

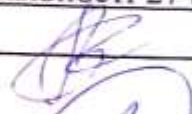
Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

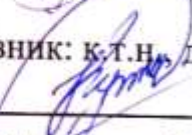
на тему:

«Підвищення експлуатаційної надійності вантажного рухомого складу
приватного акціонерного товариства «Гніваньський завод спецалізобетону»
шляхом вдосконалення конструкції приводу зчеплення»

Виконав: студент 2-го курсу, групи 1АТ-23м
спеціальності 274 – Автомобільний транспорт

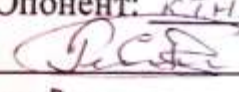

Руденко В.Ю.

Керівник: к.т.н., доцент каф. АТМ


Кужель В.П.

« 12 » 12 2024 р.

Опонент: к.т.н., доцент каф. АТМ


Репінський С.В.

« 12 » 12 2024 р.

Допущено до захисту

Звідувач кафедри АТМ


к.т.н., доц. Цимбал С.В.

« 12 » 12 2024 р.

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 27 – Транспорт
Спеціальність – 274 – Автомобільний транспорт
Освітньо-професійна програма – Автомобільний транспорт

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доцент Цимбал С.В.

« 18 » 09 2024 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ

Руденку Вадиму Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення експлуатаційної надійності вантажного рухомого складу приватного акціонерного товариства «Гніваньський завод спеціалізобетону» шляхом вдосконалення конструкції приводу зчеплення,

керівник роботи Кужель Володимир Петрович, к.т.н., доцент,

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

затверджені наказом ВНТУ від «17» вересня 2024 року № 310.

2. Строк подання здобувачем роботи: 06.12.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, структура автопарку України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджуване підприємство і моделі АТЗ – автомобілі приватного акціонерного товариства «Гніваньський завод спеціалізобетону»: вантажні автомобілі: КраЗ, ЗІЛ, КамАЗ, ГАЗ; легкові автомобілі – ГАЗ-31029; об'єкт дослідження – процес керування зчепленням; предметом дослідження є розробка заходів щодо вдосконалення конструкції пневмогідравлічного підсилювача вимкнення зчеплення; конструкції пневмогідравлічних підсилювачів (ППП).

4. Зміст текстової частини:

1 Науково-технічне обґрунтування необхідності підвищення експлуатаційної надійності вантажного рухомого складу приватного акціонерного товариства «Гніваньський завод спеціалізобетону».

2 Моделювання статичних характеристик пневмогідравлічного підсилювача.

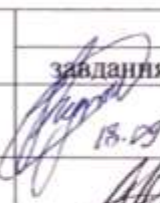
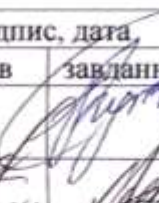
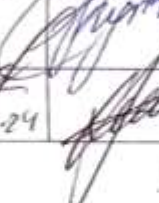
3 Уніфіковане сімейство пневмогідравлічних підсилювачів вимкнення зчеплення.

4 Умови використання, технічні характеристики та визначення статичних характеристик запропонованого пневмогідравлічного підсилювача.

5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

- 1-3 Тема, актуальність, мета роботи, об'єкт та предмет дослідження, завдання та новизна дослідження.
- 4 Анонсування результатів роботи та публікації.
- 5 Характеристика приватного акціонерного товариства «Гніванський завод спеціалізованої бетону»
- 6 Рухомий склад підприємства (вантажні автомобілі).
- 7 Класифікація приводів зчеплення АТЗ.
- 8 Основні класифікаційні ознаки пневмогідравлічних підсилювачів.
- 9 Перспективний пневмогідравлічний підсилювач КрАЗ.
- 10 Пневмогідравлічний підсилювач автомобіля КамАЗ.
- 11 Розрахункова статична характеристика механізму та розрахункова схема приводу з пневмогідравлічним підсилювачем.
- 12 Тривимірне моделювання ППТ за допомогою ПЗ SolidWork та робоче креслення в AutoCAD.
- 13 Запропонований пневмогідравлічний підсилювач (ППТ).
- 14 Статична характеристика запропонованого ППТ.
- 15 Основні висновки по роботі.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ/підрозділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Кужель В.П., доцент кафедри АТМ	 18.09.24	 18.09.24
Визначення ефективності запропонованих рішень	Цимбал С.В., доцент кафедри АТМ	 18.11.24	 18.11.24

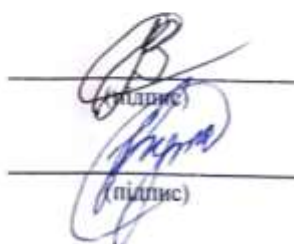
7. Дата видачі завдання « 18 » вересня 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	18.09-22.09.2024	Вик
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	23.09-20.10.2024	Вик
3	Обґрунтування методів досліджень	23.09-20.10.2024	Вик
4	Розв'язання поставлених задач	21.10-03.11.2024	Вик
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	04.11-17.11.2024	Вик
6	Виконання розділу/підрозділу «Визначення ефективності запропонованих рішень»	18.11-01.12.2024	Вик
7	Нормоконтроль МКР	02.12-06.12.2024	Вик
8	Попередній захист МКР	09.12-11.12.2024	Вик
9	Рецензування МКР	12.12-16.12.2024	Вик
10	Захист МКР	17.12-20.12.2024	Вик

Здобувач

Керівник роботи


(підпис)

Руденко В.Ю.

Кужель В.П.

АНОТАЦІЯ

УДК 629.3.017.5

Руденко В.Ю. Підвищення експлуатаційної надійності вантажного рухомого складу приватного акціонерного товариства «Гніваньський завод спеціалізованої бетону» шляхом вдосконалення конструкції приводу зчеплення. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 –Автомобільний транспорт, освітня програма – Автомобільний транспорт. Вінниця: ВНТУ, 2024. 92 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 22 назви; рис.: 44.

В магістерській кваліфікаційній роботі пророблено питання підвищення експлуатаційної надійності вантажного рухомого складу шляхом вдосконалення конструкції приводу зчеплення. У розділі 1 проведено науково-технічне обґрунтування необхідності підвищення експлуатаційної надійності вантажного рухомого складу приватного акціонерного товариства «Гніваньський завод спеціалізованої бетону». В розділі 2 виконано моделювання статичних характеристик пневмогідравлічного підсилювача. В розділі 3 розроблено уніфіковане сімейство пневмогідравлічних підсилювачів вимкнення зчеплення. В розділі 4 сформовані умови використання, технічні характеристики та визначені статичні характеристики запропонованого пневмогідравлічного підсилювача.

Графічна частина складається з 15 слайдів.

Ключові слова: зчеплення; привод; підсилювач пневмогідравлічний; автомобіль вантажний; моделювання математичне; надійність експлуатаційна.



ABSTRACT

Rudenko Vadym. Increasing the operational reliability of freight rolling stock of the private joint-stock company “Hnivanskyi Zavod Spetszalizobetonu” by improving the design of the clutch drive. Master's qualification work in the specialty 274 – Motor transport, educational program – Motor transport. Vinnytsia: VNTU, 2024. 92 p.

In Ukrainian. Bibliography: 22 titles; Fig.: 44.

The master's qualification work deals with the issue of increasing the operational reliability of freight rolling stock by improving the design of the clutch drive. In section 1, a scientific and technical justification of the need to increase the operational reliability of freight rolling stock of the private joint-stock company “Hnivanskyi Zavod Spetszalizobetonu” is provided. In section 2, modeling of the static characteristics of the pneumohydraulic amplifier is performed. In section 3, a unified family of pneumatic-hydraulic clutch disengagement amplifiers is developed. In section 4, the conditions of use, technical characteristics and static characteristics of the proposed pneumatic-hydraulic amplifier are determined.

The graphic part consists of 15 slides.

Keywords: clutch; drive; pneumatic-hydraulic amplifier; truck; mathematical modeling; operational reliability.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ВАНТАЖНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ ПРИВАТНОГО АКЦІОНЕРНОГО ТОВАРИСТВА «ГНІВАНЬСЬКИЙ ЗАВОД СПЕЦЗАЛІЗОБЕТОНУ».....	7
1.1 Характеристика приватного акціонерного товариства «Гніванський завод спецалізобетону».....	7
1.2 Дослідження ринку перевезення готової продукції підприємства.....	14
1.3 Характеристика виробничо – технічної бази транспортного підрозділу.....	16
1.4 Аналіз існуючих приводів керування зчепленням.....	22
1.4.1 Основні вимоги, які висуваються до приводів зчеплення.....	22
1.4.2 Аналіз існуючих приводів зчеплення транспортних засобів.....	25
1.5 Огляд існуючих конструкцій підсилювачів приводу зчеплення.....	29
1.5.1 Механічний підсилювач.....	29
1.5.2 Гідравлічний підсилювач.....	29
1.5.3 Вакуумний підсилювач.....	31
1.5.4 Пневматичні підсилювачі.....	32
1.6 Огляд і класифікація пневмогідравлічних підсилювачів.....	32
1.7 Висновки до розділу 1 та постановка завдань досліджень.....	35
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ СТАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОГО ПІДСИЛЮВАЧА.....	37
2.1 Аналіз конструкцій пневмогідравлічних підсилювачів.....	37
2.2 Вибір параметрів пневмогідравлічного підсилювача.....	55
2.3 Розрахунок і вибір основних параметрів системи.....	59
2.4 Розрахунок статичних характеристик ПГП.....	66
2.5 Висновки до розділу 2.....	69

РОЗДІЛ 3. УНІФІКОВАНЕ СІМЕЙСТВО ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИХ ПІДСИЛЮВАЧІВ ВИМКНЕННЯ ЗЧЕПЛЕННЯ.....	70
3.1 Визначення уніфікації конструкції та обґрунтування її необхідності.....	70
3.2 Тривимірне моделювання ПГП.....	70
3.3 Отримання уніфікованих підсилювачів.....	72
3.3.1 ПГП які встановлюються на автомобілях КрАЗ та ЛАЗ.....	73
3.3.2 ПГП які встановлюються на автомобілях Урал.....	75
3.3.3 ПГП які встановлюються на автомобілях МАЗ.....	75
3.4 Висновки до розділу 3.....	77
РОЗДІЛ 4. УМОВИ ВИКОРИСТАННЯ, ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАПРОПОНОВАНОГО ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОГО ПІДСИЛЮВАЧА.....	78
4.1 Опис конструкції розробленого ПГП.....	78
4.2 Технічні характеристики.....	78
4.3 Пристрій і робота виробу.....	79
4.4 Стендові випробування робочих процесів приводу керування зчепленням з ПГП.....	82
4.4.1 Пристрій стенда для зняття статичних характеристик ПГП.....	83
4.4.2 Одержання експериментальної статичної характеристики ПГП.....	84
4.5 Висновки до розділу 4.....	85
ВИСНОВКИ.....	87
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	89
ДОДАТКИ.....	92
Додаток А. Ілюстративна частина	
Додаток Б. Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень	



ВСТУП

Актуальність теми. Найбільше гостро на сьогоднішній день стоїть питання полегшення керування саме зчепленням на автобусах і вантажних автомобілях великої вантажопідйомності. Найбільш відомі два напрямки полегшення керування зчепленням: застосування автоматичних зчеплень і застосування різних підсилювачів у приводах зчеплень (сервоприводів). Саме другий напрямок одержав найбільше поширення на автобусах і вантажних автомобілях великої вантажопідйомності, у той час як автоматичні зчеплення частіше застосовуються на легкових автомобілях особливо малого і малого класу. Застосування автоматичних зчеплень усуває педаль керування зчепленням, а автомобіль плавно рушає з місця в різних дорожніх умовах незалежно від кваліфікації водія.

В роботі дослідження призначені для розробки й удосконалення саме конструкції пневмогідравлічних підсилювачів (ППП), що сприяє і поліпшенню процесу керування зчепленням великовантажних автомобілів та автобусів, і збільшенню ресурсу агрегатів трансмісії завдяки зменшенню саме динамічних навантажень при включенні зчеплення. Існуючі конструкції пневмогідравлічних підсилювачів зчеплення мають недоліки, що роблять негативний вплив на експлуатаційні/ергономічні показники управління зчепленням. Крім того, навіть на початковому етапі проектування PPP відсутня проста, доступна й у той же час досить точна методика, яка дозволяє правильно вибрати основні параметри підсилювача, який розробляється, що в остаточному підсумку негативно позначається як на статичних, так і на динамічних характеристиках усього приводу.

Існуючі статистичні дані доводять, що від правильності вибору конструктивних параметрів приводу залежать не тільки ергономічні показники але й активна безпека транспортного засобу та довговічність вузлів і агрегатів трансмісії.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дана робота виконувалась згідно з науково-дослідними тематиками кафедри автомобілів та транспортного менеджменту Вінницького національного технічного університету і

являється складовою частиною досліджень пов'язаних саме з вдосконаленням конструктивних параметрів приводу для покращення активної безпеки транспортного засобу та довговічності вузлів і агрегатів трансмісії.

Мета і завдання дослідження.

Мета роботи – підвищення експлуатаційної надійності вантажного рухомого складу приватного акціонерного товариства «Гніваньський завод спеціалізованої продукції».

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі завдання:

- науково-технічне обґрунтування необхідності підвищення експлуатаційної надійності вантажного рухомого складу приватного акціонерного товариства «Гніваньський завод спеціалізованої продукції»;
- виконати моделювання статичних характеристик пневмогідравлічного підсилювача;
- розробити уніфіковане сімейство пневмогідравлічних підсилювачів вимкнення зчеплення;
- сформулювати умови використання, технічні характеристики та визначити статичні характеристики запропонованого пневмогідравлічного підсилювача.

Об'єкт дослідження – процес керування зчепленням.

Предметом дослідження є розробка заходів щодо вдосконалення конструкції пневмогідравлічного підсилювача вимкнення зчеплення.

Методи дослідження – в роботі використовувався аналіз існуючих конструкцій виключно приводів керування зчепленнями і методів їх проектування, були використані методи математичного моделювання роботи зчеплення із пневмогідравлічним приводом, у виконанні ескіз конструкції нового пневмогідравлічного підсилювача, в експериментальній частині роботи використані відомі методи фізичного моделювання поверхні деталі.

Новизна одержаних результатів:

дістали подальшого розвитку методи математичного моделювання роботи зчеплення із пневмогідравлічним приводом, підходи створення уніфікованої конструкції нового сімейства пневмогідравлічних підсилювачів вимкнення зчеплення для вантажних автомобілів.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблені та запропоновані автором підходи, рекомендації та конструкторські рішення і пропозиції можуть бути застосовані в умовах приватного акціонерного товариства «Гніваньський завод спеціалізованої бетону» для підвищення експлуатаційної надійності вантажного рухомого складу.

Особистий внесок здобувача. Здобувачем проаналізовані існуючі конструкції приводів керування зчепленням, наявні методики їх розрахунку і проектування, обґрунтовані методи як математичного моделювання роботи зчеплення із пневмогідравлічним приводом, так і виконаний синтез конструкції нового пневмогідравлічного підсилювача для вантажних автомобілів приватного акціонерного товариства «Гніваньський завод спеціалізованої бетону».

Апробація результатів роботи. Проміжні результати досліджень доповідалися й обговорювалися на XVII міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 21-23 жовтня 2024 року, місто Житомир.

Публікації. Проміжні результати досліджень були частково викладенні і опубліковані в 1 науковій праці: Кужель В.П. Шляхи покращення ефективності роботи автосервісних підприємств України в умовах сьогодення / Кужель В.П., Кравець С.І., Руденко В.Ю., Нікіфоров Н.С. // Тези XVII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 21-23 жовтня 2024 року. – Житомир : Житомирська політехніка, 2024. С. 130 – 132 [2].

РОЗДІЛ 1

НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ВАНТАЖНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ ПРИВАТНОГО АКЦІОНЕРНОГО ТОВАРИСТВА «ГНІВАНЬСЬКИЙ ЗАВОД СПЕЦЗАЛІЗОБЕТОНУ»

1.1 Характеристика приватного акціонерного товариства «Гніванський завод спецзалізобетону»

Зазначимо, що приватне акціонерне товариство «Гніванський завод спецзалізобетону» було утворене (засноване) у відповідності до наказу Міністерства транспорту України від 28.09.2001р. № 653 шляхом перетворення державного підприємства «Гніванський завод спецзалізобетону» у відкрите акціонерне товариство «Гніванський завод спецзалізобетону» відповідно до Указу Президента України від 15.06.1993р. №210/93 «Про корпоратизацію підприємств» та перейменоване на приватне акціонерне товариство «Гніванський завод спецзалізобетону».

Власне управління корпоративними правами товариства здійснює публічне акціонерне товариство «Українська залізниця», код згідно з ЄДРПОУ 40075815, утворене відповідно до Закону України «Про особливості утворення публічного акціонерного товариства залізничного транспорту загального користування» та постанови Кабінету Міністрів України від 25.06.2014 №200 «Про утворення публічного акціонерного товариства «Українська залізниця».

На сьогодні виробничі потужності приватного акціонерного товариства «Гніванський завод спецзалізобетону» складають 214,4 тис. збірного з/бетону в рік в т.ч.:

- шпали - 114,0 тис.м³;
- труби напірні - 45,7 тис.м³;
- труби б/напірні - 10,2 тис.м³;

- стояки опор конт. мережі - 12,0 тис.м³;
- плити перекриття - 32,5 тис.м³.

Місцезнаходження або адреса приватного акціонерного товариства «Гніванський завод спеціалізованої бетону» - місто Гнівань, вулиця Промислова, будинок 15, Тиврівський район, Вінницька обл. (індекс 23310), (рис 1.1).

Підприємство, як відомо, було засноване в 1964р. і підпорядковане Міністерству промисловості будівельних матеріалів СРСР. В 1992р. завод перейшов в підпорядкування Державної адміністрації залізничного транспорту України.



Рисунок 1.1 – Територія приватного акціонерного товариства (ПрАТ) «Гніванський завод спеціалізованої бетону» (23,4 гектари, 5 цехів та 11 допоміжних підрозділів)

Вже на початку 2001 року з державного підприємства завод було перетворено у відкрите акціонерне товариство. Засновником є Міністерство транспорту України.

На сьогоднішній день підприємство є одним з провідних у Вінницькій області з виробництва різних залізобетонних виробів. Наведемо основні напрямки діяльності підприємства – це виробництво залізобетонних труб безнапірних, труб напірних вібропресованих, шпал, опор контактної мережі для залізниць; панелей перекриття; і інш. залізобетонної продукції різного асортименту (рис 1.2 – 1.4).

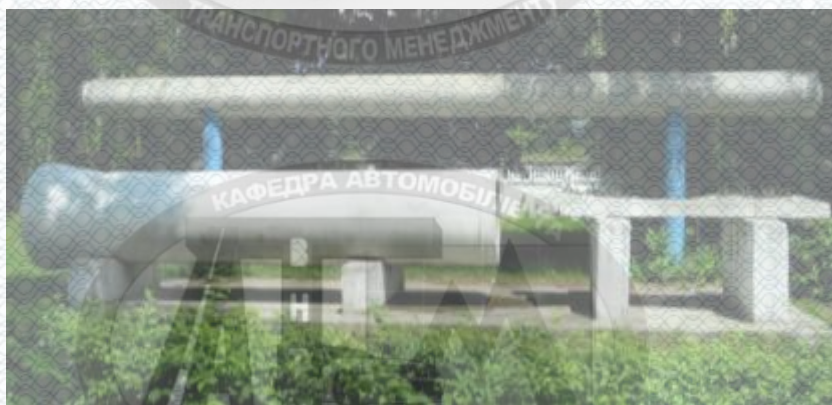


Рисунок 1.2 – Готова продукція підприємства (експозиція)



Рисунок 1.3 – Готова продукція підприємства (труби безнапірні)



Рисунок 1.4 – Готова продукція підприємства (залізобетонні шпали)

Основним ринком збуту виробленої продукції є Україна. Покупцями є підприємства і приватні особи. Основним покупцем є Укрзалізниця.

Завод розташований на площі 23,4 гектари і має в своїй структурі 5 основних цехів та 11 допоміжних підрозділів, серед яких і транспортний (рис. 1.1).

Підприємство продає свою продукцію через існуючі контакти з підприємствами-споживачами, а основними клієнтами ВАТ «Гніванський завод спецзалізобетону» звісно є: Укрзалізниця, Гніваньське, Жмеринське і Козятинське вагонні депо, Вінницький водоканал, РМУ-2, БМУ-3 та інші підприємства.

Діяльність ПрАТ знаходиться під впливом сезонних змін. Попит на продукцію знижується в осінньо-зимовий період, що призводить до накопичення продукції на складах, і стрімко підвищується в весняно-літній період.

Для транспортного забезпечення виробничої діяльності ПрАТ «Гніванський завод спецзалізобетону», технологічного процесу виготовлення, збуту і реалізації продукції, перевезення вантажів, виконання будівельних і монтажних робіт створено власний автотранспортний підрозділ. Для виконання широкого переліку транспортних послуг автотранспортний підрозділ має власні транспортні засоби.

На підприємстві бортові автомобілі ГАЗ-53 і сідельні тягачі КамАЗ-5410 з напівпричепами працюють саме в цеху збуту готової продукції.

Автомобілі-самоскиди КрАЗ-6510 і ЗІЛ-4502 перевозять саме сировину (пісок, щебінь, гравій) для забезпечення процесу виробництва залізобетонних конструкцій та іншої продукції. Пасажи́рські автобуси ЛАЗ-699 і Ікарус перевозять працівників на підприємстві як на роботу так і з роботи. Легкові автомобілі виконують функції щодо оперативного управління підприємством. Сформуємо склад і вартість основних виробничих фондів підприємства за 2024 рік за формою №5 в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні виробничі фонди ПрАТ

Групи основних засобів	Залишок на початок року		Надійшло за рік	Вибуло за рік		Нараховано амортизації за рік	Залишок на кінець року	
	Первісна (переоцінена) вартість	знос		Первісна (переоцінена) вартість	знос		Первісна (переоцінена) вартість	знос
Будинки, споруди та передавальні пристрої	98146	66357,0	41,0	2405,0	1334,0	1511,0	96339,0	66774,0
Машини та обладнання	209196	198069	1438,0	13,0	12,0	2042,0	339497,0	326842,0
Транспортні засоби	56519,0	55794,0	182,0			139,0	58074,0	57182,0
Інструменти, прилади	3308,0	3115,0	15,0			36,0	5890,0	5693,0
Інші основні засоби	79,0	59,0				2,0	80,0	62,0
Малоцінні необоротні матеріальні активи	241,0	241,0	387,0			387,0	628,0	628,0
Разом	367489	323635	2063,0	2418,0	1346,0	4117,0	500508,0	457181,0

Після аналізу таблиці 1.1, слід зробити висновки стосовно структури основних виробничих фондів, куди входять: будівлі, споруди і передавальні пристрої, які становлять 19,24% від загальної вартості; також машини та обладнання – 67,83%; транспортні засоби – 11,6%; і в кінці - інструменти і прилади – 1,18%

Умови роботи транспортного підрозділу наступні:

- списочна кількість рухомого складу – 45 автомобілів, з них вантажні автомобілі: КрАЗ – 15 одиниць (рис 1.5), ЗІЛ – 4 одиниці (рис 1.6), КамАЗ - 5 одиниць (рис 1.7), ГАЗ - 12 одиниць (рис 1.8); автобуси: ЛАЗ-699, Ікарус -255 -5 одиниць; легкові автомобілі – ГАЗ-31029 – 3 одиниці.

- середньодобовий пробіг для кожної групи становить відповідно 150 км, 140 км, 160 км, 130км;

- умови зберігання рухомого складу – відкрите, без підігріву, розміщення при 100% незалежному виїзді під кутом 90° до осі проїзду;
- категорія умов експлуатації – II;
- природнокліматичний район – помірно-теплий, помірно-вологий;

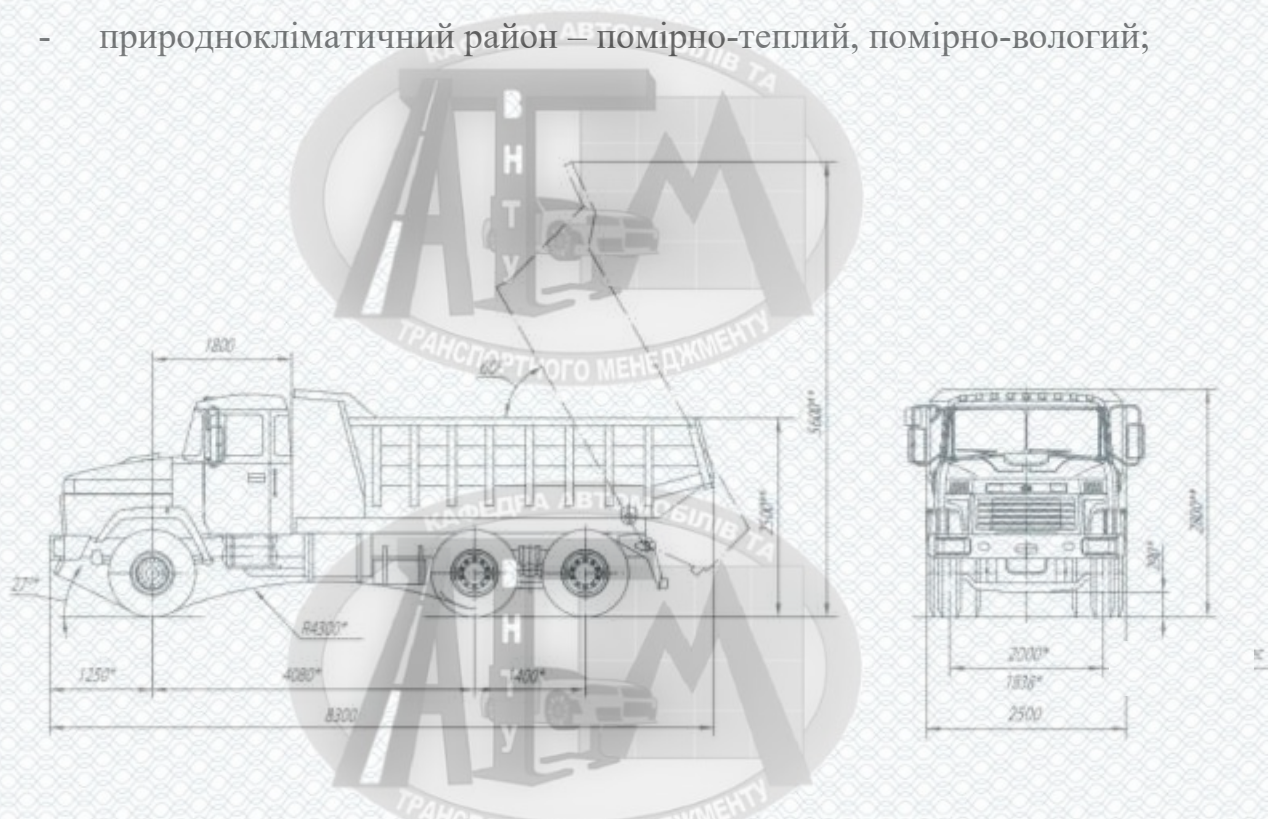


Рисунок 1.5 – Автомобіль – самоскид КрАЗ-6510 (призначений для перевезення будівельних (сипучих та навалочних) вантажів)

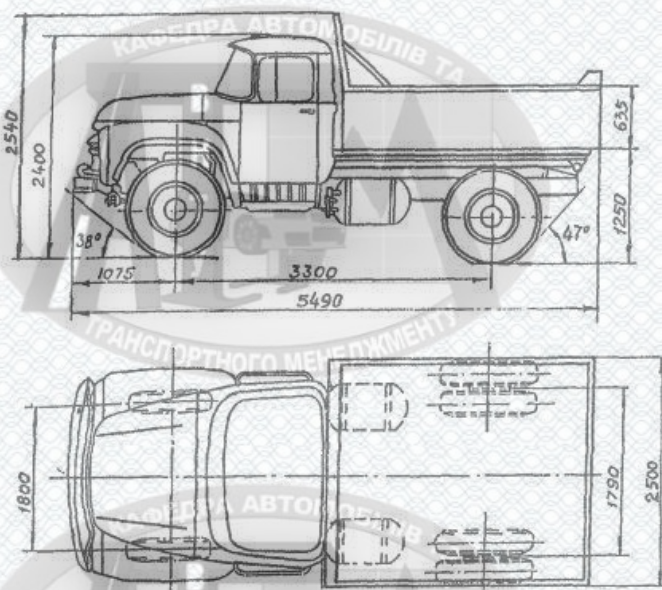


Рисунок 1.6 – Автомобіль – самоскид ЗІЛ-4502

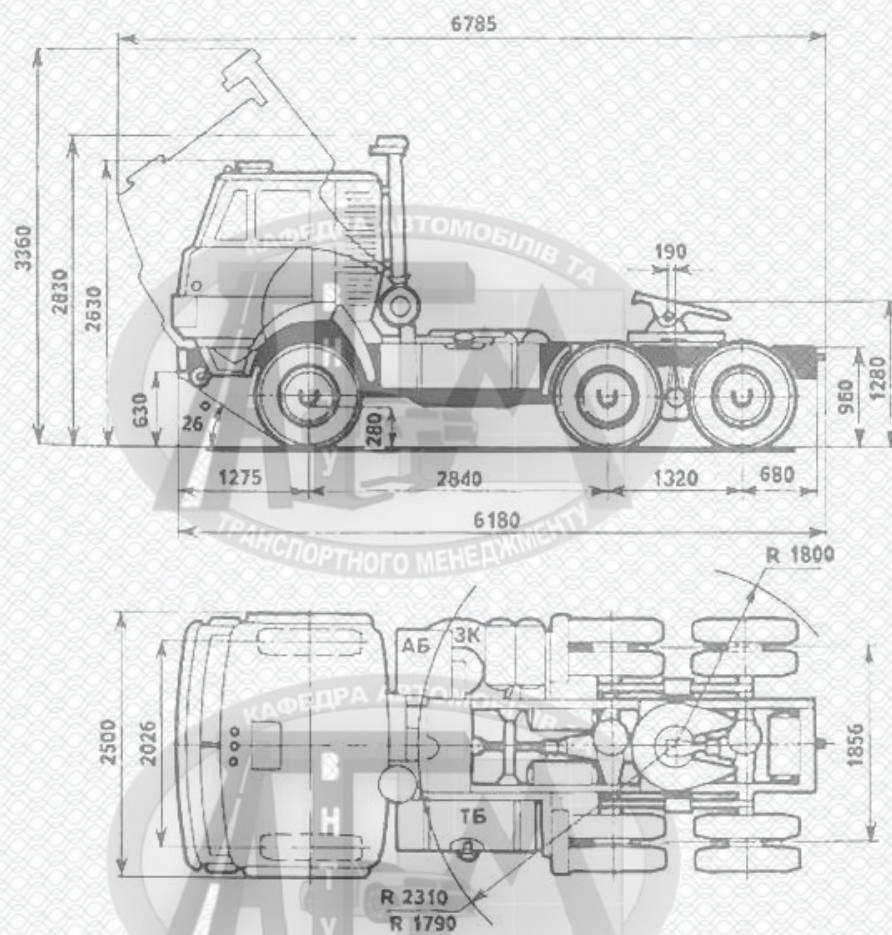


Рисунок 1.7 – Сідельний тягач КамАЗ-5410

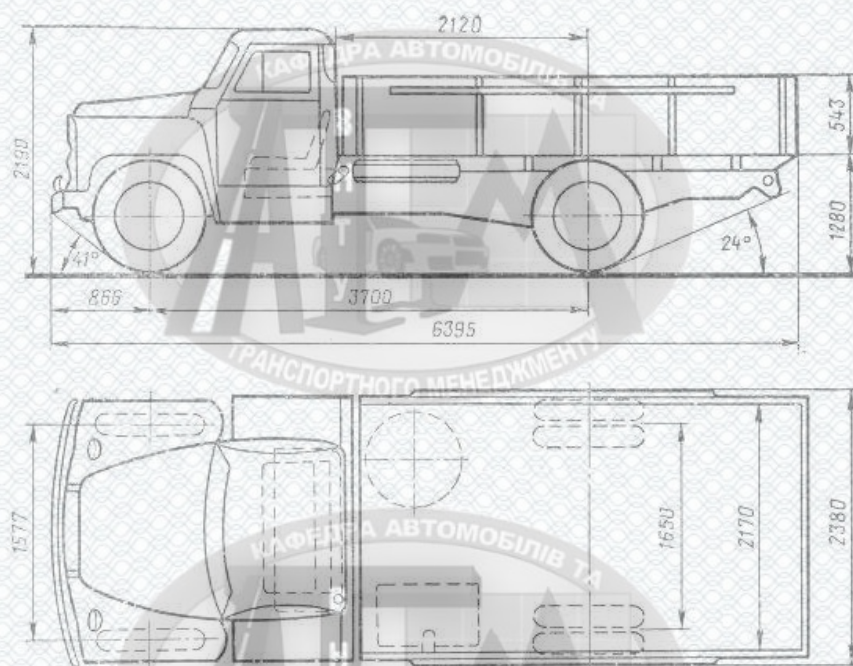


Рисунок 1.8 – Бортовий автомобіль ГАЗ 53

1.2 Дослідження ринку перевезення готової продукції підприємства

Підприємство продає свою продукцію виключно завдяки постійним контактам з підприємствами-споживачами, такими як: Укрзалізниця, Гніваньське, Жмеринське і Козятинське вагонні депо, Вінницький водоканал, РМУ-2, БМУ-3 та інші підприємства.

