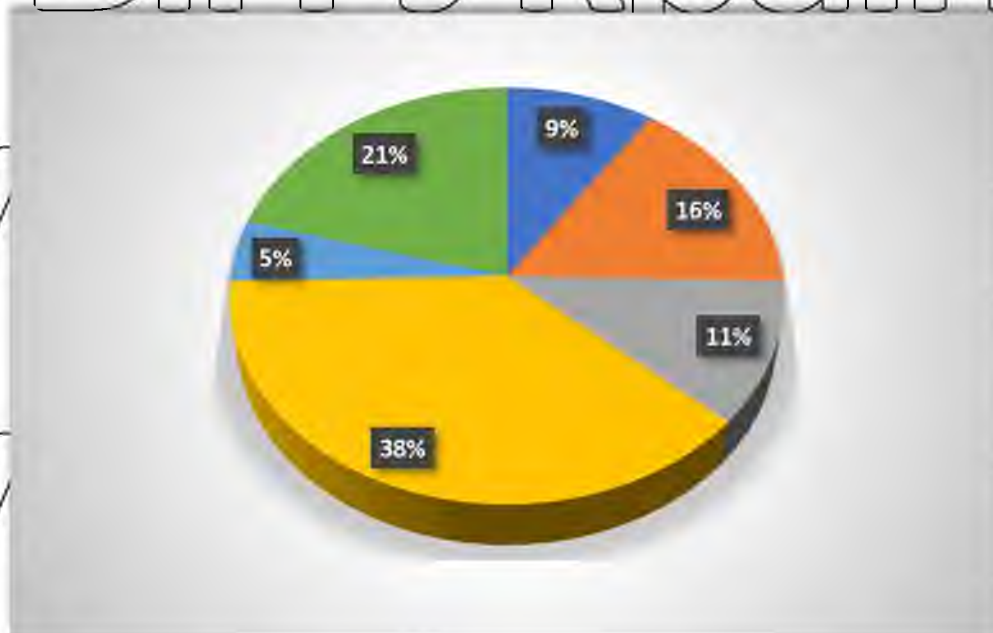


Рис. 1.9 Розподіл несправностей і відмов в гідравлічному приводі гідрофікованих ТЗ: гідравлічні магістралі - 27%; ущільнення - 24%; ущільнення гідроциліндра - 23%; керуюча апаратура - 10%; насоси - 7%; швидкоз'ємні з'єднання - 6%; інші причини - 3%.

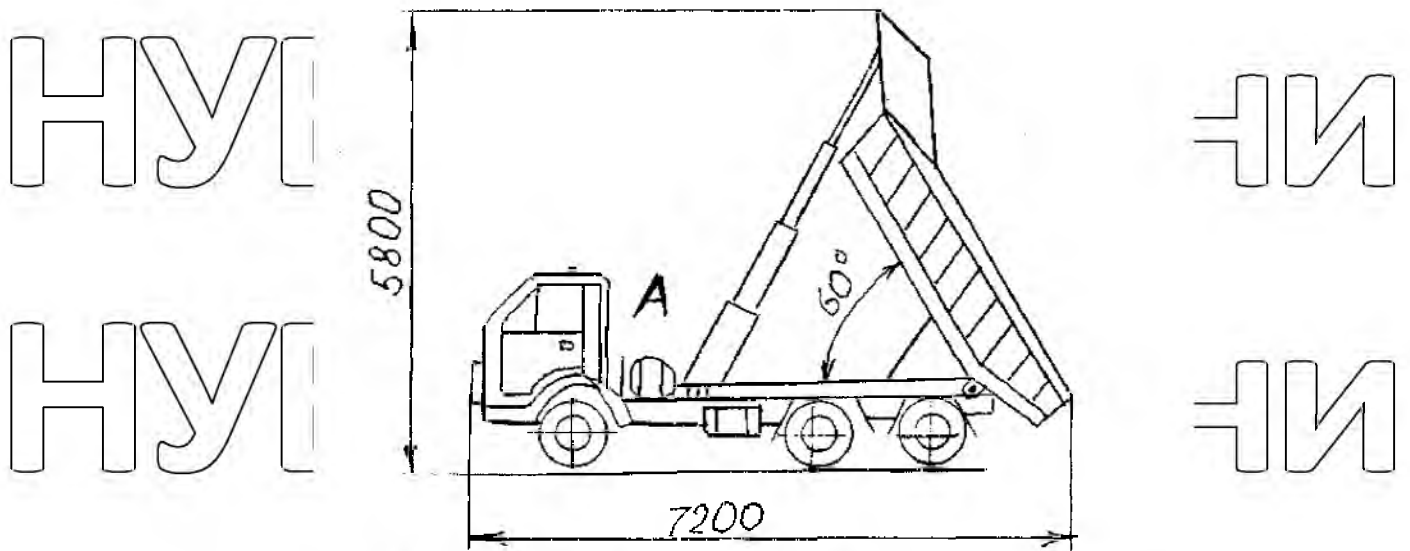


Рис. 1.10 Схема небезпечної зони вантажної платформи

Виконуючи технічне обслуговування або ремонтні роботи водій часто знаходиться в небезпечній зоні А під піднятою платформою (рис. 1.10) [6, 8, 15].

При порушенні герметичності гідравлічної системи гідроприводу (пошкодженні гідравлічних шлангів), час аварійного опускання платформи становить від 1 до 1,5 с., Тоді як час реакції людини на небезпеку, становить понад 2 секунди.

Однак небезпечна зона не обмежується контуром платформи, при аварійній ситуації ця зона розширюється, при цьому утворюється додаткова зона В, небезпечна для оператора (рис. 1.11).

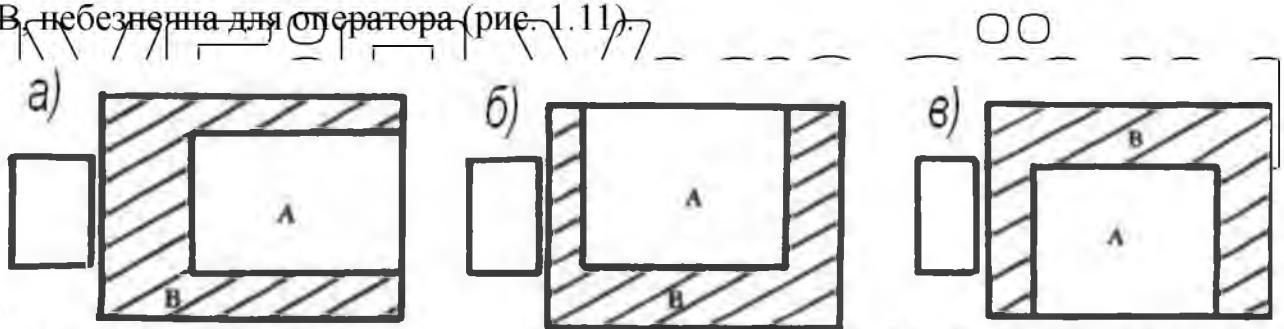


Рисунок 1.11 - Схема додаткової небезпечної зони

Залежно від росту людини, ширина додаткової небезпечної зони становить від 0,70 до 0,90 м. Що підтверджено експериментальними дослідженнями.

Щорічно до 90% травм, пов'язаних з експлуатацією платформ самокидної техніки, закінчується летальним або тяжким наслідком. Даний вид травматизму відбувається також через недотримання працівниками техніки безпеки, а саме,

не встановлення запобіжного упору. На встановлення запобіжного упору витрачається, близько 70 с. Запобіжний упор встановлюється при повністю піднятій платформі, при збігу двох отворів, куди і встановлюється запобіжний упор, що не завжди виконується як водієм, так і іншими працівниками [80,81].

Вивчення самоскидного транспорту показало, що в даний час не існує підйомних автомобільних пристроїв для жорсткої фіксації вантажної платформи.

Для вирішення проблеми забезпечення безпеки операторів вчені та інженери В.С. Шкрабак, Д.І. Канапка, І.Я. Класмейя, В.П. Махін, В.В. Шкрабак, Е.Н. Хрістофоров розробили велику кількість технічних пристроїв, що виключають травмування операторів, які перебувають в зоні підйому - опускання платформ.

1.2 Огляд конструкцій запобіжних і блокувальних систем

1.2.1 Механічні блокувальні засоби

На рисунку 1.12 представлений запобіжний упор для скидного пристрою платформи транспортного засобу, розроблений Я.В. Білим, А.Д. Пилипенко, (а.с. №542667 В 60Р 1/28).

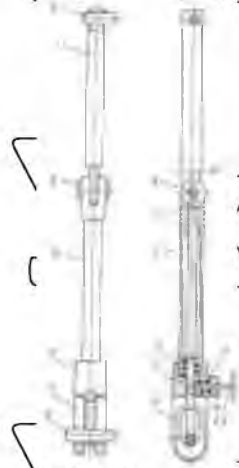


Рис. 1.12 Запобіжний упор

Недолік запобіжного упору - недостатня надійність механічного пристрою.

Упори платформ, що застосовуються на інших автомобілях і причепах-самоскидах, не мають принципових конструктивних відмінностей.

1.2.2 Електричні засоби

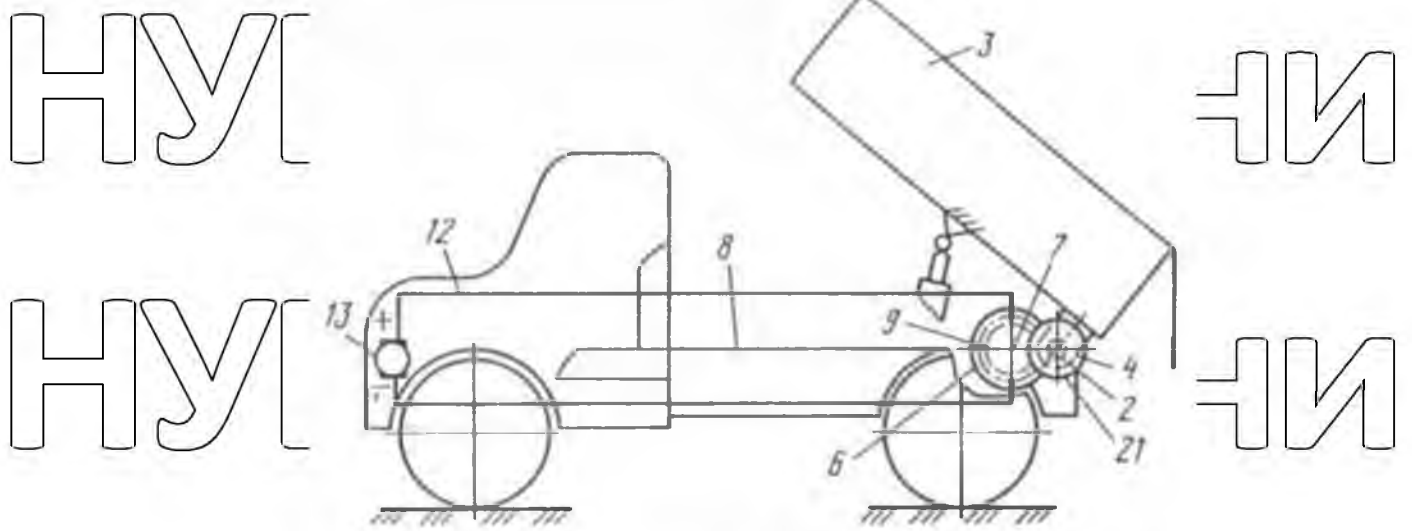


Рис. 1.13 Пристрій для гальмування кузова

До переваг даного пристрою слід віднести його здатність підвищити безпеку операторів в разі самовільного опускання кузова самоскида або тракторного причепа, викликаного, наприклад, витоком робочої рідини.

1.2.3 Електромеханічні засоби

Мелік - Саркисянц А.С., Омельченко І.А., Степанова Л.А. Канашка Д.І., Махін В.П. розробили запобіжний механізм скидного пристрою кузова самоскида (рис. 1.14, а.с. SU 1311962 А1).

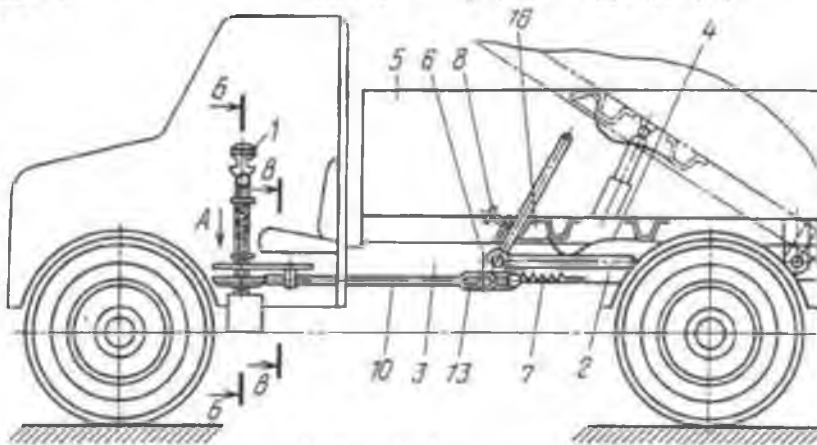


Рис. 1.14 Запобіжний механізм скидного пристрою

1.2.4 Гідравлічні засоби

На рисунку 1.15 представлено пристрій для автоматичного регулювання швидкості опускання платформи автомобіля - самоскида, розроблене (А.с. SU 1216047 А).

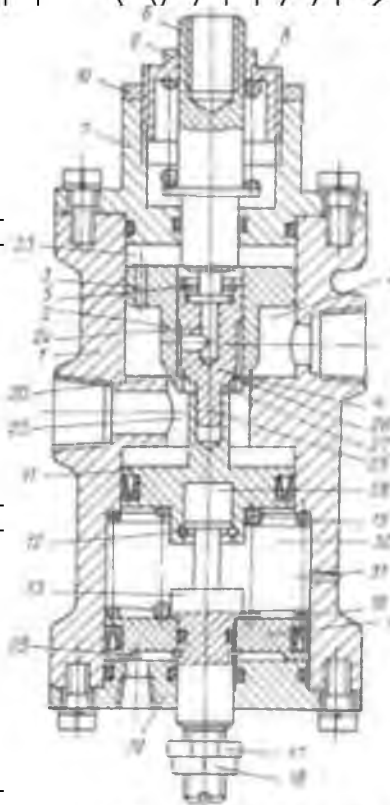


Рис. 1.15 Поздовжній розріз пристрою для автоматичного регулювання швидкості опускання платформи самоскида

Цей пристрій дозволяє автоматично, без втручання оператора, регулювати швидкість опускання платформи, тобто виключається можливість знаходження оператора під платформою в небезпечній зоні.

Однак неможливість фіксації платформи в піднятому положенні, при механічних відмовах, є недоліком пристрою.

1.3 Перспективні пристрої для запобігання самовільного опускання (падіння) платформи

Перспективним напрямком, на думку багатьох вчених, є розробка

технічних пристроїв безпеки, які перебувають в самому - гідравлічному циліндрі.

[129]. Зокрема, Д.Н. Мачурін і В.В. Остащенко пропонують застосовувати в якості гідроциліндра багатоступінчастий телескопічний гідроциліндр, схема якого представлена на рисунку 1.16.

