



**РОЗРАХУНОК
ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ
СТРУКТУРНИХ МОДУЛІВ
ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО
ГАЛЬМОВОГО ПРИВОДУ**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

РОЗРАХУНОК ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ
СТРУКТУРНИХ МОДУЛІВ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО
ГАЛЬМОВОГО ПРИВОДУ

Монографія

Харків
ХНАДУ
2020

УДК 629.3

P18

Затверджено Вченою Радою Харківського національного
автомобільно – дорожнього університету
дозвіл №30/20/5.16 від 27 листопада 2020

Рецензенти: Д.О. Волонцевич проф., д.т.н.
(Національний технічний університет ХПІ)
А.В. Гнатов проф., д.т.н.
(Харківський національний автомобільно – дорожній університет)
М.Л. Шуляк проф., д.т.н.
(Харківський національний технічний університет сільського
господарства ім. П.Василенка)

Колектив авторів:

А.М. Туренко, професор, д.т.н.,
В.И. Клименко, професор, д.т.н.,
В.О. Богомолов, професор, д.т.н.,
Д.М. Леонтъев, доцент, к.т.н.,
М.Г. Михалевич, доцент, к.т.н.,
О.В. Куріпка, аспірант

Туренко А.М.

P18 Розрахунок та дослідження взаємодії структурних модулів
електропневматичного гальмового приводу : монографія А. М. Туренко та інші
Харків: ХНАДУ, 2020. – 124 с.

ISBN 978-966-303-768-4

У монографії теоретично обґрунтована доцільність використання електропневматичного гальмового приводу на АТЗ. Розроблена теорія керування електропневматичним гальмівним приводом. Електропневматичний привод розглядається як модульна система, основними модулями якої є електронний блок керування та електропневматичний модулятор тиску, як система автоматичного керування.

ISBN 978-966-303-768-4

УДК 629.3

© Колектив авторів
© ХНАДУ, 2020

Зміст

Вступ.....	5
1 Створення експериментальних зразків базових структурних модулів електропневматичного гальмового приводу.....	7
1.1 Елементи електропневматичного гальмового приводу.....	7
2 Експериментальний пошук взаємодії базових структурних модулів. Розробка теорії керування електропневматичним гальмовим приводом.....	15
2.1 Розробка алгоритму керування модулятором.....	15
2.2 Розробка <i>SIMULINK</i> моделі електропневматичного гальмового приводу (ЕПГП).....	16
2.3 Розробка аналогової моделі ЕПГП.....	24
3. Огляд методик розрахунку пневматичного гальмового приводу автомобіля.....	28
3.1 Огляд методик розрахунку пневматичного гальмового приводу з зосередженими параметрами.....	28
3.2 Огляд методик розрахунку пневматичного гальмового приводу з розподіленими параметрами.....	33
3.2.1 Обґрунтування методики з зосередженими параметрами.....	35
3.3 Методи дослідження регулятора гальмових сил як системи керування автоматичного.....	36
3.3.1.Особливості проектування систем автоматичного керування елементами та вузлами транспортних засобів.....	36
3.3.2. Визначення призначення регулятора гальмових сил як системи автоматичного керування.....	38
3.3.3 Аналіз регулятора гальмових сил як системи автоматичного керування.....	40
3.3.4 Корекція систем автоматизованого регулювання.....	44
3.4 Схеми електронного регулятора гальмових сил. Цілі та завдання дослідження.....	45
3.5 Математична модель трубопроводу та ємності з постійним об'ємом.....	46
3.6 Математична модель ємності з перемінним об'ємом.....	56
3.7 Математична модель розгалуження.....	57
3.8 Математична модель гальмової системи та підвіски автомобіля.....	58

4. Теоретичні дослідження гальмової системи, обладнаної регулятором гальмових сил з електронним блоком керування.....	63
4.1. Аналіз математичної моделі системи автоматизованого керування	63
4.2 Дослідження динаміки систем автоматизованого керування.....	68
4.2.3 Визначення якості роботи системи.....	81
5 Визначення алгоритму дії екстремального регулятора.....	88
5.1 Аналіз принципу дії екстремальних систем керування	88
5.2 Алгоритм дії експериментальної системи автоматизованого керування	89
6 Виготовлення експериментального зразку	91
6.1 Проектування блоку керування	91
6.2 Опис контролера АБС	95
6.2.1 Складові частини та пристрої електронної АБС.....	96
6.2.2 Аналіз та розрахунок показників надійності системи.....	99
7 Випробування.....	102
7.1 Випробування динаміки пневмоприводу з АБС	102
7.2 Робота АБС на дорозі із змінним $\phi_k(S)$	106
8 Система для моніторингу руху автомобіля, що обладнана абс.....	111
Висновки.....	118
Перелік посилань	120

ВСТУП

Розробки по вдосконаленню активної безпеки автотранспортних засобів передбачають в перспективі встановлення комплексних систем, які включають ан'тиблокувальні пристрої, системи протиковзання, блокування трансмісії та інші.

Усі ці удосконалення спрямовані на подальші покращення функціонування всього автотранспортного засобу в цілому. Проте це призводить до значного ускладнення пневмосистеми, як живильної частини гальмового приводу, так і виконавчої, подовженню трубопроводів, що впливає на характеристику гальмової динаміки.

З метою спрощення доцільно використовувати в гальмовому пневмоприводі інші види енергії, які дозволяють заздалегідь припустити збільшення швидкодії гальмового приводу. В ряді останніх публікацій [1], [2] показано, що наступним кроком по покращенню гальмового керування автотранспортних засобів середньої та великої вантажопідйомності буде використання електропневматичного гальмового приводу з мікропроцесорним керуванням. Перевагами такого приводу є:

1) збереження сформованої структури гальмового керування (апарати підготовки повітря, ресивери, гальмові камери, шланги, та трубопроводи що не потребують змінення);

2) висока швидкодія приводу, що не залежить від довжини автотранспортного засобу, бажана черговість спрацювання гальмових механізмів, оптимальне регулювання гальмових сил.

До відомих переваг електропневматичного гальмового приводу можна віднести що, електронний блок керування електропневматичного гальмового приводу при відповідному алгоритмі функціонування має можливість керувати також іншими системами автотранспортних засобів (в тому числі узгоджувати роботу пневматичної підвіски). Тому при створенні схеми електронного блоку керування електропневматичного гальмового приводу необхідно в його алгоритм функціонування покласти можливість виконання таких функцій, які можуть дозволити забезпечити його максимальну універсальність. Досягнення цих цілей приведе до більш узгодженої роботі систем автотранспортного засобу.

В ході виконання роботи був проведений аналіз вітчизняних та міжнародних нормативних потреб та техніко – експлуатаційних показників сучасного гальмового приводу АТЗ. За результатами аналізу були визначені основні технічні потреби які пред'являються до ЕПГП.

З урахуванням цих потреб розроблена принципова схема ЕПГП автомобіля. Теоретично обґрунтована доцільність застосування електропневматичного гальмового приводу з електронним керуванням на автомобільному транспорті. Визначив виконуючі електронним блоком керування функції, був розроблений відповідний алгоритм функціонування.

У відповідності з розробленою принциповою схемою приводу для використання в ЕПГП АТЗ були підібрані та модифіковані відповідні гальмові пневматичні апарати.

1 СТВОРЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ЗРАЗКІВ БАЗОВИХ СТРУКТУРНИХ МОДУЛІВ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО ГАЛЬМОВОГО ПРИВОДУ

1.1 Елементи електропневматичного гальмового приводу

Створення експериментальних зразків структурних модулів ЕПГП вироблялося в дійсності з розробленою принциповою схемою приводу (рис. 1.1). Структурно електропневматичний гальмовий привод підрозділяється на декілька складових частин – модулів. Можливо виділити наступні модулі:

- апарати підготовки та зберігання стиснутого;
- пристрій керування;
- виконуючі апарати;
- гальмові механізми.

При створенні зразка ЕПГП без змінення були збережені традиційні апарати пневмоприводу: компресор, регулятор тиску, запобіжник проти замерзання, двійний захисний клапан, ресивери, гальмові камери, повітропроводи. Ряд оригінальних пневмоапаратів, елементи електронної керуючої частини були спеціально розроблені та виготовлені. В необхідних випадках знову створені елементи ЕПГП були підвергнуті випробуванням для оцінки робото спроможності функціональних властивостей.

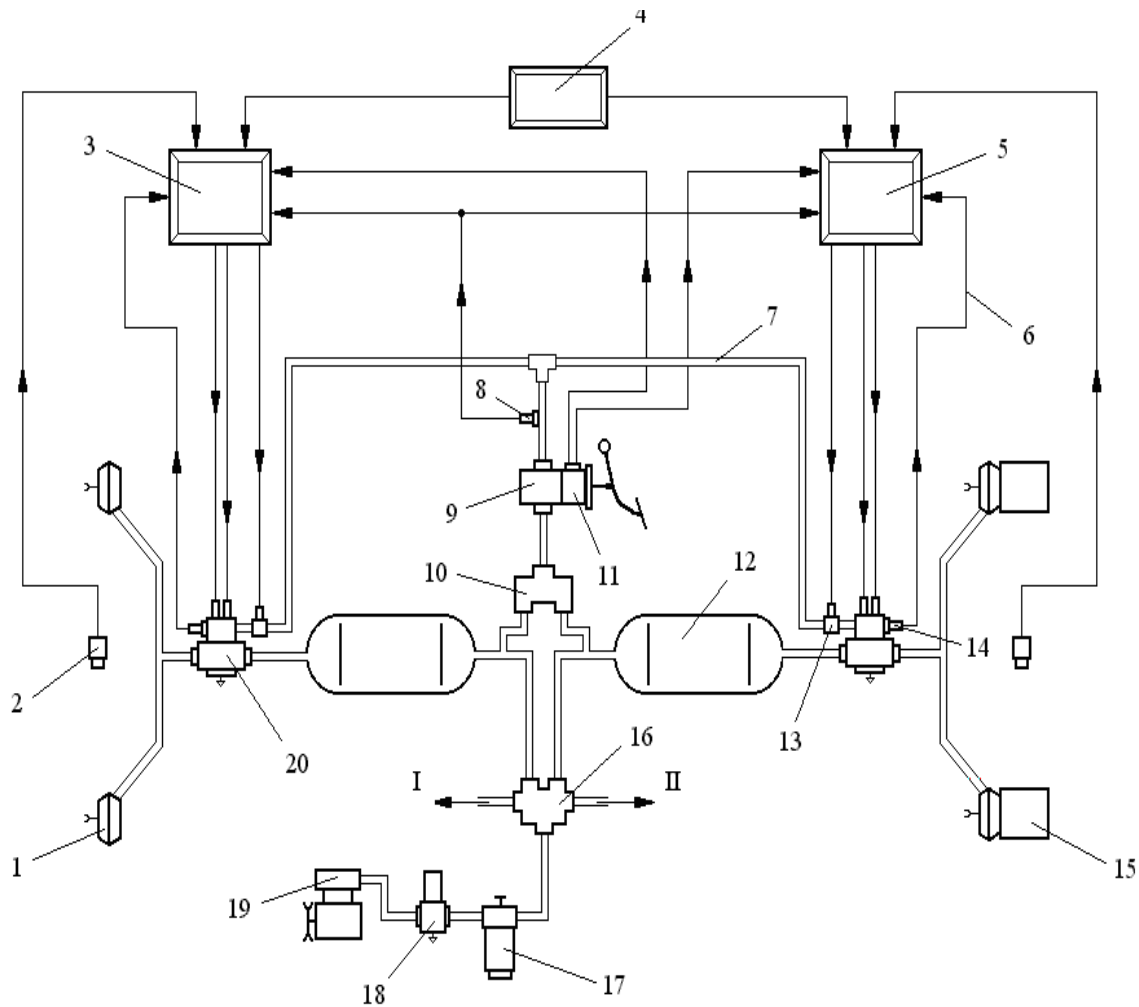
До основних елементів ЕПГП, створеним для проведення експериментального дослідження відносяться: модулятор тиску та електронний блок керування.