Діяльність ПрАТ знаходиться під впливом сезонних змін. Попит на продукцію знижується в осінньо-зимовий період, що призводить до накопичення продукції на складах. Наведемо динаміку зміни основних техніко-експлуатаційних показників роботи і використання рухомого складу (рис. 1.9 - 1.13).

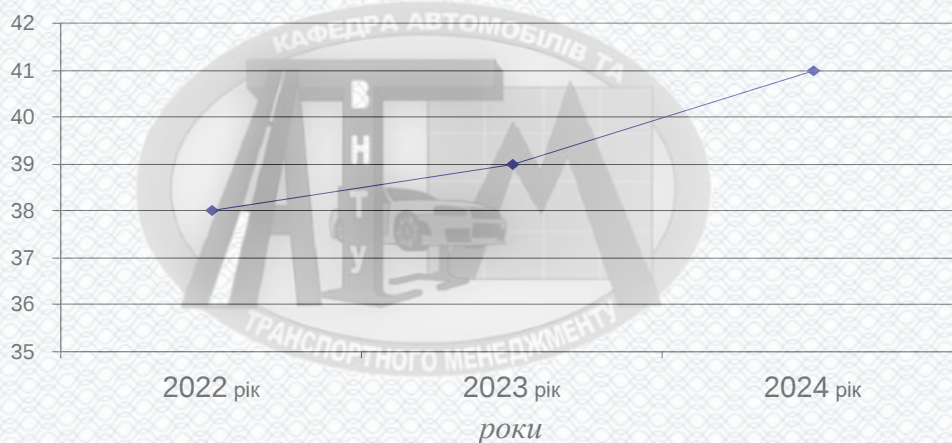


Рисунок 1.9- Динаміка зміни наявної кількості автомобілів

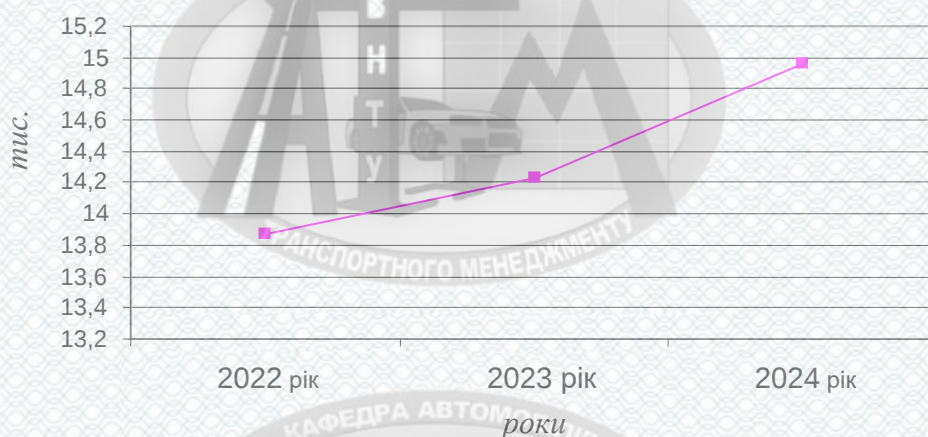


Рисунок 1.10 - Динаміка зміни кількості автомобіле-днів перебування в господарстві

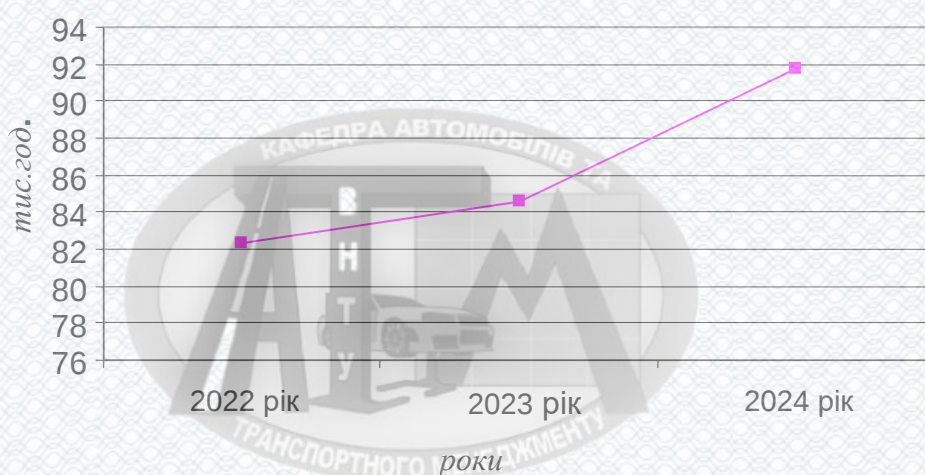


Рисунок 1.11 – Динаміка зміни часу перебування в наряді

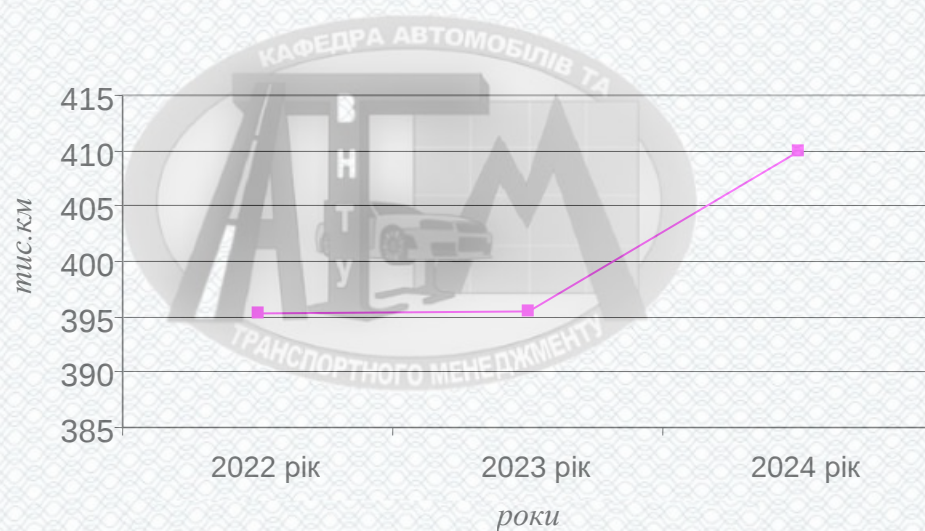


Рисунок 1.12 – Динаміка зміни загального пробігу

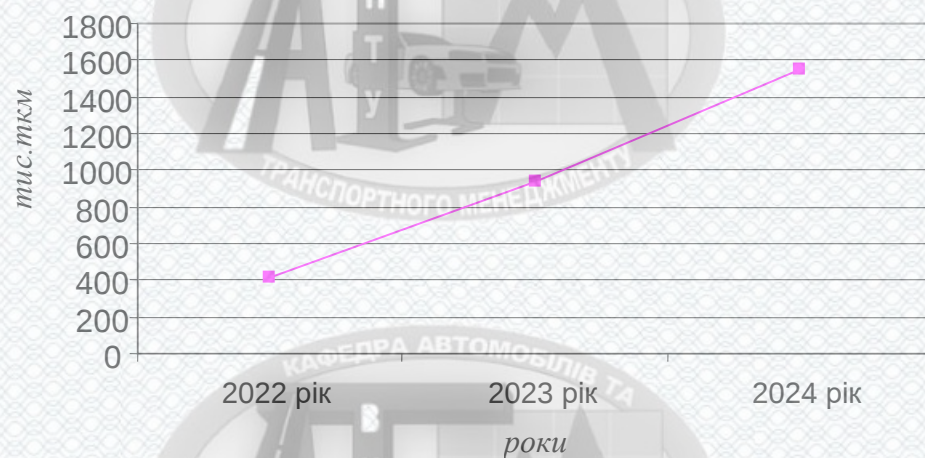


Рисунок 1.13 – Динаміка зміни обсягів транспортної роботи

1.3 Характеристика виробничо – технічної бази транспортного підрозділу

Виробничо – технічна база автотранспортного підрозділу розміщена на власній земельній ділянці площею 1,2 га. Територія підприємства огорожена забором із залізобетонних плит, а на території підприємства розташовані: адміністративна будівля, допоміжна будівля, виробничий корпус, АЗС, КПП, диспетчерська, теплі гаражі, відкрита стоянка автомобілів.

Власне виробничий корпус - довжина 36,5м і ширина 18,5м. В ньому розміщені зони ТО і ПР. Загальна кількість постів – 4. Всі пости тупикові і розміщені під кутом 90° до осі проїзду. Також у виробничому корпусі розміщені ділянки: агрегатна, слюсарно-механічна, електротехнічна, акумуляторна, шиномонтажна і вулканізаційна, паливної апаратури; склади: запасних частин, шин, мастил і агрегатів, інструментальний.

На ПрАТ „Гніванський завод спецзалізобетону” приймальний контроль, як правило, організовують виключно на виробничих ділянках майстри ділянок, бригадири. Перевірка якості всіх робіт, незалежно від того, на якій ділянці ці роботи виконувались, здійснюється на постах видачі. Одночасно з цими операціями під час приймального контролю перевіряють звіт і відповідність фактично виконаних робіт переліченим у замовленні-наряді; технічний стан усіх складових і систем автомобіля, особливо тих, від яких залежить безпечність руху; комплектність автомобіля; правильність оплати і термін гарантії на різні види робіт.

Техніко-економічні показники використовуються для проектних розрахунків при необхідності нового будівництва і реконструкції функціонуючих підприємств, а також для оцінки, порівняння і вибору проектних рішень. Для оцінки рівня прогресивності технологічної розробки ВТБ встановлені такі нормативні питомі показники:

- чисельність виробничих робітників, на один автомобіль;
- кількість робочих постів, на один автомобіль;
- площа виробничо-складських приміщень, m^2 , на один автомобіль;
- площа допоміжних (побутових) приміщень, m^2 , на один автомобіль;

- площа стоянки, m^2 , на один автомобіль;
- площа території підприємства, m^2 , на один автомобіль;

Оцінку проводимо методом порівняння фактичних показників з еталонними, попередньо сформувавши технологічно сумісні групи автомобілів і виконавши для кожної з них розрахунки ТЕПів.

Умови роботи транспортного підрозділу:

- списочна кількість РС (рухомого складу) – 41 автомобілів, з них вантажні автомобілі: КрАЗ – 11 одиниць, ЗІЛ – 4 одиниці, КамАЗ - 5 одиниць, ГАЗ - 12 одиниць; автобуси: ЛАЗ-699, Ікарус -255 -5 одиниць; легкові автомобілі – ГАЗ-31029 – 3 одиниці.

- середньодобовий пробіг для кожної групи становить відповідно 155 км, 140 км, 160 км, 125км;

- умови зберігання рухомого складу – відкрите, без підігріву, розміщення при 100% незалежному виїзді під кутом 90° до осі проїзду;

- категорія умов експлуатації – II;

- природнокліматичний район – помірно-теплий, помірно-вологий;

- умови теплопостачання, водопостачання, електропостачання – від міської мережі.

Попередньо необхідно вибрати питомі показники для еталонних умов, значення вибираються з [7] і заносяться в таблицю 1.2.

Таблиця 1.2 – Питомі показники для еталонних умов

Показники	Позначення	Значення
1. Чисельність виробничих робітників, чол..	P_n	0,32
2. Кількість робочих постів	X_n	0,1
3. Площа виробничо-складських приміщень, m^2	$f_{п. вс.}$	19,0
4. Площа допоміжних приміщень, m^2	$f_{п. доп.}$	8,7
5. Площа стоянки, m^2	$f_{п. ст.}$	37,2
6. Площа території підприємства, m^2	$f_{п. тер.}$	120

Розрахунок проводимо методом перемноження питомих показників на коефіцієнти, які враховують: K_1 – спискову кількість технологічно сумісних автомобілів; K_2 – тип рухомого складу; K_3 – наявність причепів до вантажних автомобілів; K_4 – середньодобовий пробіг одиниці РС; K_5 – умови зберігання РС; K_6 – категорію умов експлуатації РС; K_7 – кліматичні умови експлуатації.

Всі значення коефіцієнтів вибираються з [7] і заносяться в таблицю 1.3.

Таблиця 1.3 - Коефіцієнти приведених числових значень еталонних показників

Показники	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7
1	2	3	4	5	6	7	8
P_n КрАЗ	1,66	1,0	0,55	-	-	1,16	0,95
ЗІЛ	1,66	0,68	0,7	-	-	1,16	0,95
КамАЗ	1,66	0,75	0,85	-	-	1,16	0,95
ГАЗ	1,24	1,0	1,0	-	-	1,08	0,95
X_n							
КрАЗ	2,3	1,0	0,78	-	-	1,15	0,97
ЗІЛ	2,3	0,72	0,89	-	-	1,15	0,97
КамАЗ	2,3	0,77	0,95	-	-	1,15	0,97
ГАЗ	2,1	0,68	0,86	-	-	1,15	0,97
$f_{n. в.с.}$							
КрАЗ	2,05	1,0	0,76	-	-	1,15	0,82
ЗІЛ	2,05	0,6	0,64	-	-	1,15	0,82
КамАЗ	2,05	0,72	0,88	-	-	1,15	0,82
ГАЗ	1,9	0,56	0,6	-	-	1,15	0,82
$f_{n. доп.}$							
КрАЗ	1,85	1,0	0,88	-	-	1,08	0,98
ЗІЛ	1,85	0,88	0,82	-	-	1,08	0,98
КамАЗ	1,85	0,91	0,94	-	-	1,08	0,98

Продовження таблиці 1.3

1	2	3	4	5	6	7	8
ГАЗ	1,8	0,85	0,78	-	-	1,08	0,98
$f_{n. \text{ см.}}$							
КрАЗ	1,0	1,0	-	-	1,32	-	-
ЗІЛ	1,0	0,85	-	-	1,32	-	-
КамАЗ	1,0	0,92	-	-	1,32	-	-
ГАЗ	1,0	0,8	-	-	1,32	-	-
$f_{n. \text{ тер.}}$							
КрАЗ	1,9	1,0	0,92	-	1,16	1,07	0,93
ЗІЛ	1,9	0,76	0,88	-	1,16	1,07	0,93
КамАЗ	1,9	0,76	0,96	-	1,16	1,07	0,93
ГАЗ	1,9	0,76	0,86	-	1,16	1,07	0,93

Використовуючи дані таблиць 1.2 і 1.3, визначаємо питомі показники для умов нашого транспортного підрозділу, які відрізняються від еталонних.

Чисельність виробничих робітників:

$$P = P_n \cdot A_{cn} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_4 \cdot K_6. \quad (1.1)$$

ГАЗ: $P = 0,32 \cdot 4 \cdot 1,66 \cdot 1,0 \cdot 0,55 \cdot 1,16 \cdot 0,95 = 1,28 \text{ чол.};$

ЗІЛ: $P = 0,32 \cdot 4 \cdot 1,66 \cdot 0,68 \cdot 0,7 \cdot 1,16 \cdot 0,95 = 1,38 \text{ чол.};$

КамАЗ: $P = 0,32 \cdot 5 \cdot 1,66 \cdot 0,85 \cdot 0,75 \cdot 1,16 \cdot 0,95 = 1,87 \text{ чол.}$

КрАЗ: $P = 0,32 \cdot 12 \cdot 1,66 \cdot 0,85 \cdot 0,75 \cdot 1,16 \cdot 0,95 = 2,24 \text{ чол.}$

$$P = 6,77 \text{ чол.}; \quad P/A_{\text{сп}} = 0,27 \text{ чол.}$$

Кількість робочих постів:

$$X = X_n \cdot A_{cn} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_4 \cdot K_6. \quad (1.2)$$

ГАЗ: $X = 0,1 \cdot 4 \cdot 2,3 \cdot 1,0 \cdot 0,78 \cdot 1,15 = 0,66 \text{ пост.};$

ЗІЛ: $X = 0,1 \cdot 4 \cdot 2,3 \cdot 0,72 \cdot 0,89 \cdot 1,15 = 0,87 \text{ пост.};$

КамАЗ: $X = 0,1 \cdot 5 \cdot 2,3 \cdot 0,77 \cdot 0,95 \cdot 1,15 = 0,98 \text{ пост.};$

КрАЗ: $X = 0,1 \cdot 12 \cdot 2,3 \cdot 0,77 \cdot 0,95 \cdot 1,15 = 1,18 \text{ пост.};$

$$X/A_{cn} = 0,14 \text{ постів.}$$

Площа виробничо складських приміщень:

$$F_{ec} = f_{nec} \cdot A_{cвн} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_4 \cdot K_6. \quad (1.3)$$

ГАЗ: $F_{ec} = 19 \cdot 4 \cdot 2,05 \cdot 1,0 \cdot 0,76 \cdot 1,15 = 136,2 \text{ м}^2$;
 ЗІЛ: $F_{ec} = 19 \cdot 4 \cdot 2,05 \cdot 0,6 \cdot 0,64 \cdot 1,15 = 172,0 \text{ м}^2$;
 КамАЗ: $F_{ec} = 19 \cdot 5 \cdot 2,05 \cdot 0,72 \cdot 0,88 \cdot 1,15 = 183,8 \text{ м}^2$;
 КрАЗ: $F_{ec} = 19 \cdot 12 \cdot 2,05 \cdot 0,72 \cdot 0,88 \cdot 1,15 = 340,6 \text{ м}^2$;

$$F_{ec} / A_{cвн} = 33,3 \text{ м}^2 / 1 \text{ авт.}$$

Площа допоміжних приміщень:

$$F_{дон.} = f_{n,дон.} \cdot A_{cn} \cdot K_2 \cdot K_4 \cdot K_6. \quad (1.4)$$

ГАЗ: $F_{дон.} = 8,7 \cdot 4 \cdot 1,0 \cdot 0,88 \cdot 1,08 = 33,04 \text{ м}^2$;
 ЗІЛ: $F_{дон.} = 8,7 \cdot 4 \cdot 0,88 \cdot 0,82 \cdot 1,08 = 33,9 \text{ м}^2$;
 КамАЗ: $F_{дон.} = 8,7 \cdot 5 \cdot 0,91 \cdot 0,94 \cdot 1,08 = 40,4 \text{ м}^2$;
 КрАЗ: $F_{дон.} = 8,7 \cdot 12 \cdot 0,91 \cdot 0,94 \cdot 1,08 = 96,45 \text{ м}^2$;
 $F_{дон.} / A_{cn} = 8,15 \text{ м}^2 / 1 \text{ авт.}$

Площа стоянки рухомого складу:

$$F_{cm.} = f_{ncm.} \cdot A_{cn} \cdot K_2 \cdot K_5. \quad (1.5)$$

ГАЗ: $F_{cm.} = 37,2 \cdot 4 \cdot 1,0 \cdot 1,32 = 203,65 \text{ м}^2$;
 ЗІЛ: $F_{cm.} = 37,2 \cdot 4 \cdot 0,85 \cdot 1,32 = 166,95 \text{ м}^2$;
 КамАЗ: $F_{cm.} = 37,2 \cdot 5 \cdot 0,92 \cdot 1,32 = 225,88 \text{ м}^2$;
 КрАЗ: $F_{cm.} = 37,2 \cdot 12 \cdot 0,92 \cdot 1,32 = 542,1 \text{ м}^2$;
 $F_{дон.} / A_{cn} = 45,54 \text{ м}^2 / 1 \text{ авт.}$

Площа території підприємства:

$$F_{тер.} = f_{n.тер.} \cdot A_{cn} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6. \quad (1.6)$$

ГАЗ: $F_{тер.} = 120 \cdot 4 \cdot 1,9 \cdot 1,0 \cdot 0,92 \cdot 1,16 \cdot 1,07 = 1041,36 \text{ м}^2$;
 ЗІЛ: $F_{тер.} = 120 \cdot 4 \cdot 1,9 \cdot 0,76 \cdot 0,88 \cdot 1,16 \cdot 1,07 = 1114,1 \text{ м}^2$;
 КамАЗ: $F_{тер.} = 120 \cdot 5 \cdot 1,9 \cdot 0,87 \cdot 0,96 \cdot 1,16 \cdot 1,07 = 1363,6 \text{ м}^2$;
 КрАЗ: $F_{тер.} = 120 \cdot 12 \cdot 1,9 \cdot 0,87 \cdot 0,96 \cdot 1,16 \cdot 1,07 = 1636,32 \text{ м}^2$;
 $F_{тер.} / A_{cn} = 206,21 \text{ м}^2 / 1 \text{ авт.}$

Порівняння нормативних та існуючих технічно-економічних показників показано в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Результати порівняння нормативних/фактичних значень ТЕП

Назва показника	Одиниці вимірювання	Фактичні	Нормативні
1	2	3	4
1. Число виробничих робітників	Чол.	0,2	0,27
2. Кількість робочих постів	Од.	0,145	0,14
3. Площа виробничо-складських приміщень	м ²	35,45	33,3
4. Площа допоміжних приміщень	м ²	8,36	8,15
5. Площа стоянки	м ²	48,0	45,54
6. Площа території	м ²	234,5	206,21

Наведемо результати аналізу:

а) число постів зони ТО і ПР транспортного підрозділу практично співпадає з нормативними показниками;

б) площі виробничо-складських приміщень і допоміжних приміщень мають показники більше нормативних значень;

в) площі стоянки автомобілів і площі території більше нормативних значень.

Отже, зробимо висновки щодо необхідності науково-технічного обґрунтування підвищення експлуатаційної надійності вантажного рухомого складу приватного акціонерного товариства «Гніваньський завод спеціалізобетону» шляхом вдосконалення конструкції приводу зчеплення.

1.4 Аналіз існуючих приводів керування зчепленням

1.4.1 Основні вимоги, які висуваються до приводів зчеплення.

Зв'язок «нога водія» - «вилка вмикання/вимикання зчеплення» здійснюється саме за допомогою приводу. Тому приводом називається саме виконавчий орган чи група апаратів, призначених для збирання і передачі енергії робочого середовища (повітря або рідини) і з'єднаних між собою трубопроводами у визначеній послідовності.

При формуванні вимог до всіх видів приводів, необхідно чітко представляти основні режими роботи керованого пристрою або агрегату, у нашому випадку зчеплення. Основним (базовим) експлуатаційним режимом зчеплення є процес з'єднання двигуна з трансмісією при торганні автомобіля з місця і переключенні передач. Під час переключення передач зчеплення повинне швидко і цілком виключатися. Максимальний час вимикання не повинний перевищувати 0,2 – 0,25 с. Включення зчеплення після закінчення процесу переключення передач, повинне відбуватися максимально плавно, щоб у трансмісії автомобіля не виникало навантажень (значних), які здатні викликати у водія і пасажирів відчуття різкого сповільнення/прискорення автомобіля.

Основні вимоги, які пред'являються до приводів зчеплення, наступні:

- зручність/легкість керування;
- високий ККД;
- наявність дії, що стежить;
- надійність, довговічність і звісно простота в обслуговуванні.

Зручність забезпечується вибором припустимих зусиль на педалі зчеплення і її ходом. Установлено, що зусилля, що розвивається водієм для вимикання зчеплення, повинне знаходитися в межах $P_n = 150...250$ Н, а хід педалі зчеплення $S_n = 150...180$ мм, при цьому зрозуміло, що нижнє значення відноситься виключно до легкових автомобілів, верхнє - до вантажного. Для вантажного автомобіля ДСТУ встановлює зусилля на педалі зчеплення не більш 147 Н при наявності підсилювача і 245 Н без підсилювача.

Відзначені обмеження по зусиллю і переміщенню, а також ряд експлуатаційних, технологічних і економічних факторів, які враховують перевагу певного конструктивного рішення, визначають тип приводу зчеплення. Приводи керування зчепленням підрозділяються на механічні, гідравлічні, пневматичні, електричні і комбіновані. На автобусах (вантажівках великої вантажопідйомності) встановлюються зв'язно приводи з підсилювачами, що керуються від педалі зчеплення з підведенням енергії до них від різних пристроїв. Так, гідравлічні і пневматичні підсилювачі застосовуються на тих машинах, на яких мають гідравлічні і пневматичні системи, що обслуговують інші органи керування. Такі підсилювачі створюють необхідні зусилля для вимикання зчеплення і мають дію що стежить. Підсилювач повинний складатися з двох основних частин: виконавчий елемент (наприклад, пневмоциліндр) і керуючий пристрій (механізм що стежить).

У зв'язку з тим, що підсилювач зчеплення встановлюють для полегшення керування зчепленням, основною вимогою до нього варто вважати забезпечення розрахункового коефіцієнта підсилення, необхідного для вимикання зчеплення. Крім того, бажане забезпечення широкого діапазону зусиль, що розвиваються, і переміщень, для використання його на автомобілях з різними умовами експлуатації.

Керуючий вплив від педалі зчеплення передається на виконавчий пристрій підсилювача, тому величина максимального зусилля на педалі характеризується конструктивними особливостями пристрою, що стежить, і елементами приводу, що забезпечують вхідний вплив. При проектуванні пристрою підсилювача, що стежить, потрібно прагнути до зменшення зусилля на педалі зчеплення. У той самий час необхідно пам'ятати, що надмірне полегшення керування може привести до спотворення інформації, одержуваної водієм, для контролю над процесами, що протікають, при включенні зчеплення. Порушення цього зворотного зв'язку, якості регулювання, коли водій може лише візуально (по прискоренню автомобіля) контролювати момент замикання поверхонь тертя, ускладнює керування і приводить до аварійних ситуацій. Тому слід додати до вищеперерахованих вимог обмеження мінімального зусилля саме на педалі зчеплення, що для автомобілів з підсилювачем приводу зчеплення рекомендовано приймати більше 60 Н.

У зв'язку з тим, що включення і вимикання зчеплення відноситься до основних режимів роботи сервоприводів, і відбуваються вони за короткий проміжок часу, слід прийняти, що сервопривід зчеплення працює саме в перехідних режимах. Отже, обирати принципову схему підсилювача зчеплення потрібно, насамперед, з умови забезпечення стійкості регулювання і можливості одержання мінімальних динамічних помилок у перехідних процесах.

Статичні характеристики окремих ланок підсилювача і всього приводу в цілому, повинні бути лінійними, і мати малу петлю гістерезиса. І статичні і динамічні характеристики підсилювача повинні бути стабільними в різноманітних умовах експлуатації і залишатися сталими з часом, тобто з пробігом автомобіля. Підсилювач приводу зчеплення є досить складним вузлом автомобіля, надійність якого визначається ймовірною надійністю кожного з вхідних у нього елементів. Тому для забезпечення достатньої надійності в експлуатації його конструкція повинна бути по можливості простою.

До найбільш ненадійних деталей приводу зчеплення варто віднести ущільнювальні манжети і діафрагми, які можуть мати значні перегини під час роботи. Варто мати на увазі, що через велику кількість застосовуваних рухливих гумових ущільнень збільшується тертя на деталях, що переміщаються, що, як правило, приводить до появи значної петлі гістерезиса в статичній характеристиці сервоприводу, що погіршує його чутливість. Конструкція приводу повинна забезпечувати збереження можливості керування зчепленням при відмовленнях елементів (гідравлічного приводу, підсилювача, повна відсутність у ресивері повітря під тиском), що складають привід.

Під час експлуатації не повинно проводитися систематичних регулювань сервоприводу, а його ТО має бути максимально простим. Бажано, щоб запропонований автором підсилювач можна було встановити на ряд моделей автомобілів звисно без погіршення статичних/динамічних показників, а застосовувані в ньому деталі були уніфіковані з серійними.

Технологічність конструкції підсилювача залежить від повноти/якості виконання вимог описаних вище. На початковому етапі проектування необхідно вибрати тип підсилювача і його привід, обґрунтувати принципову схему, а потім розробити конструкцію.

Для виконання поставленої задачі, необхідно:

- виконати огляд і класифікувати всі існуючі приводи зчеплення і використовувані разом з ними підсилювачі;
- обґрунтувати вибір типу приводу і підсилювача прийнятого до розробки;
- на підставі порівняльного аналізу класифікувати конструктивні й експлуатаційні особливості аналогів і вибрати принципову схему підсилювача;
- розробити конструкцію підсилювача і приводу зчеплення, що відповідають сформованим вимогам.

1.4.2 Аналіз існуючих приводів зчеплення транспортних засобів.

Як відзначалося вище, приводи керування зчепленням розділяються на автоматичні і неавтоматичні. Саме безпосереднє керування зчепленням чинять неавтоматичні приводи, а в автоматичному приводі зчеплення розуміється зв'язок з іншими органами керування автомобіля, завдяки чому з елементів керування може бути виключена педаль зчеплення, що полегшує керування зчепленням. Однак на вантажних автомобілях і автобусах автоматичні приводи практично не застосовуються, у зв'язку з причинами розглянутими вище.

Розглянемо детально існуючі конструктивні схеми приводів керування зчепленням, що одержали найбільше поширення в автомобілебудуванні. Класифікація приводів зчеплення, найбільше часто застосовуваних для керування зчепленням, представлена на рис. 1.14. Конструкція механічного приводу автомобільного зчеплення є найбільше простій і надійної в експлуатації. На сучасних автомобілях установлюється два типи механічних приводів: тросовий і підйомний. Сучасний тросовий привід звісно має мінімальну масу і максимально пристосований до дистанційного керування, ще й простий в обслуговуванні.

Його твердість і ККД знаходяться майже на рівні гідравлічного приводу, а можливість герметизації кузова така ж, як у гідроприводу. Основними недоліками даного приводу є утруднення, що виникають при установці зчеплення на значній відстані від органів керування, і поява значних зусиль на педалі при вимиканні зчеплення важких машин. Підйомний механічний привід володіє порівняно невисоким КПД, і через нього передаються вібрації від двигуна на ногу водія.

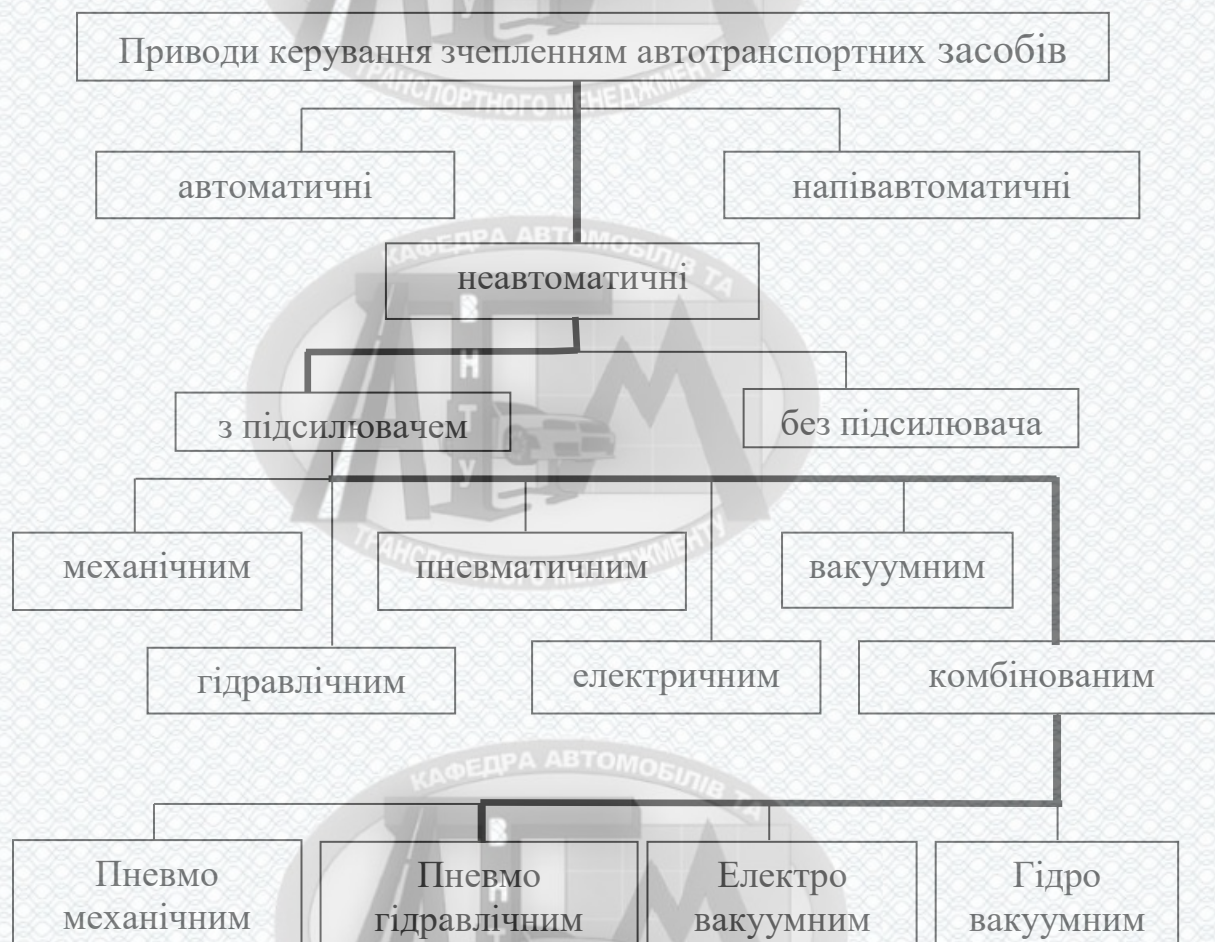


Рисунок 1.14 – Запропонована класифікація приводів зчеплення АТЗ

Гідравлічний привід зчеплення, що одержав останнім часом широке поширення, аналогічний за принципом дії і конструктивному виконанню гідравлічному приводові гальм. Застосування гідравлічного приводу пояснюється передіком переваг, які можна одержати при використанні передачі зусилля за допомогою енергії рідини.