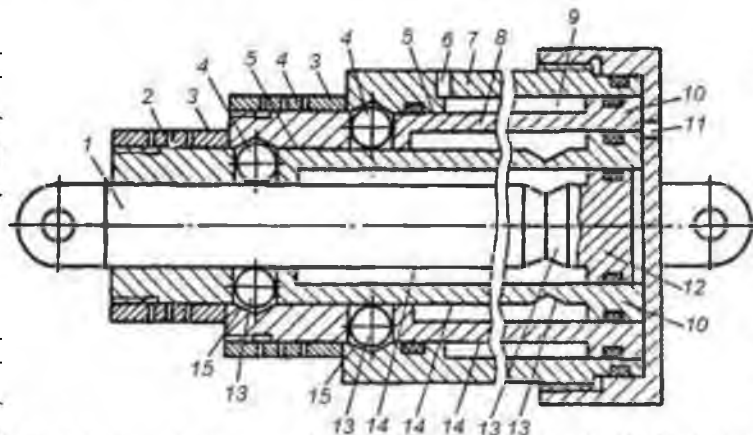


Рис. 1.16 Схема багатоступінчастого телескопічного гідроциліндра

Виконаний пошук літературних і патентних джерел, що містять опис сучасних технічних систем, що запобігають несанкціоноване (аварійне) опускання (падіння) платформ, дозволяє класифікувати ці системи за такими основними ознаками (рис 1.17):



Рис. 1.17 Класифікація запобіжних і блокувальних систем вантажних самоскидних платформ

Висновки до 1 розділу

В результаті виконаних досліджень:

1. Встановлено, що на підприємствах АПК України, при експлуатації сільськогосподарських машин щорічно гинуть від 5 до 30 осіб. При цьому до 60,0% постраждалих отримують травми в результаті відмов гідроприводу.

2. Доведено, що найбільш небезпечним джерелом травмування стали автомобілі - самоскиди - 58,0% випадків, причепи - самоскиди - 23,2%. Основна травматична ситуація пов'язана з притисканням водія мимовільним опусканням вантажної платформи.

3. Аналіз наслідків відмов гідроприводів скідного пристрою сільськогосподарської транспортної техніки показав, що найбільш часто в гідроприводах відмовляють гідравлічні магістралі, (27%) відмов.

4. Огляд запобіжних і блокувальних систем, використовуваних в даний час в гідроприводах сільськогосподарських транспортних засобів, виявив, що

вони не виконують свої функції при збільшенні зовнішнього навантаження. При максимальному навантаженні (з керівництва по експлуатації), навіть при наявності стандартних пристроїв які уповільнюють, швидкість опускання платформ стає неприпустимою.

5. Існуючі методи математичного моделювання елементів гідроприводу, робочого процесу виконавчого гідроциліндра, засновані на побудові систем диференційних рівнянь руху окремих елементів, мають масу припущень і не дозволяють з достатньою точністю їх вирішити відомими математичними методами.

Аналіз стану проблеми, відомі нам джерела науково - технічної інформації та наведені вище висновки дозволяють визначити мету і завдання досліджень, представлених на початку розділу.

НУБІП УКРАЇНИ

2.1. Огляд методів математичного моделювання параметрів гідроциліндра

Як показав огляд конструкцій, найбільше застосування в гідравлічному приводі платформи отримали гідроциліндри односторонньої і двосторонньої дії [17,25].

В гідроциліндрі односторонньої дії робочий хід поршня відбувається під дією тиску робочої рідини, а зворотний хід, під дією ваги порожньої платформи, якщо ж необхідне зусилля для зворотного ходу недостатньо, додатково встановлюються пружини.

Прямий і зворотний хід поршня в гідравлічних циліндрах двосторонньої дії здійснюються під дією тиску робочої рідини. Гідроциліндри двосторонньої дії можуть мати односторонній або ж двосторонній штоки.

При необхідності, застосовують телескопічні гідроциліндри, тобто циліндри з декількома штоками, в яких робочий хід поршня перевищує довжину корпусу,

До основних технічних показників гідравлічних циліндрів відносять: коефіцієнт корисної дії, витрата робочої рідини, тиск в гідроприводі, потужність гідравлічного насоса, швидкість руху і зусилля на вихідній ланці, діаметри штока і поршня.

$$Q = \frac{v_{ш} F_{ш}}{\eta_{ш}} \quad (2.1)$$

де $v_{ш}$ - лінійна швидкість штока, мм/с;

$F_{ш}$ - робоча площа поршня, м².

При прямому ході гідравлічного циліндра двосторонньої дії робоча площа поршня дорівнює:

$$F_{ш.п.} = \frac{\pi D^2}{4}$$

а при зворотному ході дорівнює:

НУБІП України

$$F_{ш.п.} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

При прямому ході зусилля на штоку визначають за формулою:

$$P_{ш.п.} = \frac{\pi}{4} [p_1 D^2 - p_2 (D^2 - d^2)] \eta_{д.г.} \pi_{д.м.} \quad (2.2)$$

НУБІП України

при зворотному ході:

$$P_{ш.п.} = \frac{\pi}{4} [(D^2 - d^2) p_1 - D^2 p_2] \eta_{д.г.} \eta_{д.м.} \quad (2.3)$$

Динамічні процеси, що проходять в силовому гідроциліндрі описані рівнянням нерозривності потоку робочої рідини [44]:

НУБІП України

$$\frac{dx}{dt} S_i + Q_{ут} + Q_{сж} = Q_{н} \quad (2.4)$$

Рівняння руху поршня описані формулою:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + F_{ТР} \left(\frac{dx}{dt}, t \right) \text{sign} \frac{dx}{dt} + F(t) = p_1 S_1 - p_2 S_2 \quad (2.5)$$

де x - поточна координата поршня;

НУБІП України

S_1 та S_2 - площі поршня в нагнітальній та зливній порожнинах гідроциліндра, м²;

$Q_{ут}$ та $Q_{сж}$ - втрати витрати на витікання і на стиск робочої рідини;

$Q_{н}$ - масова витрата рідини, що надходить в нагнітальну порожнину

НУБІП України

гідроциліндра за одиницю часу;

m - маса рухомих частин гідроприводу, кг;

нелінійна характеристика сил тертя:

$$F_{ТР} \left(\frac{dx}{dt}, t \right) \text{sign} \frac{dx}{dt}$$

НУБІП України

$F(t)$ - зовнішні сили, прикладені до поршня;

p_1 і p_2 - тиск робочої рідини в нагнітальній та зливній порожнинах гідроциліндра.

Втрати на виток робочої рідини через еквівалентний зазор, вважаючи

НУБІП України

потік витоків ламінарним, визначають за формулою:

$$Q_{ут} = C_{yд} d_{п}^2 \frac{\Delta p}{\mu}$$

Сили тертя ущільнення штока є функцією тиску рідини в порожнині

циліндра, окремо для ущільнюючих вузлів поршня і штока гідроциліндра.

Автори роботи наводять такі висновки [43,44]:

Теоретичні дослідження за отриманими математичними моделями для розрахунку сили тертя поршневого і штокового ущільнень гідравлічних циліндрів підтверджуються результатами експериментальних досліджень.

При швидкості переміщення поршня менше 17 мм/с, при тиску робочої рідини і її перепаді більше 10 МПа, гідравлічний циліндр має найбільший ресурс.

Робочою рідиною для силових гідравлічних циліндрів гідроприводів сільськогосподарської транспортної техніки рекомендується гідравлічна рідина марок АМГ - 10, МГЕ - 10А [3,16].

Розіб'ємо систему гідроприводу на окремі вузли. При такому підході математична модель теплового розрахунку, описана рівнянням:

$$\frac{dx}{dt} = [C_{Ж}T_i \sum_i^n G_i + C_{Ж}T_{(i+1)} \sum_i^{n+1} G_{i+1} - K_i F_i (T_i - T_0) + N] \frac{1}{M_i C_m} \quad (2.6)$$

Де $C_{Ж}$ та C_m - теплоємність робочої рідини та матеріалу вузла підсистеми;

G_i та G_{i+1} - масовий потік робочої рідини, що входить і виходить (I + 1) з розрахункового вузла;

K_i та F_i - коефіцієнти теплопередачі та поверхня теплопередачі;

N - теплота, що виділяється в розглянутому вузлі;

T_0 - температура навколишнього середовища, K;

M_i - маса розрахункового вузла, включаючи масу робочої рідини, кг.

В роботі [44] виконано аналіз математичних моделей гідроприводу, форсованого за тиском.

Математична модель без золотникового гідроударного пристрою представлена в роботі [43,44]. Математична модель являє систему рівнянь, що включає: рівняння витрат, які враховують умова нерозривності потоку робочої рідини, рівняння руху рухомих частин у вигляді основного рівняння динаміки; рівняння зв'язку між параметрами потоку. Математична модель описує фази роботи гідроударного пристрою: фазу введення рухливих частин; фазу розгону

рухомих частин; фазу гальмування і відкриття пружного елемента.

Рішення системи нелінійних диференціальних і алгебраїчних рівнянь в розглянутій математичній моделі гідроприводу представлено в роботі [43,44].

Тільки за допомогою чисельних методів на ПК можна отримати правильне рішення даних рівнянь. Математична модель гідравлічного приводу з гальмівним пристроєм, запобіжним клапаном, з урахуванням стисливості робочої рідини, зведена в систему рівнянь Коші.

$$\frac{dv}{dt} = V;$$

$$\frac{dv}{dt} = V \frac{1}{m} [p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_1 - F_2];$$

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{E_{1ж}}{(W_{1,0} - S_1 y)} (Q_1 - S_1 V);$$

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{E_{1ж}}{(W_{1,0} - S_2 y)} (Q_1 - S_1 V);$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{E_{1ж}}{(W_{2,0} - S_2 y)} (S_2 V - Q_1);$$

$$\frac{dq}{dt} = C_1 (P_B + P_H + \rho g h_1 - \Delta P_1 - \Delta P_{1P} - P_{1K});$$

де $m, S_1, S_2, C_1, C_2, P, g, h_1, h_2, W_{1,0}, W_{2,0}, W_1, W_2, E_{1ж}, E_{2ж},$

$$F_f = F_f(V, P_1, P_2); F_H = F_H(t, V); P_H = P_H(Q); \Delta P_1 = \Delta P_1(Q);$$

$$\Delta P_{1P} = \Delta P_{1P}(Q); \Delta P_2 = \Delta P_2(Q); \Delta P_{2P} = \Delta P_{2P}(Q);$$

$$\Delta P_{2P} = \Delta P_{2P}(Q_{сл}, t); \Delta P_{вх} = \Delta P_{вх}(Q_1); \Delta P_{вих} = \Delta P_{вих}(Q_2, y);$$

$\Delta P_T = \Delta P_T(Q_2, y);$ - константи та функції, отримані з математичного опису елементів гідроприводу;

$$y = y(t); V = V(t); P_1 = P_1(t); P_2 = P_2(t); P_{1,к} = P_{1,к}(t); ; Q = Q(t);$$

$Q_{сл} = Q_{сл}(t)$ - шукані функції.

В роботі [44] для проведення динамічного аналізу схем гідроприводу, вся вихідна інформація представлена двома складовими частинами:

- інформація про структурній схемі гідравлічного приводу;

- інформація, яка містить фізичні константи і конструктивні параметри елементів.

Для розрахунків складається вихідна таблиця даних, де окремим рядком описується кожен елемент схеми в формальному вигляді. При цьому:

НУБІП України

де V_0 - початковий обсяг рідини в напірній магістралі, віднесений до температури $\theta_0 = 20^\circ \text{C}$;

НУБІП України

Δp - середня стисливість або відносна деформація рідини на одиницю часу зміни тиску p .

2.2 Фактори, що впливають на безпеку експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки

НУБІП України

В даний час складна конструкція технічних систем і устаткування сільськогосподарської транспортної техніки, величезна кількість людей, які беруть участь в організації та забезпеченні безпеки транспортно - технологічних процесів агропромислового виробництва за участю сільськогосподарської

НУБІП України

транспортної техніки, експлуатація СТТ в різних дорожніх і кліматичних умовах, викликають різноманітність небезпечних факторів, що негативно впливають на їх безпеку в експлуатації. В першу чергу, ці фактори діляться на: позитивні

НУБІП України

(сприятливі) та негативні (несприятливі). Негативні фактори, що діють на СТТ, можуть призводити до несприятливого результату експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки - інцидентів, аварій та катастроф. Як правило, несприятливі фактори взаємопов'язані один з одним та за характером дії бувають випадкові і нестійкі. Тому незадовільний результат експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки може бути наслідком

НУБІП України

впливу багатьох чинників, що негативно впливають на безпеку експлуатації транспортно-технологічного процесу, в цілому [31,39].

НУБІП України

Інтегральний вплив позитивних і негативних чинників на рівень безпеки експлуатації транспортно-технологічного процесу розраховується за результатами багаторічної експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки. Щоб оцінити вплив окремих факторів або їх різноманіття, необхідно розглянути їх природу появи з причини виникнення та характером появи негативних наслідків [20].

Рівень безпеки експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки визначається властивостями системи «водій - транспортна техніка - навколишнє середовище» (В-ТТ-НС). Система В-ТТ-НС є об'єктом дослідження безпеки транспортних робіт в аграрному виробництві.

В підсумку, система «водій - транспортна техніка - навколишнє середовище» складається з наступних, взаємодіючих між собою систем, які показані на рисунку 2.1:

- систему проектування, створення сільськогосподарської транспортної техніки;
- систему технічної підготовки водіїв, інженерних працівників, які забезпечують безпеку сільськогосподарської транспортної техніки;
- організаційну систему забезпечення безпеки сільськогосподарських транспортних робіт



Рисунок 2.1 – Взаємодія систем, які забезпечують безпеку експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки

З огляду на те, що система «водій - транспортна техніка - навколишнє середовище» є різноманітною системою, кожен елемент включає технічні елементи системи і людини. Всі фактори, що несприятливо впливають на безпеку експлуатації СТТ, діляться на кілька груп:

- ❖ чинники, пов'язані із сільськогосподарською транспортною технікою;

◆ чинники, пов'язані особистістю людини (водія);
◆ фактори, пов'язані з дорогою і зовнішньої навколишнім середовищем.

Розглядаючи представлену групу факторів, бачимо, що перші дві групи факторів є ланками внутрішніх властивостей системи (В-ТТ-НС), при цьому співвідношення факторів кожної ланки системи «водій - транспортна техніка - навколишнє середовище», пов'язаних із сільськогосподарською транспортною технікою та чинників, пов'язаних з особистістю людини (водія) та їх конкретизація, завжди будуть різними. Вважаючи, що ланка системи «водій - транспортна техніка» в забезпеченні безпеки експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки є визначальною, визначимо загальні чинники, пов'язані із сільськогосподарською транспортною технікою для даної ланки.

Ці чинники можна розподілити за такими групами:

- ◆ група проектно-конструктивної та технологічної досконалості сільськогосподарської транспортної техніки;
- ◆ група надійності (безвідмовності) і працездатності технічних систем сільськогосподарської транспортної техніки та обладнання;
- ◆ група експлуатаційної технологічності сільськогосподарської транспортної техніки;
- ◆ група контролепридатності і ремонтпридатності технічних систем і устаткування сільськогосподарської транспортної техніки;
- ◆ група ергономічної бездоганності сільськогосподарської транспортної техніки.

Групи надійності, експлуатаційної технологічності, контролепридатності і ремонтпридатності в сукупності характеризують досконалість експлуатаційних властивостей сільськогосподарської транспортної техніки. Експлуатаційна недосконалість сільськогосподарської транспортної техніки, з цієї комплексною характеристикою, призводить до виникнення помилок у працівника, що експлуатує техніку, в процесі експлуатації, ремонту сільськогосподарської транспортної техніки, її відмови і несправності.