Модулятор представляє електропневматичний пристрій, основними частинами якого є електромагнітні приводи, пневматичні стопорні органи та з'єднувальні або посилюючі елементи.

Аналіз існуючих конструкцій модуляторів дозволяє запропонувати їх класифікацію [3].

1. За структурою робочого циклу.

Реалізовані на практиці АБС та ЕПГП за структурою робочого циклу розділяються на двох фазні (зниження тиску в гальмовій камері – підвищення тиску) та трьох фазні (зниження тиску – витримка – підвищення тиску). Аналогічно цьому модулятори можуть бути двох фазні та трьох фазні.



- I – підведення повітря до контуру допоміжної гальмової системи та не гальмівним споживачам; II – підведення повітря до контуру стояночної та запасним гальмівним системам; 1 – гальмові камери;
 2 – датчик навантаження; 3,5 – електронні блоки керування контурами передньої та задньої (візка) вісі відповідно; 4 – блок аварійного живлення;
 6 – лінії електричного зв'язку; 7 – повітропроводи; 8 – датчик тиску;
 9 – одно секційний гальмовий кран; 10 – двухмагістральний клапан;
 11 – датчик переміщення педалі; 12 – ресивер; 13 – електромагнітний клапан;
 14 – датчик тиску заворотного зв'язку; 15 – гальмові камери з пружинними енергоаккумуляторами; 16 – чотирьох каналний захисний клапан;
 17 – запобіжник від замерзання; 18 – регулятор тиску; 19 – компресор;
 20 – електропневматичний модулятор тиску.

Рис. 1.1. Принципова схема електропневматичного гальмового приводу з електронним керуванням.

Двох фазні модулятори простіші та дешевші, так як використовують тільки один електромагніт, але менш пристосовані до обробки більш складних алгоритмів, тому їхня точність

регулювання нижче, а витрата ними стиснутого повітря вище ніж у трьох фазних конструкцій.

2 По з'єднанню стопорних органів та електромагнітного приводу.

З'єднання може бути безпосередньо (механічним) або через пневмопосилувач. Перші потребують потужних електромагнітів, тому розповсюдження не отримали. Другі складніші, так як включають в себе окрім керуючої секції ще й пневмопосилувач (для переміщення стопорного органу використовується не лише зусилля електромагнітного приводу, але й додатково енергію стиснутого повітря). У відповідності з цим розрізняють модулятори прямої дії та з пневмопосиленням

3. По типу стопорного органу.

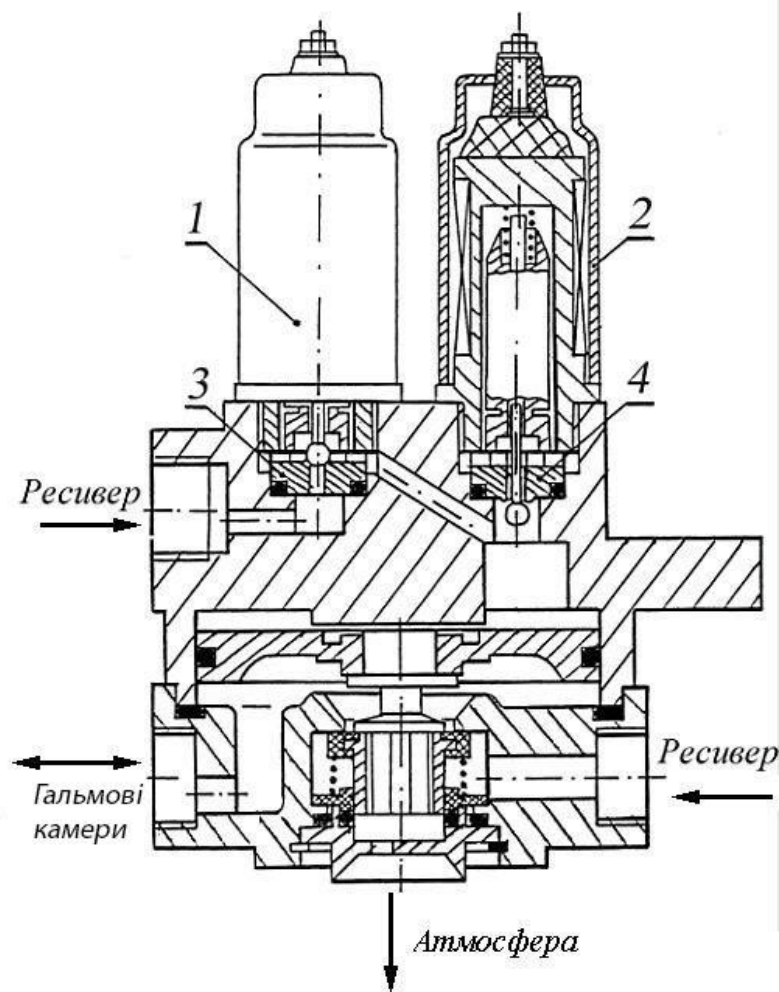
Стопорний орган модулятора може бути виконаний у вигляді клапана або золотника. Клапани модулятора також як і інші пристрої пневматичного гальмового приводу, класифікуються за наступними ознаками:

- формі (сферичний, конічний, плоский);
- матеріалу (резиновий, пластмасовий, металічний);
- конструкції (одинарний або двійний, навантажений або не навантажений).

4. По типу пневмопосилувача.

Конструктивно пневмопосилувач модулятора може бути виконаний діафрагменним або поршневим. Поршневі апарати виконуються зазвичай на базі стандартних прискорювальних клапанів (рис. 1.2) [4].

Це уніфікує їх з звичайними пневмоапаратами, полегшує та здешевлює виготовлення. Однак таким модуляторам властиві два недоліки. Це підвищенні габарити та маса, так як зменшення діаметрів поршнів призводить до збільшення зони нечутливості та погіршенню пильнуючої дії. Із-за цього модулятор має підвищену інерційність та малу швидкодію. Другий недолік – наявність тертя в ущільненнях. Мембранні модулятори (рис. 1.3) [5] від цього вільні, достатньо надійні та прості в експлуатації, але, в свою чергу, має менші прохідні перерізи та зазвичай не уніфіковані з іншими апаратами.

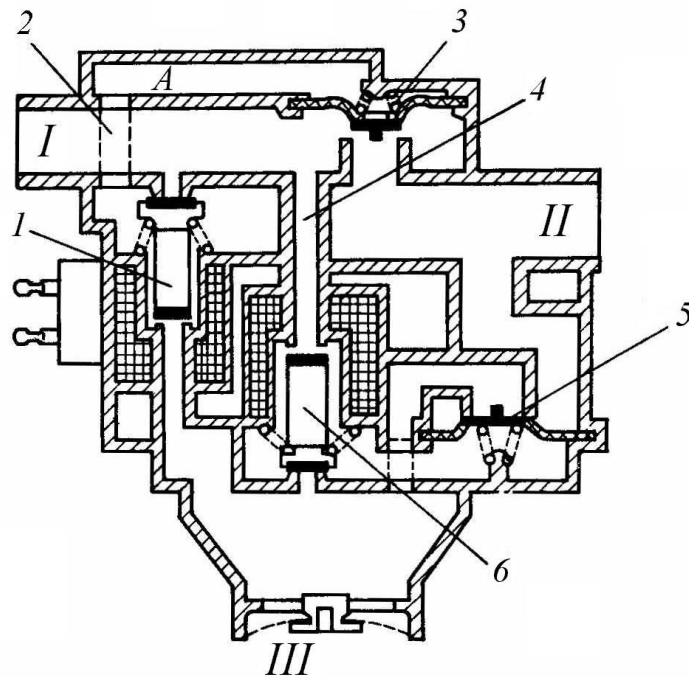


1 – впускний електроклапан; 2 – випускний електроклапан; 3, 4 – сідла клапанів

Рис. 1.2. Модулятор автомобіля на базі прискорювального клапану

В якості модулятора ЕПГП використовувався трьох фазний модулятор з пневмокерованими клапанами мембранного типу який виробляється ПО «Южмаш» для роботи в складі АБС. рис.1.4.

Для використання в якості модулятора ЕПГП конструкція апарата була змінена. Електромагнітні клапани 1 та 2 (рис.1.4) змінили місцями, встановивши їх, як показано на рис. 1.5. Випускний електроклапан 8 становиться нормально зачиненим, а випускний 9 – нормально відчиненим. Таким образом, отримуємо модифікацію модулятора для електропневматичного гальмового приводу, де подача повітря в гальмові камери керується електричним сигналом.