До переваг гідроприводу варто віднести наступні показники:

- кращу, у порівнянні з пневматичними системами, статичну точність регулювання;
- незначне запізнювання в роботі завдяки практично повній нестисливості рідини;
- кращі динамічні показники виконавчих пристроїв через малі приведені рухливі маси;
- гарне змащення робочих поверхонь рухливих елементів, що збільшує довговічність приводу.
- більший ККД (у порівнянні пневматичним приводом);
- зручність компонування саме на автомобілі;
- простота обслуговування завдяки невеликому кількості крапок змащення і регулювання;
- плавніше ввімкнення зчеплення (у порівнянні з механічним приводом).

До істотних недоліків запишемо - високу залежність характеристик гідроприводу саме від умов експлуатації (температури навколо) і схильність до зовнішніх витоків робочого тіла (рідини).

Пневматичні приводи в чистому виді для керуванням зчепленням автомобілів мають обмеження в застосуванні, та в даний час практично не застосовуються. Фірмою Бош був випущений пневматичний привід зчеплення, що має слідкуючу дію і придатний для дистанційного керування. Привід працює при зусиллі на педалі зчеплення 120 - 150 Н. Тому ця конструкція дуже близька до гальмового приводу з односекційним гальмовим краном. До основних недоліків запишемо - невідповідність приводу основним вимогам, які висуваються до зчеплення, а також низьку чутливість елемента, що стежить, і відсутність спостереження по переміщенню. При включенні приводу в загальну пневматичну систему автомобіля у випадку якої-небудь несправності в ній припиняється робота приводу. Тому бажано установку окремого повітряного балона зі зворотнім клапаном, при якому створюється автономний пневматичний контур, що харчує привід. В описаній схемі у випадку відмовлення пневматичної системи

передбачений аварійний гідравлічний привід, що складається з насоса, що діє від педалі, при цьому для вимикання зчеплення потрібно біля десяти натискань на педаль.

Основні переваги пневматичних і гідравлічних приводів керування перед механічними та електричними приводами наступні:

- Використання великої вихідної потужності навіть з малими габаритами і масою. Питомі сили гідравлічних виконавчих пристроїв у 10 – 20 і більш раз перевершують питомі сили електромагнітів.

- Зручність перетворення повітря або рідини в механічну енергію.

Більш точне і просте керування приводом, особливо при великій вихідній потужності.

- Простота конструкції і відносно мала вартість елементів системи.

- Відвід тепла, виділеного в результаті втрат енергії, разом з потоком повітря або рідини, що дає можливість підвищувати питому потужність виконавчих органів.

Завдяки використанню стиснутого повітря пневмоприводи в порівнянні з гідроприводами мають конструктивні, експлуатаційні/екологічні переваги, що складаються в простоті пристрою пневматичних елементів приводу, повної пожежобезпеці і відсутності забруднення навколишнього середовища. Однак через стискальність робітничого середовища тиск у них обмежено (до 0,8 МПа) умовою безпеки. Загальний недолік таких приводів – нижче значення ККД (до 80%), в порівнянні з механічними приводами (більш 90%).

1.5 Огляд існуючих конструкцій підсилювачів приводу зчеплення

У випадку коли керування зчепленням вимагає зусиль вище регламентованих ДСТ 21398-89 , то виникає необхідність застосування підсилювача приводу зчеплення. Полегшення керування зчеплення, як уже указувалося вище, може бути отримане при застосуванні підсилювачів механічного, гідравлічного, пневматичного або вакуумного типу в складі приводу керування зчепленням.

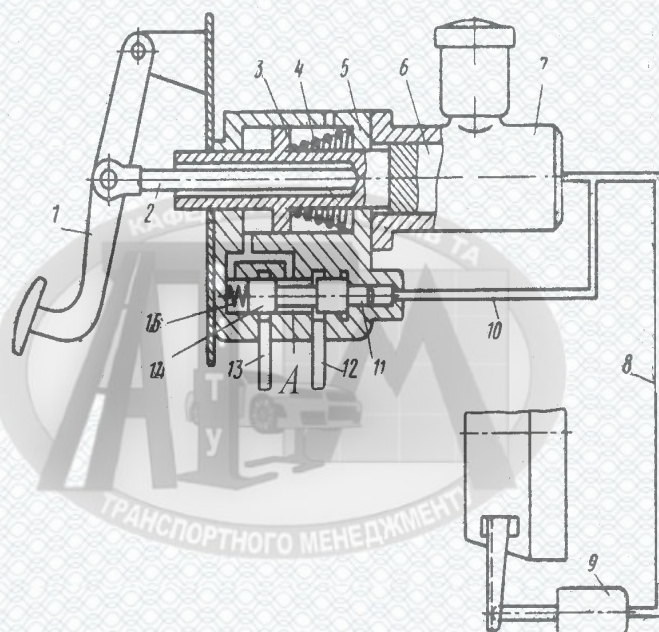
1.5.1 Механічний підсилювач.

Найпростішим підсилювачем приводу зчеплення є механічний підсилювач, що виконується у виді пружини (сервопружина), який устатковується на деяких легкових і вантажних автомобілях. Застосування даного роду підсилювачів можливо на автомобілях де не потрібно розвитку значних зусиль для вимикання зчеплення (зниження зусилля не перевищує 20-30%), тому вони знайшли основне застосування на легкових автомобілях. На вантажних автомобілях і автобусах механічний підсилювач може застосовуватися як допоміжний елемент, що додатково підсилює переданий вплив від педалі зчеплення. Наприклад, сервопружина механічного підсилювача встановлюється на автомобілі Краз – 255, Урал - 4310, при цьому вона утримує деталі приводу у вихідному положенні, тобто виконує функцію поворотної пружини. На автобусах Ікарус також устатковується механічний підсилювач у виді сервопружини, але в складі гідравлічного приводу зчеплення.

1.5.2 Гідравлічний підсилювач.

Гідравлічні підсилювачі приводу зчеплення не знайшли широкого застосування у вітчизняному автомобілебудуванні. Принципова схема такого підсилювача представлена на рис. 1.15.





1–педаль; 2 – штовхальник; 3 – поршень підсилювача; 4 – пружина; 5 – сервоциліндр; 6 – поршень головного циліндра; 7 – головний циліндр; 8,10 - гідравлічний трубопровід; 9 – робочий циліндр; 11 – носик золотника; 12 – трубопровід для зливу робочої рідини; 13–напірний трубопровід; 14–золотник; 15–пружина

Рисунок 1.15 – Принципова схема гідравлічного підсилювача

Під впливом тиску рідини в трубопроводі 10, золотник 14 переміщається, починає пропускати рідину під тиском з напірного трубопроводу 13 у робочу порожнину підсилювача, у результаті чого виникає додаткова сила, спрямована у бік поршня 6, що і допомагає керувати зчепленням. Таким чином, усяке підвищення тиску в робочій порожнині виконавчого гідроциліндра приводить до підвищення тиску в підсилювачі, що говорить про наявність позитивного зворотного зв'язку механізму, що стежить.

З метою одержання лінійної характеристики зміни тиску в трубопроводі 8 пропорційно зусиллю, прикладеному на педаль 1, робоча порожнина гідроциліндра підсилювача з'єднана каналом негативного зворотного зв'язку з гідравлічною порожниною, де розташована пружина 15, тобто золотник охоплений негативним

зворотним зв'язком. Це місцевий зворотній зв'язок, що перетворює золотник з інтегруючої ланки в ланку пропорційного регулювання.

Як експеримент був виготовлений і випробуваний гідравлічний підсилювач з позитивним зворотним зв'язком. Цей привід забезпечував коефіцієнт підсилення, рівний 2, на всьому діапазоні регулювання, однак перехідний процес зміни тиску $p_u = f(t)$ був затягнутий і носив коливальний характер. Таким чином, застосування позитивного зворотного зв'язку в гідравлічному підсилювачі приводить до значного погіршення динамічних показників підсилювача.

Викладене вище показує, що підсилювачі, що мають позитивний зворотній зв'язок, не можуть забезпечити ні значних коефіцієнтів підсилення, ні гарних динамічних показників, тому їхнє застосування на автомобілях варто вважати недоцільним.

1.5.3 Вакуумний підсилювач.

Вакуумний підсилювач застосовується в основному разом з гідравлічним приводом зчеплення. Для автобусів також розробили підсилювач зчеплення, для роботи якого використовується розрядження у впускнім колекторі двигуна. Це зв'язано з тим, що на автобусах установлюють вакуумні підсилювачі гальм і ресивер, що забезпечує харчування вакуумних сервомеханізмів при непрацюючому двигуні автобуса.

Розроблений сервопривід зчеплення зменшує максимальне зусилля на педалі в 2 – 2,2 рази, має високу стабільність у роботі і не вимагає в експлуатації частих регулювань. Система, що стежить, комбінованого типу, здійснює регулювання не тільки по тиску рідини в гідроприводі зчеплення, але і по швидкості зміни тиску, що поліпшує динамічні показники приводу. Незважаючи на те, що для роботи вакуумного підсилювача зчеплення використовується розрядження, внаслідок удалого підбора параметрів системи, що стежить, він має достатню швидкодію.

Експлуатаційні випробування вакуумного підсилювача гідравлічного приводу зчеплення показали, що на автобусах обладнаних вакуумними підсилювачами, термін служби зчеплення збільшився приблизно в два рази, а

коробки передач у 1,5 разів. Терміну служби коробки передач збільшився завдяки зменшенню динамічних навантажень у трансмісії через деяке демпфірування сервоприводом максимальної швидкості включення зчеплення.

До основних недоліків вакуумного підсилювача можна віднести:

- відсутність можливості його застосування в сполученні з дизельним двигуном, низький коефіцієнт підсилення;
- складність конструкції і нестабільність статичних і динамічних характеристик.

1.5.4 Пневматичні підсилювачі.

Пневматичні підсилювачі зчеплення застосовують у ряді конструкцій автобусів і вантажних автомобілів середньої і великої вантажопідйомності, що мають джерело стиснутого повітря. Вони можуть застосовуватися як у складі гідравлічного, так і механічного приводу. На автомобілях МАЗ установлений пневматичний підсилювач механічного приводу. Конструктивно такі підсилювачі виконують паралельно убудованими в механічний привід.

Істотним недоліком даного схеми приводу, є низька чутливість механізму, що стежить, і широка петля гістерезиса статичної характеристики, унаслідок значної сили тертя в механічній частині приводу.

1.6 Огляд і класифікація пневмогідравлічних підсилювачів

На нових вітчизняних/закордонних автобусах і вантажних автомобілях середньої і великої вантажопідйомності широке поширення одержали пневматичні підсилювачі, що працюють у складі гідравлічного приводу (надалі пневмогідравлічні підсилювачі), через ряд явних переваг вигідно відрізняючи їх від інших типів підсилювачів.

Конструкції приводів зчеплення саме з пневмогідравлічним підсилювачем звісно досить різноманітні, тому і виникає необхідність класифікувати їх і вибрати кращі рішення. Підсилювачі (пневмогідравлічні) відповідно до рис. 1.16 можуть

бути класифіковані за типом елемента, що стежить: з діафрагмовим елементом, що стежать, з поршневими. Основними недоліками діафрагмового елемента, що стежить, є зміна активної площі в залежності від переміщення і низька довговічність, основною перевагою – незначна сила тертя при переміщенні. Однак при вживанні заходів по зменшенню тертя в поршневих ущільненнях (застосування манжет спеціальної форми, мастильних матеріалів тертя, що забезпечують низький коефіцієнт) поршневі елементи, що стежать, виявляться більш кращими. Цим пояснюється майже повне витиснення діафрагмових елементів, що стежать, поршневими.

За типом клапанного вузла можуть бути: з сферичними, плоскими, конічними клапанами. Основна перевага конічних/сферичних клапанів це здатність самоцентруватися при перекосах. Недоліки - значне переміщення (особливо в конічних клапанів) при відкритті і наявності активної площі (впускний клапан притискується до сидла наявним тиском у системі, тому статична характеристика залежить від величини цього тиску), незручність розміщення випускних вікон внизу апарата, що створює передумови скупчення конденсату. Конічні клапани широко застосовувалися раніше. В даний час найбільш часто в конструкції ПГП застосовуються плоскі клапана з одною робочою поверхнею. Перевага необхідно віддавати плоским клапанам, що не мають тертьових поверхонь.

За способом регулювання(стеження): з регулюванням по переміщенню, з регулюванням за зусиллям і швидкістю його зміни з комбінованим регулюванням. З усіх вище перерахованих способів, перевагу варто віддавати комбінованому регулюванню. У цьому випадку здійснюється найбільш якісне спостереження і досягається максимальна точність регулювання процесу включення зчеплення.

За наявністю пристроїв які забезпечують плавність включення: з гідравлічними дроселями, пневматичними дроселями і комбінованими елементами, що передбачають наявність як пневматичних, так і гідравлічних дроселів. Регулювання процесів керування за допомогою дроселювання досить добре досліджене і вивчено.

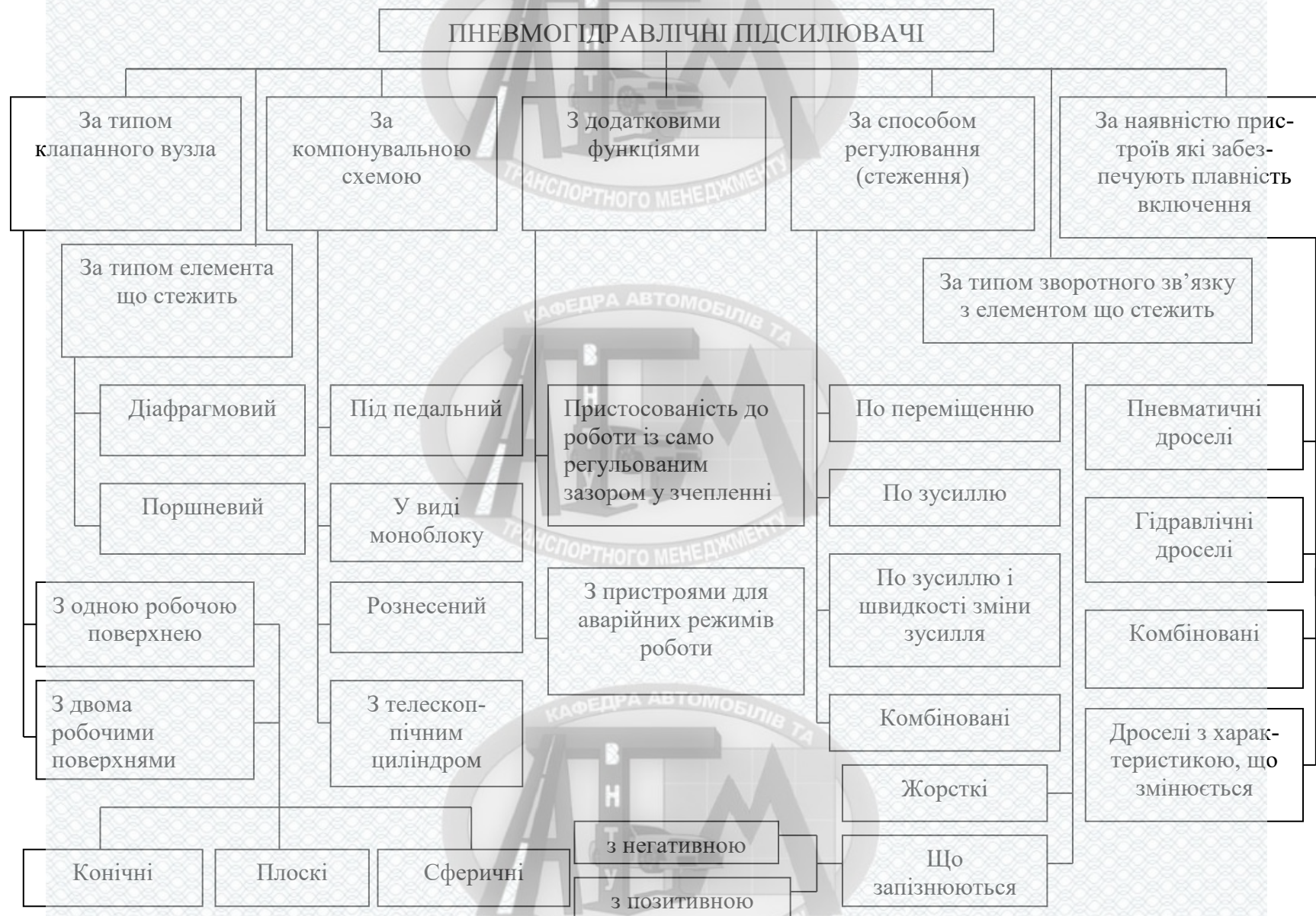


Рисунок 1.16 – Основні класифікаційні ознаки пневмогідравлічних підсилювачів

В приводах керування зчепленням (на практиці) значне поширення отримали так звані гідравлічні дроселі, однак питання про доцільність їхнього застосування у пневмогідравлічному приводі зчеплення підлягає дослідженню. Наявність гідравлічних дроселів погано впливає на динаміку ввімкнення зчеплення, у той час як правильний вибір місця установки пневматичного дроселя виключає цей вплив, отже, його застосування більш краще

З огляду на, що пневматичні дроселі раніше не застосовувалися в конструкції існуючих пневмогідравлічних підсилювачів, необхідно досліджувати доцільність їхнього застосування в розроблювальній конструкції підсилювача.

За способом компоновання основних елементів розрізняють: головний та робочий циліндри, пневмоциліндр і стежачий механізм, які можуть бути виконані за такими схемами:

- Підпедальна. Головний циліндр, пневмоциліндр і механізм, що стежить, виконані одним корпусом і розташовуються під педаллю зчеплення, робочий циліндр розташований окремо;
- Рознесена. Головний циліндр і виконавчий (стежачий) механізм виконані роздільно, а вже робочий і пневмоциліндр в одному корпусі;
- Телескопічна. Телескопічний робочий циліндр і механізм, що стежить, виконані в одному корпусі, а пневмоциліндр з головним циліндром розміщуються окремо;
- У виді «моноблока». Пневмоциліндр, що стежить механізм і робочий циліндр виконані у виді моноблока, головний циліндр.

1.7 Висновки до розділу 1 та постановка завдань досліджень

В результаті виконання першого розділу можна сформулювати такі висновки.

Аналіз відомих приводів керування зчепленням й їхніми характеристиками показав, що найбільш доцільним для автобусів (великовантажних автомобілів) буде застосування гідравлічного приводу саме з пневмогідравлічним підсилювачем. Огляд конструкцій наявних підсилювачів і методик їхнього проектування дозволив

виявити їхні недоліки, обумовлені недостатньою вивченістю фізичних процесів, що протікають у них, більшою кількістю допущень, що були прийняті при розрахунках, а також певними конструктивними рішеннями (наприклад застосуванням дроселів у гідравлічній частині привода). Знайдені недоліки в першу чергу визначаються відсутністю чітко обґрунтованих вимог, пропонованих до пневмогідравлічних приводів керування зчепленням.

Основними клієнтами ПрАТ «Гніваньський завод спецзалізобетону» є: Укрзалізниця, Гніваньське, Жмеринське і Козятинське вагонні депо, Вінницький водоканал, РМУ-2, БМУ-3 та інші підприємства

Враховуючи вищевикладену інформацію, в магістерській кваліфікаційній роботі потрібно вирішити такі завдання:

- виконати моделювання статичних характеристик пневмогідравлічного підсилювача;
- розробити уніфіковане сімейство пневмогідравлічних підсилювачів вимкнення зчеплення;
- сформулювати умови використання, технічні характеристики та визначити статичні характеристики запропонованого пневмогідравлічного підсилювача.



РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ СТАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОГО ПІДСИЛЮВАЧА

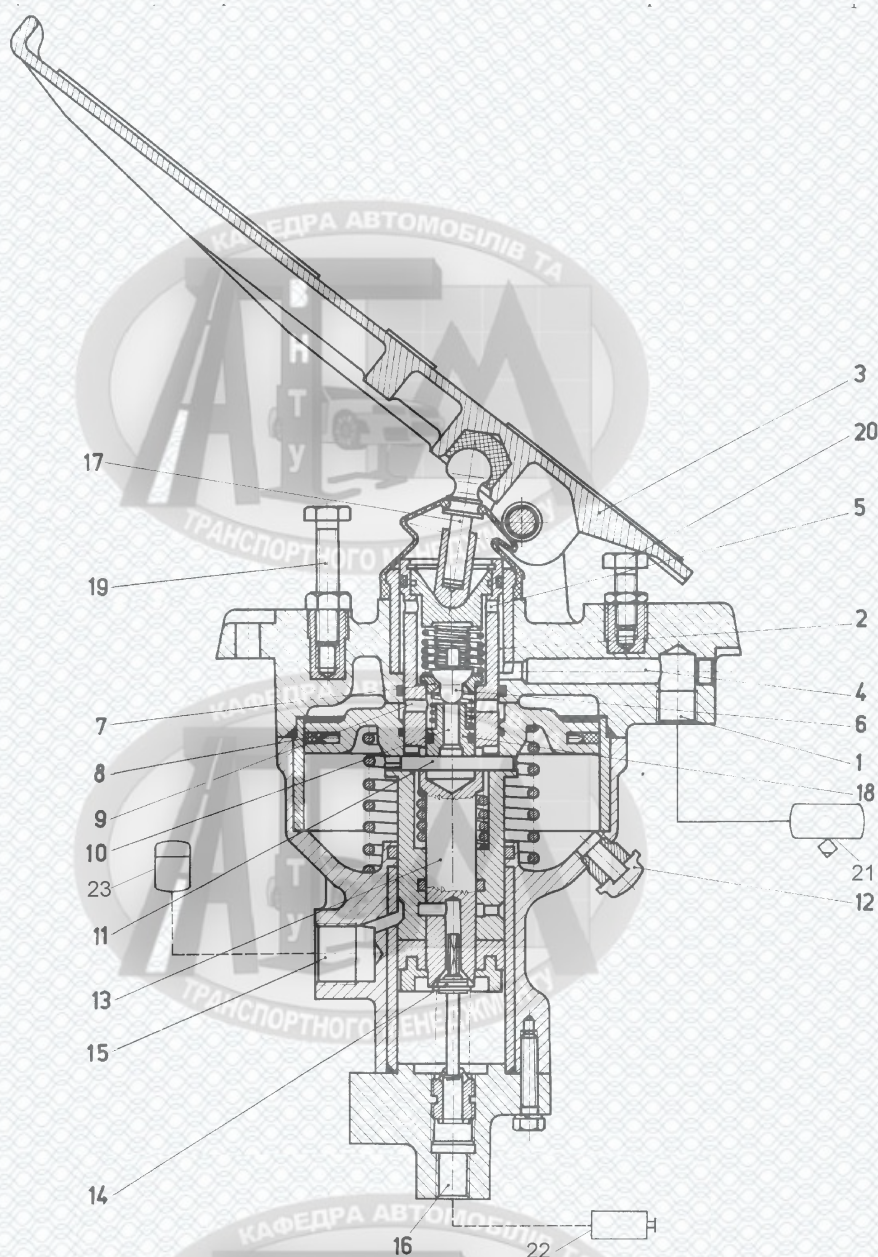
2.1 Аналіз конструкцій пневмогідравлічних підсилювачів

Пневмогідравлічний підсилювач, представлений на рис. 2.1 відноситься до підпедальній компоувальної схеми. Цей підсилювач розроблений фірмою “Knorr Bremse” і встановлюється на автобусах Ікарус.

Тиск повітря на поршень 8 збільшує тиск у гідроциліндрі пропорційно зусиллю, що прикладається водієм до педалі зчеплення. Дія, що стежить, забезпечується зрівняльною пружиною, що впливає на гідравлічний поршень 13. Основний недолік, по якому дана схема приводу не знайшла широкого застосування полягає в тому, що зусилля від пневмоциліндра передається безпосередньо на головний циліндр. При цьому головний циліндр створює необхідний тиск для переміщення поршня робочого циліндра. У результаті чого робочий тиск у гідравлічному ланцюзі даного приводу значно вище, ніж у приводах виконаних по інших схемах, що приводить до зниження надійності як ПГП, так і приводу в цілому. Крім того, при виході з ладу гідравлічного ланцюга приводу керування зчепленням стає неможливим.

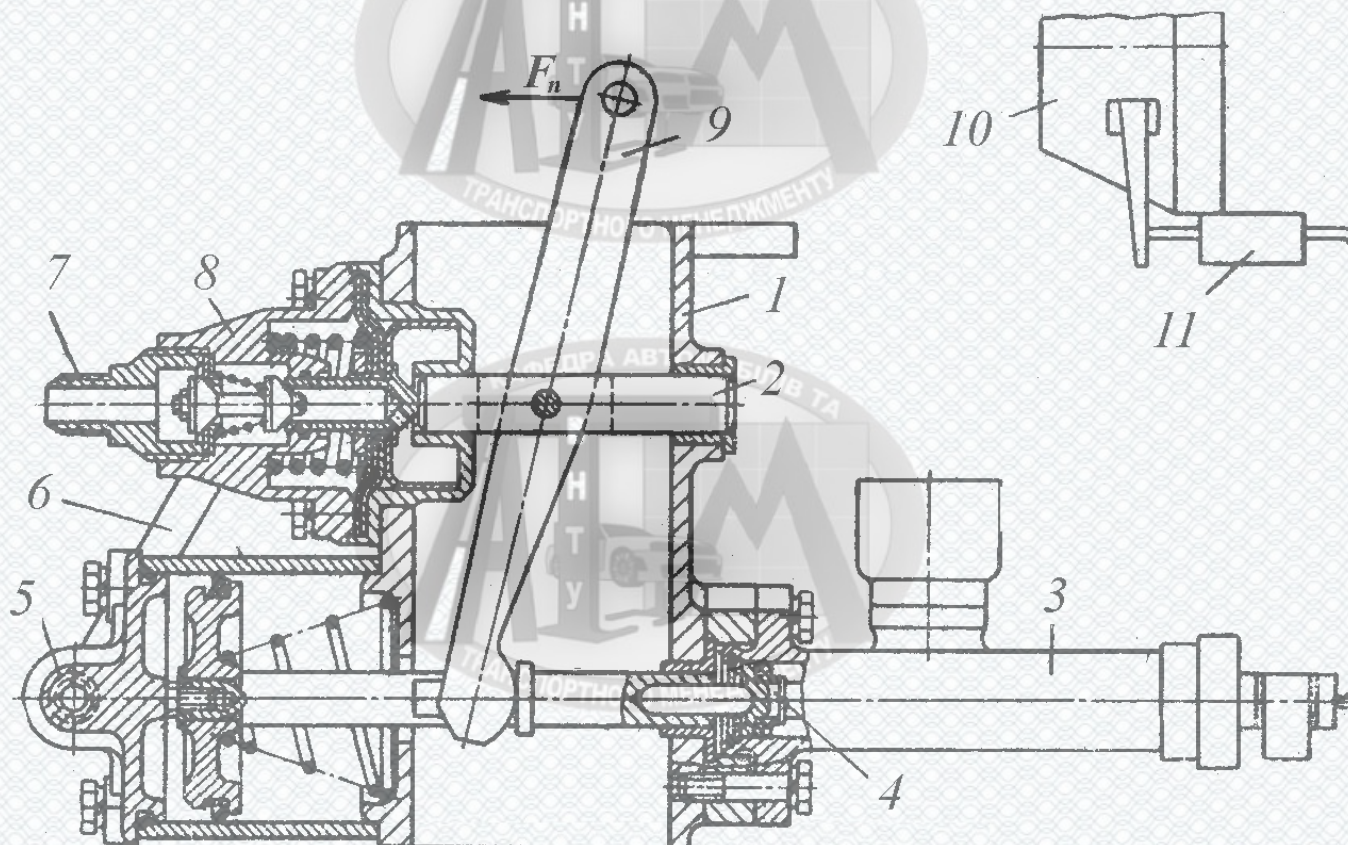
Для перспективних моделей автобусів було розроблено гідравлічний привід із пневматичним підсилювачем зчеплення (рис. 2.2) , що містить мінімальне число гумових ущільнень. Підсилювач відноситься також до підпедальної компоувальної схеми ПГП.

Зв'язок системи, що стежить, із пневмоциліндром здійснюється за допомогою трубопроводу 6. Привід керує механізмом зчеплення за допомогою виконавчого циліндра 11. При відсутності тиску повітря в ресивері ПГП дозволяє керувати зчепленням за допомогою важеля 9, що безпосередньо впливає на поршень 4 головні циліндри.



1 – верхній штуцер; 2 – кільцевий зазор; 3 – педаль; 4,10 – поперечний отвір; 5 – верхній поперечний отвір; 6 – здвоєний клапан; 7 – сідло; 8 – підсилювальний поршень; 9 – поперечна щілина; 11 – поперечний палець; 12 – фільтр; 13 – гідравлічний поршень; 14 – клапан днища; 15 – сполучний отвір; 16 – нижній штуцер; 17 - натяжна тяга; 18 – нижнє сідло; 19, 20 – регулювальні болти; 21 – ресивер; 22 – робочий циліндр; 23 бачок для рідини

Рисунок 2.1 – Пневмогідравлічний підсилювач зчеплення автобуса Ікарус



1 – корпус; 2 – палець; 3 – головний циліндр гідроприводу; 4 – поршень головного циліндра; 5 – пневматичний циліндр;
 6 – трубопровід; 7 – штуцер; 8 – механізм що слідкує; 9 – важіль; 10 – зчеплення; 11 – виконавчий гідроциліндр;
 F_n – напрямок додатка зусилля від педалі зчеплення

Рисунок 2.2 – Вдосконалений гідравлічний підсилювач

Переваги ПГП, виконаних за даною компоувальною схемою:

- застосування як елемента що стежить діафрагми дозволяє знизити втрати на тертя, а, отже, зменшити нечутливість підсилювача;
- наявність активної площі пневмоклапану дозволяє зменшити попередній стиск і твердість пружини клапана, у результаті чого зменшується початкова нечутливість механізму, що стежить, ПГП при низькому тиску у пневмосистемі;
- клапан не має тертьових поверхонь, що також зменшує гістерезис;
- посадка, що плаває, дозволяє двухсідельному клапану самовстановлюватися, що підвищує герметичність клапана при неперпендикулярності сідла клапана до його осі.

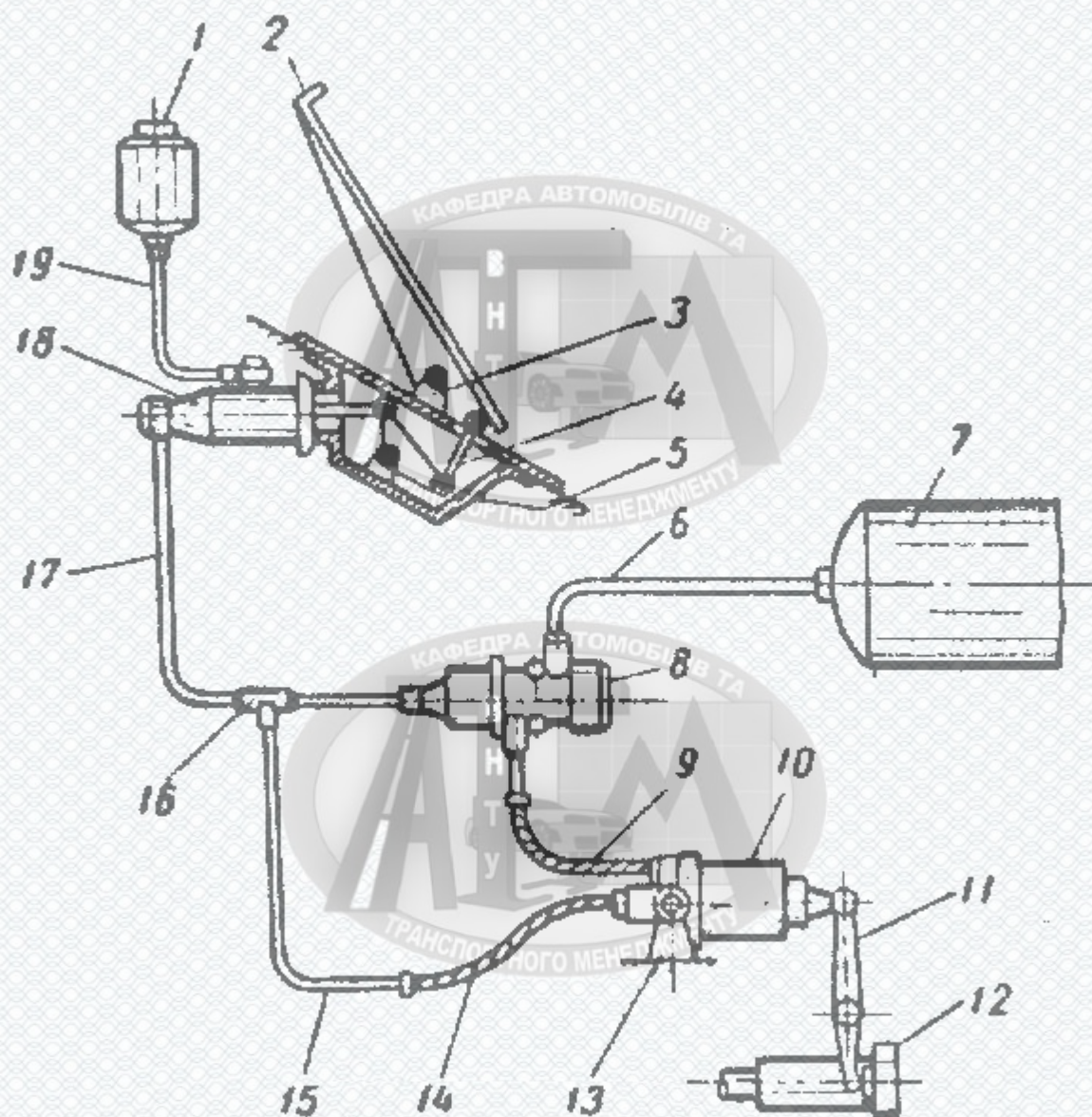
Однак дані ПГП мають і ряд істотних недоліків:

- застосування як елемента що стежить діафрагми збільшує не лінійність характеристик у залежності від її переміщення;
- компоування підсилювача не дозволяє розмістити випускні вікна внизу апарата, що збільшує імовірність скупчення конденсату;
- впускний клапан з активною площею приводить до залежності статичної характеристики секції від тиску в пневмосистемі;
- конусні клапана вимагають великого переміщення при відкритті для забезпечення необхідного прохідного перетину.