Сільськогосподарська транспортна техніка повинна відповідати можливостям водія, що визначає досконалість її ергономічних характеристик. До таких характеристик відносять:

- характеристики стійкості сільськогосподарської транспортної техніки;
- характеристики керованості сільськогосподарської транспортної техніки;
- характеристики систем відображення інформації для водія;
- ступінь автоматизованого управління сільськогосподарської транспортної техніки та інші характеристики.

Як правило, такі характеристики, визначаються якістю контакту між водієм і сільськогосподарською транспортною технікою, її недостатня ергономічна досконалість призводять до помилкових дій водія при експлуатації і ремонті сільськогосподарської транспортної техніки.

Другу групу чинників, пов'язаних особистістю людини (водія), визначають, як порушення узаконених правил, несправомірна дія чи бездіяльність працівників, які пов'язані з організацією, забезпеченням та виконанням проблем безпеки експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки. Ці фактори виступають як цілком конкретна причина, закладена в індивідуальних

особливостях водіїв. До них відносять:

- професійний рівень підготовки водія;
- психофізичний стан водія;
- дисциплінованість водія;
- особисті особливості водія та інші.

Третю групу чинників, пов'язаних з дорогою і зовнішньої навколишнім середовищем, визначають як чинники природного середовища, які негативно впливають на безпеку експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки.

До цієї категорії факторів відноситься також наявність в навколишньому середовищі різних зовнішніх предметів, які можуть потенційно впливати на безпеку сільськогосподарських транспортних робіт.

Окремі природні явища можуть безпосередньо впливати на безпеку

сільськогосподарських транспортних робіт, інші викликатимуть несправності і відмови сільськогосподарської транспортної техніки, треті викликатимуть помилки водія під час експлуатації та ремонту машин.

З вище наведеного випливає, що рівні по результату негативних наслідків, негативні фактори можуть мати різну причину свого виникнення. Це дозволяє розділити несприятливі фактори, за характером негативних наслідків, на три групи: несправність сільськогосподарської транспортної техніки, помилки водія і обслуговуючого сільськогосподарську транспортну техніку персоналу, несприятливі кліматичні умови [101,115].

Велика кількість факторів, що негативно впливають на безпеку експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки, вимагають наукового аналізу причин їх появи, оцінки кожного фактору за ступенем небезпеки, розробки профілактичних інженерно - технічних заходів, які дозволять забезпечити безпеку сільськогосподарських транспортних робіт [115].

2.2. Обґрунтування конструктивних параметрів силового гідроциліндра гідроприводу платформи сільськогосподарської транспортної техніки

Різноманіття конструкцій і широкий діапазон сільськогосподарських гідрофікованих машин привело до розробки великої різноманітності гідравлічних циліндрів. Об'ємний гідромотор з зворотно поступальним рухом вихідної ланки називається гідроциліндром. Гідравлічні циліндри широко застосовуються в якості виконавчих пристроїв різних гідрофікованих машин з гідроприводом.

Гідравлічні циліндри класифікуються за конструкцією і принципом дії відповідно до ГОСТ 17752-81. У даній роботі ця класифікація буде показана лише частково [10, 33, 38].

Діаметр поршня, діаметр штока і номінальний тиск - основні параметри, що характеризують силові можливості гідроциліндрів.

Гідравлічні циліндри класифікуються:

1. За принципом дії: гідроциліндри діляться на дві групи:

– гідроциліндри односторонньої дії. Рух вихідної ланки, у таких гідроциліндрах можливий тільки в одному напрямку, рух здійснюється під дією тиску робочої рідини; гідроциліндри двосторонньої дії. Рух вихідної ланки у таких гідравлічних циліндрах здійснюється під дією тиску робочої рідини в двох напрямках.

2. За конструктивним виконанням робочого органу:

– поршневі гідроциліндри, робочі камери утворені робочими поверхнями корпусу циліндра і поршня. Вони можуть бути з одностороннім або двостороннім штоком. Перші в протилежних напрямках мають різні за величиною вихідні параметри (зусилля і швидкість), а другі – однакові в обох напрямках.

– плунжерні гідроциліндри, їх робочі камери утворені поверхнями корпусу циліндра і плунжера. Плунжер являє собою подовжений, з виходом з корпусу, циліндр, що виконує функцію одностороннього штока. Ці гідроциліндри технологічно простіше, оскільки не вимагають обробки внутрішньої поверхні корпусу гідроциліндра.

– телескопічні гідроциліндри, у яких є кілька розташованих поршнів, що переміщуються один щодо іншого. Хід поршня в даному гідроциліндрі дорівнює сумі ходів всіх поршнів. Зазвичай хід поршня більше довжини корпусу самого гідроциліндра. У цих гідроциліндрах внутрішня порожнина штока великого циліндра є циліндром для поршня меншого діаметру. Послідовність руху поршнів визначається навантаженням на них.

Першим буде висуватися менш навантажений поршень.

На поршень гідравлічного циліндра однієї дії рідина може чинити тиск тільки з одного боку. Тут рух поршня в одному напрямку забезпечується за рахунок тиску робочої рідини. Якщо тиск підводиться в ліву порожнину гідроциліндра, поршень рухається вправо. Рух поршня в зворотному напрямку, в гідроциліндрах односторонньої дії забезпечується вагою ненавантаженої

платформи.

У гідравлічному циліндрі двосторонньої дії, переміщення робочого органу здійснюється в двох напрямках. Переміщення поршня забезпечується за рахунок тиску робочої рідини. У гідравлічних циліндрах робоча рідина може підводитися як у ліву порожнину, тоді поршень рухається вправо, так і вправо, для забезпечення руху в зворотному напрямку.

Різновиди схем гідроциліндрів представлені на рисунку 2.2

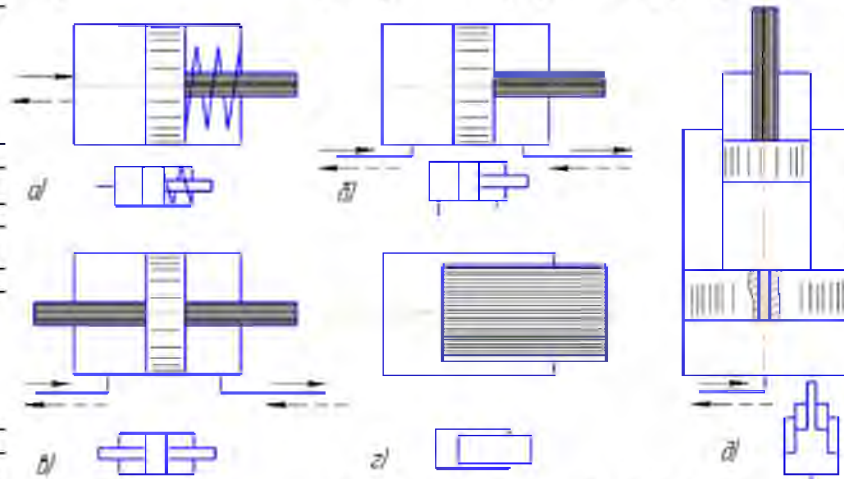


Рис. 2.2 Схеми основних типів гідроциліндрів:

- а) Схема поршневого гідроциліндра односторонньої дії; б) схема поршневого гідроциліндра двосторонньої дії; в) схема гідроциліндра поршневого дії з двостороннім штоком; г) схема плунжерного гідроциліндра; д) схема телескопічного гідроциліндра односторонньої дії

3. За конструкцією гідроциліндри підрозділяються на: а) циліндри з робочим органом у вигляді поршня:

- одностороннім штоком;
- двостороннім штоком.

б) циліндри з робочим органом у вигляді плунжера. Плунжерні гідравлічні циліндри можуть бути тільки односторонньої дії, з одностороннім штоком.

4. За характером ходу вихідної ланки:

- гідроциліндри одноступінчасті;
- гідроциліндри телескопічні (багатоступінчасті).

Багатоступінчасті (телескопічні) гідравлічні циліндри являють собою

кілька вставлених один в одного гідроциліндри.

На рисунку 2.2д представлена схема телескопічного двоступеневого гідроциліндра односторонньої дії. У цьому гідравлічному циліндрі поршні висуваються послідовно один за одним. Для отримання великих переміщень, найбільш доцільно застосовувати телескопічні гідроциліндри.

Показником працездатності гідроциліндрів є коефіцієнт корисної дії (ККД), який визначається, в першу чергу, величиною механічного ККД η_m . Для багатьох конструкцій гідравлічних циліндрів ККД становить від 0,85 до 0,95.

Якщо в гідравлічному циліндрі відсутні втрати, його гідравлічний ККД дорівнює одиниці ($\eta = 1$). У розглянутих гідроциліндрах втрати можуть бути в зазорах між поршнем і стінкою гідроциліндра. Однак при ущільненні даного місця фтороластовим кільцями або гумовими манжетами, вони дуже незначні. У такій ситуації об'ємний ККД можна вважати рівним одиниці ($\eta_o = 1$).

Для розрахунку параметрів гідроциліндра використовуємо розрахункову схему, представлену на рисунку 2.3

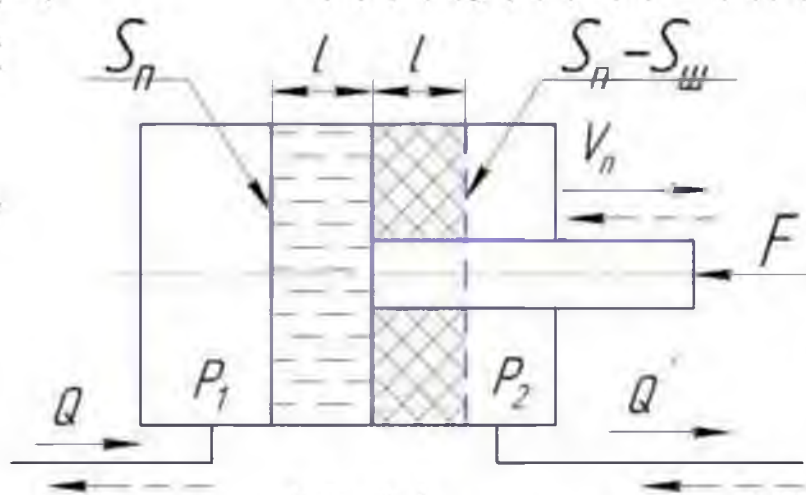


Рисунок 2.3 - Розрахункова схема параметрів гідроциліндра

При розрахунку параметрів враховується: сила на вихідному штоку F ; перепад тисків на поршні $p = p_1 - p_2$; витрата гідравлічної рідини; швидкості руху поршня.

Формула, яка враховує навантаження на штоку F і перепад тисків на поршні, має вигляд

$$F = p \cdot S \cdot \eta_M \quad (2.7)$$

де S – активна площа, m^2 . На активну площу діє значний тиск, який підводиться до циліндра.

При русі гідравлічної рідини, як показано суцільними стрілками на розрахунковій схемі рисунка 2.3, активною площею є площа всього поршня $S = S_{\Pi}$. При зворотному русі гідравлічної рідини, рух по штриховим стрілкам на схемі, активна площа дорівнює площі поршня мінус площа штока $S = S_{\Pi} - S_{Ш}$.

Формула, що зв'язує витрату гідравлічної рідини і швидкість руху поршня

$$Q = V_{\Pi} \cdot S_{\Pi} \cdot \eta_o \quad (2.8)$$

або

$$Q = V_{\Pi} \cdot (S_{\Pi} - S_{Ш}) \cdot \eta_o \quad (2.9)$$

Формула витрати рідини представлена в двох видах. Це пов'язано з тим, що витрата гідравлічної рідини до надходження в гідроциліндр і витрата після нього – різні. Прокоментуємо це наступним чином. Уявімо, що поршень перемістився з нульового положення вправо на відстань, рівну товщині поршня, заштрихована площа на малюнку 2.3. В такому випадку в ліву порожнину гідроциліндра надходить обсяг гідравлічної рідини, що дорівнює об'єму поршня.

$$W = S_{\Pi} \cdot l \quad (2.10)$$

де l – висота поршня, м.

При цьому з правої порожнини витіснився менший об'єм робочої рідини який дорівнює

$$W' = (S_{\Pi} - S_{Ш}) \cdot l \quad (2.11)$$

Об'єм W' на рисунку 2.3 заштрихований. Із співвідношення об'ємів W і W' видно, що витрати гідравлічної рідини до гідроциліндра і витрата гідравлічної рідини після гідроциліндра пов'язані залежністю:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{S_{\Pi}}{S_{\Pi} - S_{Ш}} \quad (2.12)$$

Кожний гідроциліндр на гідравлічних схемах зображується спрощеною схемою.

В даний час дуже велике застосування в автомобілебудуванні отримали телескопічні гідроциліндри одне -, двох -, три-і п'ятиступеневі. Практика

показує, що при виборі їх числа необхідно знати, що їх збільшення пов'язане зі зростанням ваги і складності конструкції гідроциліндра, збільшенням його вартості. Дуже важливо знати, що зі збільшенням числа ступенів гідроциліндра збільшується нерівномірність величини швидкості руху штоків. Тому, гідроциліндри з меншим числом ступенів мають більше переваг в порівнянні з великим числом ступенів. Для зменшення числа ступенів необхідно збільшити початкову довжину циліндра l_0 .

2.2.1 Розрахунок числа ступенів і робочого ходу циліндрів

Число ступенів телескопічного гідроциліндра n залежить від величини відношення робочого ходу гідроциліндра $l_{роб}$ до початкової довжини l_0 і визначається з урахуванням досліджень конструкцій гідроциліндрів, застосовуваних в даний час [6, 14, 15]

$$n = \frac{l_{роб}}{l_0}$$

Для розрахунку робочого ходу окремих ступенів гідроциліндра використовуємо схему, представлену на рисунку 2.4.

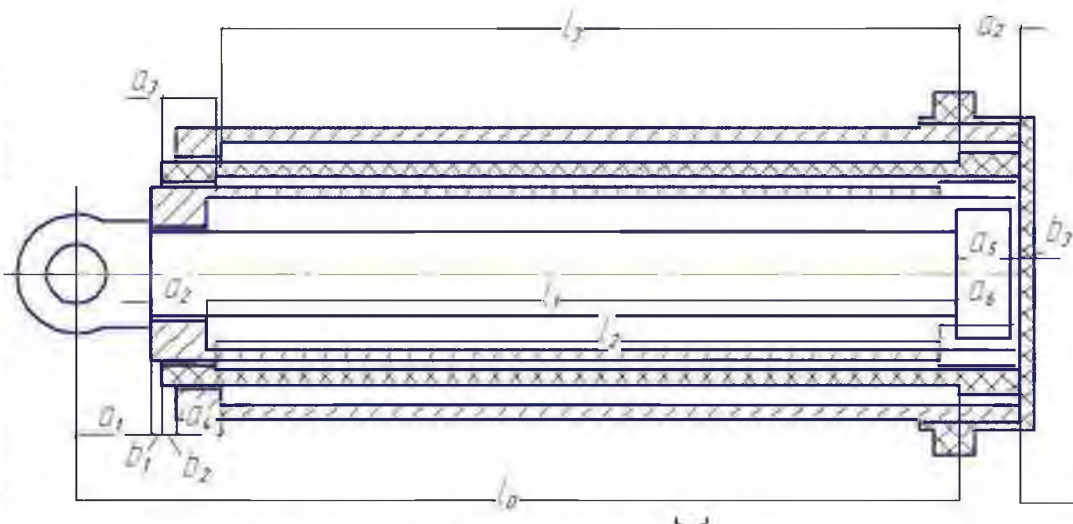


Рис. 2.4 Схема багатоступінчастого гідроциліндра

Введемо необхідні для розрахунку позначення.

l_1 - робочий хід першого ступеня гідроциліндра.

l_2 - робочий хід другого ступеня гідроциліндра;

l_3 - робочий хід третього ступеня гідроциліндра.