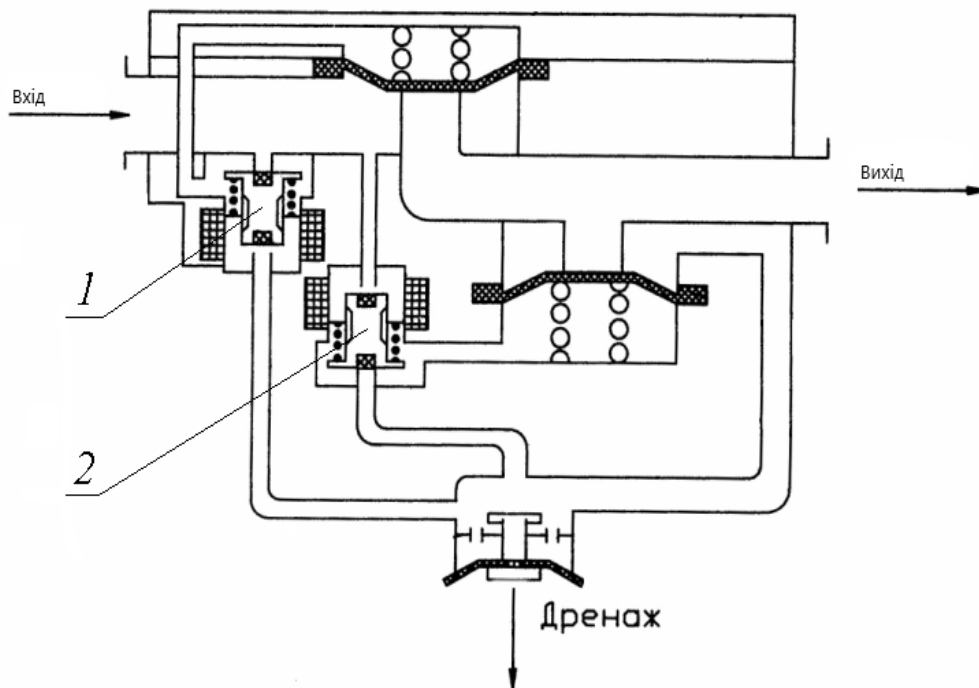


1, 6 – електроклапани; 2, 4 – канали модулятора; 3, 5 – пневмоклапани;
 А – порожнина модулятора; I – вихід до гальмовому крану;
 II – вихід до гальмовому камери; III – вихід в атмосферу
 Рис. 1.3. Схема модулятора фірми WABCO

На рис. 1.5 представлена принципова схема запропонованого електропневматичного модулятора тиску, який містить корпус 1, вхідний канал 2, вихідний канал 3, випускний 4 та впускний 5 пневмоканали, порожнини 6 та 7 керування відповідно каналами 4 та 5, електромагнітний клапан керування впускним пневмоклапаном 8 (далі керуючий клапан), електромагнітний клапан керування випускним пневмоклапаном 9 (далі другий керуючий клапан), атмосферний вивід 10 та зворотний клапан 11.

Електромагнітні керуючі клапани забезпечені пружинами 12 та встановлені з можливістю виборчого з'єднання порожнин 6 та 7 з вхідним каналом 2 або атмосферним виводом 10. При цьому перший керуючий клапан 8 в вимкненому стані з'єднує порожнини керування 6 впускним клапаном з ресивером, а другий керуючий клапан 9 порожнину керування 7 впускним клапаном з атмосферним виводом 10.

Впускний та випускний пневмоклапани прижимаються пружинами 13 до виконаних в корпусі сідлам 14 та 15. Вхідний канал модулятора 2 підключений безпосередньо до ресивера 16, вхідний канал підключений до гальмівним камерам 17.



1 – впускний електроклапан; 2 – випускний електроклапан
 Рис. 1.4. Схема електропневматичного модулятора АБС

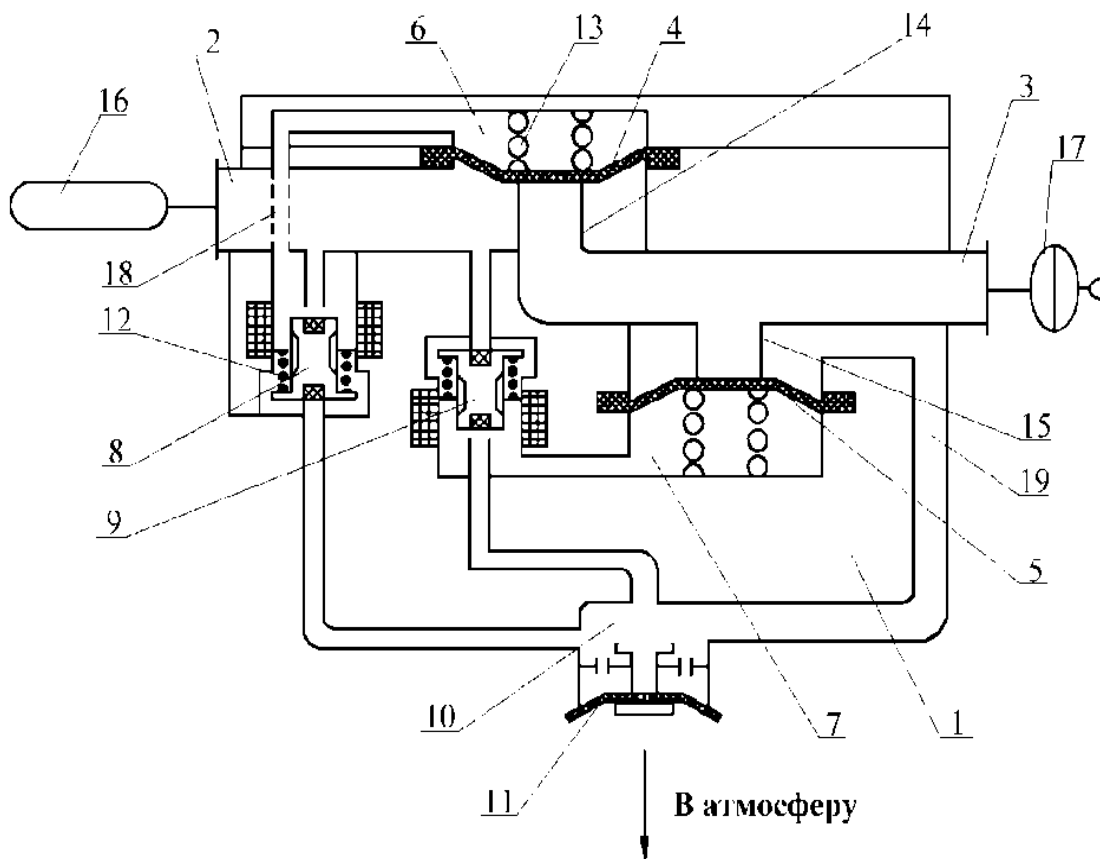


Рис. 1.5. Схема електропневматичного модулятора ЭПП

Модулятор працює наступним чином:

В початковому положенні стиснуте повітря з ресивера 16 через вхідний канал 2, відкритий перший керуючий клапан 8 та перепускний канал 18 надходить в порожнину керування 6 впускним пневмоклапаном 4. Оскільки на клапан 4 з сторони порожнини 6 впливає зусилля пружини та його активна площа більше, ніж з сторони вхідного каналу 2, клапан 4 притиснутий до сідла 14 та відділяє вихідний канал 3, а отже і порожнини гальмовихкапер 17 від ресивера 16. Другий керуючий клапан 9 встановлений так, що в початковому стані з'єднує порожнину керування 7 випускним пневмоклапаном 5 з атмосферним виводом 10, внаслідок чого гальмові камери через відкритий випускний пневмоклапан 5 також з'єднуються з атмосферою.

У випадку гальмування, сигнал від датчика ходу педалі надходить на вхід електронного блоку керування, який у відповідності з закладеним алгоритмом функціонування подає напругу на обмотки керуючих електромагнітних клапанів. При цьому перший керуючий клапан 8 спрацьовує і з'єднує порожнину 6 з атмосферним виводом 10. Повітря з порожнини 6 виходить в атмосферу відкриваючи клапан 11. Під дією тиску стиснутого повітря, поступаючого з ресивера 16 в канал 2, клапан 4 відкривається і через канал 3 відбувається наповнення стиснутим повітрям гальмовихкамер 17. Одночасно з першим спрацьовує і другий керуючий клапан 9. При цьому стиснуте повітря надходить з ресивера через канал 2, верхнє сідло клапану 9 в порожнину 7.

Під дією тиску стиснутого повітря та зусилля пружини 13 з сторони порожнини 7 клапан 5 сідає на сідло 15, роз'єднуючи порожнини гальмовихкамер 17 з атмосферним виводом 10. Процес наповнення гальмовихкамер 17 контролюється електронним блоком шляхом порівняння електричних сигналів, які надходять від датчика тиску, реєструючого величину тиску в гальмовихкамерах і від датчика ходу гальмової педалі. При досягненні рівності сигналів від обох датчиків, напруга з першого керуючого клапану 8 знімається. При цьому клапан під дією зусилля повторної пружини 12 сідає в нижнє сідло, роз'єднуючи порожнину 6 з атмосферним виводом 10, і стиснуте повітря з каналу 2 через верхнє сідло клапану 8 і канал 18 поступає в порожнину 6 під дією стиснутого повітря і зусилля пружини 13 зі сторони порожнини 6 клапан 4 сідає на сідло

14 та роз'єднує канали 2 та 3. Тим самим наростання тиску в гальмових камерах 17 припиняється і відбувається його витримка.

При поверненні гальмової педалі в початкове положення, сигнал від датчика ходу педалі становиться менше сигналу датчика тиску, та електронний блок знімає напругу з обмотки електромагнітного клапану 9. Останній під дією зусилля зворотної пружини 12 сідає на верхнє сідло. При цьому порожнина 7 роз'єднується з каналом 2 підводу стиснутого повітря, та повітря випускається з порожнини 7 в атмосферу через нижнє сідло клапана 9, атмосферний вивід 10 та зворотній клапан 11.

Під дією стиснутого повітря з порожнини гальмової камери 17 випускний клапан 5 відкривається, та повітря з гальмової камери через випускний канал 19, атмосферний вивід 10 та зворотній клапан 11 скидається в атмосфер. Відбувається розгальмування коліс

Модулятор має електромагніти типу *PC 336* з котушкою з проволочи 0,3мм. Робоча напруга (23...30) В постійного струму. Опір обмотки електромагнітів 8 та 9, підведене до температури 20°C, (27±0,8) Ом. Одним з основних елементів електропневмоприводу автомобіля є електронний блок керування. Він розроблений у відповідності з приведеним нижче алгоритмом функціонування. В його конструкції використовується запрограмовані мікропроцесорні елементи.

2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ ПОШУК ВЗАЄМОДІЇ БАЗОВИХ СТРУКТУРНИХ МОДУЛІВ. РОЗРОБКА ТЕОРІЇ КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНИМ ГАЛЬМОВИМ ПРИВОДОМ

2.1 Розробка алгоритму керування модулятором

Нехай тиск в пневматичній гальмовій камері (ПК) дорівнює P . Якщо, воно відрізняється від заданого значення P_3 на величину $\Delta P = P_3 - P$, меншу ε , то модулятор залишається в нейтральному стані (впуск та випуск зачинені).

Якщо, $\Delta P = P_3 - P = \varepsilon$, то ε задане значення тиску в ПК менше фактичного, то з рис. 2.1, модулятор потрібно відкривати впуск на час.

$$\tau = \varepsilon \cdot \frac{T}{P_0 - P} \quad (2.1)$$

де, T – постійна часу ПК.

Якщо $\Delta P = \varepsilon$, то ε задане значення тиску в ПК більше фактичного, то модулятор потрібно відкрити на впуск на час

$$\tau = \varepsilon \cdot \frac{T}{P} \quad (2.2)$$

При відкритті модулятора (на впуск та на випуск) тиск в ПК буде змінюватись по експоненті с кінцевим значенням P_0 (для впуску) або 0 (для випуску). Початкова ділянка в першому наближенні дозволяється рахувати лінійним, що і є обґрунтуванням (2.1) – (2.2). В реальних умовах постійна часу ПК може змінюватись, тиск P и P_0 вимірюється з обмеженою точністю та інш. Внаслідок цих причин відкриття модулятора на розрахунковий час τ не усуне повністю помилку ΔP , але частина що залишилась увійде в помилку керування на наступному такті та буде усунена.