ПГП представлений на рис 2.3, розроблений фірмою “Wabco Westinghouse”, відповідає вимогам схеми з рознесенням компоуванням.

Перевагою цієї схеми є простота конструкції, тому що основні елементи приводу виконані окремо, але в той час вона має істотний недолік - значне віддалення механізму, що стежить, від виконавчих пневмо і гідроциліндрів, що приводить до зниження чутливості механізму, що стежить. При несправності пневматичної системи підсилювач не можна використовувати, але керування зчепленням зберігається, хоча зусилля на педалі зчеплення значно зростає.

Пневмогідравлічні підсилювачі фірми “Wabco Westinghouse” випускаються з максимальним зусиллям на штоку робочого циліндра від 10 до 2500 Н. Максимальне зусилля обмежується відповідним регулюванням механізму, що



1–гідралічний бак; 2 – педаль зчеплення; 3, 4– кронштейни; 5 – підстава статі кабіни; 6, 9 – пневматичні трубопроводи; 7 – ресивер; 8 – механізм, що стежить; 10 – корпус виконавчого гідралічного і пневматичного циліндрів; 11 – качана включення зчеплення; 12 – натискний підшипник; 13 – кронштейн; 14,15,17,19 – гідралічні трубопроводи; 16 – трійник, 18 – головний циліндр

Рисунок 2.3 – Принципова схема пневмогідралічного підсилювача фірми «Wabco Westinghouse»

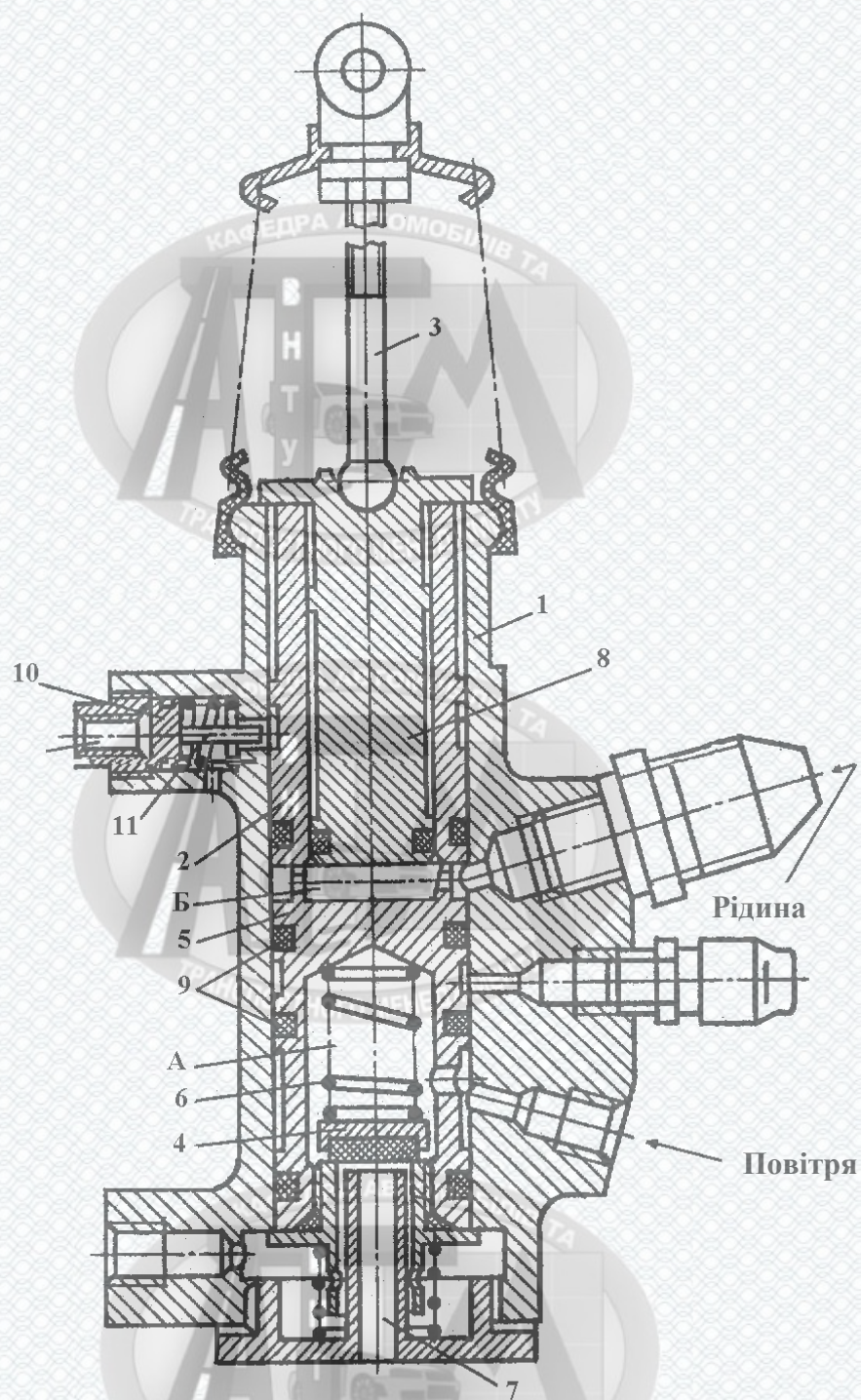
стежить, 8. Порівняно малі розміри пневматичного циліндра і рознесене компонування, дозволяє установити цей ПГП на автомобілі різних типів.

На Кременчуцькому автомобільному заводі був розроблений ПГП спеціального типу представлений на рис. 2.4, що знижує зусилля на педалі зчеплення при непрацюючому пневмоциліндрі підсилювача. Даний ПГП відноситься до «телескопічної» компонувальної схеми основних елементів приводу.

Зазначена мета досягається тим, що в ПГП приводу робочий поршень гідравлічного виконавчого органа включає два телескопічно встановлених поршня, за умови, що внутрішній поршень з'єднаний саме штоком з важелем валу вимикання зчеплення, а зовнішній поршень - містить кільцевий паз на зовнішній поверхні і оснащений пневматичним механізмом блокування, шток якого встановлений з можливістю взаємодії з кільцевим пазом. З огляду на, що в телескопічного робочого поршня при переміщенні обох поршнів зміна обсягу порожнини А відбувається в більшому ступені, педаль зчеплення робить збільшений хід, передатне відношення всього приводу збільшується, а прикладене зусилля до педалі зменшується.

Недоліком даного підсилювача є складність конструкції і велика кількість ущільнювальних елементів, що знижують чутливість системи, що стежить, внаслідок значних утрат на тертя. Крім того, конструктивним недоліком даного ПГП є відсутність обмежуючого елемента поршня, що стежить, 5. При включенні зчеплення робота підсилювача порушується, за рахунок перекривання поршнем 5 каналу виходу рідини до головного циліндра. Застосування даної схеми доцільно в тому випадку, якщо до конструкції приводу пред'являються високі компонувальні вимоги при його розміщенні на транспортному засобі.





1 – корпус виконавчого циліндра; 2 – зовнішній поршень; 3 – шток; 4 – впускний клапан; 5 – поршень, що стежить; 6 – пружина; 7 – атмосферний отвір; 8 – поршень; 9 – кільця, що ущільнюють; 10 – поршень механізму блокування; 11 – шток; А – пневматична порожнина; Б – гідравлічна порожнина; У – пневматична порожнина механізму блокування

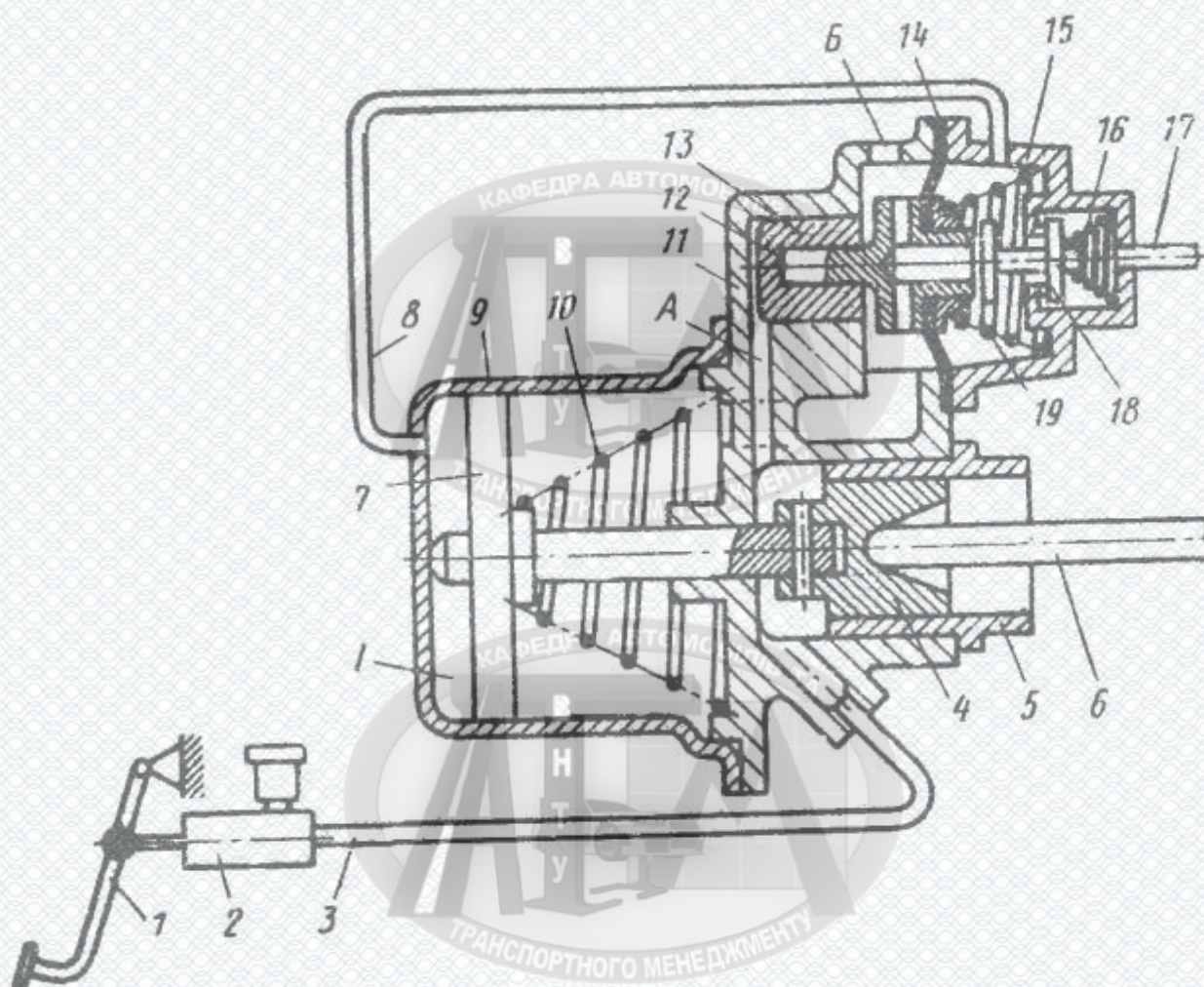
Рисунок 2.4 - Перспективний пневмогідравлічного підсилювач КрАЗ

Основних, вище перерахованих, недоліків позбавлені ПГП виконані у виді моноблока. Для цієї схеми характерно вигідне сполучення високої чутливості механізму, що стежить, простоти конструкції і можливості забезпечення керування зчепленням при виході з ладу гідравлічного ланцюга приводу.

До даної компоновальної схеми відноситься принципова схема підсилювача фірми Міні – Пакс (США) рис. 2.5, що є в даний час найбільш розповсюдженої на вантажних автомобілях, обладнаних пневматичним гальмовим приводом. Дана схема закладена в основу ПГП, установлюваного на автомобілі КамАЗ рис. 2.6.

Недоліками конструкції даного ПГП є:

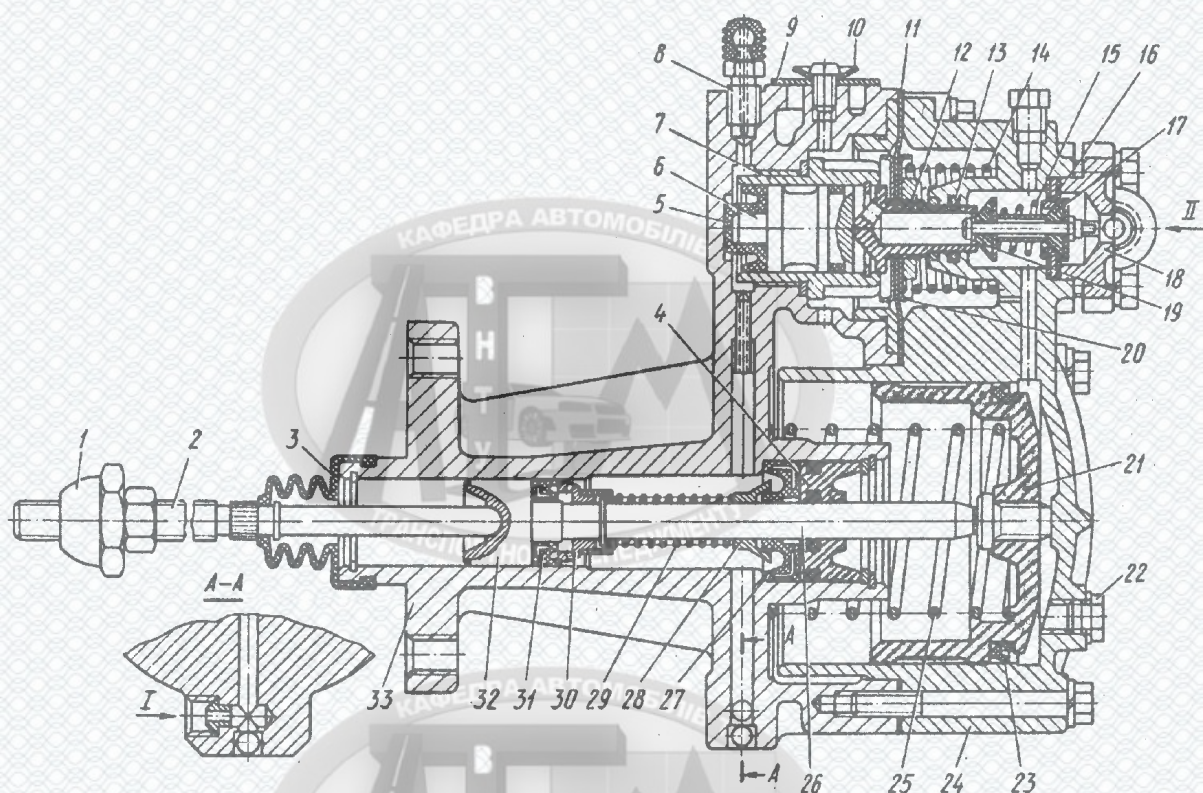
- низька чутливість пристрою, що стежить, через велике число ущільнювальних кілець і манжет;
- поршні пневмоциліндра має пари тертя з корпусом типу "метал по металу", що викликає появу задирів на поверхнях що труться, з наступним інтенсивним зносом пневмоманжети і виходом з ладу вузла.
- направляюча поверхня поршня виконавчого гідроциліндра, що контактує з корпусом, працює в режимі сухого тертя, що збільшує інтенсивність зносу і веде до зниження довговічності вузла.
- застосування діафрагмового елемента, що стежить;
- випускне вікно розташоване у верхній частині апарата і не має захисних елементів;
- відсутність автоматичної компенсації зносу накладок відомого диска;
- застосування гідравлічних дроселів у складі підсилювача, що погіршують динамікові включення зчеплення;
- наявність трубопроводу з'єднуючий елемент, що стежить, і пневмоциліндр підсилювача.



1 – педаль зчеплення; 2 – головний циліндр; 3 – трубопровід; 4 – гідравлічний поршень; 5 – гідроциліндр; 6 – шток; 7 – поршень пневмоциліндра; 8 – трубопровід; 9 – пневмоциліндр; 10 – поворотна пружина; 11 – механізм, що стежить; 12 – штовхальник; 13 – поршень; 14 – діафрагма; 15 – корпус; 16 – конічна пружина; 17 – трубопровід; 18 – клапан із двома робочими поверхнями; 19 – пружина; А – гідравлічний канал механізму, що стежить; Б – атмосферний отвір; І – робоча порожнина пневмоциліндра

Рисунок 2.5 - Принципова схема пневмогідравлічного підсилювача зчеплення





1 - сферична гайка; 2 - штовхальник поршня вимикання зчеплення; 3- захисний чохол; 4- корпус комбінованого ущільнення; 5- манжета поршня, що стежить; 6 - поршень, що стежить; 7 - корпус поршня, що стежить; 8 - пропускний клапан; 9 - ущільнювач випускного отвору; 10 і 18 - кришки; 11 - мембрана пристрою, що стежить; 12 - сидло випускного клапана; 13 - ущільнювальне кільце; 14 - пружина мембрани; 15 - пружина впускного і випускного клапанів; 16 - сидло впускного клапана; 17 - впускний клапан; 19 - випускний клапан; 20 - тарілка пружини; 21 - поршень; 22 - пробка; 23 і 31 - манжети поршня; 24 - передній корпус; 25 - поворотна пружина поршня; 26 - штовхальник поршня вимикання зчеплення; 27 - манжета ущільнювача; 28 і 30 - втулки; 29 - пружина поршня вимикання зчеплення; 32 - поршень вимикання зчеплення; 33 - задній корпус; I - підведення олії; II - підведення повітря

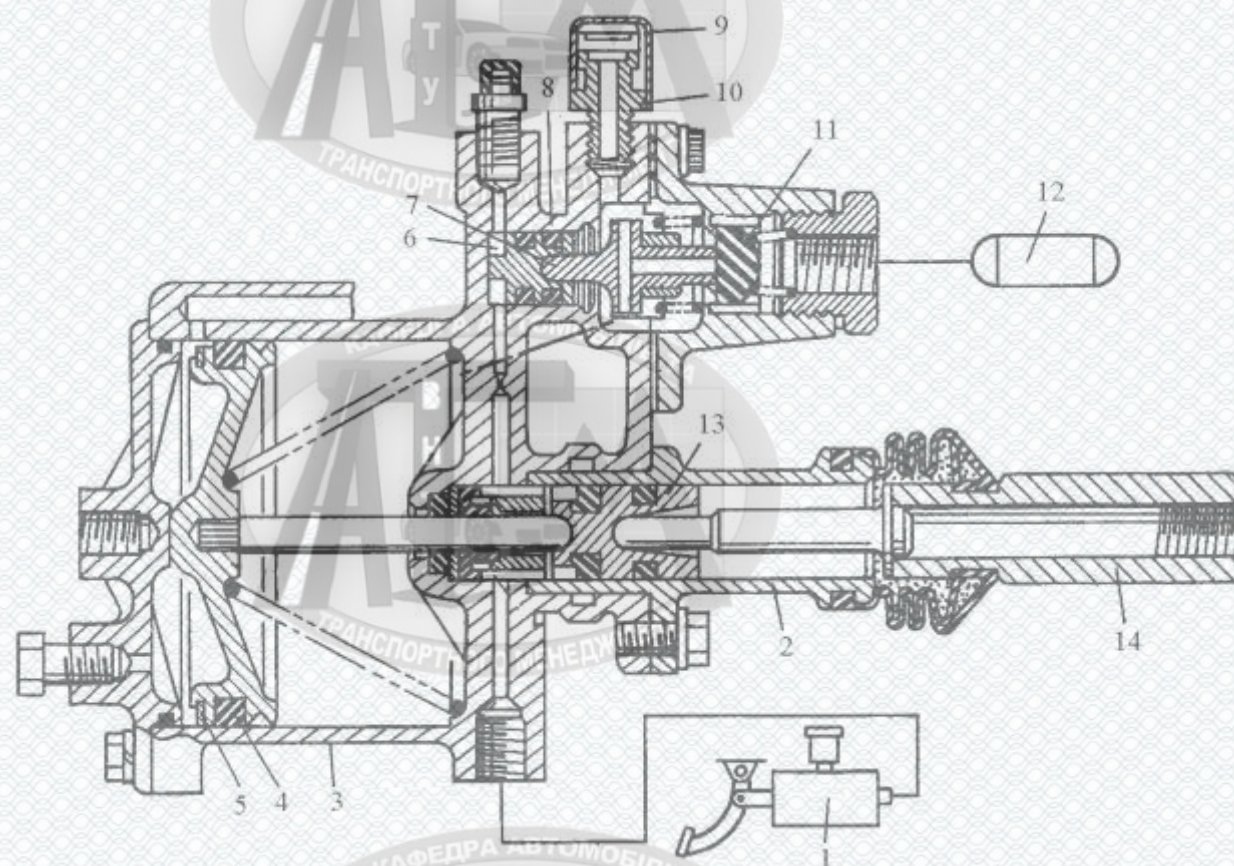
Рисунок 2.6 – Пневмогідролічний підсилювач автомобіля КамАЗ

Багатох вище перерахованих недоліків позбавлена конструкція удосконаленого ПГП, представленого на рис. 2.7. Розглянутий ПГП має наступні достоїнства:

- механізм поршневого типу, що стежить;
- пневматичний клапан з одною робочою поверхнею;
- ущільнення поршня що стежить мають спеціальну форму, що знижує гістерезис;
- клапан не має тертьових поверхонь, що також зменшує гістерезис.

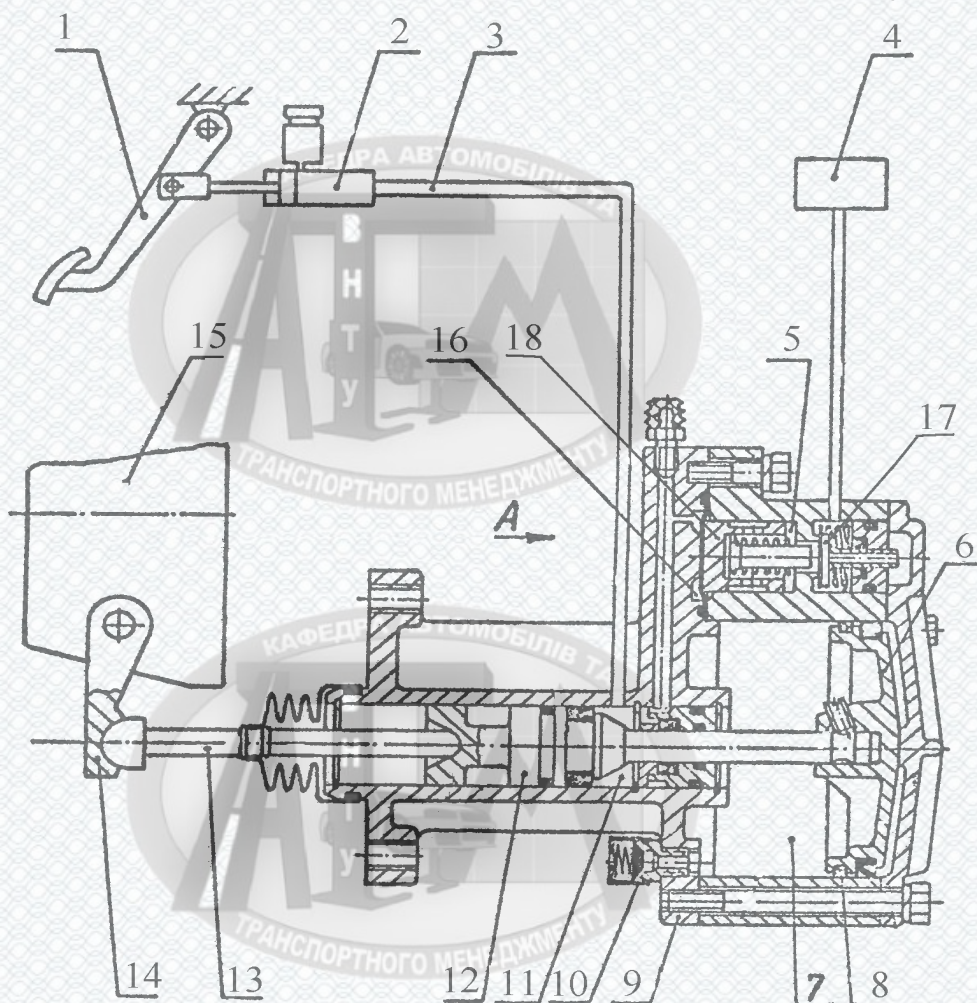
Удосконалена конструкція ПГП Камського автомобільного заводу представлена на рис. 2.8 Основним змінам піддався механізм, що стежить, і пристрої, що ущільнюють, гідро і пневмоциліндрів. Крім того, випускне вікно виконується в нижній частині агрегату і має клапан, що запобігає влученню забруднень у порожнині підсилювача. До основних недоліків даної конструкції можна віднести:

- застосування великого числа деталей механізму, що стежить, ускладнюючих конструкцію підсилювача;
- застосування гідравлічних дроселів у складі підсилювача, що погіршує динаміку включення зчеплення;
- застосування як елемента що стежить діафрагму, в якій мають місце значні напруги розтягання;
- направляюча втулка виконана з зазором у корпусі пристрою, що стежить, і має пари тертя з корпусом типу «метал по металу», враховуючи, що втулка не має осьового центрування, у процесі роботи неминучий її знос, у результаті чого можливий перекид втулки, що у кращому випадку приведе до збільшення сили тертя і зниженню чутливості механізму, що стежить, а в гіршому випадку до заклинювання втулки і порушенню роботи пристрою, що стежить;
- значні зусилля на педалі зчеплення при непрацюючому підсилювачі.



1 – головний циліндр; 2 – виконавчий гідроциліндр; 3 – корпус пневмоциліндра; 4 – манжета; 5 – повстяне кільце; 6 – поршень, що стежить; 7 - штовхальник; 8 - механізм, що стежить; 9 - ковпачок повітряного фільтра; 10 - штуцер атмосферного виходу; 11 - пневматичний клапан; 12 - ресивер; 13 - поршень гідроциліндра; 14 - шток

Рисунок - 2.7 Удосконалений ПГП «Міні – Пакс»

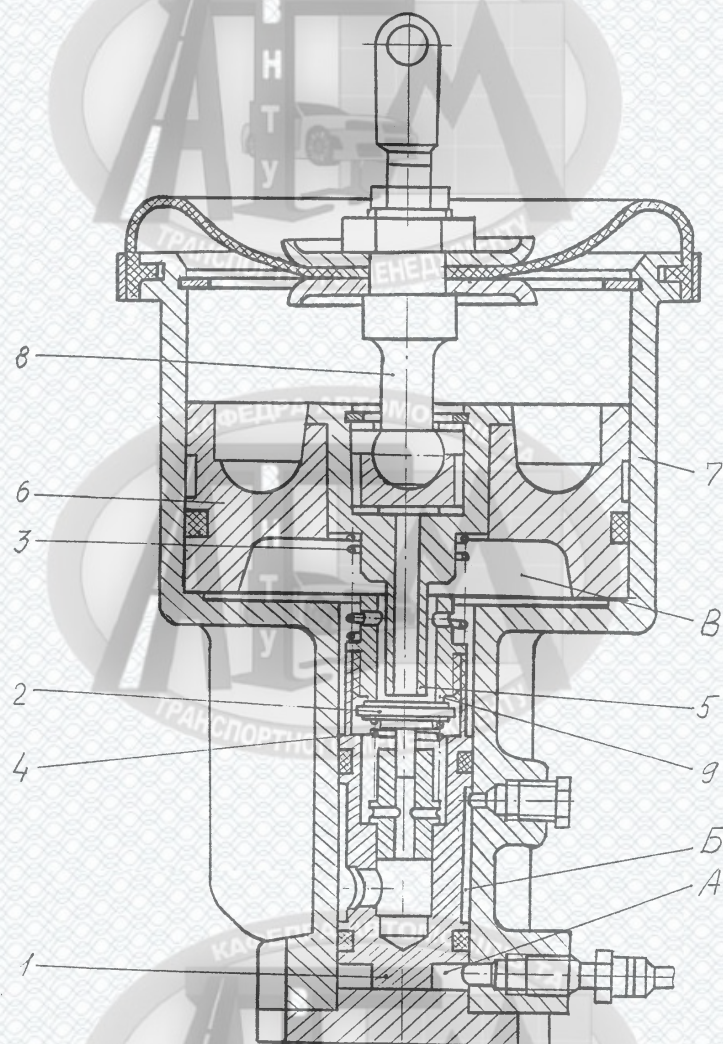


1– педаль зчеплення; 2– головний циліндр; 3– трубопровід; 4– ресивер;
 5– пристрій що стежить; 6 – пневпоршень підсилювача; 7 – пневмоциліндр;
 8 – напрямні кільце; 9 – корпус; 10 – атмосферний клапан; 11 – виконавчий
 гідроциліндр; 12 – поршень гідроциліндра; 13– шток; 14– вилка викання
 зчеплення; 15– картер зчеплення; 16– гідравлічна порожнина; 17– пневматичний
 клапан; 18– направляюча втулка

Рисунок 2.8 – Удосконалений ПГП КамАЗ

До цієї схеми відносяться також ПГП розроблені фахівцями Кременчуцького автомобільного заводу. На автомобілях КрАЗ установлювався ПГП представлений на рис. 2.9. Від вище описаних підсилювачів даний ПГП

відрізняється тим, що в одному корпусі розташовані пневматичний циліндр, гідравлічний циліндр і механізм, що стежить, послідовно на одній осі. Причому механізм, що стежить, розташований між пневматичним і гідравлічним циліндрами.