Робочий хід першого, другого та третього ступеня гідроциліндра, з урахуванням схеми на рисунку 2.4, визначаються за формулами:

$$l_1 = l_0 + x - a_1 - a_2 - a_5 - \delta_3$$

$$l_2 = l_0 + x - a_1 - \delta_1 - a_3 - a_6 - \delta_3$$

$$l_3 = l_0 + x - a_1 - \delta_1 - \delta_2 - a_4 - a_7$$

$$l_{\text{РОБ}} = l_1 + l_2 + l_3 \quad (2.13)$$

У рівняннях (2.13) всі параметри, крім l_1 , l_2 , l_3 та x вибираються з урахуванням досвіду проєктованих раніше гідроциліндрів. Значення a_i і δ_i беруть з довідкових таблиць для використовуваних для розрахунку конструктивних параметрів гідроциліндрів. Дані значення параметрів залежать в першу чергу, від обраної вантажопідйомності циліндра.

Додатково введемо такі позначення A_1 , A_2 , A_3 :

$$A_1 = l_0 - a_1 - a_2 - a_5 - \delta_3$$

$$A_2 = l_0 - a_1 - \delta_1 - a_3 - a_6 - \delta_3$$

$$A_3 = l_0 - a_1 - \delta_1 - \delta_2 - a_4 - a_7$$

$$(2.14)$$

З урахуванням цих позначень системи рівнянь (2.13) набуде вигляду

$$l_1 = x + A_1 \quad l_2 = x + A_2 \quad l_3 = x + A_3$$

$$l_{\text{РОБ}} = 3x + A_1 + A_2 + A_3 \quad (2.15)$$

Вирішивши систему рівнянь (2.8), отримаємо

$$x = \frac{l_{\text{РОБ}} - A_1 - A_2 - A_3}{3}$$

$$l_1 = \frac{l_{\text{РОБ}} - 2A_1 - A_2 - A_3}{3}$$

$$l_2 = \frac{l_{\text{РОБ}} - A_1 + 2A_2 - A_3}{3}$$

$$l_3 = \frac{l_{\text{РОБ}} - A_1 - A_2 + 2A_3}{3} \quad (2.16)$$

З довідкових даних конструктивних параметрів гідроциліндра і системи

рівнянь (2,9), можуть бути визначені поздовжні розміри всіх головних деталей гідравлічного циліндра.

Для забезпечення запасу робочого ходу поршня гідравлічного циліндра, величину показника x беруть на трохи більшу величину, ніж отримана в розрахунках.

При розрахунку поперечних розмірів гідроциліндра визначають: робочу площу циліндрів, товщину стінок, висоту опорних буртів.

На рисунку 2.5, кривої 1, представлений характер зміни навантаження, що діє на телескопічний гідроциліндр прямої дії.

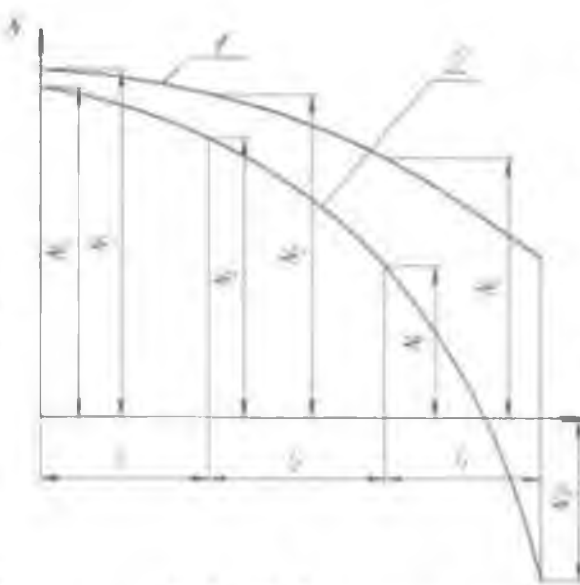


Рис. 2.5 Графік залежності зовнішнього навантаження від робочого ходу

Циліндри висуваються в наступній послідовності: 3 - 2 - 1.

Величина максимального тиску в гідроприводі p_{max} залежить від характеристик гідронасоса і гідроапаратури. Найбільша величина тиску в гідроприводах сільськогосподарських машин варіюється від 15 до 25 МПа.

Якщо при розрахунку діаметрів по представленим формулам може виявитися, що товщина стінок виходить недостатньо конструктивною, тоді необхідно зберегти

незмінним діаметр внутрішнього циліндра d_1 , а зовнішні діаметри d_2 і d_3 – і ланки циліндрів слід обчислювати виходячи з допустимої товщини стінок і висоти опорних буртів. Товщина стінки внутрішнього циліндра вибирається з достатнім

запасом для забезпечення стійкості його при стисненні.

Висота δ опорних буртів, вибирається рівною від 5 до 6 мм.

При дії на гідроциліндр зовнішнього навантаження N , робочий тиск p визначається за формулою

$$p = \frac{N}{F} \quad (2.17)$$

При усталеному русі робочої рідини, швидкість руху поршня v визначимо за формулою:

$$v = \frac{Q}{F} \quad (2.18)$$

2.3. Вибір конструювання гідравлічного циліндра

Залежно від конструктивної схеми техніки і величини діючих зовнішніх навантажень визначається початкова довжина гідравлічного циліндра в складеному положенні та повний робочий хід його штоків. Як правило, вони визначаються із застосуванням графоаналітичного методу [56,74,115].

На рисунку 2.13 представлена схема, що дозволяє визначати параметри конструювання гідравлічного циліндра.

Навантаження N на гідроциліндр визначається за формулою:

$$N = \frac{M}{n \cdot h} \quad (2.19)$$

де M - момент дії вантажу, стріли і вітрового навантаження) Н/м;

n - число гідроциліндрів, $n = 1$ або 2 ;

h - плече гідроциліндра щодо осі обертання, м. (Рис.2.6).

НУ

ИИ

НУ

ИИ

НУ

ИИ

НУ

ИИ

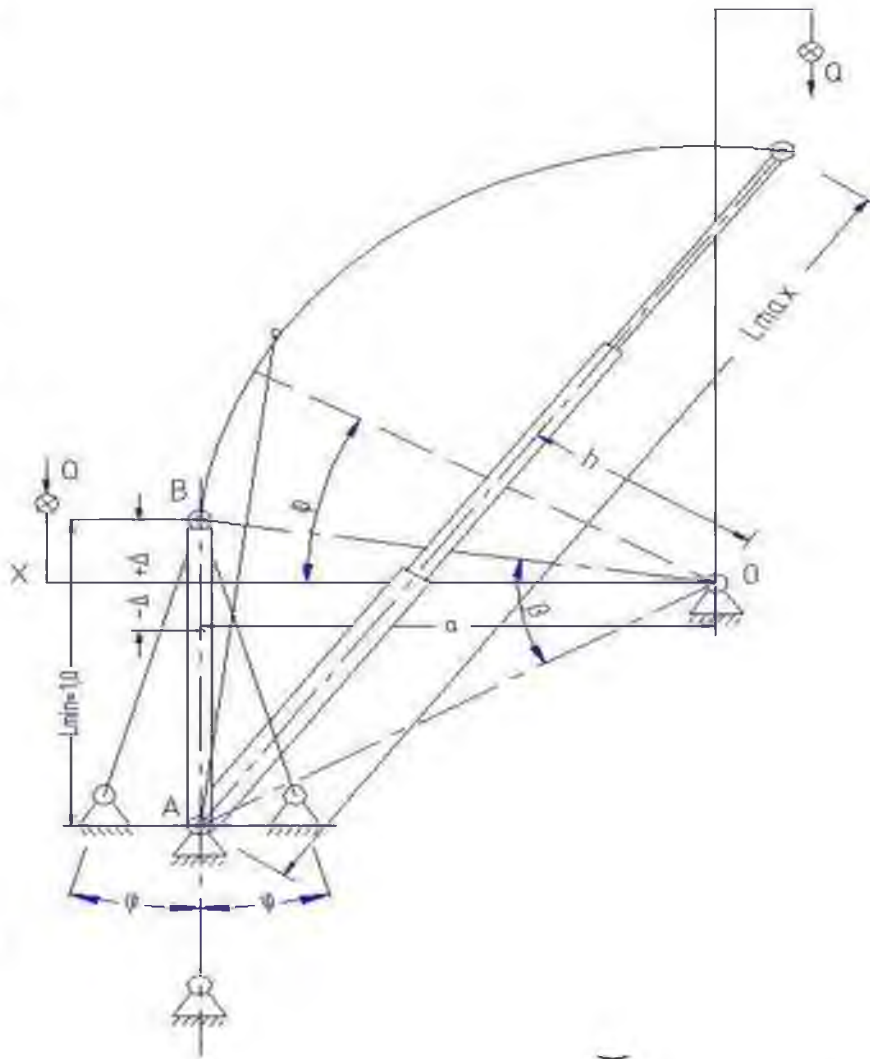


Рис. 2.6 Схема для розрахунку компонентування гідроциліндра

З ΔOAB отримуємо

$$h = \frac{OA \times OB \sin \beta}{AB}$$

$$\beta = \arccos \frac{OA^2 \times OB^2 - AB^2}{2 \times OA^2 \times OB^2} \quad (2.20)$$

Для застосовуваних в даний час конструкцій телескопічних гідроциліндрів середні значення початкової довжини складають від 0,81 до 1,31 м, а робочого ходу від 1,61 до 3,04 м.

Введемо припущення, що в початковому положенні вісь вантажної платформи збігається з горизонтальною віссю OX.

Гідравлічний циліндр закріплюється на вантажній платформі в точці B, а на рамі автомобіля - самоскида в точці A. З представлені на малюнку схеми видно,

що для вибору компоновання гідравлічного циліндра необхідно варіювати наступними параметрами:

a - величина, що характеризує видалення гідроциліндра від осі Ox , м;

Δ - величина, що визначає розміщення точки B відносно осі Ox , м;

ψ - кут нахилу гідроциліндра, град.

Для вибору місця кріплення гідроциліндра, точок A , на вантажній платформі і точки B і на рамі машини, виходять з таких міркувань:

При заданому зовнішньому навантаженні, щоб зменшити стискуєче зусилля Q , на початку робочого ходу на гідроциліндр необхідно встановлювати його під кутом 90° до лінії OB , яка з'єднує обертання платформи з верхнім вузлом кріплення гідроциліндра.

В кінці робочого ходу зусилля на розтяг буде мінімальним тільки в тому випадку, якщо в початковому положенні кут ABO буде за величиною більше 90° .

Також зусилля на розтяг буде мінімальним при зміщенні точки кріплення гідроциліндра B вниз, по осі платформи.

Робочий хід гідроциліндра зменшується тільки тоді, якщо в початковому положенні гідроциліндр встановлений гострим кутом ABO . Також зменшення робочого ходу сприяє зміщенню точки B вгору від осі платформи.

2.3 Дослідження причин несанкціонованого (аварійного) опускання (падіння) платформи

В результаті досліджень встановлено, що експериментальним і теоретичним дослідженням гідроприводів машин присвячені роботи Башти Т.М., Грінчар Н.С., Дідманідзе О.Н., Єресько А.С., Єресько С.П., Мелік - Гайзакова В.І., Оляніча Ю.Д., Рибальченко Д.Є., Шейнака А.А., в яких відзначені як гідності, так і недоліки машин з гідроприводом.

На протязі року виникають відмови в гідравлічних приводах сільськогосподарської транспортної техніки, які ведуть до травмування від 5 до 30 операторів, в основному це травми з важким і смертельним результатом [56,80,81,82,83,101,115,128,136].

Аналіз матеріалів розслідування причин і наслідків нещасних випадків

операторів сільськогосподарської транспортної та мобільної техніки, дозволяє зробити висновок про походження нещасних випадків

з вини операторів, що порушують вимоги безпеки експлуатації сільськогосподарської техніки;

➤ ненавчених операторів;

➤ відсутність належного ремонту і технічного обслуговування техніки;

➤ конструктивно - виробничих недоліків скидного присярою платформи сільськогосподарської транспортної техніки, робочих органів сільськогосподарських мобільних машин, [101,115,128].

При експлуатації автомобілів - самоскидів, самоскидних причепів і напівпричепів для забезпечення безпеки операторів, що працюють під перекинутою назад платформою, водій зобов'язаний встановити упор

платформи. Даний упор встановлюється тільки при повністю перекинутій порожній платформі згідно керівництву по експлуатації. Однак при незначних

технічних операціях з обслуговування гідравлічних приводів, при огляді агрегатів, оператор, в порушення інструкції з експлуатації автомобіля - самоскида, перекидає платформу на невеликий кут, і працює без встановлення

запобіжного упору платформи, що збільшує ризик виникнення нещасного випадку.

Дослідження, проведені під керівництвом Оляніча Ю.Д., показують, що навіть при встановленій запобіжній стійці, при порушенні герметичності

гідравлічного приводу різко збільшується загальне навантаження на запобіжний упор, який деформувався і виходив із зачеплення з верхньою опорою платформи,

а при неякісному зварюванні взагалі руйнувався [82].

На автомобілях - самоскидах, самоскидних причепах і напівпричепах усіх марок використовується гідравлічний циліндр однієї дії, що забезпечує тільки швидкий підйом вантажної платформи, опускання платформи

здійснюється під дією власної ваги платформи. В такому гідравлічному приводі сільськогосподарської транспортної техніки встановлюється уповільнюючий

кранан, який зобов'язаний виконувати функції щодо зниження швидкості

опускання платформи, тому що при високій швидкості опускання руйнуються кронштейни установки та основа платформи.

Дослідження, проведені під керівництвом Оляніча Ю. Д., довели, що у разі порушення герметичності гідравлічного приводу платформи, при випадковому пошкодженні або розриві гідравлічної магістралі високого тиску, час опускання, а точніше падіння платформи, обчислюється 2 секундами. Такої кількості часу не вистачає для безпечного покидання небезпечної зони, де знаходиться оператор [82].

Дослідження системи кріплення гідроциліндра, як до рами, так і платформи СТЗ, показали, що в процесі експлуатації відбуваються несправності цих вузлів, пов'язані з роз'єднанням кріпильних елементів, зокрема головки гідроциліндра з платформою [5, 8, 15].

Для виявлення причин даної проблеми виконаємо дослідження поля допусків кріпильного вузла на найбільше та найменше значення.

Схема кріплення головки циліндра в опорній плиті платформи представлена на рисунку 2.7.

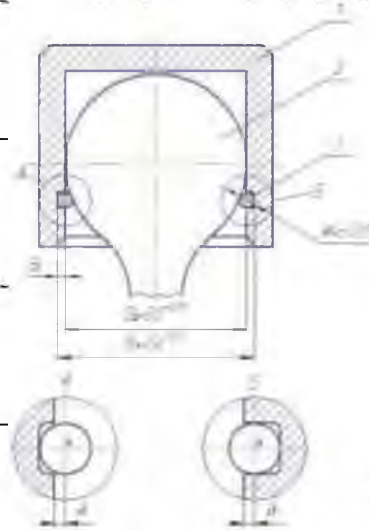


Рис. 2.7 Схема вузла кріплення гідроциліндра до платформи або рами автомобіля.