Очевидно, що головною складовою сигналу помилки на новому такті керування буде зміна заданого значення P_3 в результаті дій водія.

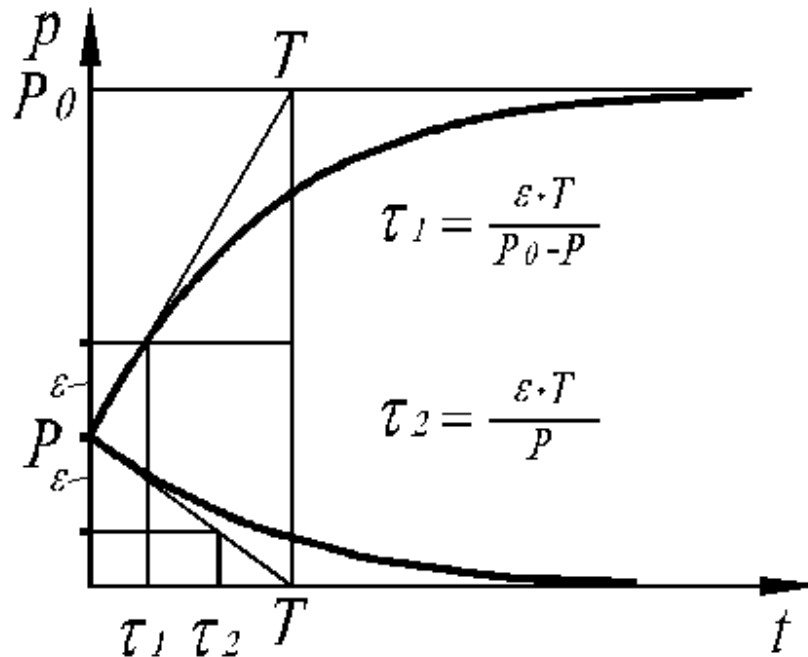


Рис. 2.1. До розрахунку тривалості імпульсу

Для покращення якості процесу керування дозволяється прийняти відомий в теорії керування спосіб – увімкнення похідної вхідного сигналу в сигнал помилки замкненої системи.

2.2 Розробка *SIMULINK* моделі електропневматичного гальмового приводу (ЕПГП)

На етапі дослідження та оптимізації параметрів ЕПГП зручно використовувати структурно – функційну модель, в якій кожен елемент відповідає реальному вузлу ЕПГП – пневматичної камери, модулятора, датчику тиску та інші. Електропневматична система ЕПГП приведена на рис. 2.2. Стиснуте повітря з ресивера надходить на вхід модулятора та, якщо електромагнітний Y_1 відчинений, далі в ПК. Якщо Y_1 зачинений т, а Y_0 відчинений, то повітря з ПК виходить в атмосферу. Тиск в ресивері та ПК вимірюється датчиками D_1 и D_2 .

Сигнал керування у виді напруги U_3 знімається з потенціометра R_3 , з'єднаного з гальмівною педаллю (гальмівним краном ТК), та

подається на блок керування БК разом з сигналами від датчиків тиску БК випрацьовує U_0 та U_1 , керуючі роботою електромагнітів Y_0 та Y_1 модулятора у відповідності з алгоритмом, описаний вище.

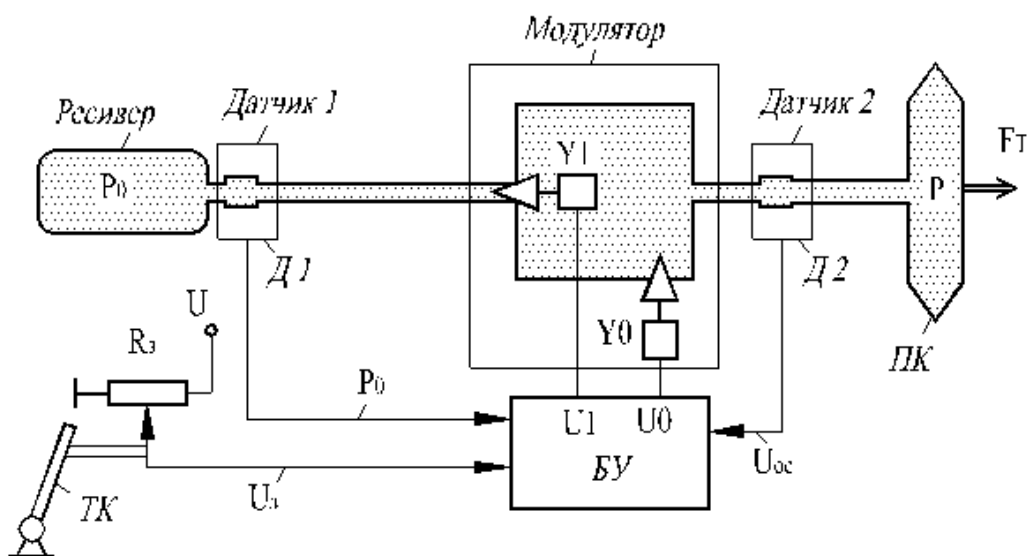


Рис. 2.2. Функційна схема ЭПД

Динамічні властивості елементів визначаються їх принципом дії та рахуються відомими. Зокрема, пневматична камера може бути представлена аперіодичною ланкою, так як тиск в ній (а значить и зусилля FT на штоку) при стрибку тиску на виході модулятора змінюється по експоненті

Аперіодичними ланками можна вважати також датчики тиску, а також електромагніти модулятора (струм в обмотках наростає експоненціально). Модель модулятора повинна враховувати гістерезис в електромагнітах (струм спрацювання більше струму відпускання).

Особливістю моделі модулятора є те, що при знеструмлених електромагнітах (режим витримки) тиск в ПК залишається незмінним.

На рис. 2.3 приведена схема моделі ЭПД. Вона представляє собою замкнуту систему керування по тиску в пневматичній камері. Сигнал помилки формується на виході суматора C_2 та надходить на блок керування БКМ.

В БКМ сигнал помилки поступає на виходи порогових пристроїв нелінійних ланок типу «реле з гістерезисом» НЗ 1 та НЗ 2. Реле НЗ 1 налаштовано на позитивне значення допустимої помилки ϵ , а реле НЗ 2 – на негативне (можуть бути різними по модулю).

Якщо, спрацьовує реле НЗ 1, то воно запускає по входу I (Input) керований одинвібратор КОВ₁, відкриваючий модулятор стиснутого повітря на τ у відповідності з виразом (2.1). Різниця тиску ($P_0 - P$) формується на виході суматору S_3 , на входи якого подається P_0 з блоку константи БК₁ та P з датчика тиску ДТ. Ця різниця подається на керуючий вхід U одинвібратору.

Якщо спрацьовує НЗ 2, то воно запускає УОВ₂, відкривши модулятор на час τ у відповідності з формулою (2.2) на випуск стиснутого повітря з ПК. Відповідно з формули (2.2), на керуючий вхід U КОВ₂ подається тиск P з ДТ, и цього достатньо для формування імпульсу потрібної тривалості.

Таким чином на виходах БКМ формуються імпульсні сигнали U_1 и U_0 , керуючі електромагнітами модулятора. При відсутності U_1 и U_0 тиск в ПК не зміниться (режим витримки).

Модель модулятора складається з блоків БК₂ и БК₃, утворюючих сигнали тиску в ресивере P_0 и атмосферного тиску P_a , перемикачів Π_1 и Π_2 , а також суматора S_4 . На виході суматора S_4 в моменти появи імпульсів U_1 и U_0 формуються сигнали з амплітудою P_0 та P_a відповідно, які подаються на модель пневматичної камери.

Як динамічна ланка, пневматична камера – це енергійна (аперіодична) ланка першого (або точніше в наближенні – другого) порядку. Особливістю моделі ПК є реалізація режиму витримки, коли тиск в ПК не змінюється. Звичайна модель інерційної ланки не дозволяє реалізувати цей режим, оскільки вхідний сигнал ланки завжди прагне до встановленого вхідним сигналом.

В розробленій моделі пневматична камера моделюється інерційною ланкою з єдиним коефіцієнтом посилення, вхід якого перемикається або на сигнал P_0 (наповнення камери), або на сигнал P_a (випорожнення камери), або на відповідний вихід (витримка). Очевидно, що в останньому випадку сигнал буде змінюватись, що и потребує умова.

На вихід на час дії сигналів U_1 та U_0 використовується логічний ЛБ, реалізуючий функцію АБО: Коли ці сигнали є, на вхід інерційної ланки подається вихідний сигнал модулятора та моделюється перехідний процес в пневматичній камері. У відсутності сигналів моделюється витримка тиску.

На час, коли увімкнені електромагніти модулятора, датчик тиску в пневматичній камері доцільно вимикати, так як його вихідний сигнал не впливає на тривалість поточних керуючих імпульсів.

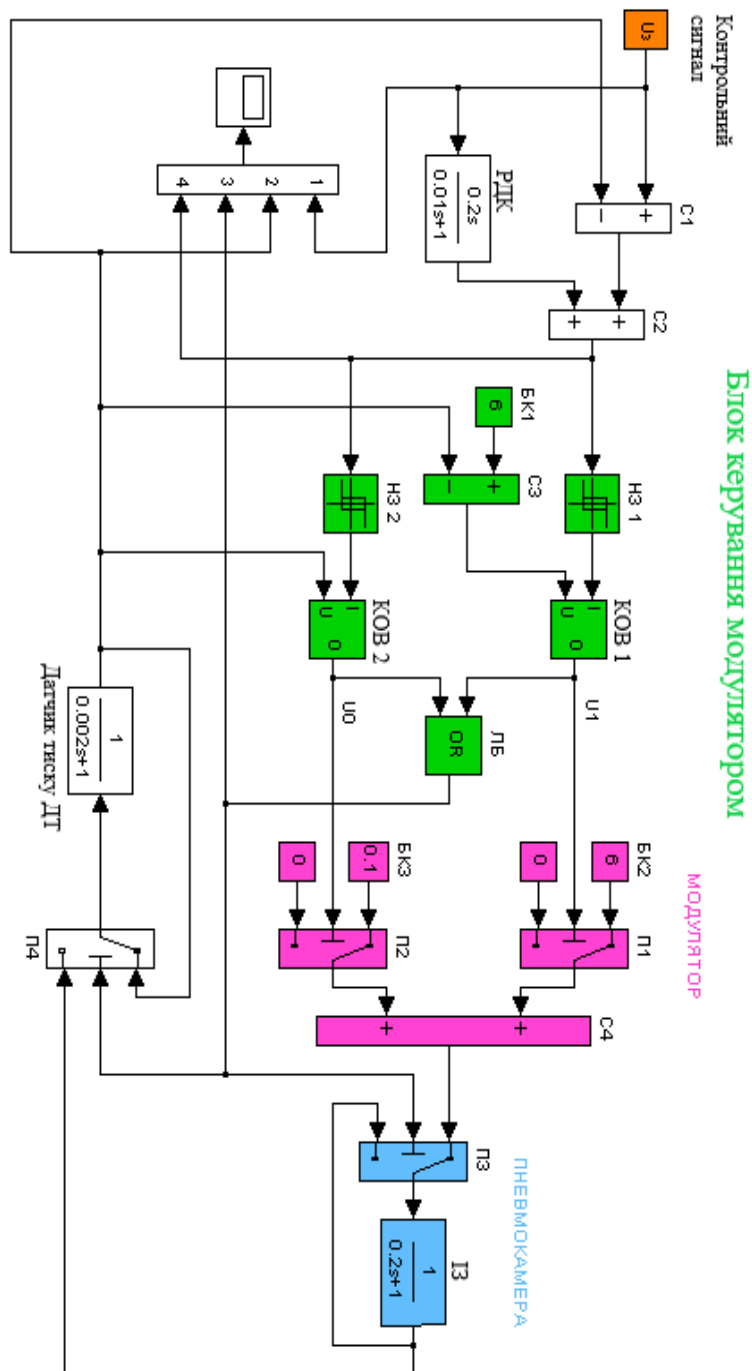


Рис. 2.3. SIMULINK-модель ЭПП.