1 – гідропоршень робочого циліндра; 2 – випускний клапан; 3 – поворотна пружина поршня; 4 – пружина випускного клапана; 5 – сідло випускного клапана; 6 – пневмопоршень підсилювача; 7 – корпус робочого циліндра; 8 – шток пневмопоршня; 9 – сідло клапана; А – порожнина робочого циліндра; Б – атмосферна порожнина; У – робоча порожнина пневмоциліндра

Рисунок 2.9 – Серійний пневмогідравлічний підсилювач Кременчуцького автомобільного заводу

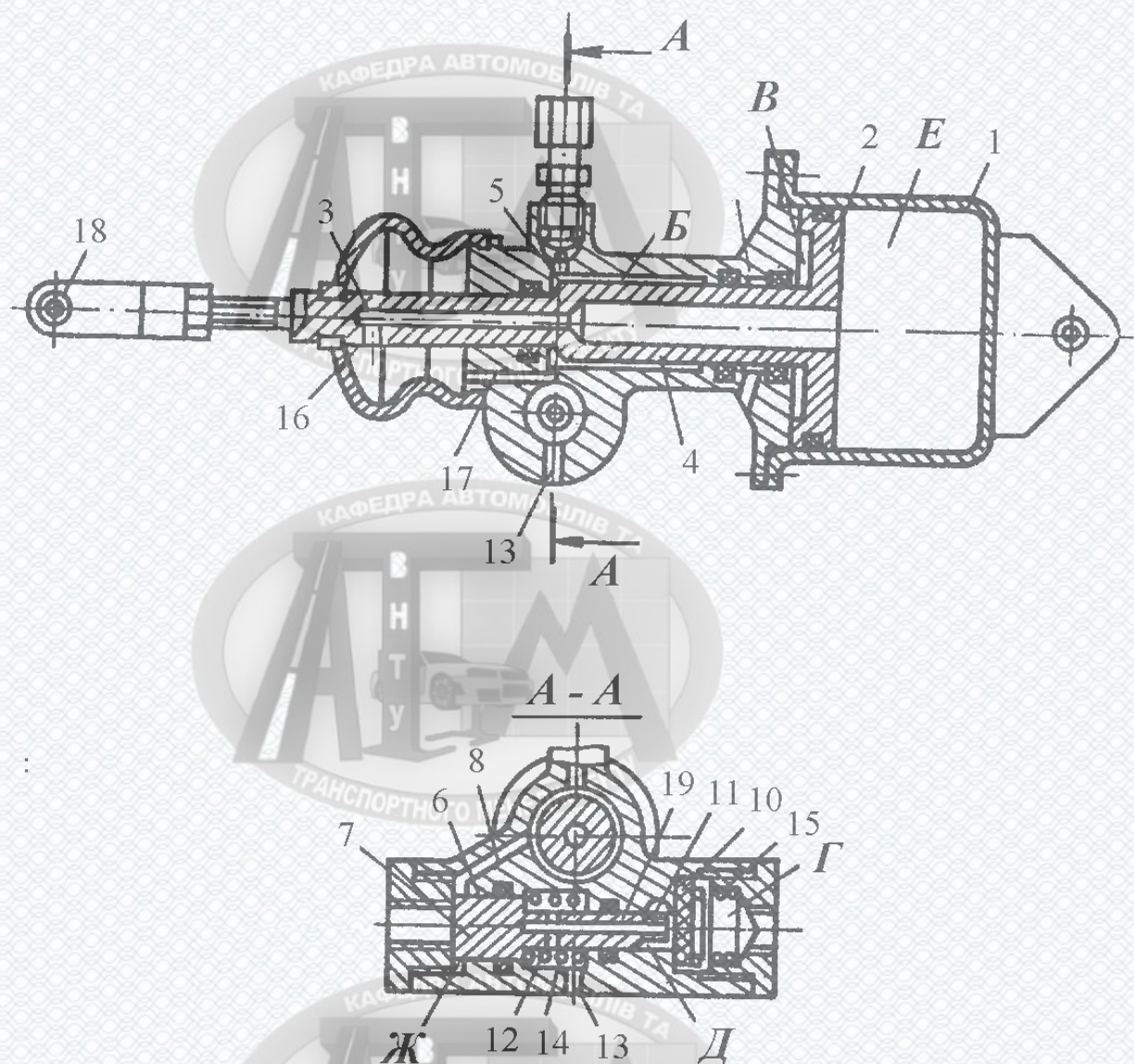
Даній конструкції властиві наступні недоліки:

- низька чутливість механізму, що стежить;
- наявність бічних сил при роботі в шарнірному з'єднанні шток-поршень, що передаються на стінки циліндра;
- має низький коефіцієнт корисної дії через наявність великого числа зчленувань кінематичних пар;
- низька довговічність, викликана підвищеним зносом ущільнювальних елементів, пневматичної частини підсилювача;
- відсутність елементів обмежуючий час включення сцеплення.

На Кременчуцькому автомобільному заводі був розроблений дослідний ПГП, представлений на рис. 2.10. Ціль винаходу - підвищення зручності керування приводом зчеплення шляхом зменшення ходу педалі зчеплення. Перевага пропонованого ПГП полягає в тому, що для підвищення зручності керування приводом, робочий поршень включає східчастий перехід, виконаний на штоку пневмопоршня. Поршень, що стежить, 7 і замикаючий елемент пневмоклапана 10 розташовані співвісно з можливістю контактування в отворі припливу корпусу, причому отвір 13 з боку запірного елемента повідомлено з джерелом стиснутого повітря, а з боку поршня, що стежить – із джерелом тиску рідини, при цьому джерело тиску повідомлене зі східчастим переходом штока 3 пневмопоршня 5.

Недоліком конструкції є велика кількість ущільнювальних елементів і зокрема виконавчого гідроциліндра, а також можливість прориву стиснутого повітря в гідравлічну порожнину, що знижує його надійність. Дія, що стежить, здійснюється тільки по переміщенню виконавчого циліндра. Відсутність дії, що стежить, по зусиллю і швидкості його зміни значно знижує чутливість механізму, що стежить. Крім того, при виході з ладу пневматичної системи приводу зусилля на педалі зчеплення різко зростає. Застосування даного ПГП на автомобілях великої і середньої вантажопідйомності недоцільно, тому що при відсутності в системі стиснутого повітря керування зчепленням за допомогою гідропроводу

жадає від водія надмірно великих зусиль на педалі зчеплення, що перевищують у кілька разів величини, що максимально допускаються, по цьому показнику.



1 – пневматичний циліндр; 2 – пневмопоршень; 3 – шток; 4 – поршень; 5 – кільцева поверхня; 6 – гідроциліндр; 7 – поршень, що стежить; 8 - отвір; 9 - шток; 10 - пневмоклапан; 11, 12 - радіальний і осьовий отвори золотника; 13 - атмосферний отвір; 14, 15 - пружини; 16, 17 - отвору; 18 – качана; Б – порожнина гідроциліндра; У – робоча порожнина пневмоциліндра; Д, Е – атмосферні порожнини; Ж – гідравлічна порожнина механізму, що стежить.

Рисунок 2.10 – Дослідний пневмогідравлічний підсилювач КрАЗ

Пневмогідравлічний підсилювач, представлений на рис.1.14, відрізняється від вище описаного пневмогідравлічного підсилювача тим, що, для підвищення надійності і спрощення конструкції, пневмо і гідроциліндри мають єдиний корпус, робочий поршень гідроциліндра виконаний в одне ціле з поршнем пневмоциліндра з можливістю взаємодії зі штоком керування вилки зчеплення, а пневмоклапан підпружинен щодо корпуса.

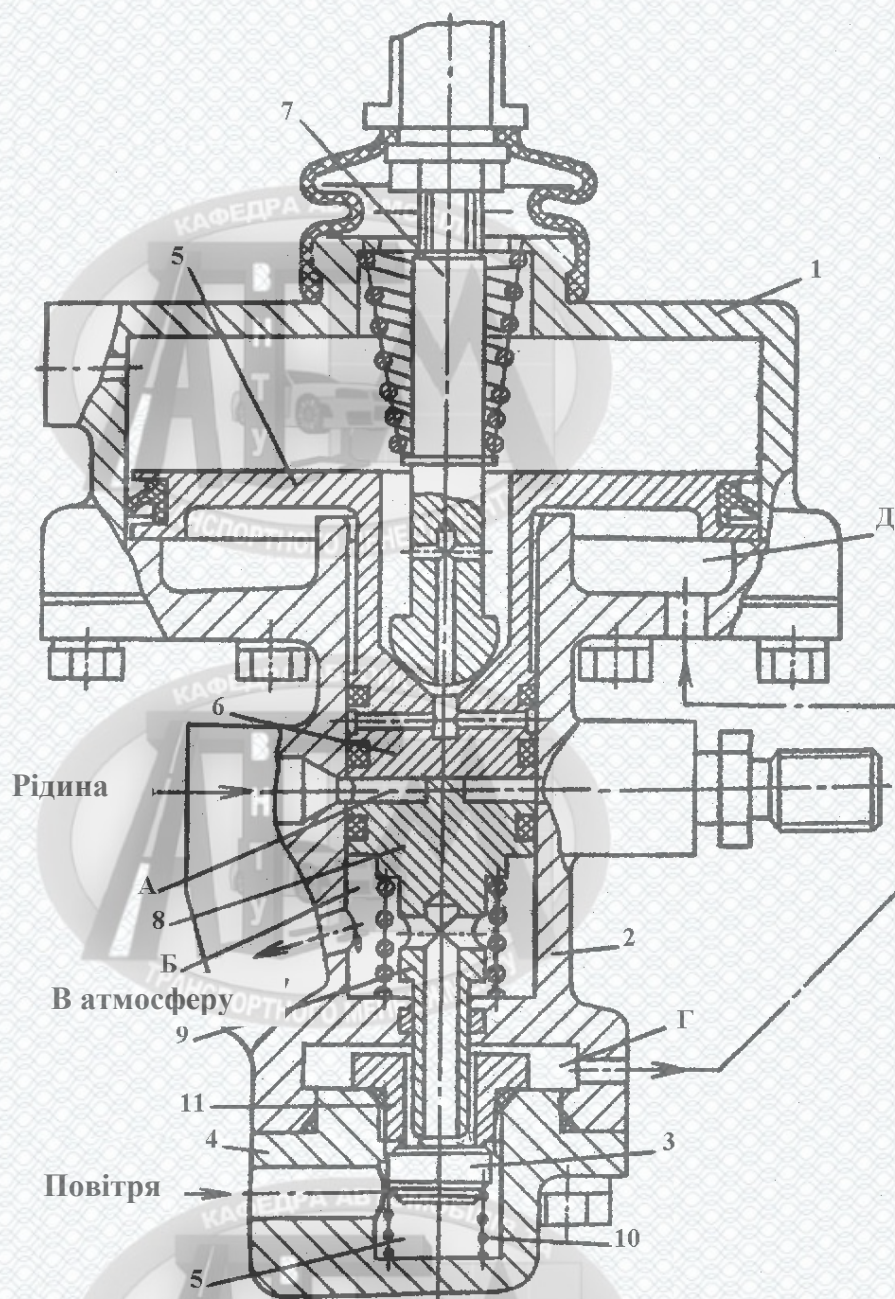
Відмінною рисою даної конструкції від вище описаної, є співвісне розташування пневмоциліндра 8, виконавчого циліндра 9 і поршня, що стежить, 11. При цьому спрощується конструкція корпуса підсилювача, зменшується кількість ущільнювальних елементів, а, отже, зменшується гістерезис механізму, що стежить. До переваг даного ПГП можна віднести те, що порожнина між пневматичним клапаном і поршнем, що стежить, виконана сполученої з атмосферою в результаті чого запобігається проникнення стиснутого повітря в гідравлічну порожнину підсилювача. Підвищення надійності досягається також за рахунок спрощення конструкції вузла пневмоклапана.

Недоліком даного підсилювача є низька чутливість механізму, що стежить, через відсутність дії, що стежить, по зусиллю. До недоліків варто також віднести непристосованість ПГП до аварійних режимів роботи приводу. При несправності гідравлічного або пневматичного ланцюга, керування приводом затрудняється або стає неможливим.

Згідно з вимогами до приводів зчеплення, аналізу конструкцій ПГП і класифікації, приведеної на рис. 2.11, були виділені наступні кращі класифікаційні ознаки і рішення, пропоновані до конструкції розроблювального підсилювача.

Розроблювальний ПГП повинний забезпечувати:

- широкий діапазон коефіцієнта підсилення;
- забезпечення керування зчепленням навіть при виході з ладу підсилювача чи його приводу;



1 – пневматичний циліндр; 2 – гідравлічний циліндр; 3 – пневмоклапан;
 4 – корпус; 5 – поршень пневмоциліндра; 6 – робочий поршень; 7 – шток вилки
 вимикання зчеплення; 8 – поршень; 9 – шток поршня; 10 – пружина; 11 – сідло
 пневмоклапана; А – гідравлічна порожнина; Б – атмосферна порожнина;
 Г, Д – робочі порожнини пневмоциліндра

Рисунок 2.11 – Дослідний пневмогідравлічний підсилювач Кременчуцького
 автомобільного заводу

- стабільність статистичних і динамічних характеристик підсилювача;
- наявність елементів зчеплення, що забезпечують плавне включення;
- час вимикання не більш 0,25 с.
- пристрій, що стежить, повинний забезпечувати спостереження по переміщенню і зусиллю на педалі зчеплення;

Кращі конструктивні рішення: компонувальна схема у вигляді моноблоку; наявність поршневого елемента, що стежить; наявність так званого «випускного вікна» та розташування його внизу апарата; плоский пневматичний клапан; виключення прориву стиснутого повітря в гідравлічну частину приводу; розташування гідравлічного виконавчого циліндра на одній осі з пневмоциліндром підсилювача; мінімальна кількість ущільнювальних елементів.

Загально технічні вимоги: мінімальні маса і габаритні розміри; універсальність конструкції; надійність і довговічність агрегату (ресурс ПГП не повинний бути менше терміну служби основних деталей зчеплення; технологічність і невисока вартість виробу.

Поряд з основними вимогами пропонованими до розроблювального ПГП у даний час на перший план висуваються вимоги на стабільність статистичних характеристик.

2.2 Вибір параметрів пневмогідравлічного підсилювача

Розрахункова схема до вибору основних параметрів ПГП, представлена на рис. 2.12, розроблена відповідно до кращих класифікаційних ознак, визначеними в підрозділі 1.3.

Для вибору основних параметрів ПГП необхідно мати вихідні дані на основі яких виконується подальший розрахунок підсилювача:

- тип зчеплення, сила натискних пружин (максимальна) при цілком виключеному зчепленні $P_{вим}$,
- сила віджимних пружин (максимальна) на вилці зчеплення Q_{en} ,
- робочий хід віджимного підшипника зчеплення x_p ,

$$R = \frac{L}{x_{p.c.}}, \quad (2.2)$$

де $x_{p.c.} = x_n i_6$ - хід поршня робочого циліндра (максимальний) ПГП

Отже максимальне зусилля R на штоку ПГП від однодискового зчеплення з діафрагмовою пружиною, яка втягується, розробленими фахівцями ЯМЗ відповідає величині 4000 Н.

Вся робота при ввімкненні зчеплення, які створює головний циліндр, буде дорівнює $(1,2...1,25) \cdot L$. Відзначене зростання роботи пояснюється потребою збільшення ходу головного циліндра, що необхідно для перекриття компенсаційного отвору і для подачі визначеного обсягу рідини в систему, що стежить, з метою забезпечення переміщення золотникового поршня системи, що стежить.

Тому сила на педалі зчеплення (максимальна), потрібна для повного вимикання зчеплення, визначається, так:

$$P_n = \frac{(1,2...1,25)}{S_{ned}} L, \quad (2.3)$$

За умови, що розрахункове зусилля на педалі зчеплення перевищує регламентоване, слід повторити розрахунок, змінюючи вхідні параметри в припустимих межах.

А хід поршня вже головного циліндра можна знайти з формули:

$$x_{z.c.} = \frac{S_{ned}}{i_n} - \Delta_m, \quad (2.4)$$

де $\Delta_m = 0,5...1...1$ мм - зазор між штоком і поршнем головного циліндра.

Саме на сумісності роботи з головним циліндром приводу зчеплення ґрунтується вибір діаметра виконавчого гідропоршня ПГП. Аналіз конструктивних розмірів гідравлічних приводів вказує, що найчастіше діаметр

головного циліндра менше або дорівнює діаметрові робочого циліндра $d_{г.ц.} < d_{р.ц.}$ (рис. 2.1). Це пояснюється тим, що в гідравлічних приводах зчеплення саме без підсилювачів (це легкові/вантажні автомобілі малої/середньої вантажопідйомності) слід збільшувати передаточне число приводу знижуючи зусилля на педалі зчеплення. Однак зниження зусилля веде до збільшення ходу педалі зчеплення, що є прийнятним для легкові і вантажні автомобілі малої і середньої вантажопідйомності. Обмеження ходу педалі зчеплення, а також застосування 2-во дискових зчеплень на автобусах/вантажних автомобілях великої вантажопідйомності не дозволяє виконувати конструктивні параметри циліндрів за запропонованою схемою. Тому, під час розрахунку статичних характеристик гідравлічного приводу з пневматичним підсилювачем слід приймати $d_{г.ц.} > d_{р.ц.}$

При $d_{г.ц.} = d_{р.ц.}$ необхідно забезпечити виконання умови $x_{г.ц.} = (1.2 \dots 1.25) \cdot x_{р.ц.}$. Якщо дана умова не виконується доцільно зменшувати діаметр робочого циліндра. При цьому необхідно враховувати, що при значному зменшенні $d_{р.ц.}$ збільшується зусилля на педалі зчеплення при непрацюючому пневматичному підсилювачі.

Максимальна сила на штоку ППП, що розвивається пневматичним циліндром підсилювача для повного вимикання зчеплення:

$$F_{п.ц.} = R - P_{п.} \cdot i_{п.} \cdot \frac{f_{р.ц.}}{f_{г.ц.}}, \quad (2.5)$$

де $f_{р.ц.}$ і $f_{г.ц.}$ - відповідно площі робочого і головного циліндрів.

Робочу площу поршня пневматичного циліндра підсилювача $f_{п.}$ можна визначити по формулі:

$$f_{п.} = \frac{F_{п.ц.}}{P_{min}}, \quad (2.6)$$

де P_{min} - мінімальна величина тиску повітря у пневмоциліндрі, необхідна для забезпечення зусилля на поршні $F_{п.ц.}$.

Для збереження працездатності підсилювача зчеплення при низькому тиску в пневмосистемі слід вибирати $p_{min} \approx 0,4$ МПа.

Після визначення f_u знайдемо діаметр поршня пневматичного циліндра D_n :

$$D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot (f_u + f_{p.u})}{\pi}}, \quad (2.7)$$

Відповідно до вимог п. 1.3., розрахунковий діаметр пневмоциліндра повинний забезпечувати широкий діапазон зусилля, що розвивається, тому доцільно збільшити D_n , на 15 - 20 % від отриманого з розрахунку.

2.3 Розрахунок і вибір основних параметрів системи

Від вірності вибору параметрів системи, що стежить, залежать не тільки статичні характеристики ПГУ, але і динамічні показники, тому в процесі розрахунку (рис. 2.2) необхідно зменшувати кількість допущень і враховувати найбільше число факторів, що роблять вплив на процес виключення зчеплення.

Механізм, що стежить, має мати низький гістерезис, тобто високу чутливість до зусилля (приводного), водночас повинна виконуватися умова забезпечення припустимого зусилля на педалі зчеплення (вимога ергономіки). У першому випадку потрібно збільшувати діаметр $d_{n.z}$ поршня, що стежить, у другому його зменшувати. Через те що варіантів співвідношення розмірів елементів системи, що стежить, безліч, необхідно зробити їхню оптимізацію.

Критеріями оптимізації є: гістерезис, зусилля на педалі зчеплення і габаритні розміри. Параметри оптимізації: геометричні розміри елементів системи, що стежить: співвідношення діаметрів $d_{n.z}$, $d_{ш.з}$ і $d_{ск}$, (рис. 2.13) характеристики пружин золотника, що стежить, і клапана.

Перед початком моделювання вже статичної характеристики системи, що стежить, потрібно визначити саме ті параметри, які не залежать від зусилля на педалі зчеплення (від зусилля тиску рідини).

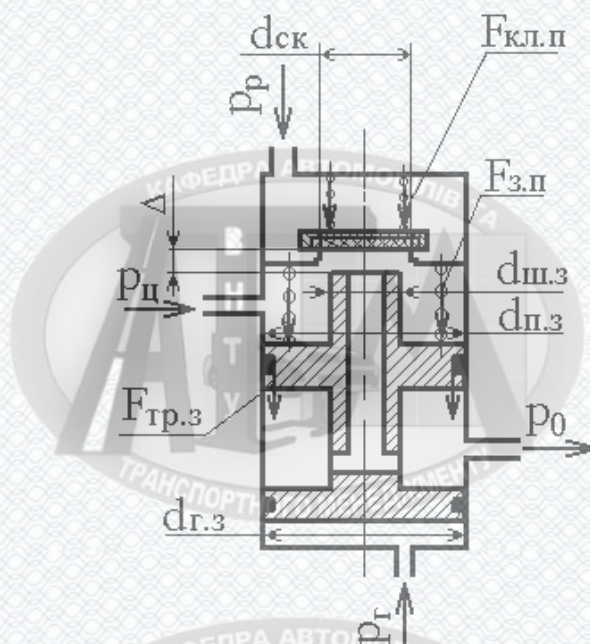


Рисунок 2.13 – Розрахункова схема системи ППП

А зазор, який мінімально необхідний між клапаном і золотником визначається вже з умови забезпечення мінімального прохідного перетину системи. Проте мінімальний прохідний перетин системи повинен бути звісно більше або дорівнювати перетину трубопроводу, що підводить, від ресивера до ППП.

Між ущільненнями золотника і стінками корпуса потрібно знайти силу тертя за емпіричною залежністю фахівцями Полтавського автоагрегатного заводу:

$$F_{тр.з} = \left(\frac{d_{з.з}}{2} - d_u \right) \cdot k_n \quad (2.8)$$

де $k_n = 981 \text{ кг/с}^2$ – перекладний коефіцієнт,

$d_{з.з}$ і d_u – розміри ущільнювального кільця, м.

Щоб обрати вихідні параметри системи, що стежить, ППП доцільно проводити розрахунок декількох проміжних показників, значення яких можна рекомендувати як результати попереднього розрахунку. У наслідку ці показники можуть бути уточнені.

Щоб розрахувати основні параметри системи, що стежить, необхідно скласти вже рівняння сил, які діють на золотник. У момент початку роботи підсилювача рівняння сил на золотнику (рис. 2.13) вже має такий вигляд:

$$f_{z.z} \cdot p_{z \min} = F_{кл.н.} + F_{з.н.} + f_{кл.н} \cdot p_p + F_{тр.з.} \quad (2.9)$$

де $f_{z.z}$ – площа гідравлічного поршня золотника;

$p_{z \min}$ – мінімальний тиск рідини на виході головного циліндра, у момент спрацювання підсилювача;

$F_{кл.н.}$ – попередній стиск пружини повітряного клапана;

$F_{з.н.}$ – попередній стиск пружини золотника;

$f_{кл.н.}$ – площа клапана що приводить до його невірноваженості через різницю тиску по обох сторонах клапана, $f_{кл.н} = \pi \cdot d_{ск}^2 / 4$;

$d_{ск.}$ – діаметр сідла клапана;

p_p – тиск у ресивері, $p_p = 0,6 \dots 0,8$ МПа;

$F_{тр.з.}$ – сила тертя ущільнень золотника.

При подальшому збільшенні тиску в гідроприводі зчеплення від $p_{z \min}$ до $p_{z \max}$ рівняння рівноваги сил прийме вид

$$f_{z.z} \cdot p_z = F_{кл.н.} + F_{з.н.} + (f_{n.z.} - f_y) \cdot p_{ц.} + f_{кл.н} \cdot p_p + F_{тр.з.}; \quad (2.10)$$

де $f_{n.z.}$ – площа що стежить, пневматичного поршня, золотника,

$$f_{n.z.} = f_{z.z} - \pi \cdot \frac{d_{ш.з.}^2}{4};$$

$d_{ш.з.}$ – діаметр штока золотника, вибирається відповідно до мінімального перетину каналів, що зв'язують робочу порожнину пневмоциліндра з атмосферою, $d_0 = 6$ мм.

$$f_y - \text{урівноважена площа клапана, } f_y = f_{кл.н} - \pi \cdot \frac{d_{ш.з.}^2}{4};$$

$p_{ц.}$ – тиск у робочій порожнині пневмоциліндра.

Поточний тиск у пневмоциліндрі, з огляду на (2.10) запишемо у виді

$$p_{ц} = \frac{f_{г.з.} \cdot p_{г} - F_{кл.п.} - F_{з.п.} - f_{кл.н.} \cdot p_{р} - F_{тр.з.}}{f_{п.з.} - f_{у.}} \quad (2.11)$$

В гідроприводі зчеплення, коли зменшується тиск від $p_{г. max}$ до нуля тиск повітря в робочій порожнині пневмоциліндра розрахуємо вже за рівнянням:

$$p_{ц} = \frac{f_{г.з.} \cdot p_{г} - F_{з.п.} + F_{тр.з.}}{f_{п.з.}}; \quad (2.12)$$

Наявність пружини в клапана $F_{кл.п.}$, невірноваженої площі клапана $f_{кл.н.}$ і сили тертя $F_{тр.з.}$ приводять до появи в статичній характеристиці системи, що стежить, $(p_{ц} = f(p_{г}))$ петлі гістерезиса.

На (рис. 2.14) наведена статична характеристика системи, що стежить. Збільшення тиску повітря в пневмоциліндрі підсилювача, розраховане по рівнянню (2.11), відповідає ділянці 1- 2 (рис. 2.14), зменшення тиску відповідно до виразу (2.12) – ділянка 3 - 4.

Для одержання гарної дії, що стежить, ширина петлі гістерезиса $\Delta p_{г}$ повинна бути мінімальною:

$$\Delta p_{г} = p_{г.min.} - p_{г.min.}'; \quad (2.13)$$

де $p_{г.min.}'$ - мінімальний тиск рідини в гідролінії на ділянці 1-2 (рис. 2.14) у момент, коли $p_{ц} = 0$.

Існуючі дослідження статичних характеристик системи, що стежить, показали, що величина петлі гістерезиса ($p_{г}$, є величиною перемінної, котра змінюється зі зміною тиску повітря в пневматичній порожнині підсилювача.

Це явище спостерігається для систем, що стежать, що мають не розвантажені клапана.

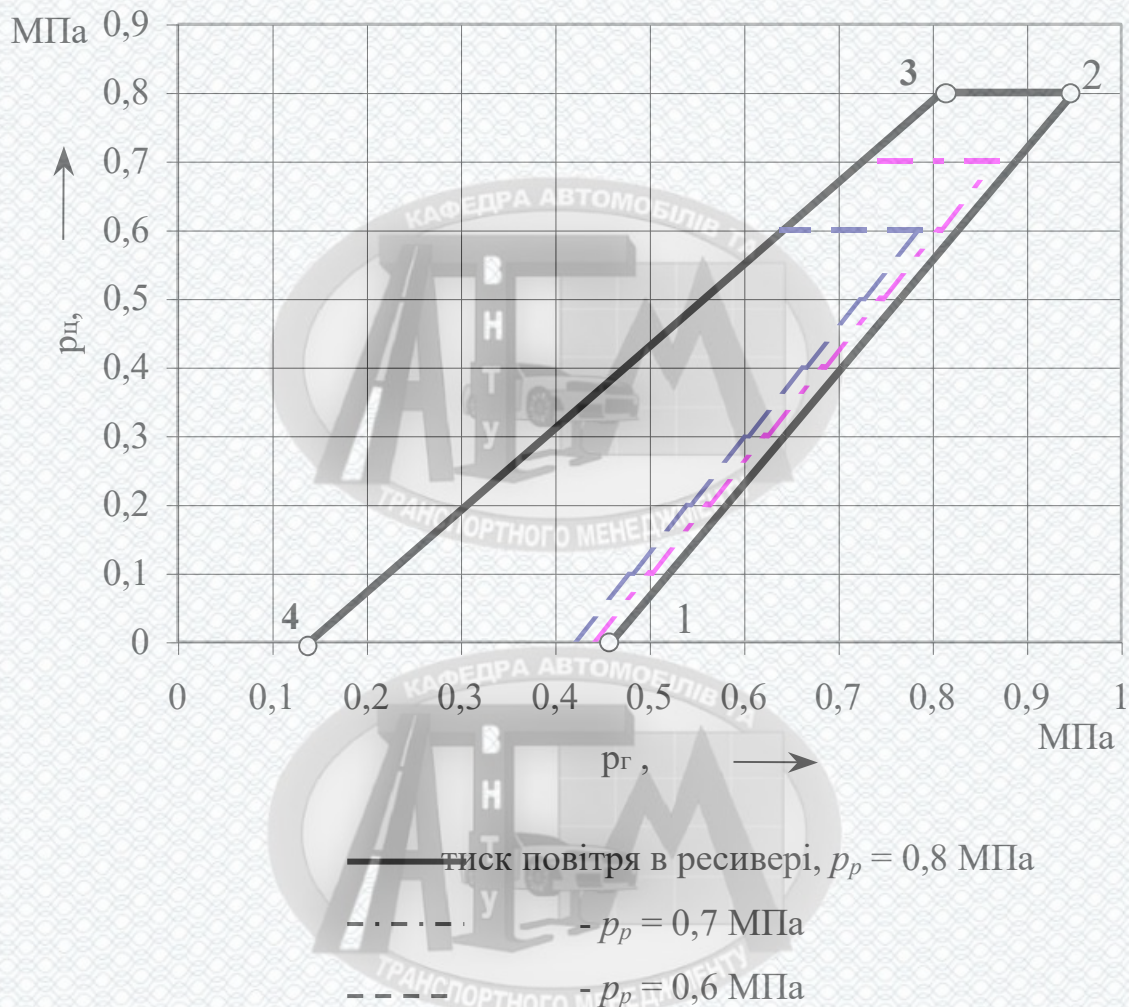


Рисунок 2.14 – Розрахункова статична характеристика механізму

У зв'язку з цим, оцінювати величину гістерезиса слід не тільки при $p_u = 0$, але і навіть при $p_u = \max$.

$$\Delta p_z = p_{z, \max} - p_{z, \max}' ; \quad (2.14)$$

де $p_{z, \max}'$ - максимальний тиск рідини в гідролінії на ділянці 3 - 4 (рис. 2.14) у момент, коли $p_u = 0,8$ МПа.

Тут, щоб відчути вплив гістерезиса на якість дії, що стежить, ПГП в умовах експлуатації можливо тільки при переміщенні штока, коли тиск повітря p_u у пневмоциліндрі досягає величини необхідної для подолання зусилля навантаження натискних пружин. Так, для однодискового зчеплення автомобіля КрАЗ $p_u = 0,51$ МПа.

Врахуємо, що при вимиканні зчеплення на всьому переміщенні штока ПГП тиск повітря p_u змінюється незначно ($p_u = 0,51 \dots 0,53 \text{ МПа}$), величину гістерезиса Δp_z можна прийняти постійної в цьому проміжку тисків і залежної не тільки від сил тертя, але і зусилля натискних пружин, а також тиску повітря в ресивері. За допомогою розрахункової характеристики представлені на рис. 2.14. можемо оцінити величину гістерезиса Δp_z у залежності від тиску повітря в ресивері.

При наявності мінімального тиску і спрацювання підсилювача $p_{z, \min}$ на ділянці 1 – 2 необхідно розглянути процес навантаження золотника системи, що стежить, що визначає величину p_z . При плавному збільшенні p_z золотник починає рух, якому перешкоджають у первісний момент сила тертя $F_{тр.з}$ і сила золотникової пружини $F_{з.п.}$. Після вибору зазору Δ (Рис. 2.13) шток золотника стикається з повітряним клапаном і не відкриваючи його переборює зусилля, що забезпечує герметизацію клапана ($F_{гер} = f_{кл.н} \cdot p_p$), викликану пневматичним підпором. У результаті чого клапан і сідло залишаються герметичні під дією зусилля пружини клапана $F_{кл.п.}$. Це явище викликане тим, що гума клапана має осьову піддатливість і утворення зазору між сідлом і клапаном відбувається не миттєво (у випадку твердого клапана), а з деяким запізнюванням, що залежить від твердості гуми клапана. Тому збільшення твердості гуми клапана веде до збільшення і мінімальної сили герметизації $F_{\min.гер}$, при цьому сила $f_{кл.н} \cdot p_p$ на золотнику зменшується.

При такому ж збільшенні тиску до $p_{z, \max}$ відбудеться впуск стиснутого повітря, стан системи описується рівнянням 2.10. При зупинці педалі зчеплення на золотнику з'являється сила $(f_{н.з.} - f_n) \cdot p_u$, що закриває клапан, створюючи на ньому зусилля $F_{\min.гер}$. Тоді рівняння сил на золотнику прийме вигляд, що відповідає ділянці 1 - 2 на рис. 2.14:

$$f_{z.з} \cdot p_z = F_{з.п.} + (f_{н.з.} - f_n) \cdot p_u + f_{кл.н} \cdot p_p + F_{тр.з}, \quad (2.15)$$

При зменшенні тиску p_z золотник відходить від клапана і повітря з ПГП виходить в атмосферу, рівняння сил на золотнику в момент відкриття клапана, що відповідає ділянці 3 - 4 має вигляд:

$$f_{z.z} \cdot p_z = F_{z.n.} + f_{n.z} \cdot p_u - F_{тр.з}, \quad (2.16)$$

Аналізуючи рівняння 2.15 і 2.16 слід зробити висновок, що при збільшенні тиску повітря в пневмоциліндрі p_u величина Δp_z – стає меншою. При збільшенні тиску повітря в ресивері p_p величина Δp_z - зростає.

Якщо ширина петлі гістерезиса виходить досить широкої ($\Delta p_z > 0,2 \text{ МПа}$), то необхідно провести повторний розрахунок, при цьому доцільно зменшувати сили тертя $F_{тр.з}$ і неврахованої площі клапана тобто збільшувати площу f_y .

Збільшуючи/зменшуючи діаметр сідла клапана $d_{ск}$, є можливість змінювати статичною точністю роботи системи, що стежить. Однак може виявитися, що система, що стежить, не забезпечує необхідну швидкість зміни тиску в робочій порожнині пневматичного циліндра підсилювача при швидких вимиканнях зчеплення, тобто система буде мати погані динамічні характеристики. Тому зменшення $d_{ск}$ обмежується величиною мінімального прохідного перетину (d_0) системи.

Попередній стиск пружини, що рекомендується, клапана $F_{кл.п}$ визначається виходячи з умови забезпечення герметизації впускного клапана в процесі відстеження тиску. Найбільш несприятливий режим для герметизації клапана за умови $p_p = p_u$, коли повітряний підпір мінімальний. Для забезпечення гарної дії, що стежить, силу попереднього стиску пружини клапана не слід брати вище 10 Н.