А - схема положення центру стопорного кільця при ВК min; Б - схема положення центру стопорного кільця при ВК max; 1 - плита; 2 - кульова головка гідроциліндра; 3 - стопорне кільце.

Дослідження показують, що при вимірюванні дослідження поля допусків на найбільше та найменше значення розмірів виточки під стопорне кільце, досліджувалася ситуація, коли розміри виточки мали мінімальне значення і діаметр стопорне кільця був найбільшим. При таких значеннях розмірів вузла кріплення гідроциліндра центр діаметра стопорного кільця розташовується поза центром виточки, що обов'язково призводить до виникнення додаткових динамічних сил, які виштовхують стопорне кільце з виточки.

Проведемо розрахунок сил, що діють на стопорне кільце у вузлі кріплення циліндра.

Схема сил, що діють на стопорне кільце, представлена на рисунку 2.8.

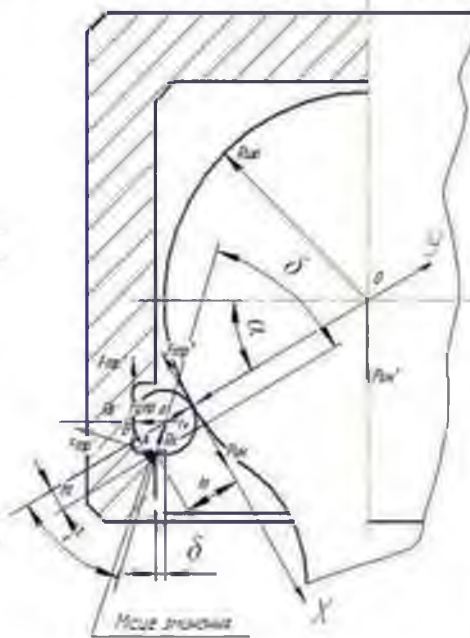
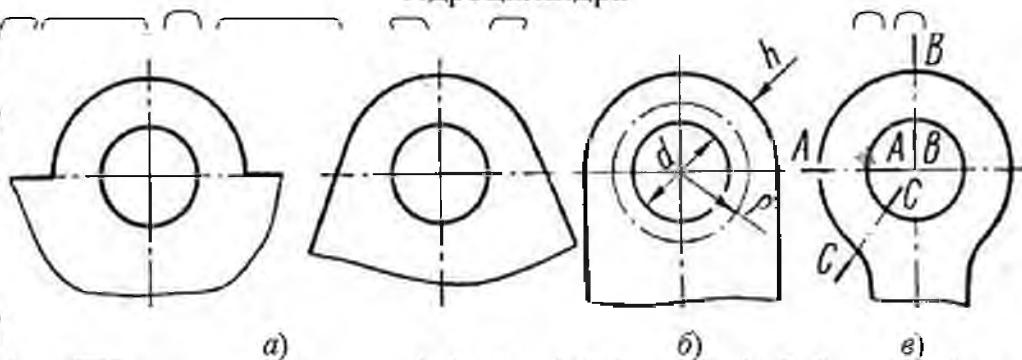


Рис. 2.8 Схема сил, що діють на стопорне кільце у вузлі кріплення

гідроциліндра



а)

б)

в)

Рис. 2.9 Схеми типів вузлов

2.4 Обґрунтування конструктивних параметрів запірно-регулюючого пристрою

В Україні та за кордоном для плавного, з постійною швидкістю, опускання платформи з гідроприводом застосовуються спеціальні технічні пристрої, до яких відносяться дроселі і сповільнювачі [56,82,115].

Дросельні пристрої діляться на:

- регульовані;
- не регульовані.

У регульованих дроселів зміна площі прохідного перетину дозволяє варіювати швидкістю і витратою робочої рідини (газу).

Завдяки різноманітній формі прохідного перетину та регулюючому елементу, дросельні пристрої підрозділяються на:

- ❖ голчасті;
- ❖ щільні;
- ❖ канавкові;
- ❖ пластинчасті

На рисунку 2.11 представлені окремі типи дроселів.

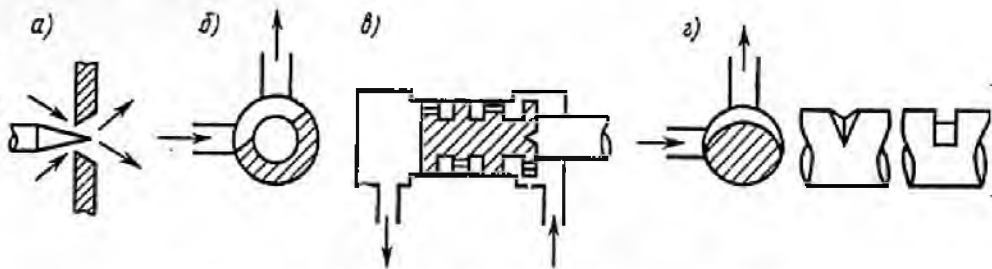


Рис. 2.11 Схеми дросельних пристроїв:
а - голчастого типу; б - щільного типу; в - пластинчастого типу;
г - канавкового типу.

У ряді випадків для управління витратою робочої рідини (газу) використовують гідравлічні (пневматичні) клапани.

Схема гідравлічного клапана представлена на рисунку 2.12.

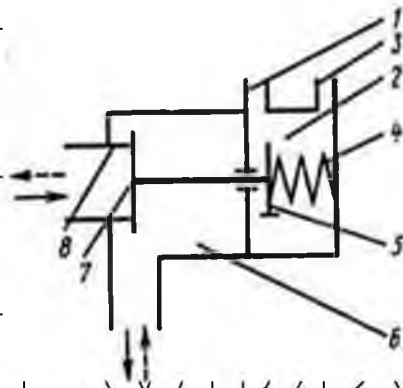


Рис. 2.12 Схема гідравлічного клапана

1 – підвідна лінія для керуючого тиском клапана; 2 - керуюча порожнина; 3 - лінія для виконання дренажу; 4 - пружина гідравлічного клапана; 5 - поршень гідравлічного клапана; 6 - рідинна порожнина; 7 - тарілка гідравлічного клапана; 8 - сідло гідравлічного клапана;

- рух гідравлічної рідини в клапані прямої дії.
- рух гідравлічної рідини в клапані зворотної дії

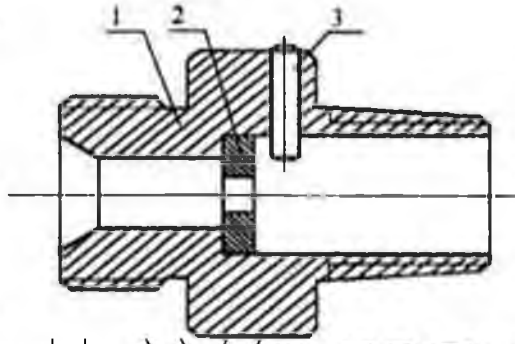
Щоб зменшити габарити і масу гідравлічного клапана, в його конструкції передбачена тарілка, що переміщається під дією високого керуючого тиску робочого тіла.

В сільськогосподарському машинобудуванні, в сільськогосподарських транспортних і мобільних машинах, встановлюються гідроциліндри односторонньої дії які забезпечують швидкий підйом органів платформ, робочих органів і поспішний час опускання [10,47].

На сучасних платформах СТТ, з гідроприводом, для регулювання швидкості переходу платформи з крайнього заднього положення в транспортне застосовуються сповільнювачі.

На рисунку 2.13 представлений стандартний уповільнючий клапан для самоскидної техніки.

НУБІП України



НУБІП України

Рис. 2.13 - Уповільнюючий клапан: 1 - корпус; 2 - шайба; 3 - штифт.

2.5 Експериментальні дослідження працездатності макетного зразка

запірно-регулюючого пристрою

НУБІП України

Завданням проведення даного експериментального дослідження полягає в доказі працездатності розробленого зразка при проведенні експериментальних

досліджень в лабораторних і польових умовах. Польові дослідження дозволять

порівняти отримані результати дослідження запірно-регулюючого пристрою з параметрами уповільнюючого клапана і каліброваного отвору [56,88,115].

НУБІП України

При експериментальних дослідженнях контролювалися величини:

t - час підйому і опускання платформи, с.

Відповідно t_0 - час опускання платформи, t_{11} - час підйому.

T - температура навколишнього середовища, T° ;

m - маса вантажу на платформі, кг;

h - висота підйому платформи, м;

d - діаметр отвору в штуцері, м.

НУБІП України

В результаті досліджень постійно контролювався рівень та якість робочої рідини в гідроприводі.

Алгоритм експериментальних досліджень:

1. Перевіряємо працездатність сільськогосподарської транспортної

техніки, в тому числі працездатність гідроприводу.

2. Перевіряємо кількість і якість робочої рідини в гідроприводі.

3. Вимірюємо температуру повітря.

4. Вимірюємо навантаження незавантаженої платформи.

НУБІП України

5. Вимірюємо діаметр калібрувального отвору в штуцері гідроциліндра.

6. Вимірюємо висоту підйому платформи. Підйом здійснюємо до повного виходу гідроциліндра. Опускаємо платформу. Вимірюємо час підйому і час опускання платформи.

7. В гідропривод встановлюємо уповільнюючий клапан.

8. Вимірюємо висоту підйому платформи. Підйом здійснюємо до повного виходу гідроциліндра. Опускаємо платформу. Вимірюємо час підйому і час опускання платформи.

9. В гідропривід монтуємо запірно - регулюючий пристрій з уповільнюючим клапаном.

10. Вимірюємо висоту підйому платформи. Підйом здійснюємо до повного виходу гідроциліндра. Опускаємо.

11. Навантажуємо платформу додатковим вантажем. Шляхом зважування визначаємо її масу з вантажем.

12. Досліди з завантаженою платформою проводять в тій же послідовності як в п.5, п. 7, п. 9.

13. Всі вимірювання проводилися з 10 - ти кратною повторністю.

Отримані результати значень часу підйому і опускання платформи, з вантажем і без вантажу, заносилися в таблицю. В результаті експерименту проведено кілька сеансів, з 20 хвилинною перервою.

Примітки. 1. Робочі режими працездатності сільськогосподарської транспортної техніки і гідроприводу, при проведенні експерименту, були постійними.

2. При обробці результатів досліджень застосовувалися статистичні методи.

3. Всі експериментальні дослідження проводилися з дотриманням всіх необхідних заходів безпеки.

Висновки до розділу

НУБІП України

1. На підставі теоретичних і експериментальних досліджень проблеми підвищення безпеки експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки можна зробити наступні висновки:

НУБІП України

2. Доведено, що вузол кріплення гідроциліндра до платформи - стопорне кільце - виточка при певних умовах не виконує своїх функцій. Кільце під впливом інерційної сили руйнує розміри виточки упору платформи, що є причиною несправності вузла.

НУБІП України

3. Доведено, що місце установки гідроциліндра на платформі, число секцій телескопічного циліндра, кут підйому платформи, стан навколишнього середовища, відсутність додаткових запобіжних і блокувальних систем є факторами, що впливають на безпеку сільськогосподарської транспортної техніки.

НУБІП України

4. Робоча гіпотеза вдосконалення гідроприводу скидного пристрою платформи сільськогосподарської транспортної техніки за умовами безпеки водіїв полягає в фіксації платформи при несправності гідроприводу за допомогою запобіжних і блокувальних систем, спрацювання яких не залежить

НУБІП України

від працездатності гідравлічної системи і не вимагає стороннього втручання оператора.

НУБІП України

5. Аналіз статистичної інформації, безпосередній аналіз безпечної експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки дозволяє виявити об'єктивні причини досліджуваної проблеми і намітити основні напрямки в розробці методів і технічних систем підвищення безпеки.

НУБІП України

6. Експериментальні дослідження систем запобігання несанкціонованого (аварійного) опускання (падіння) платформ сільськогосподарської транспортної техніки дозволяють дати висновок про їх

НУБІП України

працездатності та ефективності.

РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Сучасний рівень надійності гідроприводів сільськогосподарських машин

Надійність експлуатації гідравлічних приводів сільськогосподарської транспортної техніки та мобільних сільськогосподарських машин залежить від умов їх експлуатації, обслуговування, зберігання та ремонту [38,56].

Для оцінки режимів експлуатації гідравлічних приводів застосуємо наступні показники:

1. Коефіцієнт застосування номінального тиску в гідравлічному приводі визначається за формулою:

$$K_P = \frac{P_{EKB}}{P_{НОМ}}$$

$$P_{EKB} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n P_i^3 \times \frac{\tau_i}{\tau_{заг}}} \quad (3.1)$$

$P_{НОМ}$ – номінальний тиск в гідравлічній системі, Па;

P_i – тиск у гідравлічній системі за i -й період роботи, Па;

τ_i – час, протягом якого гідравлічна система працює під тиском P_i , год;

$\tau_{заг}$ – загальний час роботи гідравлічної системи, год.

2. Коефіцієнт тривалості роботи гідравлічного приводу під навантаженням протягом всієї робочої зміни визначається за формулою:

$$K_{ЗМ} = \frac{\tau_H}{\tau_{ЗМ}} \quad (3.2)$$

Де $\tau_{ЗМ}$ – повне час роботи за зміну, год;

τ_H – час роботи під навантаженням протягом зміни, год.

3. Коефіцієнт застосування гідравлічного приводу в експлуатації протягом року визначається за формулою:

$$K_{рік} = \frac{\tau_p}{\tau_{рік}} \quad (3.3)$$

де τ_p – час роботи протягом року, змін;

$\tau_{рік}$ – календарний час роботи, змін.

4. Загальна кількість включень гідравлічного приводу в роботу, в годину - ГВ.

Окрім перерахованих показників використовують наступні коефіцієнти:

1) коефіцієнт коливань тиску робочої рідини в гідравлічному приводі визначається за формулою:

$$K_{\Delta P} = \frac{P_{max} - P_{min}}{P_{CP}} \quad (3.4)$$

2) коефіцієнт використання потужності гідравлічного приводу визначається за формулою:

$$K_N = \frac{N_{\Phi}}{N_T} \quad (3.5)$$

Де N_{Φ} – фактична потужність, що передається гідравлічним приводом, Вт;

N_T – теоретична потужність, що розвивається гідравлічним приводом Вт.

Значення коефіцієнтів застосовуються в розрахунках показників експлуатації гідравлічних приводів наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Значення коефіцієнтів експлуатації гідравлічних приводів

Режим експлуатації	Показники					
	K_p	$K_{зм}$	$K_{год}$	ГВ	$K_{\Delta P}$	K_N
гідроприводів						
Легкий	0.39	0.29	0.49	99	0.19	0.49
Середній	0.39	0.29	0.49	199	0.19	0.49
	0.69	0.29	0.69			
Важкий	0.69	0.49	0.69	200	0.39	0.69
	0.89	0.79	0.89			
Дуже Важкий	0.89	0.79	0.89	399	0.79	0.89

Дослідження показують, що основними режимами експлуатації гідроприводів сільськогосподарської транспортної техніки та мобільних машин - середній та важкий.

Гідроприводи сільськогосподарських гідрофікованих машин повинні

забезпечувати наступні технологічні вимоги, обумовлені специфікою роботи самоскидних платформ та робочих органів

– забезпечити швидкість виходу ланок гідронасоса в межах потужності;

– забезпечити захист гідронасосів від виникаючих перевантажень робочого обладнання;

– забезпечити обмеження швидкості вихідних ланок;

– забезпечити зручність керування гідроприводом.