Датчик тиску ДТ моделюється інерційною ланкою, в якій (як і в моделі пневматичної камери) реалізований режим витримки – на час роботи модулятора вихідний сигнал датчика «заморожується». Для цього використовується перемикач P_4 , керований тим же сигналом, що і перемикач P_3 моделі пневматичної камери.

Для покращення динамічних властивостей системи при обробці змінюючого вхідного сигналу в моделі ЕПП використаний стандартний прийом – введення в контур керування похідної вхідного сигналу. З цією метою сигнал помилки замкненої системи автоматичного керування (САК), формується суматором S_1 , складається з вихідним сигналом реального диференційного пристрою РДП за допомогою суматора S_2 . Коефіцієнт посилення РДП вибирається з розрахунку мінімуму динамічної помилки зачиненої системи.

Керовані одновібратори $КОВ_1$ і $КОВ_2$ ідентичні та оформлені як підсистеми рис. 2.4. $КОВ$ має вхід запуску I та вихід керування U тривалістю імпульсу. Принцип дії $КОВ$ – імпульсний час рис. 2.5. Керуюча напруга U подається на вхід інтегратора та перетворюється в лінійно наростаючий сигнал. При досягненні порогового значення U_{Π} подача U на вихід інтегратору припиняється, а вихідний сигнал інтегратора (початкові умови) обнуляється.

Тривалість сигналу τ на виході інтегратора при цьому буде зворотно пропорційна U :

$$\tau = \frac{U_{\Pi}}{K_{INT}} \cdot \frac{1}{U}, \quad (2.3)$$

де K_{INT} – коефіцієнт посилення інтегратора

З урахуванням виразів (2.1)-(2.2) можна записати такі відношення для розрахунку параметрів $КОВ$:

для впуску повітря в ПК:

$$\frac{U_{\Pi}}{K_{INT} \cdot U} = \frac{\varepsilon \cdot T}{P_0 - P} \quad (2.4)$$

З формули (2.6), зокрема якщо напруга $U_{П}$ зробити перемінні $U_{П} = K_{INT} \cdot \varepsilon \cdot T$ та залежні, наприклад, від ε , то можна моделювати ЕПГП зі змінним порогом спрацювання.

для випуску повітря в ПК:

$$\frac{U_{П}}{K_{INT} \cdot U} = \frac{\varepsilon \cdot T}{P}, \quad (2.5)$$

Якщо врахувати, що в моделі $U = P_0 - P$ (або $U = P$), то остаточно:

$$\frac{U_{П}}{K_{INT} \cdot U} = \varepsilon \cdot T, \quad (2.6)$$

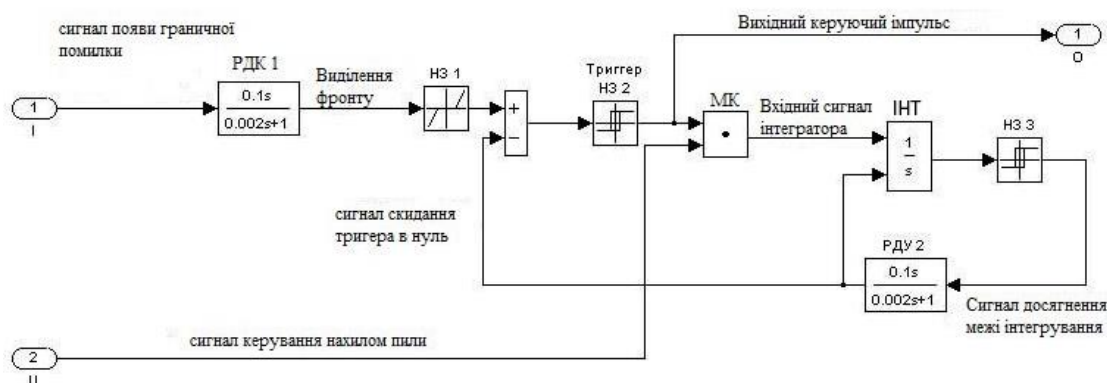


Рис. 2.4. Модель керованого КОВ.

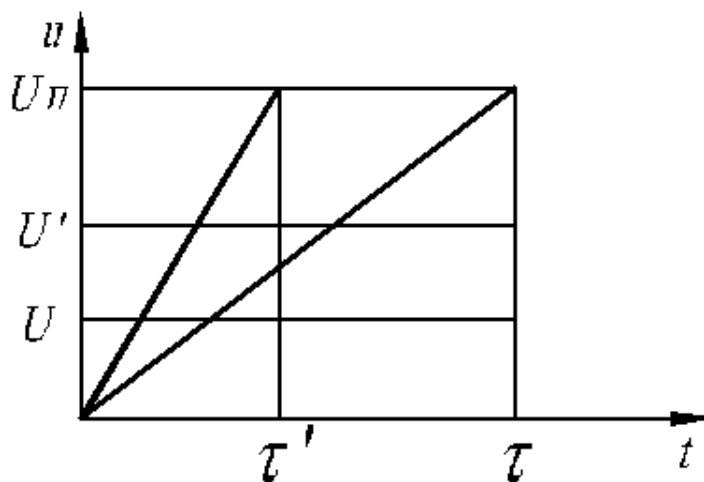


Рис. 2.5. До принципу дії керованого одновібратора.

Цей випадок представляє інтерес для практики: для збільшення точності роботи поріг ε повинен зменшуватись зі зменшенням P .

Для формування керованого імпульсу в моделі використовуються елементи C_1 , НЗ2, МУ, НЗ 3, U , РДК 2, власне і створюють одновібратор. При перевищенні порога ε подача на вхід запуску І поступить імпульс появи сигналу помилки. Його фронт виділяє диференціальним блоком РДК 1 та НЗ 1, Пропускаючи тільки позитивні імпульси. Цей імпульс проходить через C_1 та встановлює реле НЗ 2, виконуючи роль тригера, в стані «одиниця». Його вихідний сигнал, помножений в блоці перемноження МУ на керуючий сигнал U , поступає на вхід інтегратора ІНТ та на виході останнього починає формувати пилообразну напругу. При досягненні ним порогу спрацювання $UП$ на виході реле НЗ 3 з'являється імпульс, фронт якого виділяється диференціальним пристроєм РДП 2 та встановлює реле НЗ 2 в становищі «нуль», а також обнуляє вихідний сигнал інтегратора ІНТ по входу початкових умов. Вихідним сигналом КОВ є вихідний сигнал НЗ 2.

Імпульс розроблений одновібратором, теоретично повинен повністю усунути помилку системи. Але навіть це не відбудеться, наприклад тому, що фактична постійна часу ПК буде відрізнятись від розрахункової, помилка помітно зменшиться. Повторний запуск КОВ виявиться можливим, якщо помилка перевищить допустимий поріг ε .

Для тестування розробленої моделі ЕПГП був вибраний трапецієвидний сигнал, який містить фазу наростання, фазу витримки, та фазу зниження до нуля (рис. 2.6). Для його реалізації використаний інтегратор та три генератора «сходинки» з різноманітними моментами увімкнення, оформлені у виді підсистеми.

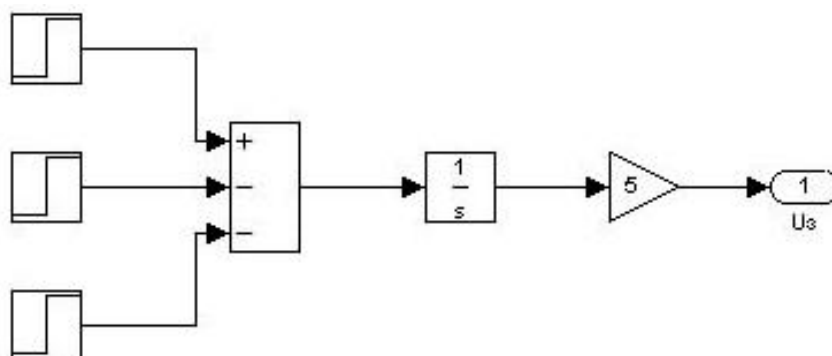


Рис. 2.6. Модель задатчика

Результати моделювання, які підтверджують працездатність розробки, приведені на рис. 2.7.