Вибору величини пневматичного діаметра золотника $d_{n.z}$, що забезпечує достатню точність і чутливість механізму, що стежить, приділяється особливе значення. Від правильного вибору площі елемента, що стежить, $f_{п.з}$ залежить не тільки величина тиску рідини p_z , що характеризує зміну зусилля на педалі зчеплення, але і динамічні показники системи в цілому.

Попередній стиск пружини золотника $F_{з.п.}$ вибирають з урахуванням забезпечення високих динамічних якостей підсилювача при p_u близьких до нуля, коли відсутнє зусилля на пневматичній площі золотника, що стежить, $f_{з.п.}$. Виходячи з цих позицій $F_{з.п.}$ повинна відповідати умові $F_{з.п.} > 2 F_{тр.з}$. Однак, при збільшенні $F_{з.п.}$, збільшується і тиск рідини в приводі p_z , що сприяє збільшенню

зусилля на педалі зчеплення. Звичайно $F_{з.п.}$ вибирають у широких межах 40 - 150 Н, у залежності від вимог, пропонованих до системи підсилювача.

2.4 Розрахунок статичних характеристик ПГП

Базовою статичною характеристикою (основною) для ПГП є залежність подоланого вже корисного навантаження на штоку підсилювача від вхідного впливу в керуючій частині ПГП (тиску рідини). Розрахункова характеристика $R = f(p_c)$, у залежності від тиску повітря на вході в систему p_p , представлена на рис. 2.15.

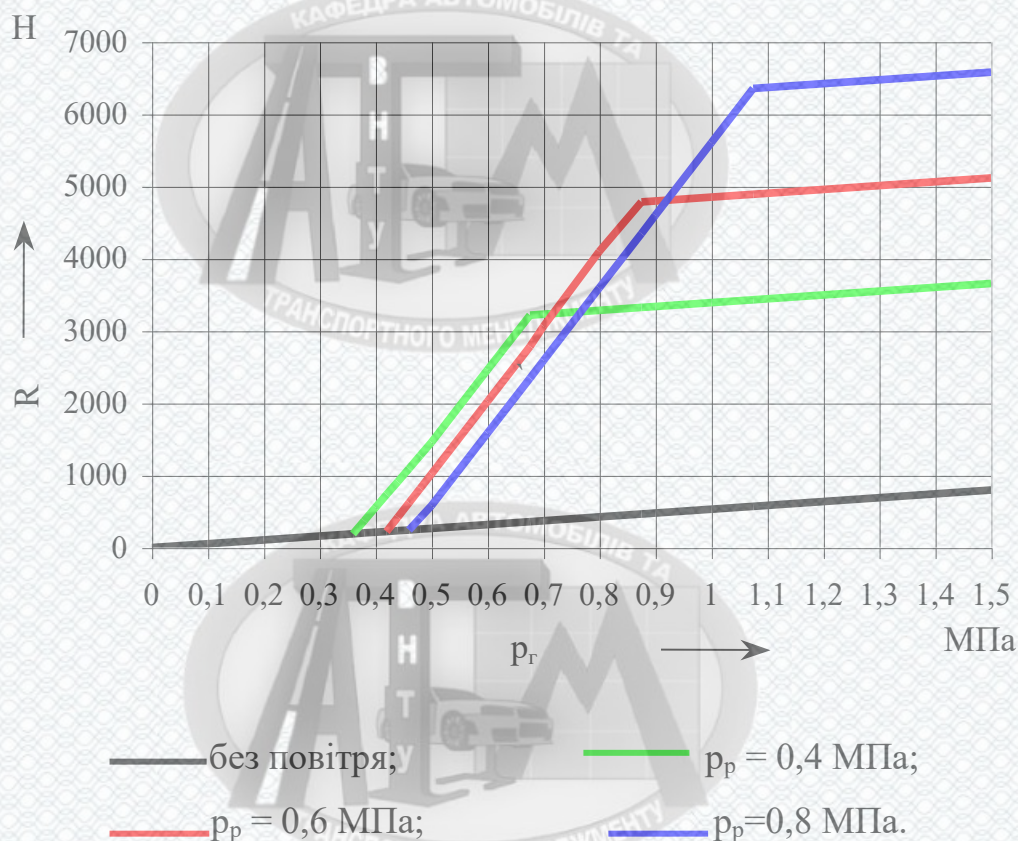


Рисунок 2.15 – Одержана статична характеристика (розрахункова ПГП)

Відповідно до вище обраних параметрів, зусилля на штоку ПГУ, з огляду на вираження 2.5, обчислювалося за формулою:

$$R = F_{n.ц} + F_{p.ц} - F_{тр}, \quad (2.17)$$

де $F_{n.ц}$, - зусилля на штоку ПГП, створюване пневмоциліндром підсилювача, $F_{n.ц} = p_ц \cdot f_ц$;

$F_{p.ц}$, - зусилля на штоку ПГП, яке створив робочий циліндр підсилювача, $F_{p.ц} = p_г \cdot f_{p.ц}$;

$F_{тр} = 65$ Н, - сила тертя від переміщення штока ПГП визначалася експериментально за допомогою консольного динамометра ДОСМ 3 – 0.2.

При $p_ц = 0$, $R = F_{p.ц} - F_{тр}$ у цьому випадку для створення розрахункового зусилля на штоку ПГП необхідно значно збільшувати тиск рідини в системі. Початок спрацьовування підсилювача відбувається при $p_{г \text{ min}}$ розрахованого по формулі (2.9) у залежності від тиску повітря p_p .

Всі статичні характеристики саме пневмогідравлічних підсилювачів “Wabco” моделі 970051 і “Knorr – Bremse” наведені на рис. 2.16 і 2.17 відповідно.

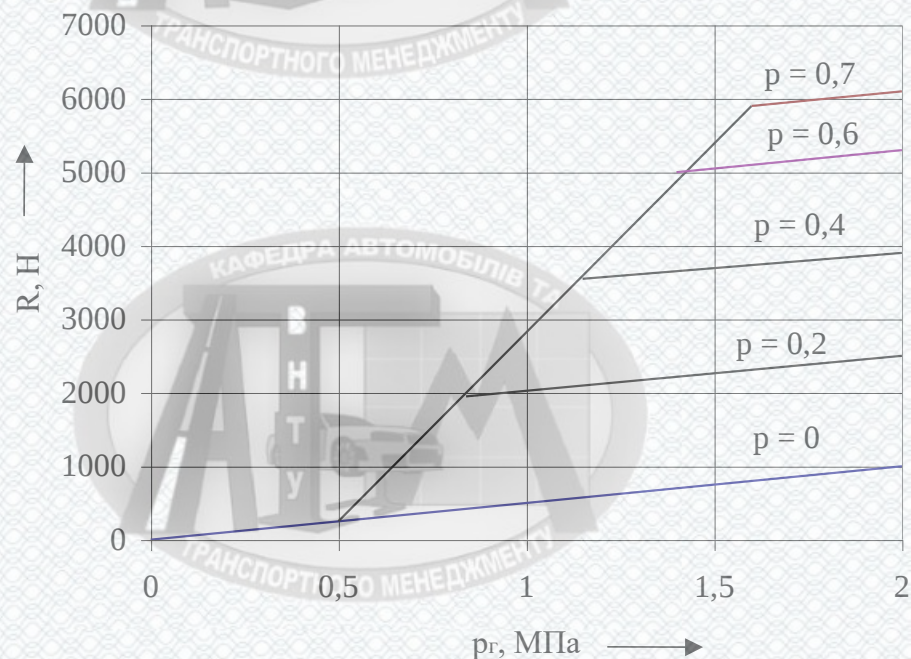


Рисунок – 2.16 Статична характеристика ПГП “Wabco” моделі 970 051

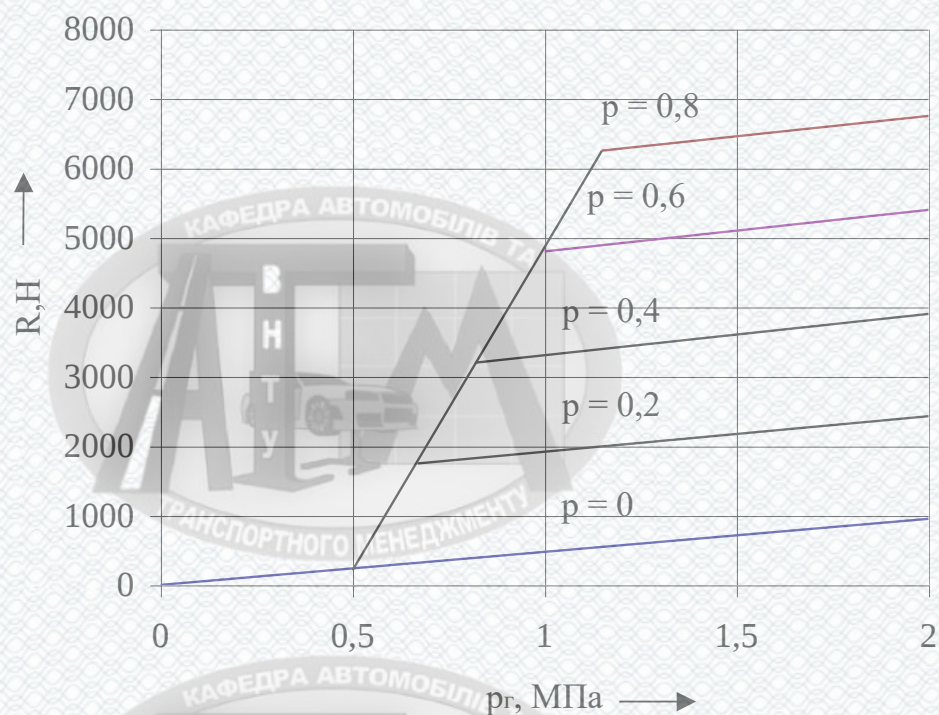


Рисунок – 2.17 Статична характеристика ПГП “Knorr – Bremse”

Проводячи порівняння основних параметрів і характеристик існуючих ПГП найвідоміших лідерів у виробництві пневмогідравлічної апаратури і характеристики розробленого ПГП слід зробити висновки, що зусилля на штоку ПГП при фіксованому тиску повітря на вході в систему порівнянні, а в більшості випадків перевершує аналоги по даному параметрові. Крім того, тиск у гідравлічному ланцюгу приводу в розробленому ПГП нижче чим в аналогів при рівності зусиль на штоку ПГП. Тому при відсутності стиснутого повітря в системі ($p_{\text{вх}} = 0$) і інших рівних умовах зусилля на педалі зчеплення з тим самим передаточним числом механічної частини приводу з розробленим ПГП менше на 10–15 % чим в аналогів.

2.5 Висновки по розділу 2

Запропонована автором методика розрахунку статичних характеристик дає змогу враховувати залежність саме початку спрацьовування підсилювача і характеру наростання тиску в пневмоциліндрі, від тиску в ресивері. Основною причиною даного росту є наявність невірної площі пневматичного клапана, що приводить до залежності статичної характеристики механізму, що стежить, від тиску в пневмосистемі.

Проаналізовані дослідження статичних характеристик системи, що стежить, показали, що ширина петлі гістерезиса (p_2 , є величиною перемінної, котра змінюється зі зміною тиску повітря в пневматичній порожнині підсилювача. У зв'язку з чим, оцінювати величину гістерезиса необхідно при переміщенні штока, коли тиск повітря в пневмоциліндрі підсилювача p_u досягає величини необхідної для подолання зусилля натискних пружин. З огляду на, що при вимиканні зчеплення на всьому переміщенні штока ПГП тиск повітря p_u змінюється незначно (для перспективного одностороннього зчеплення автомобіля КрАЗ $p_u = 0,51...0...0,53$ МПа), величину гістерезиса Δp_2 можна прийняти постійної в цьому проміжку тисків.

Величина, що рекомендується, гістерезиса для приводу зчеплення (пневмогідравлічного) повинна задовільняти $\Delta p_2 < 0,15$ МПа.

РОЗДІЛ 3

УНІФІКОВАНЕ СІМЕЙСТВО ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИХ ПІДСИЛЮВАЧІВ ВИМКНЕННЯ ЗЧЕПЛЕННЯ

3.1 Визначення уніфікації конструкції та обґрунтування її необхідності

Як відомо, уніфікація – це дійсно раціональне скорочення числа об’єктів з однаковим функціональним призначенням. У техніці під уніфікацією розуміють приведення різноманітних видів продукції та засобів її виробництва до найменшої кількості типорозмірів, марок, властивостей.

Уніфіковані комплектуючі вироби – вироби, які входять в конструкцію машин та приборів, і мають уніфіковані кріпильні та приєднувальні розміри.

Таким чином для створення уніфікованого сімейства необхідно максимально наблизити конструкції ПГП до однакових типорозмірів, засобів виробництва та властивостей.

Необхідність створення уніфікованого сімейства пневмогідравлічних підсилювачів полягає в необхідності установки їх на всіх вантажних автомобілях великої вантажопідйомності та автобусах, де присутня велика кількість переключень передач.

Не можливо створити один пристрій який би влаштовував всіх виробників, тому що конструкції зчеплень які використовуються різноманітні, місця кріплення ПГП у кожного виробника своє, зусилля та хід штока також.

3.2 Тривимірне моделювання ПГП

Після проведення аналізу конструкцій та математичного обґрунтування параметрів, за допомогою програмного забезпечення Solid Works була створена тривимірна модель ПГП (рис. 3.1). Це дало можливість отримати комплект конструкторської документації, який був оформлений у AutoCAD (рис 3.2).

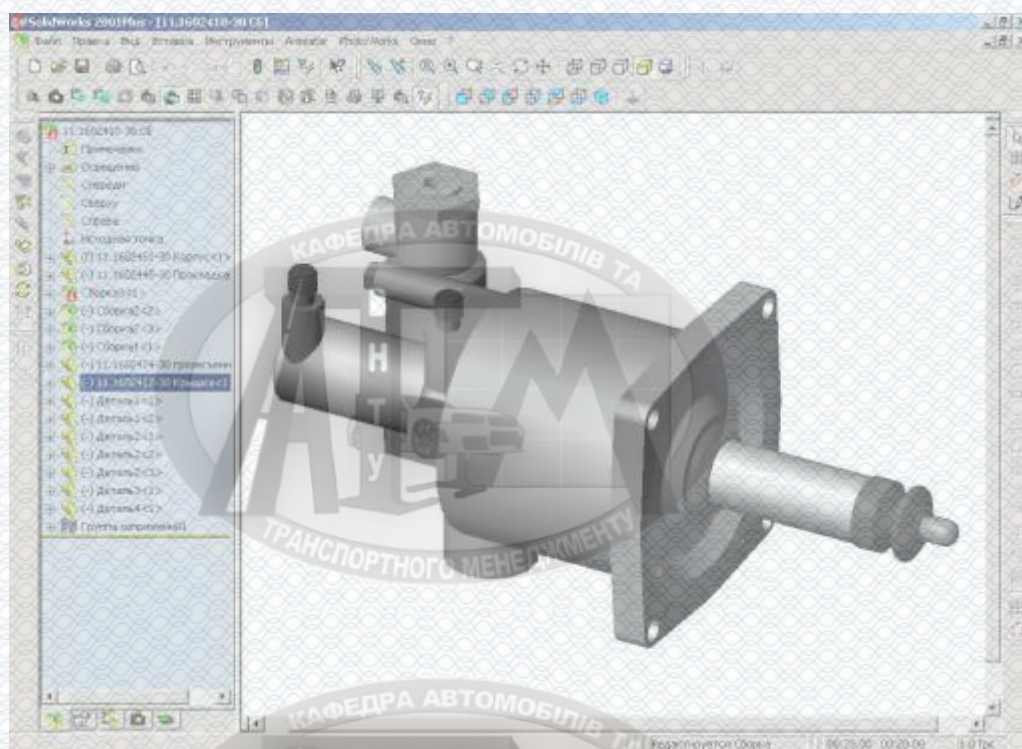


Рисунок 3.1- Тривимірне моделювання ПГП за допомогою SolidWork 2001Plus

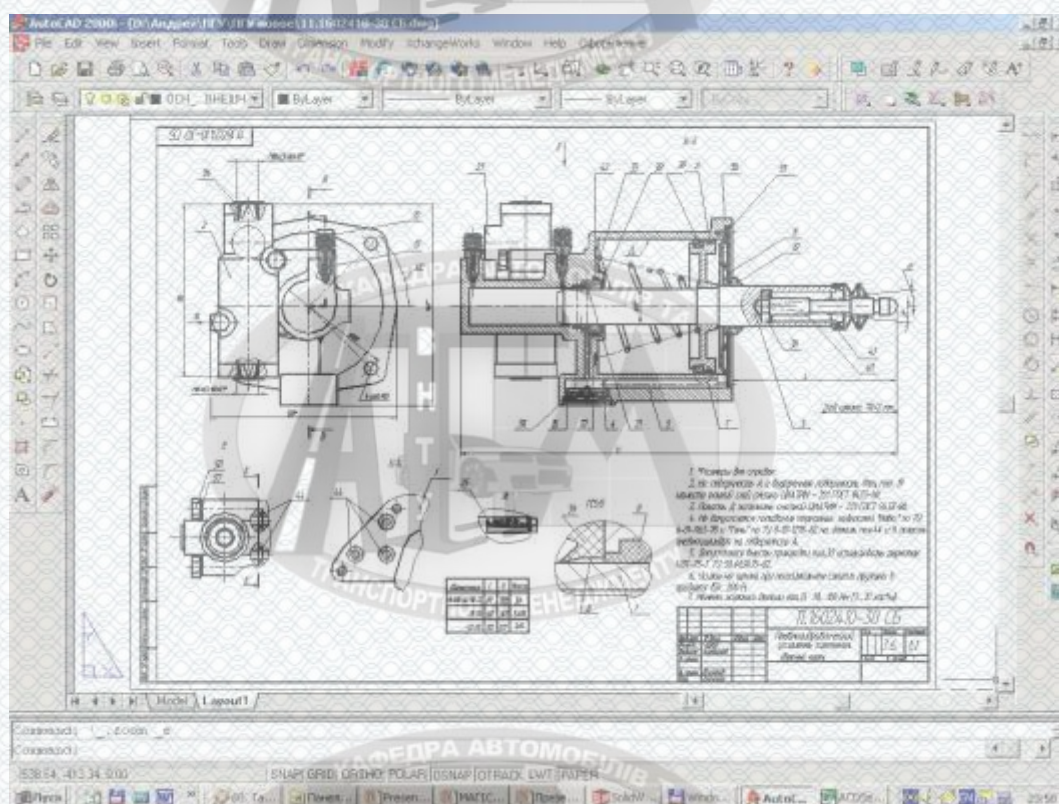


Рисунок 3.2 - Отримання робочих креслень в AutoCAD 2001i

До комплекту конструкторської документації увійшли такі документи як:

- Креслення деталей. Ці документи, містять зображення деталей й інші дані, необхідні для їх виготовлення й контролю.
- Складальні креслення. Ці документи, містять зображення складальних одиниць й інші дані, необхідні для її зборки (виготовлення) і контролю.
- Габаритні креслення. Ці документи, містять саме спрощене зображення виробів з габаритними, настановчими та приєднувальними розмірами.
- Відомість специфікацій. Цей документ, містить перелік всіх специфікацій складових частин виробу із вказівкою їхньої кількості й входимості.
- Технічні умови. Цей документ, містить вимоги (сукупність всіх показників, норм, правил і положень) до виробу, його виготовленню, контролю, прийманню й поставці, які недоцільно вказувати в інших конструкторських документах.
- Програма й методика випробувань. Цей документ, містить технічні дані, підлягаючій перевірці при випробуванні виробів, а також порядок і методи їхнього контролю.
- Документи експлуатаційні по 2.601-68. Документи, призначені для використання при експлуатації, обслуговуванні й ремонті виробу в процесі експлуатації.
- Інструкції. Документ, що містить вказівки й правила, використовувані при виготовленні виробу (зборці, регулюванню, контролі, прийманні й т.п.).

3.3 Отримання уніфікованих підсилювачів

Уніфікація підсилювачів розроблених на кафедрі автомобілів заключається в тому що більшість частин виробу уніфікована, це дозволяє виготовляти комплектуючі на невеликій кількості обладнання, а використання ПГП на різноманітних транспортних засобах приводить до серійного виготовлення, що зменшує собівартість

пристрою. Це в свою чергу, збільшує конкурентоспроможність, що важливо в країні з ринковою економікою.

На сьогоднішній день данні ПГП використовуються такими автовиробниками як:

- КрАЗ
- Урал
- МАЗ
- ЛАЗ

У кожного свої вимоги до ПГП.

3.3.1 ПГП які встановлюються на автомобілях КрАЗ та ЛАЗ

Особливою вимогою КрАЗ було те, що ПГП повинен встановлюватися під кутом, та кріпитися за допомогою двох вилок, одна з яких повинна була під'єднуватися до кронштейну, а інша безпосередньо впливати на важіль вимкнення зчеплення (рис. 3.3).

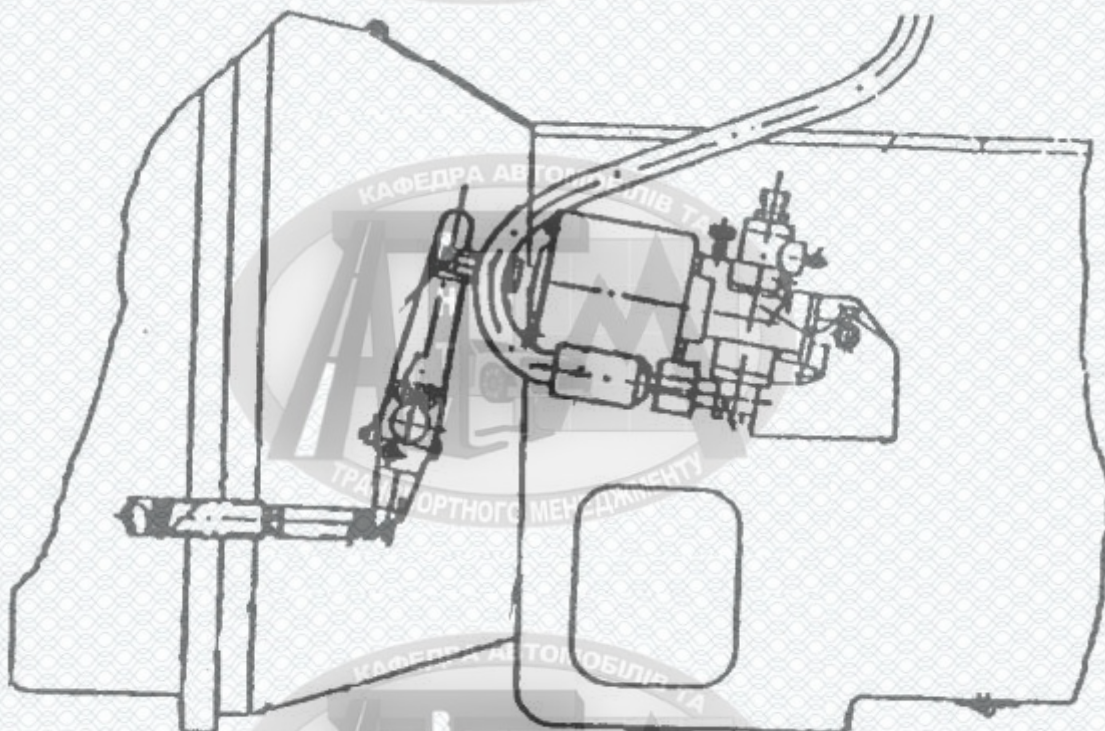


Рисунок 3.3 – Установка ПГП на автомобилях КрАЗ

Для задоволення всіх вимог було розроблено дві модифікації ПГП , які зображені на рис. 3.4 та рис. 3.5.

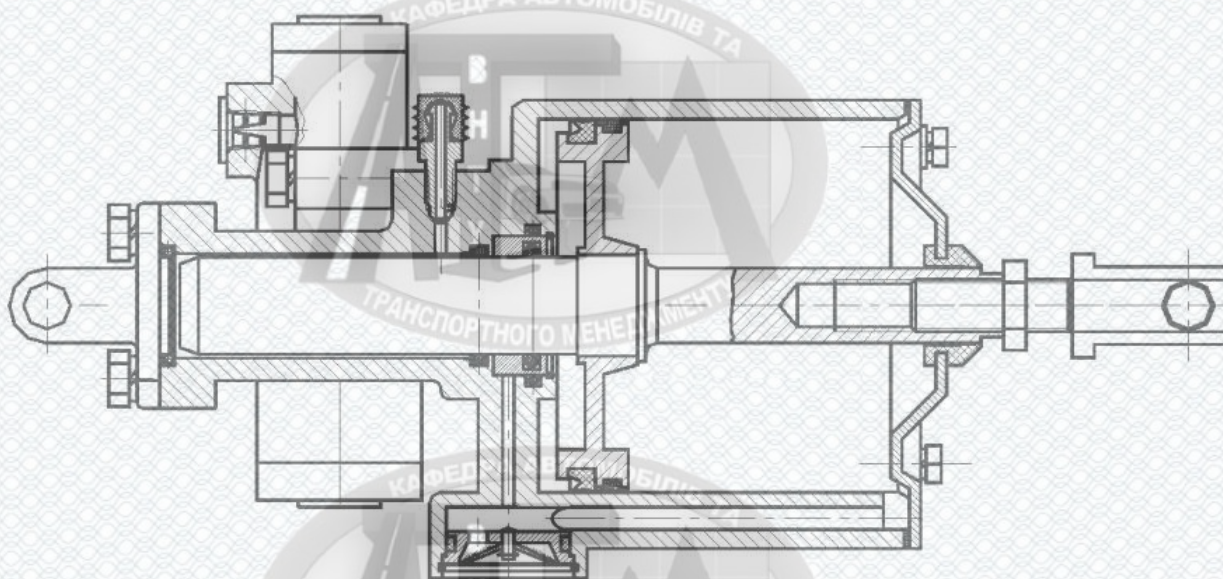


Рисунок 3.4 –ПГП для використання на автомобілях КрАЗ

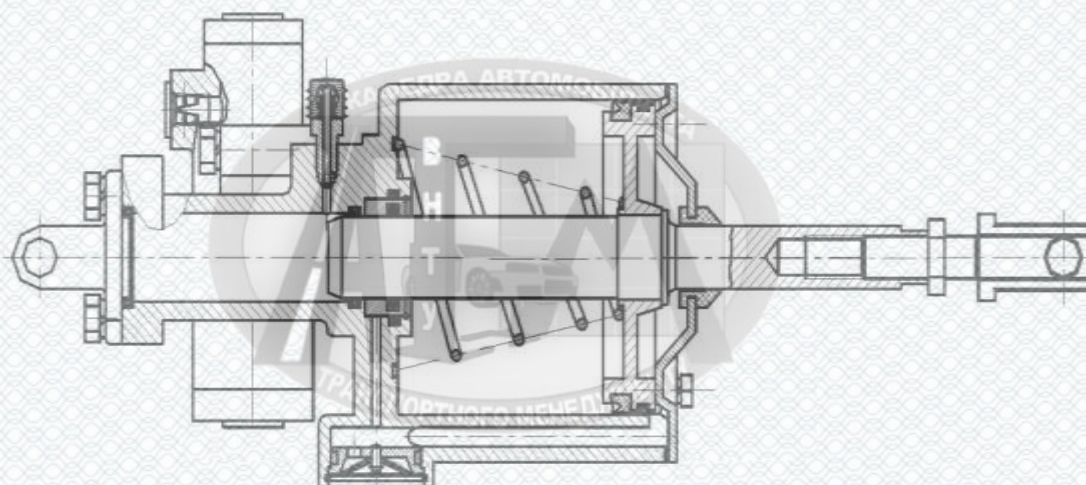


Рисунок 3.4 – ПГП для використання на автомобілях КрАЗ

Їх особливістю є наявність двох вилок для монтажу, та встановлення штуцера прокачування системи у верхній частині ПГП, що при такому встановленні забезпечує повне прокачування.

3.3.2 ПГП які встановлюються на автомобілях Урал.

Особливістю Урал було те, що ПГП має встановлюватися важелем донизу (Рис. 3.5). Застосування моделей, розроблених для КраЗ, не давало можливість повного прокачування системи, тому для даного виробника була розроблена модель з розташуванням штуцера у крайньому положенні як зображено на Рис 3.6.

3.3.3 ПГП які встановлюються на автомобілях МАЗ.

Встановлення ПГП, розроблених на кафедрі автомобілів, на підприємстві МАЗ почалося не так давно. До цього вантажні автомобілі та автобуси МАЗ були устатковані пневмогідравлічними підсилювачами фірм WABCO та Knorr-Bremse.

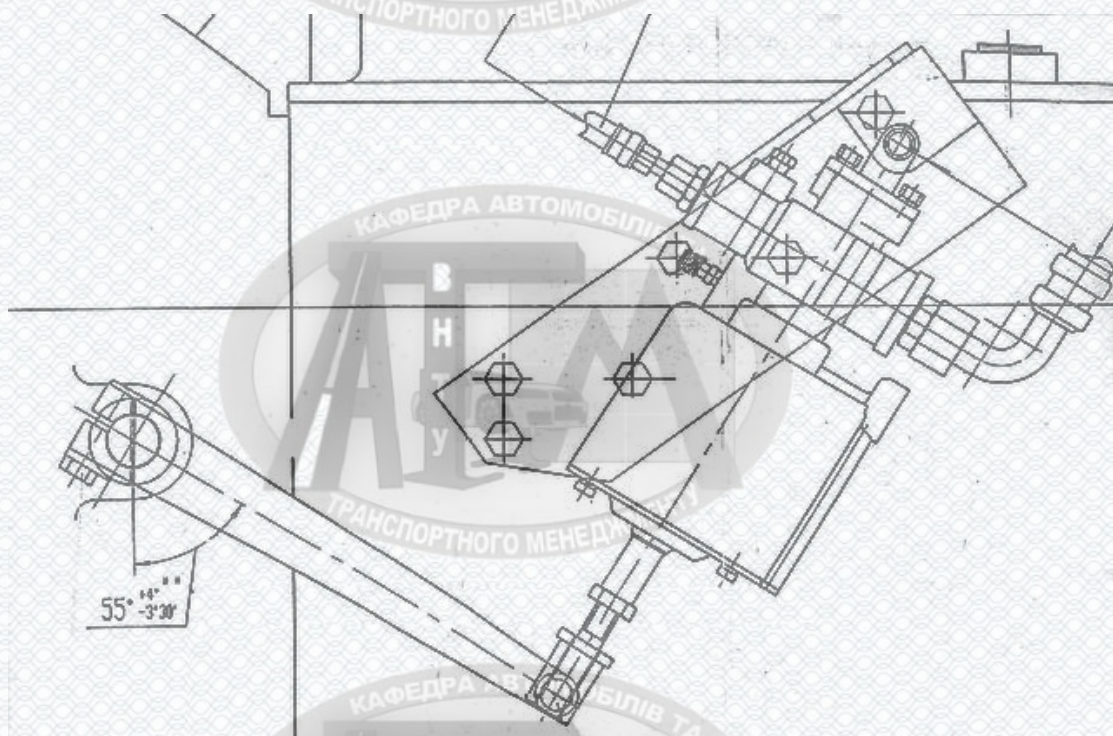


Рисунок 3.5 – Установка ПГП на автомобілях Урал

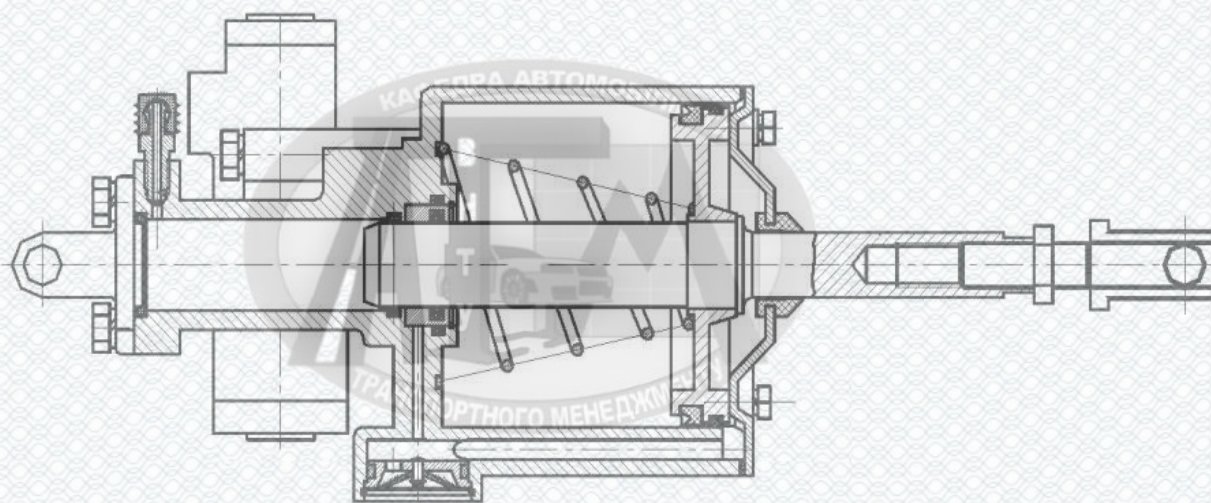


Рисунок 3.6 – ПГП для використання на автомобілях Урал

Їхньою конструктивною особливістю було фланцеве кріплення до кронштейна, який розміщується на корпусі коробки передач (рис 3.7). Також особливою була конструкція товкача. Він повинен був мати можливість нахилитися.