Забезпечення зазначених вимог досягається правильним підбором гідронасоса і конструкцій виконавчого механізму.

Найбільша ефективність застосування потужності гідроприводу досягається при мінімальних втратах.

Ефективність використання гідроприводу повинна відповідати наступним критеріям:

1. Узагальненому критерію раціонального використання потужності гідроприводу:

$$k_0 = k_{Nt} \eta_{\text{ц}} (1 - k_D)$$

2. Узагальненому коефіцієнту корисної дії гідравлічного приводу:

$$\eta_0 = \eta_{\text{ц}} (1 - k_D)$$

де k_{Nt} - коефіцієнт часу використання потужності гідравлічного насоса за час робочого циклу гідравлічного приводу,

$\eta_{\text{ц}}$ - коефіцієнт корисної дії гідравлічного насоса в робочому циклі гідравлічного приводу;

k_D - частка потужності електродвигуна, що витрачається на приводи застосовуваного допоміжного пристрою.

В даний час проходить вдосконалення гідравлічних систем сільськогосподарської транспортної техніки шляхом переходу на гідравлічне обладнання високого тиску, збільшення загальної кількості агрегатів в гідравлічному приводі, збільшенням числа зв'язків між агрегатами.

Застосування нових технологій у виготовленні агрегатів гідравлічного

приводу дозволяють збільшити якість виготовлення сполучених деталей, що пред'являють високі вимоги до якості робочої рідини, до наявності в ній сторонніх домішок продуктів зносу деталей і пилу. Гідрравлічні приводи стали більш чутливі до впливу чинників навколишнього середовища, наявності транспортно-технологічних вібрацій.

Перераховані фактори вимагають розробки і впровадження інженерних і організаційно-технічних заходів для забезпечення надійності і працездатності гідроприводів.

Висока надійність гідрравлічних приводів машин досягається наявністю наступних факторів представлених на рисунку 3.1.

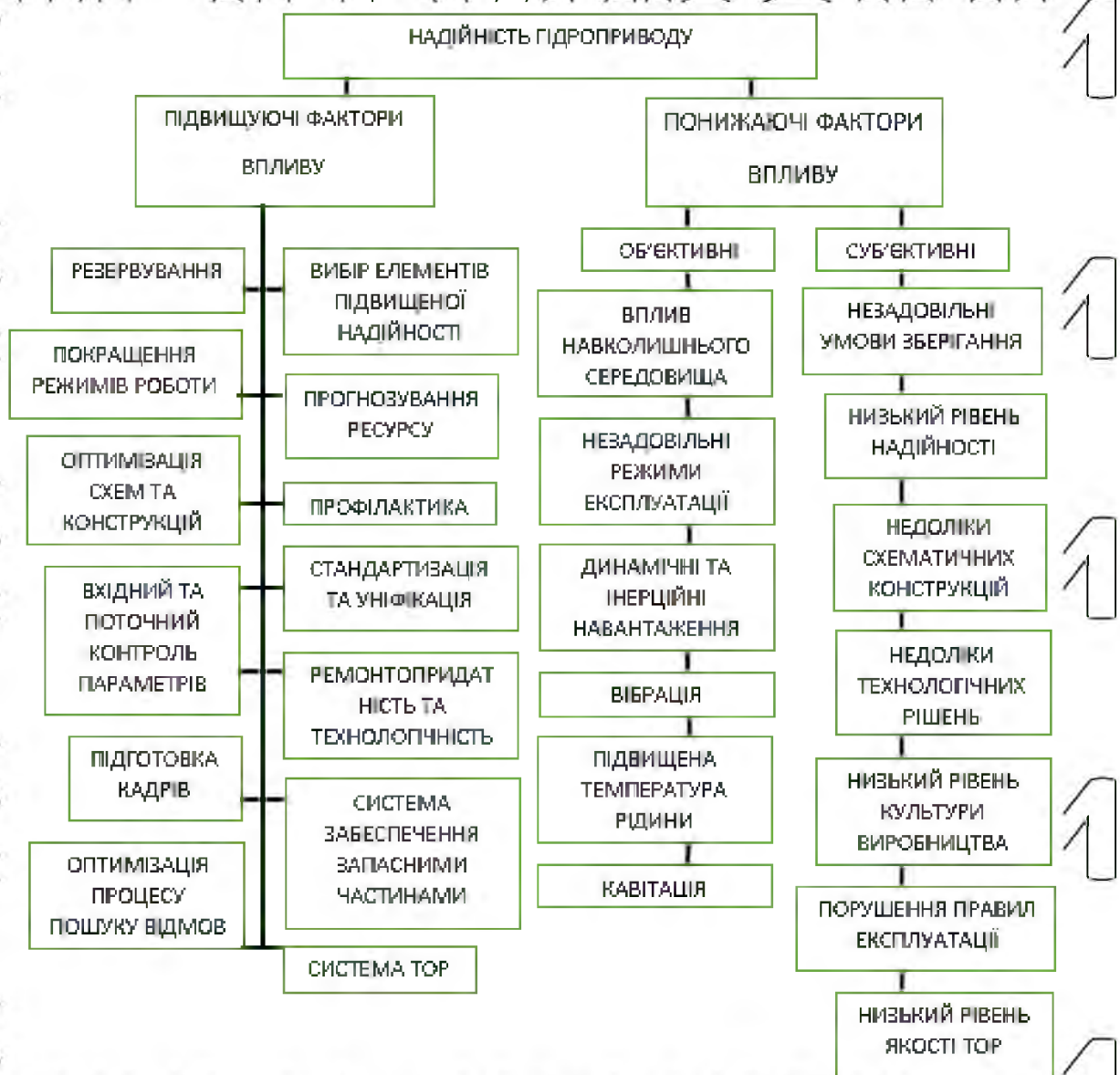


Рис. 3.1 Виробничі фактори, що впливають на надійність гідрравлічного приводу

НУБІП України

В даний час в забезпеченні надійності гідроприводів підфіксованих машин виділяються наступні напрямки:

1. Розвиток математичних методів дослідження на основі теорії надійності, математичного моделювання технічних пристроїв.

НУБІП України

2. Дослідження і розробку технічних пристроїв, що підвищують надійність і безпеку гідроприводів при проектуванні і виготовленні.

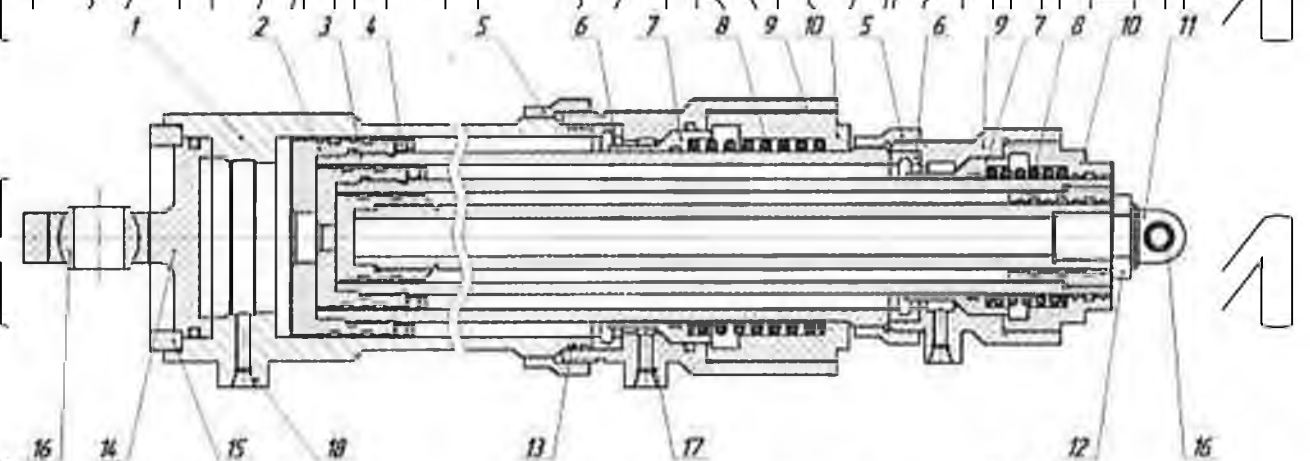
3.1.2 Розробка телескопічного гідроциліндра двосторонньої дії з механізмом фіксації

3.1.3. Опис розробленого телескопічного гідроциліндра

НУБІП України

Пропонуємо використовувати в гідравлічному приводі скидного пристрою платформи сільськогосподарської транспортної техніки, телескопічний трисекційний гідравлічний циліндр з механізмом фіксації штока механічним кульковим замком. Завдяки наявності в гідравлічному циліндрі механічного замка, в разі порушення герметичності гідроприводу, механічний кульковий замок не дозволить платформі опуститися на раму сільськогосподарської транспортної машини, тому що замок автоматично фіксує платформу в піднятому положенні (рис. 3.2).

НУБІП України



НУБІП України

Рис. 3.2 Схема силового гідроциліндра

1 - корпус; 2 - шток; 3 - поршень; 4 - кульки механічного замка; 5 - сполучна

гайка; 6 - кільце замку; 7 - розпірний циліндр; 8 - пружина; 9 - запірний циліндр; 10 - напрямні; 11 - вушковий вузол.

Силовий гідроциліндр є гідроциліндром двосторонньої дії, в якому випуск і прибирання штоків здійснюється за рахунок гідроприводу гідрофікованої машини і складається з корпусу 1, штока 2, виконаного з телескопічних секцій, на одному з кінців кожної секції кріпиться поршень 3.

По колу поршня з боку секції штока виконано вісім наскрізних отворів, які утворюють сепаратори з гніздами для кульок, від випадання з гнізд всередину порожнини поршня кульки утримуються зовнішньою поверхнею секції штока, від випадання назовні з поршня кульки утримуються внутрішньою поверхнею циліндричного корпусу або внутрішньою поверхнею секції штока (для кульок наступних секцій, рисунок 3.3).

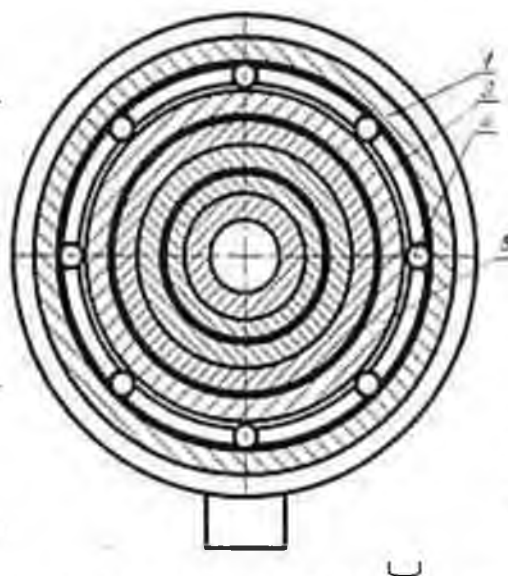


Рис. 3.3 Схема сепаратора: 1 - корпус; 2 - поршень; 3 - шток; 4 - кульки

Кульки 4 мають деякий ступінь свободи для переміщення в гніздах. У конструкції гідроциліндра також є сполучні гайки 5, кільця замку 6, розпірні циліндри 7, пружини 8, запірні циліндри 9, направляючі секції штока циліндрів 10, вушкові вузли 11, 14, сферичні шарніри 16. У зборі сепаратор, розпірний і запірний циліндри складають механізм фіксації. Для забезпечення співвісності при монтажі, щодо вузлів кріплення рами і самоскидної плагформи, вушковий вузол 11 від повертання фіксує контргайка 12, вушковий вузол 14 надійно

притиснутий до кільцевого виступу корпусу циліндра різбовою гайкою 15. Для герметичності з'єднань використовуються ущільнювальні гумові кільця 13.

3.2. Розробка конструкцій блокувальних і запобіжних систем платформи

3.2.1 Розробка запірно-регулюючого пристрою

Для розрахунку параметрів автоматичного регулятора гідравлічної системи скидного пристрою платформи причепа-самоскида 2ПТС - 6, введемо

позначення такі величини:

$T_{MAX} = 5T = 5 \cdot 10^4$, Н - маса рухомої частини платформи і вантажу;

$T_{MIN} = 1T = 1 \cdot 10^4$, Н - маса рухомої частини платформи без вантажу;

$S = 113 \cdot 10^{-4}$, м² - площа поршня циліндра.

Об'ємну витрату робочої рідини Q визначимо, допускаючи, що з міркувань безпеки оператора, який працює при піднятій платформі, середній допустимий час опускання платформи (t) має бути в межах 35 секунд. Для розрахунку візьмемо $t = 31$ с., при цьому робочий хід гідроциліндра (x) буде дорівнювати 0,93 м. Для розрахунку $x = 0,931$ м. Тоді витрата робочої рідини становитиме:

$$Q = \frac{XS}{t} = \frac{0,93 \times 113 \cdot 10^{-4}}{30} = 3,5 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^3/\text{с}$$

3.2.2 Проведення експериментальних досліджень запірно-регулюючого пристрою

Експлуатаційні характеристики розробленого запірно-регулюючого пристрою платформи досліджувалися на самоскидному причепі марки 2ПТС-6.

В якості базових (порівняльних) зразків одночасно досліджувалися уповільнюючий клапан та штуцер з каліброваним отвором, що застосовуються в

даний час на самоскидних платформах. Результати дослідження наведені в таблиці 3.2.

Час опускання і підйому платформи

Опускання, т, с						Підйом, т, с					
Маса платформи без вантажу = 1164 кг			Маса платформи з вантажем = 2664 кг			Маса платформи без вантажу = 1164 кг			Маса платформи з вантажем = 2664 кг		
1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
54,1	39,1	26,1	54,1	29,1	21,1	19,1	19,1	19,1	59,1	61,1	59,1
54,1	41,1	29,1	54,1	31,1	21,1	19,1	19,1	19,1	61,1	61,1	59,1
54,1	40,1	27,1	54,1	30,1	21,1	19,1	19,1	19,1	60,1	61,1	59,1
54,1	40,1	27,1	54,1	30,1	21,1	19,1	19,1	19,1	60,1	61,1	59,1

Результати порівняльних досліджень показали, що установка запірно-регулюючого пристрою на робочий гідроциліндр платформи дозволяє забезпечити, на відміну від порівнюваних пристроїв (уповільнюючого клапана і штуцери з каліброваним отвором), постійне час опускання платформи. Разом з тим установка пристрою не впливає на встановлений технологічний час підйому.

Як видно із таблиці 3.2, встановлення розробленого пристрою дозволило забезпечити, на відміну від порівнюваних пристроїв, постійне час опускання платформи. Розбіжність розрахункового $t_p = 56,36$ с і фактичного $t_f = 54,1$ с часу опускання платформи не перевищувало 4,19%.

3.3 Опис розробленого пристрою регулювання швидкості підйому - опускання вантажної самоскидної платформи

Пристрій регулювання швидкості підйому - опускання вантажної самоскидної платформи представлено на малюнку 3.12.