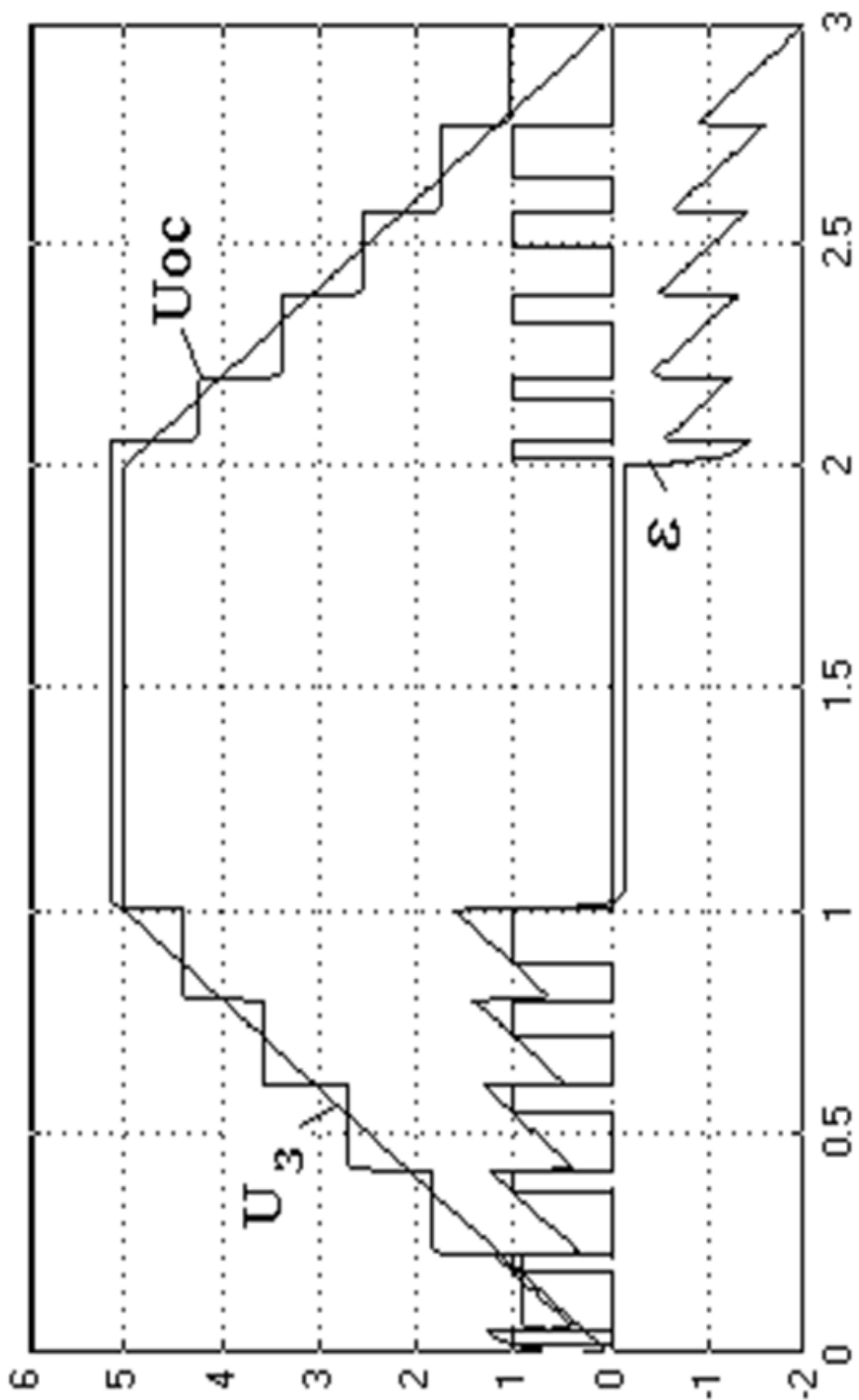


Рис 2.7. Результати моделювання роботи ЕПП.

2.3 Розробка аналогової моделі ЕПГП

Аналогові моделі традиційно привертають дослідників своєю простотою та інтуїтивно – зрозумілим інтерфейсом. При цьому модель на дискретних елементах, наприклад, RC-ланка, може виявитись простіше та наочніше класичної структурно – функційної моделі на ланках спрямованої дії.

Відомі прийоми аналогового моделювання розподільних зосереджених пневматичних систем, які передбачають заміну вихідної системи електричними чотирьохплюсниками.

У найпростішому випадку, наприклад, систему «з'єднувальна лінія» – пневматична камера» можна уявити у виді двухланцюгової RC-ланцюга, в якій перший R1C1 – ланцюг моделює з'єднувальну лінію, а другий R2C2 – ланцюг власне пневматичну камеру (рис. 2.8). Напруга в точці 3 моделює тиск в ПК, в точці 2 – тиск на вході ПК, в точці 1 – тиск на вході з'єднувальної лінії (на вході модулятора). Замкнення контакту Y1, наприклад, моделює подачу стиснутого повітря в ПК, контакту Y0 – випуск повітря з ПК в атмосферу. Розімкненому стану контактів відповідає режим витримки тиску.

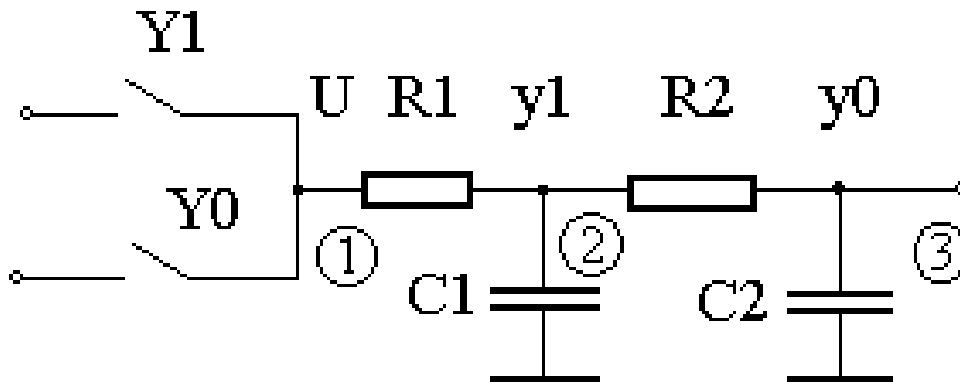


Рис. 2.8. RC-модель пневматичної камери

Для схеми рис. 2.8 можна записати систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{u - y_1}{R_1} = C_1 \cdot \frac{dy_1}{dt} + \frac{y_1 - y_0}{R_2} \\ \frac{y_1 - y_0}{R_2} = C_2 \cdot \frac{dy_0}{dt} \end{cases} \quad (2.7)$$

Після перетворення отримаємо:

$$\begin{cases} R_2 \cdot C_2 \cdot \frac{dy_1}{dt} + y_0 = y_1; \\ C_1 \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \cdot \frac{dy_1}{dt} + y_1 = \frac{R_2}{R_1 + R_2} \cdot u + \frac{R_1}{R_1 + R_2} \cdot y_0; \end{cases} \quad (2.8)$$

Структурно – функційна двухемкістна модель системи «з'єднувальна лінія – пневматична камера», побудована за рівнянням (2.8), приведена на рис. 2.9. У ній враховуються ефекти взаємного впливу ланцюгів, чого не було б, якби наприклад для послідовного з'єднання двох інерційних ланцюгів направленої дії.

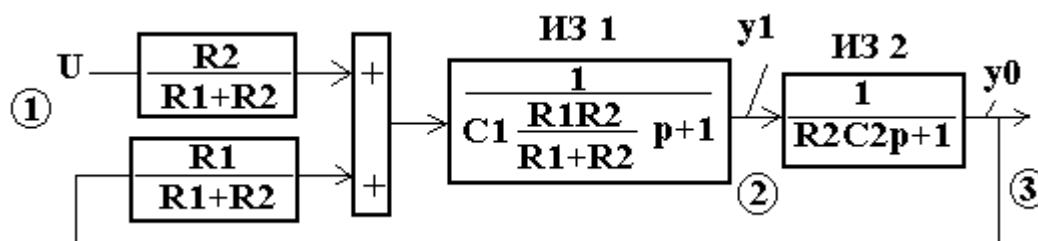


Рис 2.9. Структурно-функційна модель ПК.

В цій моделі тільки інерційна ланка ІЛ 2 безпосередньо моделює ланку R_2C_2 . Інерційна ланка ІЛ 1 має деяку зосереджену постійну часу, а не R_1C_1 . Крім того, ланки охоплені позитивним зворотнім зв'язком. Слід звернути увагу, що модель не реалізує режим витримки – розрив лінії входу в ній означає нулевий сигнал та на виході з часом встановиться також нуль. На рис. 2.10 приведена аналогова модель найпростішого лінійного ЕПП. В ній напруга є аналогом тиску, опору та ємності – аналоги пневмоопору та ємності. На вхід моделі з'єднувальної лінії та пневматичної камери подається напруга U – аналог тиску на вході модулятора. Ця напруга може приймати значення:

- а) U_0 , якщо, модулятор з'єднує ПК з ресивером;
- б) 0, якщо, модулятор з'єднує ПК з атмосферою;
- в) UC_1 , якщо, в системі режим витримки тиску (розірвання входу).

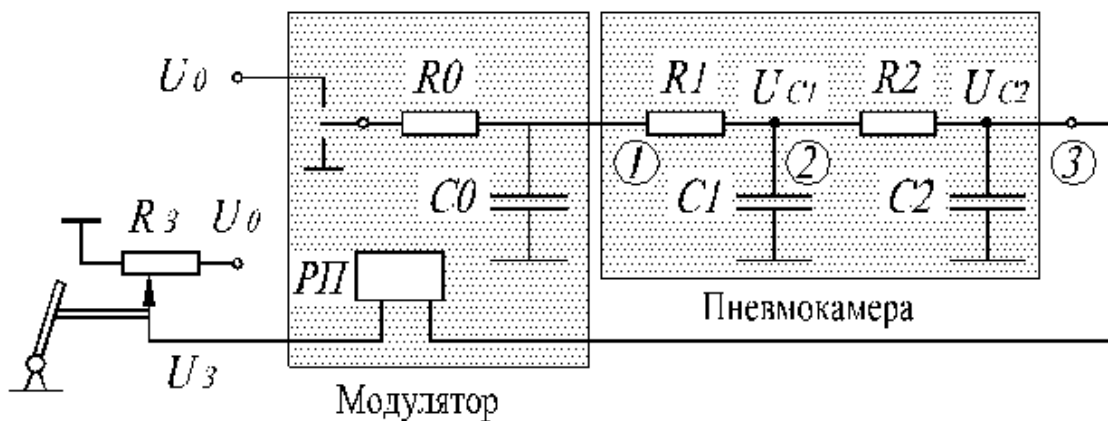


Рис 2.10. Аналогова модель найпростішого ЕПП

Для цієї цілі в якості приклада використовуються поляризоване реле P_{Π} , до обмотки якого прикладається напруга, помилки $(U_3 - U_0C)$, де U_3 – напруга, яка знімається з потенціометру задатчика R_3 , з'єднаного з гальмівною педаллю, U_0C – напруга, відповідає даним датчика тиску зворотного зв'язку. Напруга спрацювання UCP РП відповідає допустимому порогу ε чутливості ЕПП за тиском.

Перемикаючий контакт РП знаходиться в середньому положенні, якщо $|U - U_0C| < U_e$ и тим самим моделюється режим витримки.

При спрацюванні РП його перемикаючий контакт підключить до виходу моделі ПК потрібна напруга, моделюючи тим самим процеси реальному ЕПП.

В такій моделі не враховуються інерційні властивості датчика тиску і вважається, що він встановлений у пневматичній камері (напруга зворотного зв'язку знімається з C_2). Якщо він був би наприклад, встановлений на виході модулятора, то сигнал зворотного зв'язку слід було знімати прямо з перемикаючого контакту P_{Π} . Моделювання показало, що при цьому варіанті встановлення датчика в замкненій системі виникають високочастотні коливання. Їх поява пояснюється винятком з контура керування інерційного елемента – пневматичної камери з з'єднувальною лінією. Інерційність модулятора (вона моделюється ланцюгом R_0C_0) значно менше, що и породжує високочастотні коливання.

Схема аналогової моделі ЕПГП з керованими одновібраторами приведена на рис. 2.11. В ній на вихід моделі пневматичної камери подається напруга U через контакти Y_1 та Y_0 відповідних реле, підключених до одновібраторам КОВ₁ та КОВ₂.