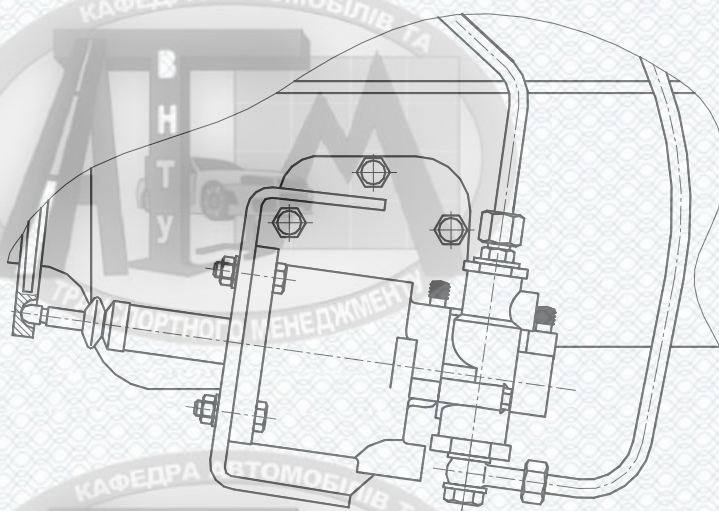


Рисунок 3.7 – Установка ПГП на автомобилях МАЗ

Саме ці особливості увібрала в себе модифікація підсилювача яка зображена на рис. 3.8. Її особливістю також є наявність одразу двох штуцерів прокачування що дозволить встановлювати модифікацію під будь яким кутом.

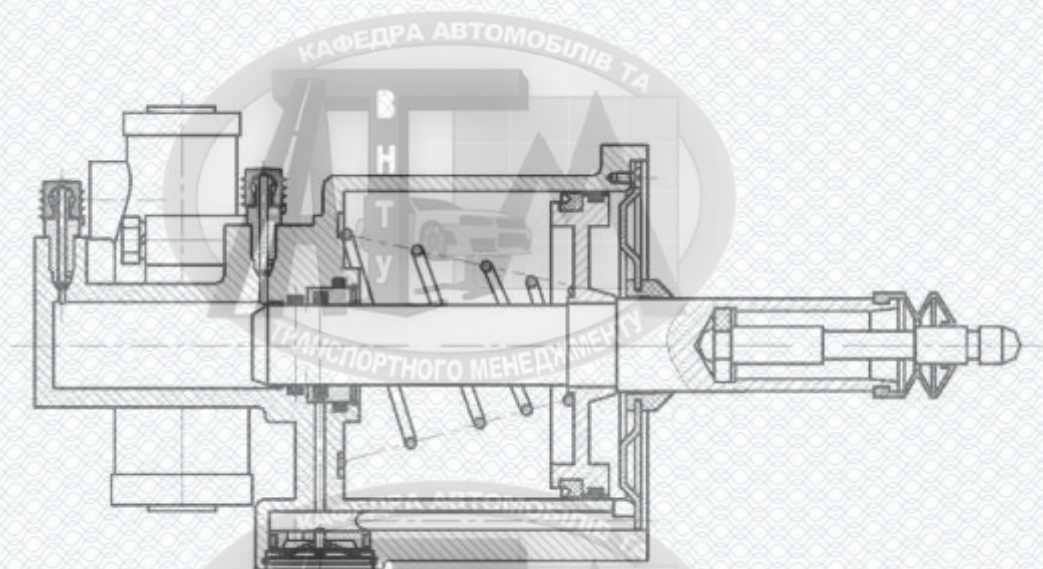


Рисунок 3.8 – ПП для використання на автомобілях МАЗ

3.4 Висновки по розділу 3

Таким чином було отримано уніфіковане сімейство пневмогідравлічних підсилювачів вимкнення зчеплення, яке має дуже малу кількість типорозмірів, однакові марки та властивості. Але може використовуватися на різноманітних автотранспортних засобах. А використання на автомобілях МАЗ замість світових лідерів WABCO та Knorr-Bremse, ще раз доводить конкурентоспроможність цієї розробки.



РОЗДІЛ 4

УМОВИ ВИКОРИСТАННЯ, ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАПРОПОНОВАНОГО ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОГО ПІДСИЛЮВАЧА

4.1 Опис конструкції розробленого ПГП

При розробці уніфікованого сімейства ПГП враховувалися вимоги й рекомендації одержані після проведених теоретичних досліджень. У якості основної при розробці нових ПГП була обрана четверта компоновальна схема (п. 1.3, розташування основних елементів підсилювача у вигляді моноблока).

Отже розроблені ПГП представлені на малюнках 4.1-4.4 призначені для зменшення зусилля прикладеного водієм до педалі керування зчепленням, а також для зниження динамічної навантажувальності деталей зчеплення й агрегатів трансмісії.

Пневмогідравлічний підсилювач може бути встановленим на автотранспортні засоби, які мають джерело стисненого повітря тиском (робочим) 0,4...0,8 МПа.

4.2 Технічні характеристики

- маса підсилювача 11.1602410-30, кг, не більше -----4,0

Робочий тиск:

- повітря, МПа (кгс/ см²)-----0,65...0,8 (6,5...8,0)

-рідини, МПа (кгс/ см²)-----1,3 (13)

Граничний тиск:

-повітря МПа (кгс/ см²)-----1,3 (13)

-рідини МПа (кгс/ см²)-----7,5 (75)

Зусилля на штоку:

при робочому тиску повітря 0,8 МПа (8,0 кгс/ см²)

кН(кгс), не менш-----6,2 (620)

при робочому тиску повітря 0,65 МПа (6,5 кгс/ см²)

кН (кгс), не менш-----5,1 (510)

Робоча рідина: «Томь» ТУ6-01-1276-82, «НЕВА» ТУУ 21649420.005-98.

4.3 Пристрій і робота виробу

Отже запропонований ПГТ містить корпус 1, (рис 4.1) усередині якого є поршень 2 і шток 3. Шток 3 йде запресованим у поршень 2 . Поршень зі штоком рухливо ущільнені в корпусі й можуть переміщатися в осьовому напрямку. Поршень 2 ущільнений у корпусі 1 за допомогою гумової манжети 4, а шток двома ущільнювальними гумовими кільцями 5, для зменшення зношування ущільнювальних пристроїв між поршнем 3 і корпусом 1 установлена фторопластова опора 8. Для забезпечення плавності включення зчеплення й вибору зазору між вижимним підшипником і вилкою вимикання зчеплення в корпусі встановлена пружина 20. Корпус з боку поршня йде закритий кришкою 6, крізь яку проходить шток. На кінці штока встановлений штовхальник 7, що кріпиться до важеля вилки вимикання зчеплення. Чохол захисний 9, установлений на кінці штока 3 запобігає влучення бруду усередину штока. У центрі кришки 6 установлений гумовий грязезьемник 8, що очищає шток від бруду й запобігає влучення її усередину корпуса.

З іншої сторони корпуса 1 установлена вилка 9, за допомогою якої ПГП через кронштейн кріпиться до коробки передач. Качана 9 має фланець, ущільнений у корпусі гумовим кільцем 10. У нижній частині корпуса встановлене випускне вікно 11, що має гумовий клапан. Клапан запобігає влученню бруду усередину корпуса.

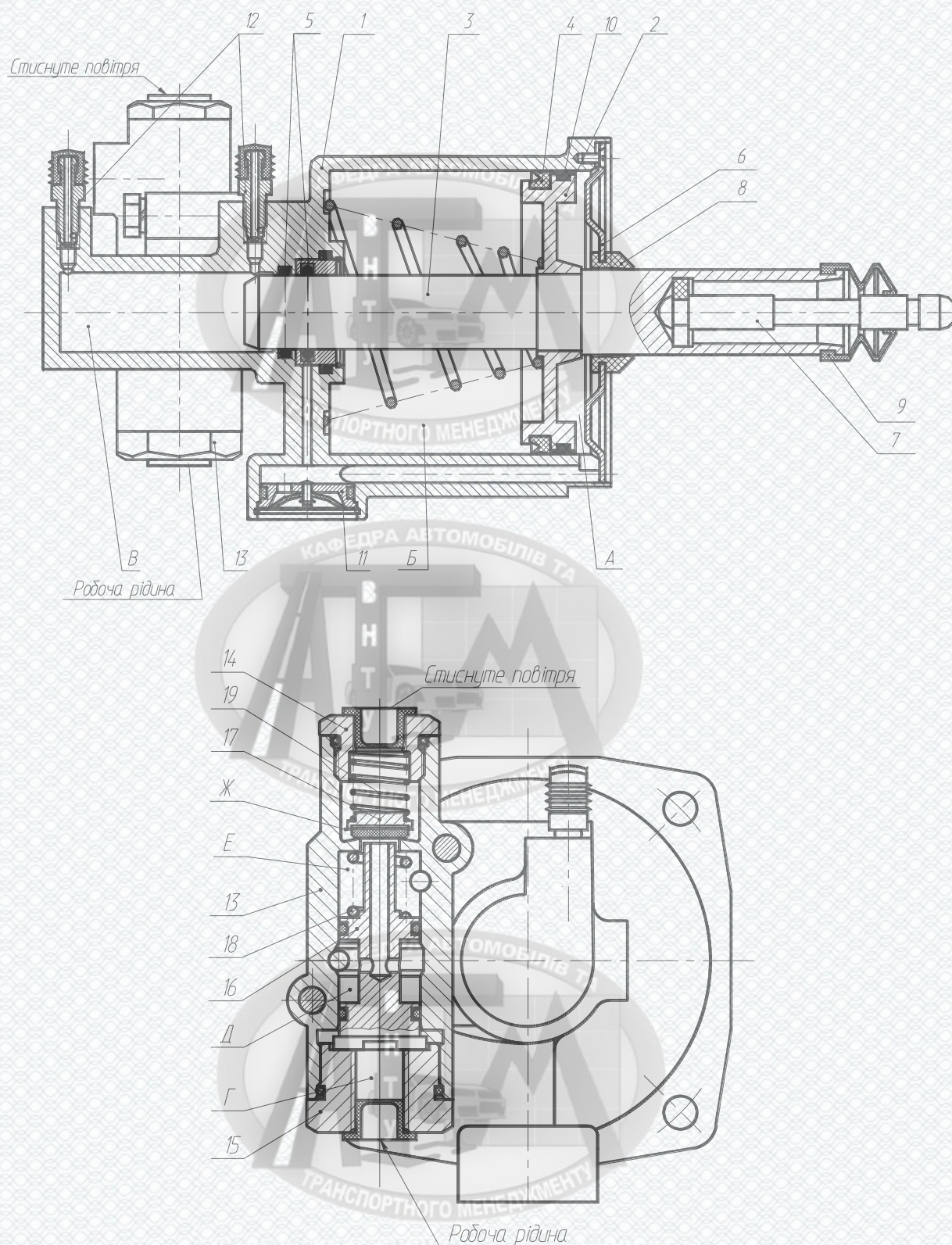


Рисунок 4.1 – Розроблений пневмогідравлічний підсилювач

У верхній частині корпусу встановлені два штуцери 12, для видалення повітря з порожнини В. До корпусу 1 за допомогою двох болтів прикріплений клапан керування ПГП. Клапан керування містить корпус 13, закритий із двох

сторін пробками 14 й 15. Усередині корпуса 13 розташований золотник 16 і повітряний клапан 17. Золотник рухливо ущільнений у корпусі двома гумовими кільцями й подпружинен щодо корпуса крученою циліндричною пружиною 18. Пружина 18 відсуває золотник 16 від повітряного клапана до упору в пробку 15. Золотник має осьове й радіальне отвори, які повідомляють порожнини Е и Д.

Повітряний клапан 17 пружиною 19 притиснутий до сідла, виконаному усередині корпуса й роз'єднує порожнина Ж с порожниною Е.

Порожнина Б системою отворів пов'язана з порожниною Е; порожнина А и Д з випускним вікном. Порожнини Г и В зв'язані між собою отворами. Порожнина Г через приєднувальний отвір у пробці 15 за допомогою трубопроводів пов'язана з головним гідроциліндром вимикання зчеплення. Порожнина Ж через приєднувальний отвір у пробці 14 трубопроводом пов'язана з ресивером. З порожнини Ж є висновок стисненого повітря для приводу керування підсилювачем.

ППП працює в такий спосіб. Порожнини В и Г, повідомлені з головним циліндром вимикання зчеплення, заповнюються гальмовою рідиною. З них за допомогою штуцера 12 віддаляється повітря. Порожнина Ж повідомлена з ресивером через приєднувальний отвір у пробці 14. При впливі на педаль керування зчепленням тиск рідини в порожнинах Г и В підвищується. Золотник 16, переборюючи зусилля опору пружини 18, переміщається до повітряного клапана 17 й упирається в нього. При цьому порожнини Е и Д роз'єднуються. Подальше підвищення тиску рідини в порожнинах Г и В змушує золотник 16 переміщатися, переборюючи зусилля пружин 18 й 19, а також зусилля, створюване тиском повітря в порожнині Ж на клапан 17. Повітряний клапан 17 відривається від сідла й стиснене повітря заповнює порожнини Е и Б. Тиск повітря в порожнині Б переміщає поршень 2 разом зі штоком 3, збільшуючи при цьому обсяг порожнини В. Тиск рідини в порожнинах У и Г падає, золотник під дією пружин 18 й 19, а також під дією стисненого повітря в порожнині Е переміщається разом з повітряним клапаном доти, поки клапан не сяде на сідло. Подача стисненого повітря в порожнину Б припиняється, разом із цим

припиняється переміщення поршня 2 зі штоком 3. Якщо водій продовжує впливати на педаль і тиск рідини в порожнинах Г и В підвищується, то золотник знову відкриває повітряний клапан, тиск повітря в порожнині Б підвищиться й поршень разом зі штоком знову висунеться на певну величину.

У тому випадку, якщо водій відпустить педаль керування зчепленням, тиск рідини в порожнинах Г и В зменшиться, золотник під дією пружини 18 і тиску повітря в порожнині Е переміститься й відкриє осьовий отвір у золотнику. Стиснене повітря з порожнини Б через порожнину Е, осьовий і радіальний отвори в золотнику попадає в порожнину Д, а далі через систему отворів і випускне вікно 11 виходить в атмосферу.

Зусилля на поршні 2 падає й шток 3 разом з поршнем 2 під дією важеля качани вимикання зчеплення переміститься усередину корпусу. Наявність активної площі на золотнику в порожнині Е дозволяє трохи збільшувати зусилля на педалі зчеплення пропорційно росту зусилля що розвиває ПГП. Даний ефект дозволяє водієві краще почувати роботу зчеплення й керованість їм.

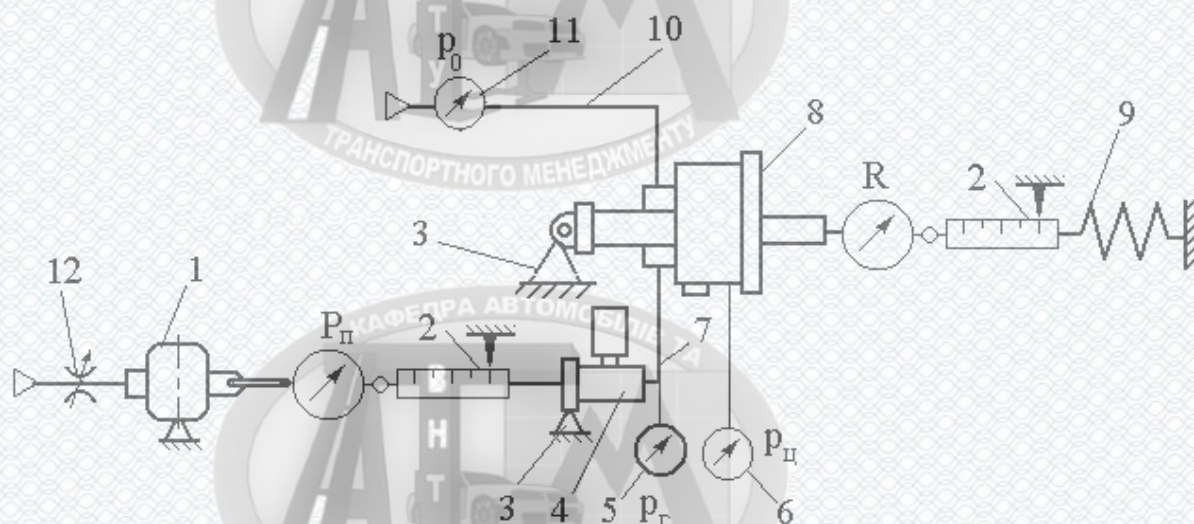
4.4 Стендові випробування робочих процесів приводу керування зчепленням з ПГП

Це дослідження мало на меті одержання функціональних характеристик приводу керування зчепленням із пневмогідравлічним підсилювачем, і на основі порівняльного аналізу розрахункових й експериментальних характеристик ПГП дати висновок про відповідність розробленої математичної моделі.

Завдання дослідження - одержання реальних статичних характеристик ПГП, що забезпечують працездатність приводу керування зчепленням. Проведення експериментальних досліджень продиктовано необхідністю підтвердження розрахункових статичних характеристик, отриманих у підрозділі 2.2.

4.4.1 Пристрій стенда для зняття статичних характеристик ПГП.

Дослідження були проведені в експериментальній лабораторії Барського машинобудівного заводу. На рис. 4.2 представлено принципову схему стенда для зняття статичних характеристик пневмогідравлічного приводу управління зчепленням.



1- пневматична камера з динамометром; 2 - лінійка; 3 - підстава; 4 - головний циліндр; 5, 6 й 11 - манометри; 7 й 10 - гідролічна й пневматична магістралі відповідно; 8 - ПГП; 9 - пристрій натискне зусилля, що імітує, пружин зчеплення; 12 - кран подачі стисненого повітря

Рисунок 4.2 – Принципова схема стенда для зняття статичних характеристик приводу зчеплення

Стенд має таку конструкцію.

На підставі стенда 3 закріплений ПГП 8 і головний циліндр 4, з'єднані між собою трубопроводом 7. Корисне навантаження імітується за допомогою пристрою 9 і приводяться до штока ПГП 8. Як пристрій, що найбільше точно імітує зусилля натискних пружин зчеплення, був обраний пневмоциліндр повідомлений з ємністю великого обсягу. Через трубопровід 10 з манометром 11 ПГП 8 повідомляється із джерелом стисненого повітря (0,6 - 0,8 МПа).

Вхідний вплив на шток головного циліндра 4 передається за допомогою пневматичної камери 1, зусилля на штоку вимірюється динамометром P_n . Прилад фіксує деформацію консолі за допомогою стрілочного індикатора, ціна розподілу 0,01 мм. Показання індикатора в мм переводяться в одиниці виміру зусилля за допомогою паспорта динамометра. Переміщення штока головного циліндра вимірюється за допомогою індикаторної голівки 2, закріпленої на підставі стенда 3 за допомогою магнітної підставки.

Тиск p_2 рідини в робочій порожнині головного циліндра 4 і відповідно на вході системи, що стежить, ПГП 8 контролюється за допомогою манометра 3. Манометр 11 дозволяє контролювати тиск повітря на вході системи, що стежить, ПГП 8 і підтримувати його на необхідному рівні. Тиск у пневмоциліндрі ПГП 8 вимірюється за допомогою манометра 6.

Одна з найбільш важливих експериментальних характеристик - це характеристика, яка дає оцінку діапазону зусилля, що розвивається, на штоку ПГП. Ця залежність тиску рідини p_2 (вимірюється за допомогою манометра 5 рис. 4.2) від зусилля R на штоку ПГП (вимірюється за допомогою динамометра R рис. 4.3). Характеристика представлена на рис. 4.3, оцінює також аварійний режим роботи підсилювача, при відсутності повітря в пневмоциліндрі.

4.4.2 Одержання експериментальної статичної характеристики ПГП.

З метою побудови даної характеристики необхідно було виключати переміщення штоку підсилювача, шляхом змін до пристрою, що імітує, 9 (рис. 4.3) навантаження, що перевищує максимальне зусилля (для даного тиску повітря в ресивері) що розвиває ПГП. Побудова характеристики здійснювалося через крокове збільшення тиску рідини і відповідно реєстрацію параметрів, які відповідали кожному кроку виміру. За результатами 3-4 вимірів були отримані середні значення крапок характеристики. Розбіжність розрахункової й реальної характеристики знаходиться у межах норми й не перевищує 7%.



4.5 Висновки до розділу 4

Отримані статичні характеристики нового пневмогідравлічного підсилювача показали добру збіжність результатів експериментальних/теоретичних досліджень (1,5 - 4,5 %), що дає можливість прийняту методику розрахунку основних параметрів пневмогідравлічного приводу вважати правильною.

Експериментальні дослідження процесу вимикання зчеплення підтвердили теоретичні передумови математичного моделювання про те, що основний вплив на параметри й характер протікання процесу наповнення роблять довжина й діаметр пневматичного трубопроводу від ресивера й величина корисного навантаження на штоку підсилювача.



ВИСНОВКИ

Аналіз доступних приводів керування зчепленням й їхніх характеристик показав, що найбільш доцільним для автобусів і великовантажних автомобілів є застосування саме гідравлічного приводу із пневмогідравлічним підсилювачем.

Отже в роботі було виконано наступне:

1. Огляд і аналіз конструкцій доступних на ринку підсилювачів і методик їх проектування дозволив знайти їхні недоліки, що звісно були обумовлені недостатньою вивченістю фізичних процесів, які в них протікають, більшою кількістю припущень прийнятих саме при розрахунках, а також деякими конструктивними рішеннями, наприклад застосуванням дроселів саме у гідравлічній частині привода. Існуючі недоліки в першу чергу пояснюються відсутністю зрозумілих і чітко обґрунтованих вимог, які висуваються до пневмогідравлічних приводів керування зчепленням.

2. Сформовані комплексні вимоги до сервоприводів керування зчепленням допомогли при виборі конструктивних рішень для розробки ПГП.

3. Проведено тривимірне моделювання уніфікованого сімейства підсилювачів вимкнення зчеплення, дало можливість отриманням конструкторську документацію, за якою було виготовлено дослідні ПГП.

4. Виконане математичне моделювання дозволило отримати теоретичні статичні характеристики розробленого ПГП.

5. Автором запропонована програма та методика проведення випробувань на довговічність та працездатність, дала можливість перевірки розроблених ПГП на працездатність та термін дії.

6. Експериментальні дослідження статичної характеристики ПГП дозволили порівняти реальні існуючі показники з отриманими при математичному моделюванні.

Отримані статичні характеристики запропонованого пневмогідравлічного підсилювача показали задовільну збіжність результатів експериментальних і

теоретичних досліджень (1,5 - 4,5 %), що дає можливість прийняту методику розрахунку основних параметрів пневмогідравлічного приводу вважати правильною.

7. Проведені дослідження статичних характеристик системи показали, що в нашому випадку ширина петлі гістерезиса (p_z , є величиною змінною, яка змінюється зі зміною саме тиску повітря в пневматичній порожнині підсилювача. У зв'язку з чим, оцінювати величину гістерезиса необхідно при переміщенні штока, коли тиск повітря в пневмоциліндрі підсилювача p_u досягає величини необхідної для подолання зусилля натискних пружин. З огляду на, що при вимиканні зчеплення на всьому переміщенні штока ПГП тиск повітря p_u змінюється незначно (для перспективного однодискового зчеплення автомобіля КрАЗ $p_u = 0,51...0...0,53$ МПа), величину гістерезиса Δp_z можна прийняти постійної в цьому проміжку тисків.

Величина, що рекомендується, гістерезиса для пневмогідравлічного приводу зчеплення повинна відповідати Δ умові $p_z < 0,15$ МПа.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Біліченко В.В. Моделювання технологічних процесів підприємств автомобільного транспорту : Навчальний посібник / В.В. Біліченко, В. П. Кужель. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 162 с.
2. Кужель В.П. Шляхи покращення ефективності роботи автосервісних підприємств України в умовах сьогодення / Кужель В.П., Кравець С.І., Руденко В.Ю., Нікіфоров Н.С. // Тези XVII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 21-23 жовтня 2024 року. – Житомир : Житомирська політехніка, 2024. С. 130 – 132.
3. Бідняк М. Н. Виробничі системи на транспорті: теорія і практика. Монографія / М. Н. Бідняк, В. В Біліченко. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006 – 176 с.
4. Приватне акціонерне товариство «Гніванський завод спецзалізобетону» [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://www.uz.gov.ua/about/general_information/entertainments/hnivanskyu_spetszalizobetonu_plant/ (дата звернення 25.11.2024). – Назва з екрана
5. Біліченко В.В. Методичні вказівки до виконання магістерських кваліфікаційних робіт для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» / Уклад. В.В. Біліченко, С.В. Цимбал, В.П. Кужель. – Вінниця : ВНТУ, 2023. – 90 с.
6. Редзюк А.М. Вдосконалення управління автомобільним транспортом // Автошляховик України / Редзюк А.М. – К., 2005. - №2.- С.3-8.
7. Буренніков Ю.Ю. Економіка транспорту: навчальний посібник / Ю.Ю. Буренніков – Вінниця: ВНТУ, 2019 – 121 с.
8. Воркут А.І. Комплексні транспортні проблеми як поле діяльності відділення «Автомобільний транспорт та інтегровані системи» // / Воркут А.І. Вісник НТУ та Транспортної Академії України.- К., 2002.- Вип. 6. – С. 53-58.

9. Рудзінська О.В. До аналізу застосування статичних методів при визначенні якості послуг в автотранспортній галузі / Рудзінська О.В. // Автошляховик України. – К., 2003.- №5. - С.10-11.

10. Марков О.Д. Шляхи вирішення основних проблем автосервісу в Україні / Марков О.Д., Дубовой В.В. // Автошляховик України. – К., 2005.- №1.- С.19-21.

11. Технологічне проектування підприємств автосервісу: Навчальний посібник / За ред. І. П. Курнжова - К.: Видавництво «Іван Федоров», 2003. – 262с.

12. Березюк О. В. Охорона праці. Підсумкова державна атестація спеціалістів, магістрів в галузях електроніки, радіотехніки, радіоелектронних апаратів та зв'язку : навчальний посібник / О. В. Березюк, М. С. Лемешев. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 104 с.

13. Кашканов А.А. Економіка підприємств автомобільного транспорту. Навчальний посібник / Кашканов А.А., Ребедайло В.М. – Вінниця: ВДТУ, 2004.- 116 с.

14. Біліченко В.В. Основи технічної діагностики колісних транспортних засобів: навчальний посібник / В.В. Біліченко, В.Л. Крещенецький, Ю.Ю. Кукурудзяк, С.В. Цимбал. – Вінниця: ВНТУ – 2010. – 132 с.

15. Кужель В.П. Основи ліцензування та сертифікації на автомобільному транспорті : навчальний посібник / В.П. Кужель, А.А. Кашканов – Вінниця : ВНТУ, 2018 – 121 с.

16. Левковець П.Р. Управління автомобільним транспортом. Навчальний посібник. За редакцією Д.В. Зеркалова / Левковець П.Р., Зеркалов Д.В. Мельниченко О.І., Казаченко О.Г. – К.: Арістей, 2006. – 416 с.

17. Колісні транспортні засоби. Вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю: ДСТУ 3649:2008 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.insat.org.ua/files/project/dstu_3649 (дата звернення 27.11.2024). — Назва з екрана.

18. Босняк М.Г. Пасажирські автомобільні перевезення: Навчальний посібник / Босняк М.Г. – К.: Видавничий дім «Слово», 2009. – 272 с. ISBN 978-966-194-013-9.

19. Організація виробничих процесів на транспорті в ринкових умовах / Канарчук В. С., Лудченко О. А., Барілович Л. П., Бойко Г. Ф. та ін. – К.:Логос, 1996. – 348 с.

20. Правила охорони праці на автомобільному транспорті // Державний комітет України по нагляду за охороною праці; Державний нормативний акт про охорону праці. – Київ, 1997.





ДОДАТКИ



Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра АТМ

Підвищення експлуатаційної надійності вантажного
рухомого складу приватного акціонерного товариства
«Гніваньський завод спеціалізованої бетону» шляхом вдосконалення
конструкції приводу зчеплення

Ілюстративна частина до магістерської кваліфікаційної роботи
зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт

Виконав: здобувач 2-го курсу,
групи 1АТ-23м Вадим РУДЕНКО

Керівник: к.т.н., доцент каф. АТМ
Володимир КУЖЕЛЬ

Вінниця - 2024

Актуальність теми. Найбільше гостро на сьогоднішній день стоїть питання полегшення керування саме зчепленням на автобусах і вантажних автомобілях великої вантажопідйомності. Відомі два напрямки полегшення керування зчепленням: застосування автоматичних зчеплень і застосування різних підсилювачів у приводах зчеплень (сервоприводів). Саме другий напрямок одержав найбільше поширення на автобусах і вантажних автомобілях великої вантажопідйомності.

В роботі дослідження призначені для розробки й удосконалення саме конструкції пневмогідравлічних підсилювачів (ПГП), що сприяє і поліпшенню процесу керування зчепленням великовантажних автомобілів та автобусів.

Мета роботи: підвищення експлуатаційної надійності вантажного рухомого складу приватного акціонерного товариства «Гніваньський завод спецзалізобетону».

Об'єкт дослідження: процес керування зчепленням.

Предметом дослідження є розробка заходів щодо вдосконалення конструкції пневмогідравлічного підсилювача вимкнення зчеплення.

В роботі поставлені наступні завдання:

- науково-технічне обґрунтування необхідності підвищення експлуатаційної надійності вантажного рухомого складу приватного акціонерного товариства «Гніваньський завод спецзалізобетону»;
- виконати моделювання статичних характеристик пневмогідравлічного підсилювача;
- розробити уніфіковане сімейство пневмогідравлічних підсилювачів вимкнення зчеплення;
- сформулювати умови використання, технічні характеристики та визначити статичні характеристики запропонованого пневмогідравлічного підсилювача.

Новизна одержаних результатів:

дістали подальшого розвитку методи математичного моделювання роботи зчеплення із пневмогідравлічним приводом, підходи створення уніфікованої конструкції нового сімейства пневмогідравлічних підсилювачів вимкнення зчеплення для вантажних автомобілів.

Апробація результатів роботи. Проміжні результати досліджень доповідалися й обговорювалися на XVII міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 21-23 жовтня 2024 року. – Житомир.

ТЕЗИ

XVII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»

Редактори: *О.М. Пилипенко*
Д.Б. Бегерський

Верстка та макетування: *О.О. Багінський*
О.О. Добровінський

Кужель В.П.
Кравець С.І.
Руденко В.Ю.
Нікіфоров Н.С.

**ШЛЯХИ ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ
АВТОСЕРВІСНИХ ПІДПРИЄМСТВ УКРАЇНИ В
УМОВАХ СЬОГОДЕННЯ**

130

Публікації. Кужель В.П. Шляхи покращення ефективності роботи автосервісних підприємств України в умовах сьогодення / Кужель В.П., Кравець С.І., Руденко В.Ю., Нікіфоров Н.С. // Тези XVII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 21-23 жовтня 2024 року. – Житомир : Житомирська політехніка, 2024. С. 130 – 132.

Характеристика приватного акціонерного товариства «Гніванський завод спецзалізобетону»

Приватне акціонерне товариство «Гніванський завод спецзалізобетону» було засноване у відповідності до наказу Міністерства транспорту України від 28.09.2001р. № 653 шляхом перетворення державного підприємства «Гніванський завод спецзалізобетону» у відкрите акціонерне товариство «Гніванський завод спецзалізобетону» відповідно до Указу Президента України від 15.06.1993р. №210/93 «Про корпоратизацію підприємств» та перейменоване на приватне акціонерне товариство «Гніванський завод спецзалізобетону».