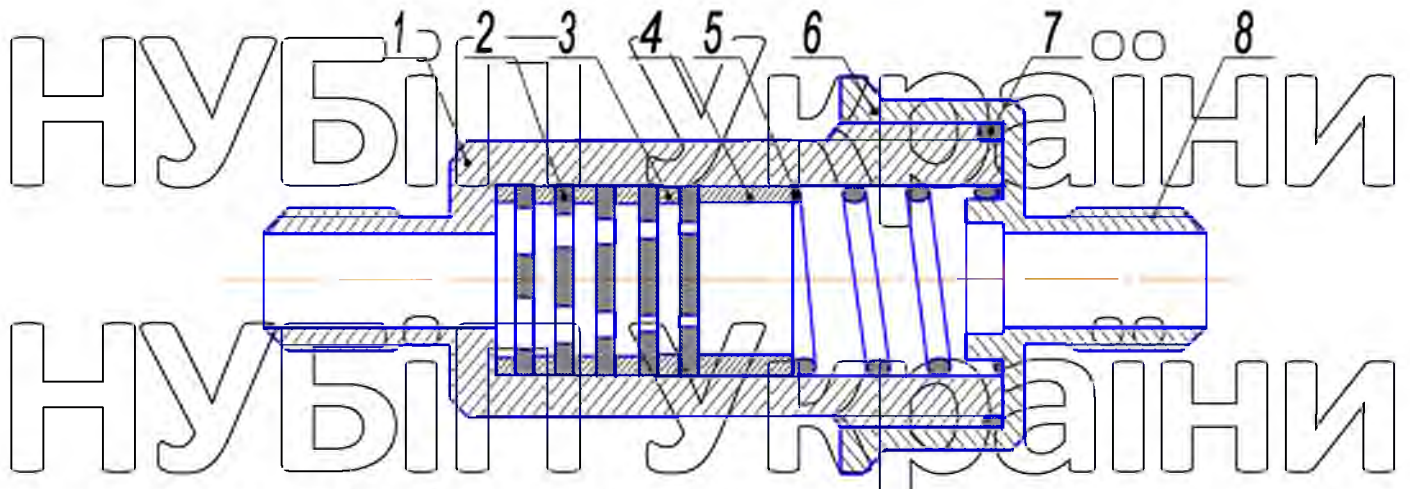


Рис. 3.4 Пристрій регулювання швидкості підйому - опускання вантажної самоскидної платформи:

- 1 - корпус; 2 - дросельні шайби; 3 - кільця; 4 - втулка; 5 - пружина
6 - кришка; 7 - ущільнення; 8 - штуцер

Корпус 1, через кутувий перехідник, кріпиться до штуцера гідравлічного циліндра. На штуцер 8 накручується гайка шланга високого тиску від гідравлічного насоса сільськогосподарської транспортної техніки (на рисунку 3.4 рукав не показаний). Кільця, втулка і дросельні шайби утримуються від провертання в корпусі за допомогою шліца на корпусі. Для герметичності з'єднань використовуються фторопластові і гумові кільця 7.

Пристрій регулювання швидкості підйому - опускання працює наступним чином. Під час підйому платформи за допомогою гідравлічного циліндра робоча рідина під тиском, через штуцер 8 пристрою регулювання швидкості підйому - опускання вантажної самоскидної платформи підводиться до гідроциліндра.

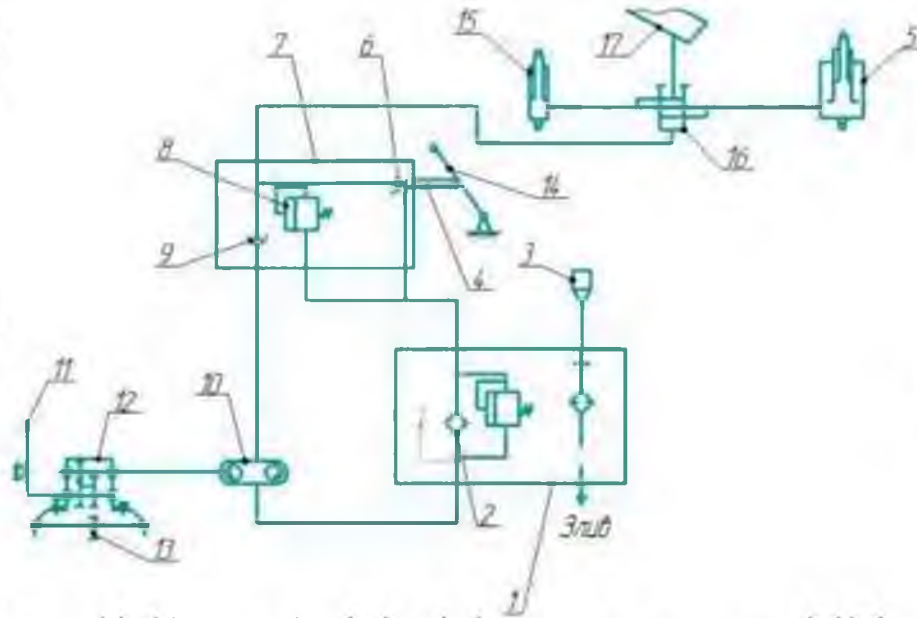
Швидкість регулювання швидкості підйому (опускання) здійснюється підбором дросельних шайб.

3.3.1 Опис розробленого гідравлічного скидного пристрою

Гідравлічний скидний пристрій для сільськогосподарської транспортної техніки складається з агрегатів, які застосовуються в сучасних автомобілях - самоскидак (рис. 3.5)

НУ

НУ



ИИ

ИИ

НУБІП України

Рис. 3.6 Гідролічний скидний пристрій:

- 1 - бак; 2 - зливний сітчастий фільтр із запобіжним клапаном; 3 - заливна горловина; 4 - штовхачі клапана опускання платформи; 5 - телескопічний трисекційний гідроциліндр; 6 - клапан опускання платформи; 7 - кран керування;
- 8 - запобіжний клапан крана управління; 9 - зворотний клапан; 10 - насос шестеренний; 11 - важіль управління коробою відбору істужності;
- 12 - коробка відбору потужності; 13 - шестерня заднього ходу коробки передач автомобіля; 14 - важіль управління коробою автомобіля-самоскида;
- 15 - гідроциліндр двосторонньої дії; 16 - узгоджувальний клапан;
- 17 - самоскидна платформа; 18 - запобіжний упор.

НУБІП України

НУБІП України

Додатково в стандартну схему скидного пристрою встановлено узгоджувальний клапан, забезпечує послідовність подачі гідролічної рідини в гідроциліндри 5 і 15; запобіжний упор, що складається з двох секцій. Запобіжний упор основою секції 19 кріпиться до вантажної платформи 17, основою секції 18 до рами автомобіля-самоскида 23. Секція 18 має вушко 21 і налив 22 (рис. 3.6).

НУБІП України

НУБІП України

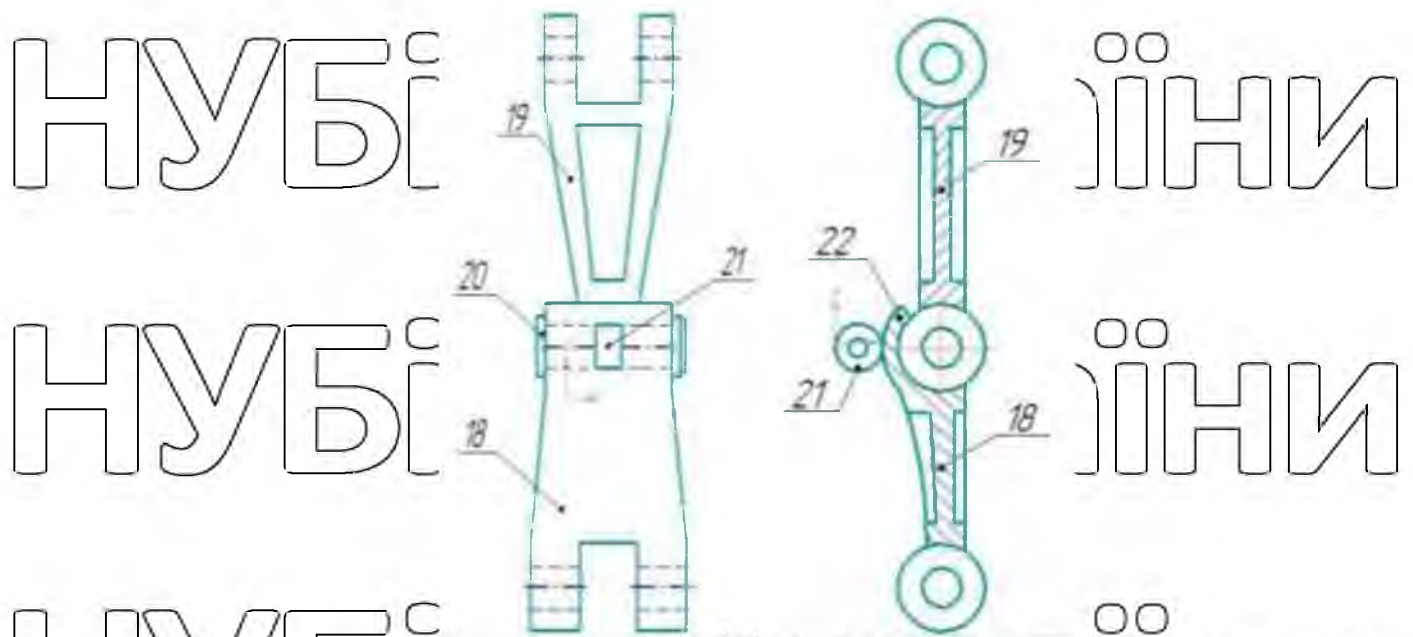


Рис. 3.6 Запобіжний упор вантажної самоскидної платформи

У прибраному положенні вантажної самоскидної платформи запобіжний упор знаходиться в складеному положенні. Для підйому платформи вмикається гідравлічний насос і гідравлічна рідина з бака починає надходити по всмоктуючій магістралі в насос а звідти під тиском, через перший відкритий канал узгоджувального клапана 16 в телескопічний трисекційний гідроциліндр 5. При підйомі платформи на розрахунковий кут перший відкритий канал узгоджувального клапана 16 закривається, перепускаючи гідравлічна рідина по другому каналу, в гідроциліндр 15. Шток гідроциліндра 15 висувається, через вушко 21 впливаючи на шарнір запобіжного упору 20, зрушуючи його вправо. При цьому верхня секція 19 зупиниться на напльві 22 нижньої секції 18, не даючи самовільно опуститися самоскидній платформі у випадку розгерметизації системи підйому (опускання).

Для опускання вантажної самоскидної платформи гідравлічна рідина, через другий канал узгоджувального клапана подається в гідроциліндр 15, який починає рухатися, зрушуючи шарнір запобіжного упору вліво, при досягненні розрахункового кута закривається другий відкритий канал узгоджувального пристрою 16, відкривається перший канал, що дозволяє гідравлічній рідині з телескопічного трисекційного гідроциліндра 5 надходити в гідравлічний бак.

Секції гідроциліндра починають прибиратись, секції запобіжного упору складатися, самоскидна платформа сідає на раму автомобіля - самоскида.

Схема запобіжного упору вантажної самоскидної платформи в положенні запобіжного пристрою показано на рисунку 3.7.

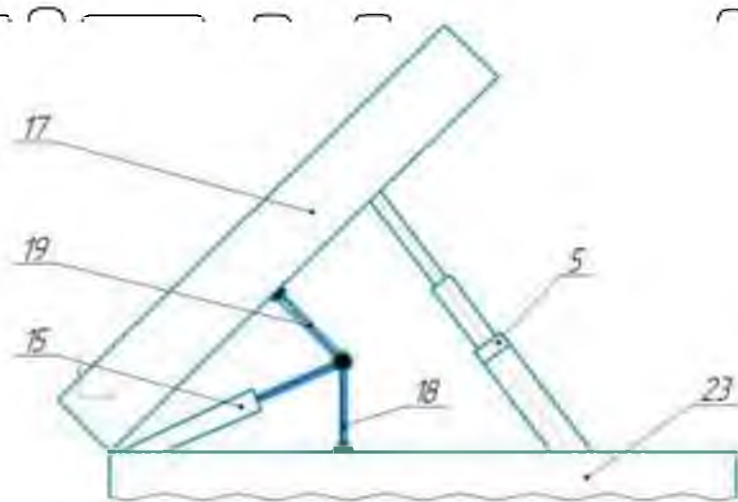


Рис. 3.7 Схема фіксації платформи автомобіля - самоскида в піднятому положенні

Висновки до розділу

Результати проведених досліджень дозволяють зробити наступні висновки:

1. Розроблена імітаційна математична модель, що дозволяє визначати характеристики силового гідроциліндра гідроприводу скидного пристрою з більш високим ступенем точності.

2. Існуючі на сьогоднішній день системи забезпечення безпеки гідроприводів сільськогосподарської/транспортної техніки не забезпечують необхідного рівня безпеки, що веде до значних економічних втрат, зниження ефективності експлуатації. Домінуючим фактором наслідків відмови

гідроприводу є безпека водія.

3. Доведено, що розроблена конструкція силового гідравлічного циліндра з механічним кульовим замком, для скидного пристрою платформи

забезпечує безпечну роботу замка з ймовірністю, яка дорівнює 0,998.

4. З метою підвищення безпеки водіїв при обслуговуванні гідреприводів сільськогосподарської транспортної техніки розроблено пристрій регулювання швидкості підйому (опускання) платформи, результати випробувань якого підтверджують його працездатність.

5. Розроблений гідравлічний скидний пристрій, запірно - регулюючий пристрій дозволяють забезпечити фіксацію платформи (робочого органу) при обриві магістралі гідравлічної системи.

6. Результати експериментальних досліджень розроблених технічних засобів безпеки скидального пристрою сільськогосподарської транспортної техніки дозволяють констатувати їх працездатність до рекомендацій практичного застосування.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

4.1 Розрахунок економічної оцінки ефективності дослідження

Економічна ефективність від заходів, пов'язаних з підвищенням безпеки операторів сільськогосподарської транспортної техніки за рахунок вдосконалення гідравлічного скидного пристрою, виражається в підвищенні продуктивності праці, але в основному, ефект пов'язаний зі зростанням фінансових і економічних втрат підприємства, які воно понесе в результаті нещасного випадку. При цьому знижується працездатність працівників, скорочуються терміни активної трудової діяльності при отриманні інвалідності, тим більше в разі літального результату.

Загальні економічні втрати від наслідків виробничого травматизму визначаються за формулою:

$$P_{\text{заг}} = \sum_{i=1}^n P_i \quad (4.1)$$

де P_i - складові економічних втрат, грн.

Якщо летальний результат потерпілого настав через деякий час після нещасного випадку, розрахунки ведуться як по травмі з тимчасовою непрацездатністю P_1 за формулою:

$$P_1 = Z_d \cdot D \quad (4.2)$$

Де Z_d - денна зарплата, грн. ;

D - число днів непрацездатності.

При розрахунках, які враховують компенсацію додаткових витрат в результаті травми працівника P_5 , розраховують також втрати фінансових коштів в медичний заклад до якого звернувся потерпілий P_6 , за формулою:

$$P_6 = C_K \cdot D_K + C_A \cdot P_A \quad (4.3)$$

де C_K - вартість одного дня клінічного лікування, грн./дн.;

D_K - тривалість лікування в стаціонарі, дн.;

C_A - вартість одного відвідування поліклініки, грн.;

P_4 - кількість відвідувань поліклініки.

Якщо потерпілий отримав смертельну травму, то розрахунок показників, пов'язаних з витратами лікувального закладу P_6 , не визначають.