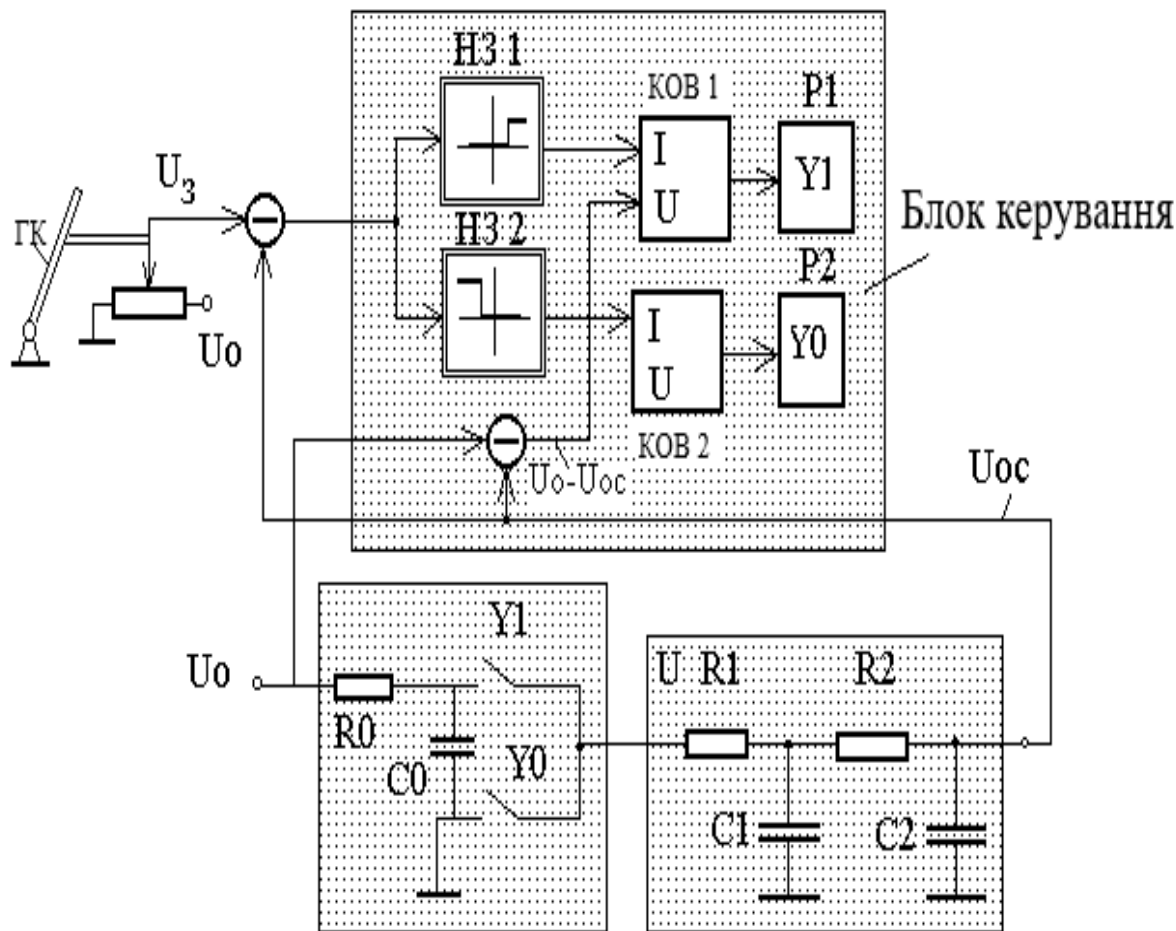


Рис 2.11. Аналогова модель ЕПГП з КОВ

Сигнал помилки (U_3-U_0C) аналізується нелінійними ланцюгами НЛ 1 та НЛ 2, виконуючий роль порогових пристроїв. Якщо помилка більше ε , то на виході НЛ 1 з'являється сигнал, запускаючий по входу I одновібратор КОВ₁, якщо менше, то запускається КОВ₂. При запуску одновібратору на його виході формується імпульс, тривалість якого залежить від сигналу на вході керування одновібратору. Цей імпульс включає реле Y_1 (або Y_0) на час, необхідне для усунення існуючої помилки.

3. ОГЛЯД МЕТОДИК РОЗРАХУНКУ ПНЕВМАТИЧНОГО ГАЛЬМОВОГО ПРИВОДУ АВТОМОБІЛЯ

3.1 Огляд методик розрахунку пневматичного гальмового приводу з зосередженими параметрами

Для опису руху газу в проточних площинах пневматичного приводу транспортних засобів застосовують в основному два методи: метод розрахунку з зосередженими та розподіленими параметрами. Основні відміни даних підходів полягають в допусках прийнятих при описі теплофізичних, переносних властивостей газу, а саме: при описі руху газу, як системи з розподіленими параметрами враховується теплообмін, в'язкі властивості газу, враховується турбулентність течії; при описі течії з зосередженими параметрами використовуються пропозиції о рівності в кожний момент часу параметрів газу в будь – якій точці розрахованої області, що дозволяє значно скоротити об'єм розрахунків.

Рух газу в тому числі і стиснутого повітря, по трубопроводу в цілому є неустановленим процесом, в якому швидкість газу в будь – якій точці залежить не тільки від координат останньої, а також від часу. Нехай деяка порожнина заповнюється стиснутим повітрям, поступаючим з магістралі. В початковий момент, коли тиск в порожнині дорівнює атмосферному, повітря рухається по трубопроводу з максимальною швидкістю. А далі по мірі вирівнювання тиску в порожнині і магістралі швидкість руху газу зменшується і при зрівнянні тиск падає до нуля. Таким чином, швидкість газу в будь – якому перетині труби буде залежати від перепаду тиску в магістралі і наповнюваної площині, який в свою чергу, визначається масою газу, яка є функцією часу і буде знаходитись в тісному зв'язку з інтенсивністю течії процесу.

Якщо тиск газу в порожнині підвищується швидко та швидкість руху газу по трубопроводу високі, то при переході від максимальної швидкості в початку заповнення до нулевої в кінці процесу вплив інерції стовпу газу в трубопроводі, який прагне зберегти більш високі швидкості руху, може бути вельми значними. Таким чином, рух газу при невстановленому режимі слід розглядати як нестационарний перехідний процес, а привід з лініями зв'язку – як систему з розподіленими параметрами. Таке рішення цього питання

представляється можливим з використанням досягнень сучасної комп'ютерної техніки.

Але в 70-х та 80-х роках були розроблені методи розрахунку пневматичних систем та пневмоприводу АТЗ які визначають рух газу по трубопроводу як встановлене (тобто, таким коли швидкість газу в кожній точці визначається тільки її координатами і не залежить від часу) а пневмопривод як система з встановленими параметрами. Це допущення ґрунтувалося на тому, що у більшості типових пневмоприводів темп зміни тиску на виході з трубопроводу настільки невеликий, що можна знехтувати впливом інерції стовпа газу, як його швидкість в кожному перерізі труби змінюється повільно.

Якщо тиск газу в порожнині збільшується швидко і швидкість руху газу по трубопроводу високі, то при переході від максимальної швидкості в початку заповнення до нуля в кінці процесу вплив інерції стовпу газу в трубопроводі, який прагне зберегти більш високі швидкості руху, може бути значним. Таким чином, рух газу при невстановленому режимі слід розглядувати як нестационарний перехідний процес, а привід з лініям зв'язку – як систему з розподіленими параметрами. Таке рішення цього питання можливе з використанням досягнень сучасної комп'ютерної техніки.

Розглянемо два основних метода розрахунку пневмоприводу з зосередженими параметрами, основні відмінності яких становить витратна функція.

Внаслідок великої складності перехідних процесів, які відбуваються при течії повітря через пристрої реальних пневмоприводів, та відсутність їх достатньо точного аналітичного виразу, дослідники змушені були видатись до різноманітних довільним допущенням. Основним допущенням при розробці різних способів динамічного аналізу пневматичних систем являлось те, що процес закінчення газу приймалися адіабатично, протікає в відсутності сил тертя – ізоентропічним процесом.

Різні по конструкції проміжні пристрої і апарати пневмоприводу при динамічному розрахунку замінюються ідеалізованими елементами ланки, щоб наближено відображаючи перехідні процеси в реальних пристроях.

Методика, запропонована Є.В. Герц для розрахунку пневматичних систем машин, деякі відмінюються від способу

визначення швидкодії, запропонованими Н. Ф. Метлюком та В. П. Автушко. Виділемо основні відмінності цих двох варіантів:

Відмінність в алгоритмах реалізації методик по своїй структурі (це, насамперед, пов'язано зі специфічним напрямком кожної з них і відповідно з тими труднощами, які ця різниця обумовлює);

Використання формули Сен – Венана і Ванцеля для визначення витрати повітря при рішенні рівняння енергетичного балансу в диференційній формі, на відміну від гіперболічної функції, запропонованої в роботі [1];

Використання декілько інших функцій при динамічному розрахунку трубопроводу;

Розгляд більш широкого класу механізмів.

Розглянемо більш детально ці відміни, а саме приберемо відмінність в алгоритмах реалізації цих двох декомпозиційних методів.

Способи визначення швидкодії систем машин, які запропоновані Є. В. Герц, перш за все, орієнтовані для розрахунку пневматичних систем промислового виробництва, котрі схожі по своїй структурі на пневмоагрегати автомобіля, але і значно відмінні. Перш за все, ці відмінності є в розгалуженості та нелінійності характеристик пневматичних елементів пневмоприводу автомобіля, многоконтурності системи пневмоприводу автомобіля. Більше уваги в роботі [10] приділяється синхронності роботи пневматичних пристроїв, розрахунку коливань в пневмоприводі, застосування різноманітних пристроїв для підвищення швидкодії (встановлення додаткових прискорювальних клапанів, застосування коригуючих пристроїв). Все це обумовлює декілька інший підхід для динамічного розрахунку. Таким чином, ця відміна викликана, перш за все, областю застосування цих двох підходів.

Пояснимо відміну в передатних функціях, для цього розглянемо процес наповнення стиснутим повітрям ємності з перемінним об'ємом і закінчення стиснутого повітря з останньої, так як описує їх динаміку, диференційне рівняння є загальним при рішенні систем рівнянь як для одностороннього приводу без початкового перепаду тиску повітря на поршні, так як і для односторонніх і двосторонніх диференційних приводів.

Наповнення стиснутим повітрям ДЄ – ланцюга відбувається з магістралі, балона або кожного іншого джерела живлення, тиск в

якому приймаємо постійним ($p_m = const$), на вході привод знаходиться стабілізатор тиску. Термодинамічні процеси в пневматичних приводах в першому наближенні розглядаємо як при встановлених режимах течії.

При вступі стиснутого повітря в порожнину робочого циліндру або при течії з неї тиску в різноманітних точках об'єму буде неоднаковий. Спочатку змінюється тиск поблизу вхідного (або вихідного отвору), потім зміна тиску поступово поширюється на весь об'єм.