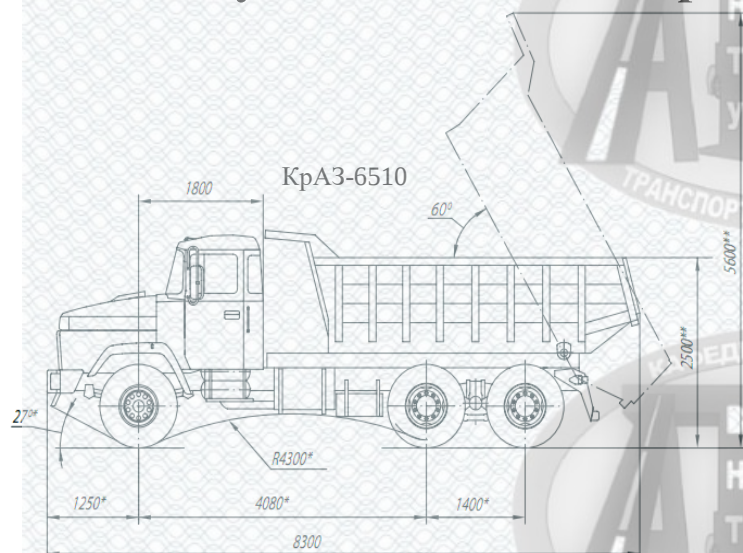


Готова продукція підприємства

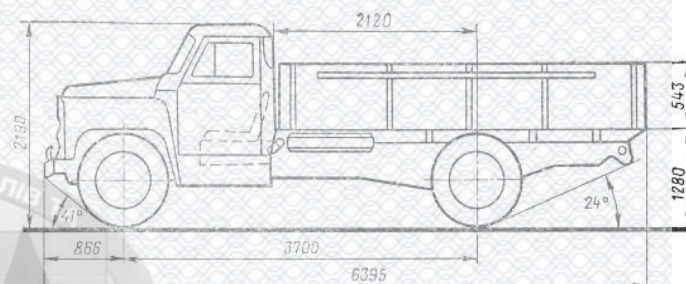
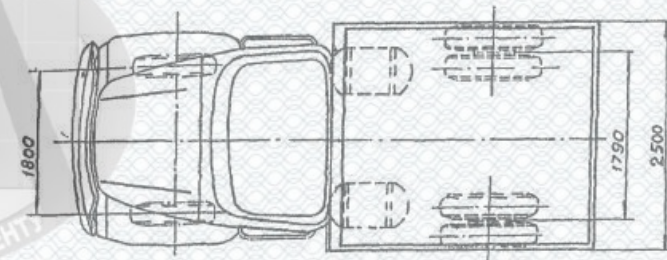
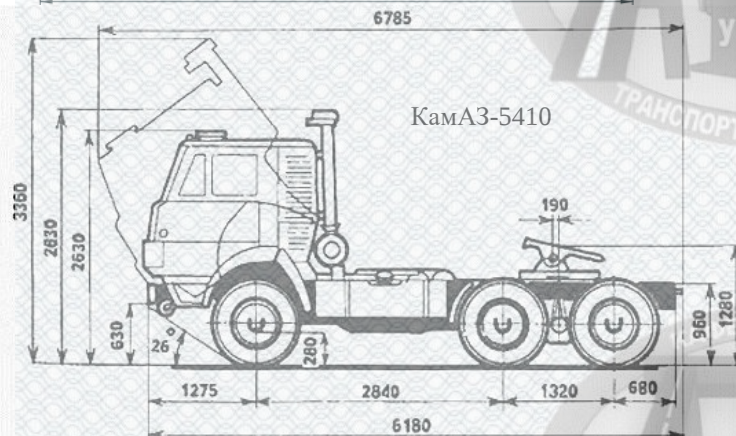
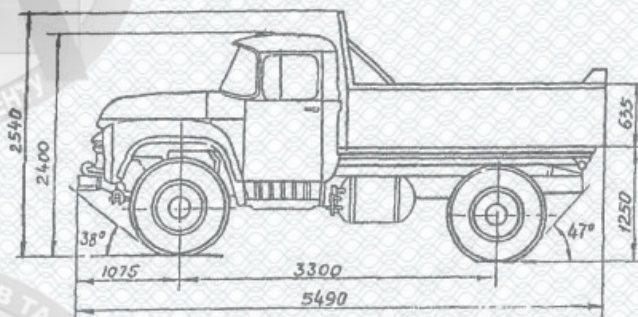


Рухомий склад підприємства (вантажні автомобілі)

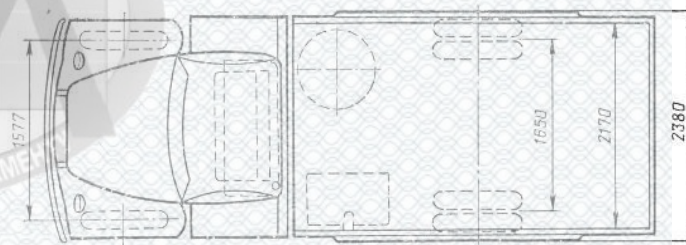
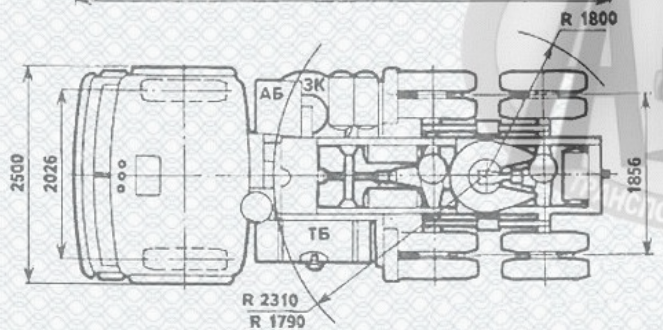
6



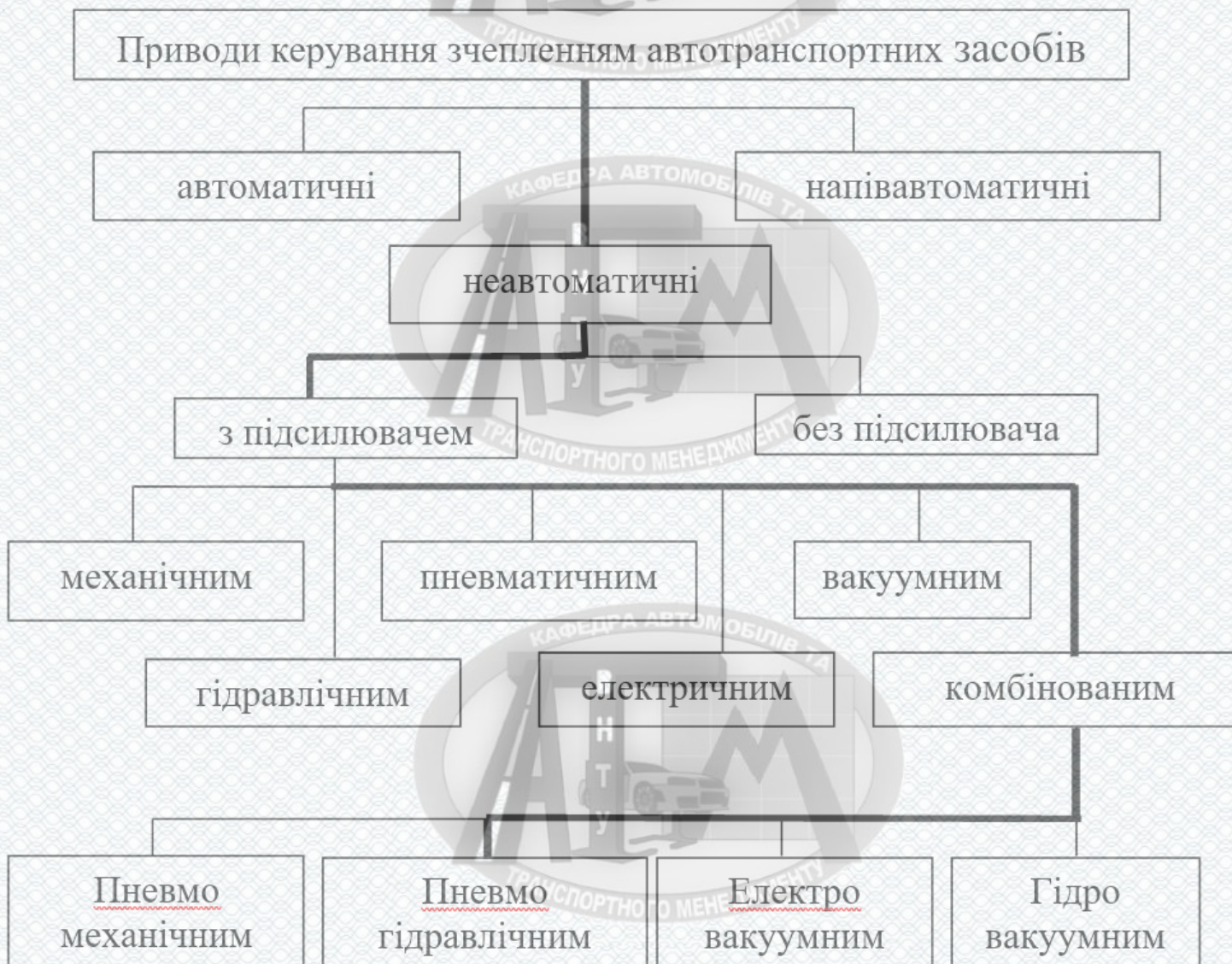
ЗІЛ-4502



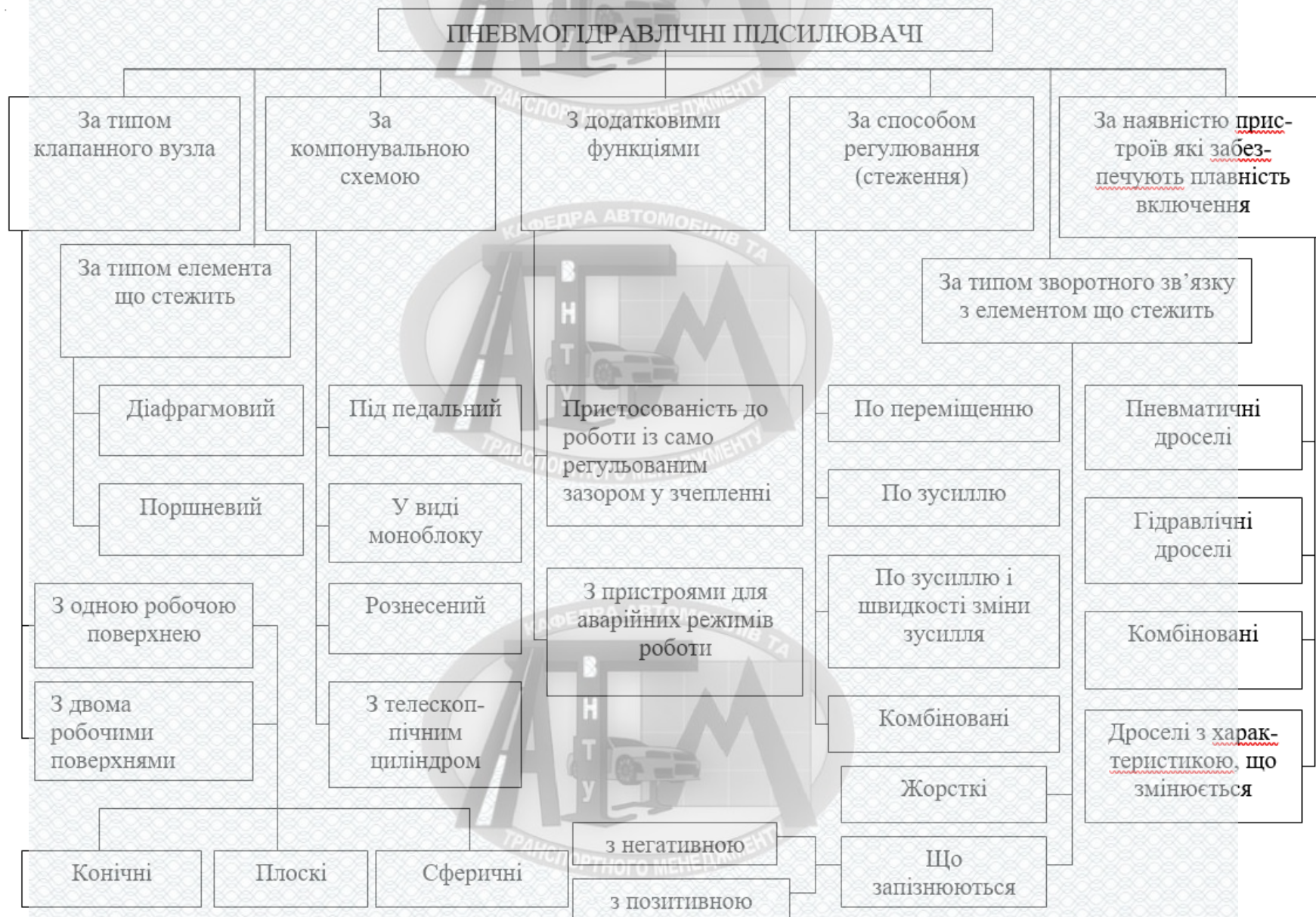
ГАЗ 53



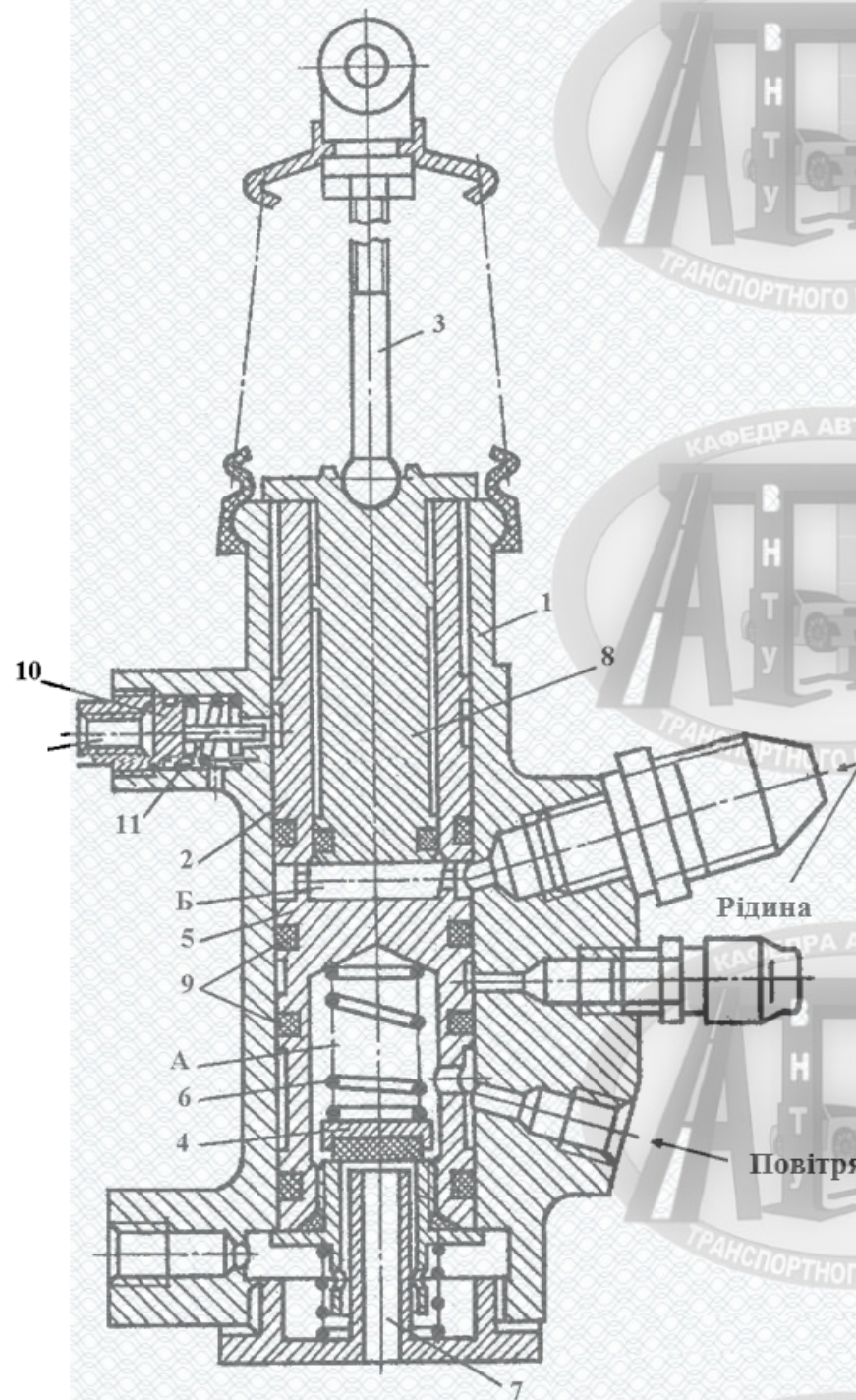
Класифікація приводів зчеплення АТЗ



Основні класифікаційні ознаки пневмогідравлічних підсилювачів

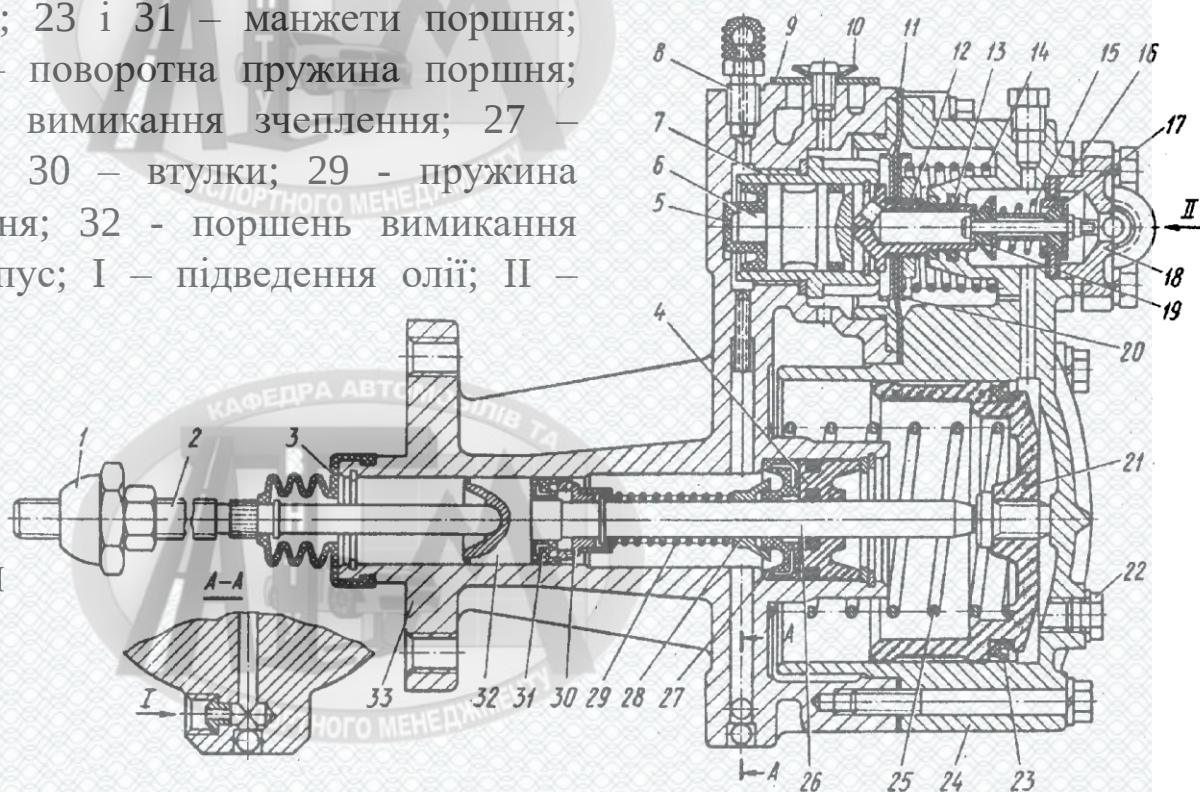


Перспективний пнеумогідравлічний підсилювач КрАЗ



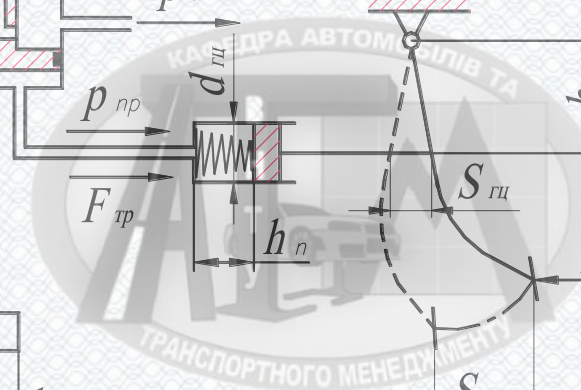
- 1 – корпус виконавчого циліндра;
- 2 – зовнішній поршень;
- 3 – шток;
- 4 – впускний клапан;
- 5 – поршень, що стежить;
- 6 – пружина;
- 7 – атмосферний отвір;
- 8 – поршень;
- 9 – кільця, що ущільнюють;
- 10 – поршень механізму блокування;
- 11 – шток;
- А – пневматична порожнина;
- Б – гідравлічна порожнина;
- У – пневматична порожнина механізму блокування

1 - сферична гайка; 2 - штовхальник поршня вимикання зчеплення; 3- захисний чохол; 4- корпус комбінованого ущільнення; 5- манжета поршня; 6 – поршень, що стежить; 7 – корпус поршня, що стежить; 8 – пропускний клапан; 9 – ущільнювач випускного отвору; 10 і 18 – кришки; 11 – мембрана пристрою, що стежить; 12 – сидло випускного клапана; 13 – ущільнювальне кільце; 14 – пружина мембрани; 15 – пружина впускного і випускного клапанів; 16 – сидло впускного клапана; 17 – впускний клапан; 19 – випускний клапан; 20 – тарілка пружини; 21 – поршень; 22 – пробка; 23 і 31 – манжети поршня; 24 – передній корпус; 25 – поворотна пружина поршня; 26 – штовхальник поршня вимикання зчеплення; 27 – манжета ущільнювача; 28 і 30 – втулки; 29 - пружина поршня вимикання зчеплення; 32 - поршень вимикання зчеплення; 33 – задній корпус; I – підведення олії; II – підведення повітря

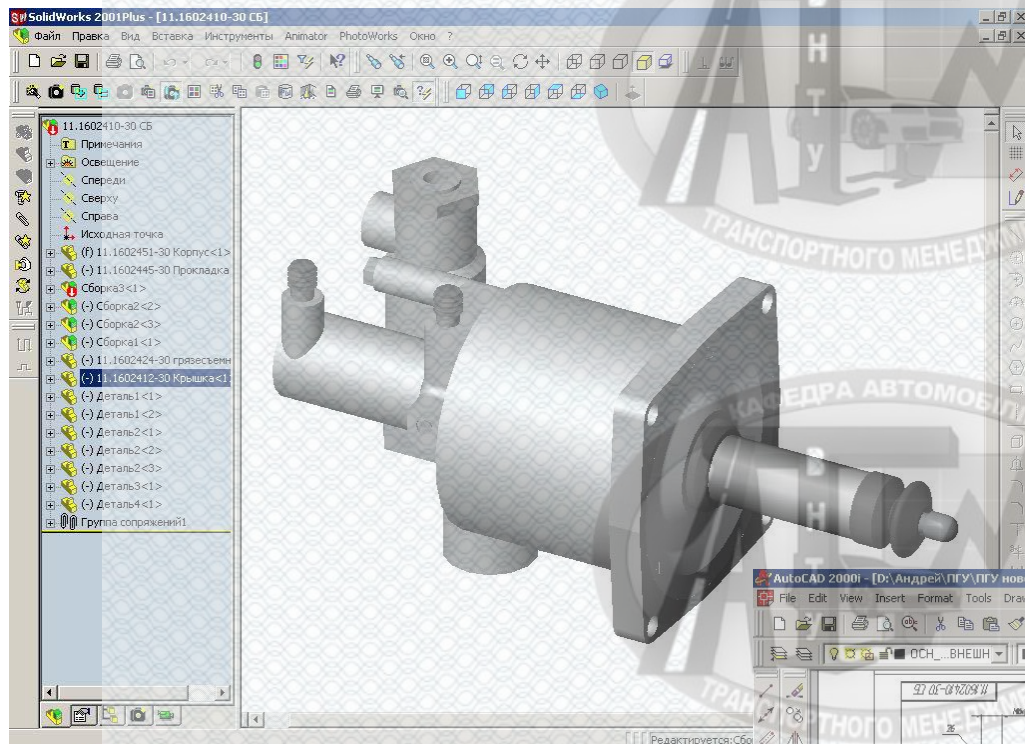


Пневмогідравлічний підсилювач автомобіля КамАЗ

The diagram shows a car on a platform scale. A vertical line connects the car to a graph. The graph has a vertical axis labeled p_p with values from 0 to 0.5. The horizontal axis is labeled p with values 0 and 0.1. A curve starts at the origin and rises steeply, then levels off. A point on the curve is marked with a horizontal line extending to the vertical axis at approximately 0.45.

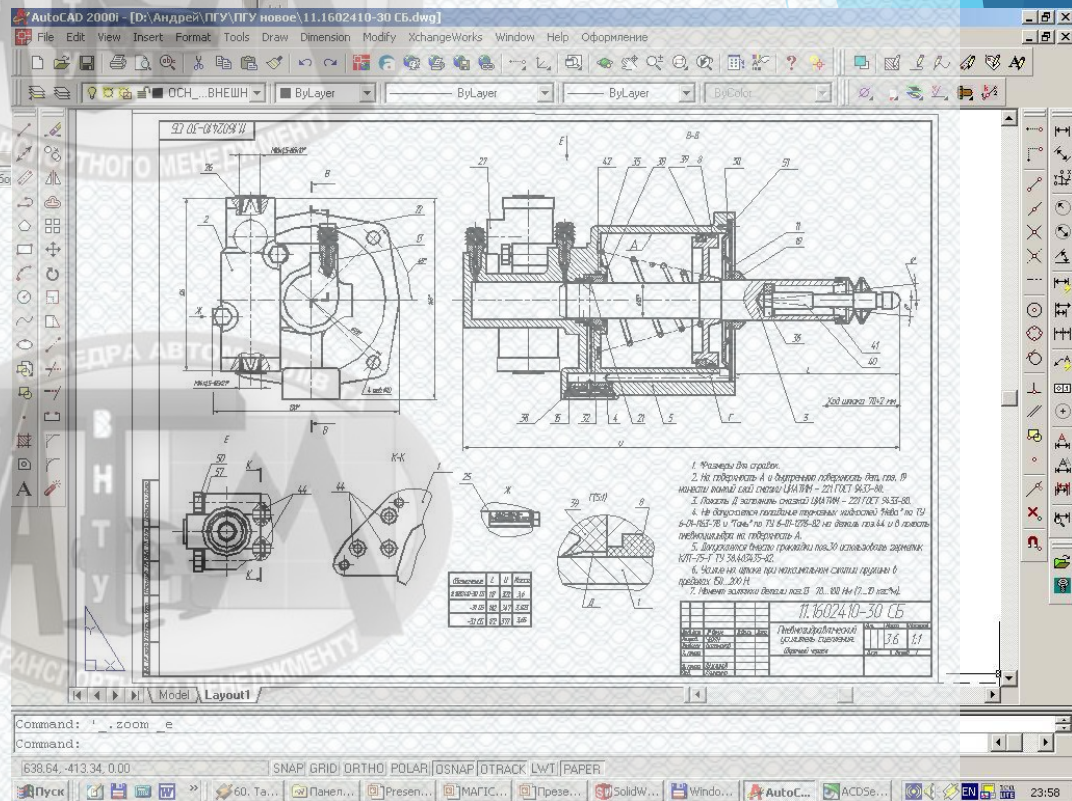


Розрахункова схема приводу з пневмогідравлічним підсилювачем

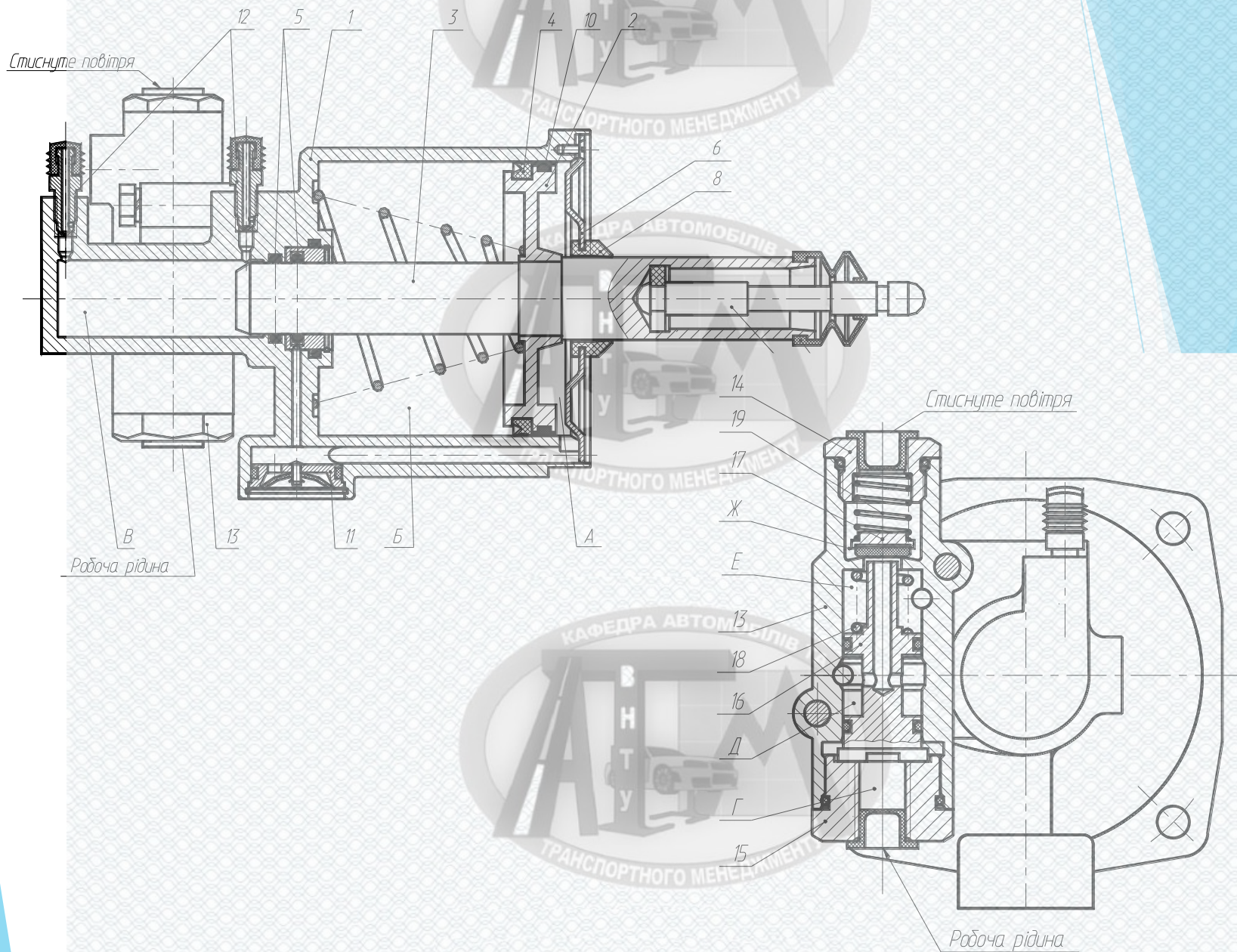


Робоче креслення в AutoCAD

Тривимірне моделювання ПГП за допомогою ПЗ SolidWork



Запропонований пневмогідравлічний підсилювач (ПГТ)



- ▶ Сформовані комплексні вимоги до сервоприводів керування зчепленням допомогли при виборі конструктивних рішень для розробки ПГП.
- ▶ Проведено тривимірне моделювання уніфікованого сімейства підсилювачів вимкнення зчеплення, дало можливість отриманням конструкторську документацію, за якою було виготовлено дослідні ПГП.
- ▶ Виконане математичне моделювання дозволило отримати теоретичні статичні характеристики розробленого ПГП.
- ▶ Автором запропонована методика проведення випробувань на довговічність та працездатність, дала можливість перевірки розроблених ПГП на працездатність та термін дії.
- ▶ Експериментальні дослідження статичної характеристики ПГП дозволили порівняти реальні існуючі показники з отриманими при математичному моделюванні.
- ▶ Отримані статичні характеристики запропонованого пневмогідравлічного підсилювача показали задовільну збіжність результатів експериментальних і теоретичних досліджень (1,5 - 4,5 %), що дає можливість прийняту методику розрахунку основних параметрів пневмогідравлічного приводу вважати правильною.
- ▶ Проведені дослідження статичних характеристик системи показали, що в нашому випадку ширина петлі гістерезиса (p_z , є величиною змінною, яка змінюється зі зміною саме тиску повітря в пневматичній порожнині підсилювача. У зв'язку з чим, оцінювати величину гістерезиса необхідно при переміщенні штока, коли тиск повітря в пневмоциліндрі підсилювача p_u досягає величини необхідної для подолання зусилля натискних пружин. З огляду на, що при вимиканні зчеплення на всьому переміщенні штока ПГП тиск повітря p_u змінюється незначно (для перспективного однодискового зчеплення автомобіля $p_u = 0,51...0...0,53$ МПа), величину гістерезиса Δp_z можна прийняти постійної в цьому проміжку тисків.

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Підвищення експлуатаційної надійності вантажного рухомого складу приватного акціонерного товариства «Гніваньський завод спеціалізобетону» шляхом вдосконалення конструкції приводу зчеплення

Тип роботи: Магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ: кафедра автомобілів та транспортного менеджменту
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Turnitin

Оригінальність 71 % Схожість 29 %

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

- ☒ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
- ☐ 2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.
- ☐ 3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

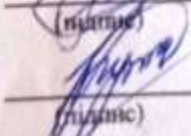
Особа, відповідальна за перевірку 
(підпис)

Цимбал О.В.
(прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Turnitin щодо роботи.

Автор роботи 
(підпис)

Руденко В.Ю.
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи 
(підпис)

Кужель В.П.
(прізвище, ініціали)