Розмір вартості пошкодженого обладнання P_4 визначимо за формулою (4.4).

$$P_2 = Z_4 \cdot T \cdot P$$

$$P_3 = Z_{dk} \cdot N \cdot T_p + P_d$$

де N - число членів комісії, чол. $N \geq 3$;

T_p - тривалість розслідування, дн.; $T_p \leq 3$;

Z_{dk} - середня заробітна денна плата члена комісії, грн.;

P_d - інші витрати, пов'язані з розслідуванням, грн. [67, с. 48].

Розмір вартості пошкодженого обладнання P_4 визначимо за формулою

$$P_4 = BB \cdot D / 100 \quad (4.4)$$

де BB - балансова вартість обладнання, грн.;

D - відсоток пошкодження

При визначенні втрат також враховують фінансові втрати підприємства P_8 , пов'язані з підготовкою і навчанням нового працівника, який замінить на робочому місці загиблого.

Якщо потерпілий працівник отримав травму, яка викликала інвалідність, а потім смертельний результат, розрахунок виплат потерпілому P_7 виконують за формулами (4.7) або (4.8), а також виплату пенсії по інвалідності P_9 , якщо збиток визначається в масштабі України.

$$P_7 = Z_{M1} \cdot T_{II} \cdot K_{ВП} \cdot U / 100 \quad (4.6)$$

де U - втрачена частина працездатності, %.

Число місяців відшкодування шкоди T_{II} розраховують за формулою:

$$T_{II} = 12 \cdot (P_V - B_{II}) \quad (4.7)$$

P_V - пенсійний вік (чоловіки - 62 років, жінки - 60 років);

B_{II} - вік потерпілого, років.

Приклад

$$P_2 = Z_4 \cdot T \cdot P = 780 \cdot 1 \cdot 2 = 1560 \text{ грн}$$

У розслідуванні нещасного випадку брали участь 5 осіб. $N=5$. При цьому

середня заробітна плата члена комісії з розслідування дорівнює 12000 грн за місяць.

$$З_{дк} = 12000 / 25 = 480,0 \text{ грн}$$

Розслідування нещасного випадку відбувалося протягом 15 діб. За

формулою (4.8) вирахуємо витрати P_3 , які складуть:

$$P_3 = Z_{дк} \cdot N \cdot T_p + P_d \quad (4.8)$$
$$P_3 = 480,0 \cdot 5 \cdot 15 + 12000,0 = 48000 \text{ грн}$$

Також держава виплачує постраждалим одноразову допомогу P_{10} . Цей показник приблизно дорівнює сумі: $100 \cdot 1921 = 192100 \text{ грн}$

Визначимо загальну суму втрат на одного потерпілого

$$P_2 + P_3 + P_{10} + P_{11} = 1560,0 + 48000,0 + 192100 + 170416,0 = 412076 \text{ грн.}$$

Загальні втрати підприємства в результаті нещасного випадку складуть

412076 грн.

Такого збитку сільськогосподарське підприємство може уникнути, якщо приділить увагу питанням забезпечення безпеки водіїв сільськогосподарської транспортної техніки і звертаючи увагу на наявність на сільськогосподарській транспортній техніці пристроїв, що запобігають несанкціоноване (аварійне) опускання (падіння) платформи. Таким пристроєм може бути пристрій забезпечення безпеки, розроблені в магістерській роботі.

Економічний ефект від пристрою розробленого гідроциліндра на 100 автотранспортних засобів за 10 років становить 39% затрат у випадку нещасного випадку, пов'язаного з летальним випадком водія з причини відмови гідроприводу що дорівнює сумі в 159076 грн.

Вартість розробленого пристрою пов'язана з витратами на матеріал - з розрахунку, що вартість 1 т металу (Сталь 45) дорівнює 19000 грн. Вважаємо, що на виготовлення піде 20 кг вартістю - 380,0 грн., Монтаж 800,0 грн., Витрати на заробітну плату,

Вважаємо що для виготовлення пристрою знадобиться 30 годин тобто зарплата на виготовлення дорівнює $45 \times 30 = 1350 \text{ грн.}$

Підсумовуючи всі витрати на виготовлення, і монтаж одного запобіжного пристрою в результаті отримаємо 2530 грн.

Як показали розрахунки, вартість запірно-регулюючого пристрою становить 2530 грн., Або 0,6% від загальної суми витрат, пов'язаних із загибеллю

водія сільськогосподарської транспортної техніки при смертельний результат в результаті аварійного падіння платформи – 412076 грн.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В результаті проведених досліджень встановлено, що домінуючим фактором, що впливає на безпеку сільськогосподарської транспортної техніки, є відмови гідроприводу скиданого пристрою платформи - 48%. Встановлено, що в гідроприводі більшість відмов пов'язано з порушенням герметичності, причому 27,0% відмов припадає на рукава високого тиску.

2. Виконаний аналіз і класифікація запобіжних і блокувальних систем платформ дозволяють констатувати, що для підвищення безпеки сільськогосподарської транспортної техніки необхідна додаткова установка в гідроприводі скиданого пристрою систем, призначених для фіксації вантажних платформ, не залежно від працездатності гідравлічної системи і не вимагають втручання оператора.

3. Доведено, що кріпильний вузол кріплення гідроциліндра, виконаний у вигляді головки, стопорного кільця і вигочки, не здатний виконувати замикаючих функцій при впливі інерційних сил, що є причиною аварійного роз'єднання вузла і несанкціонованого падіння платформи. Розрахована величина навантаження на стопорне кільце, яке може привести до миттєвого роз'єднання вузла, рівне 1018,0 Н.

4. Встановлено, що розроблене запірно-регулюючий пристрій платформи забезпечує постійний час підйому (опускання) платформи не залежно від величини зовнішнього навантаження. Результати експериментальних досліджень підтвердили його працездатність, розбіжність фактичного $T_{\phi} = 54,2$ с і розрахункового $T_r = 56,4$ с часу опускання платформи не перевищує 2,2 с, тобто 4,19%.

Дослідження натурної моделі вантажної самоскидної платформи довело, що механічний кульковий замок, встановлений в розробленому силовому телескопічному трисекційній гідроциліндрі двосторонньої дії гідравлічного скиданого пристрою, забезпечує фіксацію самоскидної платформи з ймовірністю рівною 0,998.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Тітова Л.Л., Васишин П.П. Обґрунтування конструктивних параметрів гідроприводу скидного пристрою платформи автотракторного засобу. Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» 28-29 березня 2018 року. Житомир 2018. С. 319—320.

2. Тітова Л.Л., Драчук Б.О. Аналітичний огляд експрес-методів контролю якості працюючих мастил. Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» 28-29 березня 2018 року. Житомир 2018. С. 320—322.

3. Тітова Л.Л., Васишин П.П. Розрахунок кількісного складу парку машин для виконання сільськогосподарських транспортних робіт. Збірник тез доповідей XIX Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (17–19 жовтня 2018 року) / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2018. С. 139—141.

4. Спосіб визначення енергетичних витрат мобільної машини: пат. 89312 Україна, МПК А01В 67/00, А01В 73/00. № u 2013 14656 ; заяв. 16.12.13 ; надрук. 10.04.14, Бюл. № 7.

5. Антощенко Р. В. Вимірювальна система динамічних та тягово-енергетичних показників функціонування мобільних машин. Інженерія природокористування. Харків: ХНТУСГ, 2014. Вип. 2 (2). С. 15–19.

6. Fluck R. C. Energy analysis for agricultural systems. Energy in Farm Production. Energy in world agriculture. Amst:Elsevier, 2012. PP. 45–51.

7. Cavalaris C. C., Gemtos T. A. Evaluation of tillage efficiency and energy requirements for five methods of soil preparation in the sugar beet crop. Proceedings of the EE&AE'2002 Conference. International Scientific Conference. 2002. PP. 172–179.

8. L. Horrein, A. Bouscayrol, M. El-Fassi. Thermal energetic model of an Internal Combustion Engine for simulation of a thermal vehicle. IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. Seoul, 2012. PP. 978–983.

9. Crosbie S. The science of energy: a cultural history of energy physics in Victorian Britain. The University of Chicago Press, 2018. 411 p.

10. Classification of agricultural tractors according to the energy efficiencies of the engine and the transmission based on OECD tests / J. Ortiz-Cañavate, J. Gil-Sierra, J. Casanova-Kindelán, V. Gil-Quirós. Applied Engineering in Agriculture. 2019. № 25 (4). PP. 475–480.

11. Найвність сільськогосподарської техніки та енергетичних потужностей у сільському господарстві у 2016 році. Статистичний бюлетень. К.: Державна служба статистики, 2016. 41 с.

12. Бондаренко А. І. Наукове обґрунтування нових технічних рішень процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідروоб'ємно-механічними трансмісіями: дис. ... докт. техн. наук: спец. 05.22.02 / Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». Харків, 2016. 477 с.

13. A. De Luca, G. Oriolo Modelling and control of nonholonomic mechanical systems. Kinematics and Dynamics of Multi-Body Systems (J. Angeles, A. Kecskemethy Eds.). Springer-Verlag, 2015. P. 301–305.

14. Geradin M., Cardona A. Kinematics and dynamics of rigid and flexible mechanisms using finite elements and quaternion algebra. Computational Mechanics. 2018. Vol. 4. PP. 115–135.

15. Вознюк А. Б. Недоліки в дорожніх умовах та їх вплив на виникнення дорожньо-транспортних пригод / А. Б. Вознюк, Л. П. Нагребельна, Є. В. Міненко. // Дороги і мости: Збірник наукових праць. – 2019. – №19. – С. 163–172. DOI: <https://doi.org/10.36100/dorogimosti2019.19.170>

16. Вознюк А. Б. Швидкісні режими на автомобільних дорогах / А. Б. Вознюк. // Дороги і мости: Збірник наукових праць. – 2014. – № 6. – С. 86–99.

17. ТБН В.2.3-37641918-559:2019 Автомобільні дороги. Дорожній одяг

нежорсткий. Проектування. – 2019.

18. Глезер В. Д. Механизмы опознания зрительных образов / В. Д. Глезер. – М.: Наука, 2016. – 201 с.

19. Гюлев Н. У. Особливості ергономіки та психофізіології в діяльності водія / Н. У. Гюлев. – Х.: ХНАГМ, 2012. – 185 с.

20. Давідіч Ю. О. Ергономічне забезпечення транспортних процесів: навч. посібник / Ю. О. Давідіч, Є. І. Куш, Д. П. Понкратов. – Харків: ХНАГМ, 2021. – 392 с.

21. ДБН В.2.3-4:2007 Споруди транспорту. Автомобільні дороги. Частина I Проектування. Частина II Будівництво [Електронний ресурс] // Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. – 2017. – Режим доступу до ресурсу: <https://dwg.ru/dnl/3393>.

22. ДБН В.2.3-6:2016 Мости та труби. Обстеження і випробування [Електронний ресурс] // ДП «Державний дорожній науково-дослідний інститут імені М.П. Шульгіна» (ДП «ДерждорНД»). – 2016. – Режим доступу до ресурсу: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=64126.

23. Деякі питання застосування геодезичної референцної системи координат [Електронний ресурс] // КМУ України. – 2004. – Режим доступу до ресурсу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1259-2004-%D0%BF#Text>

24. Дмитриченко М. Ф. Організація дорожнього руху (Книга 4) / М. Ф. Дмитриченко, О. Т. Лановий, В. П. Поліщук. – Київ: Знання України, 2017. – 452 с. – (Системологія на транспорті).

25. Дмитриченко М. Ф. Основи теорії систем і управління (Книга 1) / М. Ф. Дмитриченко, О. Т. Лановий, В. П. Поліщук. – Київ: Знання України, 2015. – 344 с. – (Системологія на транспорті).

26. Дмитриченко М. Ф. Системологія на транспорті. Ергономіка (Книга V) / М. Ф. Дмитриченко, О. Т. Лановий, В. П. Поліщук. – Київ: Знання України, 2018. 267 с. – (Системологія на транспорті).

27. Дмитриченко М. Ф. Технологія наукових досліджень і технічної творчості (Книга 2) / М. Ф. Дмитриченко, О. Т. Лановий, В. П. Поліщук. – Київ: Знання України, 2017. – 318 с. – (Системологія на транспорті).

28. Додух К. М. Удосконалення методу розрахунку пропускної здатності автомобільних доріг. : дис. канд. техн. наук : 05.22.01 / Додух К. М. – Київ, 2016. – 249 с.

29. ДСТУ 8824:2019 Автомобільні дороги. Визначення інтенсивності руху та складу транспортного потоку. – 2019.

30. ДСТУ 8894:2019 Безпека дорожнього руху. Лінійний аналіз аварійності та оцінювання умов безпеки руху на автомобільних дорогах [Електронний ресурс]

31. // Технічний комітет стандартизації ТК 307 «Автомобільні дороги і транспортні споруди». – 2019. – Режим доступу до ресурсу: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=84294.

32. Дудніков О. М. Аналіз та підвищення безпеки дорожнього руху на основі енергетичних характеристик транспортного потоку : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.01 "Транспортні системи" / Дудніков О. М. – Київ, 2014. – 23 с.

33. Andrii Vozniuk, Mykola Gukov. An approach to detecting road sections with limited visibility using three-dimensional model of road. Proceedings of the 16th Conference for Junior Researchers «Science – Future of Lithuania». Transport engineering and management. 8 May 2013. Vilnius. Lithuania. P. 81-84.

34. Bezuglyi A.O., Kontseva V.V., Vozniuk A.B., Stasiuk B.O. The necessity for organisation of road traffic to increase safety on roads after road works. News of science and education. 2019. №5 (66). P. 75-94.

35. Driver crash risk factors and prevalence evaluation using naturalistic driving data [Електронний ресурс] / [T. Dingus, F. Guo, S. Lee та ін.]. – 2016. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.pnas.org/content/113/10/2636>.

36. Elvik M. Black Spot Management and Safety Analysis of Road Networks – Best practice guidelines and implementation steps [Електронний ресурс] / Elvik //

Oslo, 2007. Режим доступу до ресурсу:

<https://www.tol.no/getfile.php/137993-1201092114/Publikasjoner/T%C3%98IP%20rapporter/2007/919-2007/919-2007-sum.pdf>.

37. Genealogy of traffic flow models / F. Kessels, S. Hoogendoorn, C. Vuik, K. Lint. // EURO Journal on Transportation and Logistics. – 2015. – №4. – С. 445–473.

38. Handbook of Driving Simulation for Engineering, Medicine, and Psychology / D. Fisher, M. Rizzo, J. Caird, J. Lee., 2011. – 752 с.

39. How London got rid of private cars – and grew more congested than ever [Електронний ресурс] // Guardian News. – 2020. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.theguardian.com/politics/2020/feb/11/how-london-got-rid-of-private-cars-and-grew-more-congested-than-ever>.

40. Nasuha Nor Azlan N. Overview Of Application Of Traffic Simulation Model

[Електронний ресурс] / N. Nasuha Nor Azlan, M. Md Rohani // MATEC Web of Conferences 150. – 2018. – Режим доступу до ресурсу: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201815003006>

41. Save LIVES - A road safety technical package [Електронний ресурс] // L'IV Com Sàrl, Villars-sous-Yens, Switzerland. – 2017. – Режим доступу до ресурсу: <https://apps.who.int/iris/bitstream/handle/10665/255199/9789241511704-eng.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.

42. Schnabel W. Werner Schnabel Grundlagen der Strassen-verkehrstechnik und der Verkehrsplanung. dritte volstaendig ueberarbeitete Auflage / W. Schnabel, D. Lohse. – Berlin, Wien, Zuerich, 2011. Band 1. – 619 p., Band 2. – 632 p.