Враховуючи, що вирівнювання параметрів повітря відбувається достатньо швидко по порівнянню з розглянутим процесом і великої різниці в їх значеннях для різних точок об'єму не спостерігаються, в теорії пневматичних систем процесом вирівнювання нехтують. Всі процеси розглядають як квазістаціонарні, тобто такі при яких у всіх точках об'єму порожнини передполагаються однакові параметри (тиск, температура та щільність).

Затрата G_m повітря з необмеженого об'єму (магістралі) в методі Герц визначається по формулі Сен-Венана и Ванцеля

$$G_m = \mu_1 \cdot f_1 \cdot p_m \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{1}{R \cdot T_m} \left[\left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (3.1)$$

де μ_1 - коефіцієнт витрати;

f_1 - площа вхідного отвору;

T_m - температура повітря в магістралі.

В робочій порожнині пневматичного двигуна (більш конкретна модель ємності с перемінним об'ємом) протікають наступні процеси: рух стиснутого повітря по вхідному трубопроводу, з'єднуючого її з розподільвачем, витікання повітря в робочу порожнину двигуна і наступного стиснення в цій порожнині. Витрати тиску повітря в трубопроводі та місцевих супротивах враховуючи шляхом введення коефіцієнта затрати μ , який, крім того враховує стиск струї при витіканні, швидкість підходу повітря до отвору і інші фактори.

Частіше всього коефіцієнт затрати який визначають експериментально або за допомогою наближених формул. При цьому перші два процеси як би заміняють одним процесом течії, а допустим погрішності враховують коефіцієнтом затрати.

Розглянемо функцію для розрахунку затрати повітря згідно результатам представленим в роботі Н.Ф. Метлюка.

Функція затрати $\varphi(\sigma)$ представляє собою закон змінення масової затрати повітря через пневмосупротив в залежності від зміни безрозмірного тиску σ . Достатньо точно і найбільш зручно в практичних розрахунках як найпростіших, так і складних многоконтурних пневмоприводів автомобілей є гіперболічна функція

$$\varphi(\sigma) = A \frac{1-\sigma}{B-\sigma}, \quad (3.2)$$

$$\text{де } A = \frac{h}{B-1} = B \cdot \varphi_{\max}(\sigma).$$

Остання залежність отримується за умов, що $\sigma=1$ функція $\varphi(\sigma)=0$, а при $\sigma=0$ маємо $\varphi(\sigma)=\varphi_{\max}(\sigma)$. Постійні A і B означають горизонтальний і вертикальний зсув асимптот гіперболи, а величина h характеризує форму гіперболи.

Величина B визначається на основі додаткової умови, який отримується з відношення $\frac{t_o}{t_n}$ часу спорожнення t_o та наповнення t_n

ємності через дросель, відповідних зміни тиску в ємності на 90% від максимального тиску [10]. В результаті статичної обробки

експериментальних значень $\frac{t_o}{t_n}$, визначених на основі 194

випробувань ДЄ-ланок з різними параметрами (ємності від $0.5 \cdot 10^{-3}$ до $5.65 \cdot 10^{-3}$ м³; трубки з внутрішнім діаметром 6 – 15 мм і довжиною 0.1–20м; отвору в тонкій стінці діаметром 2 – 10 мм), отримана

гістограма (рис. 2.3) частот величин $\frac{t_o}{t_n}$.

Середнє значення $\frac{t_o}{t_n}$ на цих даних (при $\sigma_{noc} = \frac{0.1\text{МПа}}{0.8\text{МПа}} = 0.125$) дорівнює 1.67. Якщо прийняти $\frac{t_o}{t_n} = 1.7$, то постійна B буде дорівнювати 1.13.

В кінці можна виділити наступні переваги та недоліки кожного з підходів.

Перевагами методики Герц є те, що:

Більш широкий клас моделей які розглядають пневматичні пристрої;

Можливість при складанні моделей різних пневматичних пристроїв використовувати властиві їм затратні функції при визначенні їх перехідних характеристик;

Недоліками є:

Необхідність розгляду двох режимів течії газу;

Ускладнення обчислювального процесу при використанні спеціальної затратної функції для трубопроводу;

Наслідком більш широкого класу моделей пневмопристроїв є більш вузька спеціалізація.

3.2 Огляд методик розрахунку пневматичного гальмового приводу з розподіленими параметрами

Для дослідження трансзвукових і сверхзвукових течій газу в проточних порожнинах звичайно використовується протипоточні різні схеми [12] рішення нестационарних рівнянь Нав'є-Стокса в наближенні Рейнольдса. Розглянемо деякі поширені в справжній час чисельні методи розрахунку газодинамічних.

При визначенні стаціонарних аеродинамічних характеристик тіл широко використовуються чисельні методи рішення стаціонарних рівнянь газової динаміки – методи інтегральних відношень, кінцевих різностей, характеристик і «частин в осередках».

Метод інтегральних відношень, запропонований А. А. Дородніциним і розвинений О. М. Білоцерківським [16, 18], пропонують собою узагальнення відомого чисельного метода прямих.

Система рівнянь в приватних похідних, записаних в дивергентній формі, інтегрована вздовж смуг, на які розбивається

область інтегрування і зводиться до системи звичайних диференціальних рівнянь. Метод інтегральних відношень застосований до різноманітних рівнянь але постійних типів, та використовується в основному при розрахунку зовнішніх свержзвукових течій [18].

На сьогоднішній час розвинений та широко використовується для рішення як лінійних, так і не лінійних рівнянь гіперболічного, еліптичного та параболічного типів методів кінцевих різностей [18]. Область інтегрування розбивається на осередки за допомогою фіксованої сітки. Похідні функцій по всім напрямкам апроксимуються кінцевими різностями, при цьому частіше використовуються неявні різноманітні схеми, і тоді на кожному кроці приходиться вирішувати систему алгебраїчних рівнянь, які містять сотні тисяч невідомих. Кінцево – різностні схеми приміняються для рішення стаціонарних та нестаціонарних рівнянь газової динаміки, при цьому широко використовуються формулювання як Ейлера так и Лагранжа.

Метод характеристик [18] застосований тільки для ршення рівнянь гіперболічного типу. Рішення розраховується за допомогою характеристичної сітки, яка вибудовується в процесі рахунку. Відмінною рисою в порівнянні з другими різними методами є мінімальне використання інтерполяційних операторів і зв'язаний з цим максимально чіткий облік області впливу системи диференціальних рівнянь. Застосування цього методу цілесообразно при розрахунку встановленого свержзвукових течій.

Метод Харлоу «частин в осередках» [18] поєднує переваги Лагранжева і Ейлерова підходів. Область рішення розбивається нерухомою (Ейлеровою) сіткою, суцільна середа трактується дискретною моделю – розглядається сукупність «частин» фіксованої маси (Лагранжова сітка частин), яка рухається через ейлерову сітку осередків. Частини служать для визначення ппараметрів самої рідини (маси, енергії, швидкості) в той час як Ейлерова сітка використовується для визначення параметрів поля (тиску, щільності, температури). Метод «частин в осередках» дозволяє досліджувати складні явища в динаміки багатокмпетентних середовищ, але має ряд недоліків, головний з яких – обчислювальна нестійкість.

Математичні труднощі, пов'язані зі зміною типу стаціонарної системи рівнянь при дослідженні транс звукових течій, викликали

необхідність проведення розрахунків різними методами в різних областях течії.

Такий підхід, не отримав розповсюдження в зв'язку з складною логікою алгоритму і не коректністю рішень в трансзвукових областях.

Наступним етапом розвитку чисельних методів, який диктувався ускладненням задач практики та підвищенням потужності ЕВМ, є створення нестационарних схем та використання методу встановлення для рішення стаціонарних задач аеродинаміки. Основна гідність нестационарного метода встановлення є в зведенні задачі про змішану течію до задачі з початковими даними незалежно від швидкостей потоку. Так були розроблені нестационарні схеми метода інтегральних відношень, метод характеристик, схеми змінного рахунку, який дозволяє «стежити» за розривами. Однак саме ця обставина ускладнює їх реалізацію на ЕВМ із-за складної логіки розрахунку особливостей, та робить недоцільним використання таких методів для розрахунку багатомірних течій. При розрахунку складних багатомірних течій перевага віддається консервативним схемам, які є різноманітними аналогами законів збереження і дозволяючи вести наскрізний рахунок розривних течій ідеального газу.

Широке розповсюдження при розрахунках задач внутрішньої газодинаміки отримав метод, запропонований С.К Годуновим [18, 19], спочатку розвинений для рішення нестационарних задач, а потім розповсюджений на випадки плоских та просторових стаціонарних сверхзвукових течій.

3.2.1 Обґрунтування методик з зосередженими параметрами

Виконаний аналіз розрахункових методів [3] який дозволив визначити основні переваги та недоліки способу розрахунку з зосередженими та розподіленими параметрами.

Проаналізувавши літературу [5] для розрахунку динаміки електронного регулятора гальмових сил що розроблюється, врахована складність розрахунку по методу з розподіленими параметрами, вибираємо методику з зосередженими параметрами.

3.3 Методи дослідження регулятора гальмових сил як системи керування автоматичного

3.3.1. Особливості проектування систем автоматичного керування елементами та вузлами транспортних засобів

Проектування систем автоматичного керування (САК) для автомобільного транспорту – це складний процес, який означає планування діяльності по створенню деякого елемента або вузла автотранспортного засобу (АТЗ). Основними етапами проектування САК є [1]:

- 1) Визначення запиту на створення системи, заснованого на оцінках думок різних громадських груп, аж до рядових користувачів АТЗ;
- 2) детальна проробка можливого рішення проблеми на основі об'єднання, різних думок
- 3) оцінка альтернативних варіантів рішення проблеми, задовольняючих висунутими потребами;
- 4) вибір конкретного варіанту і його реалізація.

Головна задача при проектуванні САК – скласти перелік потреб, яким повинно задовольняти проектована система. При цьому неминуче прийдеться мати справу з такими об'єктивними факторами, як складність проектування, можливі компроміси, розбіжності з практикою в процесі проектування, а також певні ризики.

Складність проектування обумовлена широким діапазоном використовуваних для цього методів, знань та літератури.

Під компромісом приймають можливість вибору між двома конфліктуючими критеріями проектування, кожний з яких є прийнятним.

Відсутність абсолютної впевненості в тому, що проектована САК буде функціонувати заздалегідь передбачуваним образом, є причина для деякої невизначеності. Ця невизначеність пов'язана з можливістю появи непередбачуваних наслідків або ризиків.

В принципі, процес проектування будь-якої САК оснований на двох принципово різних методах – аналізі та синтезі [1, 2, 3]. При аналізі основна увага приділяється побудуванню моделей фізичних систем. Цілю тут є більш глибоке розуміння процесів, які

відбуваються в цих системах, та вказання шляхів уточнення їх моделей. Синтез – це діяльність, в результаті якої створюються нові фізичні структури

Звичайно вдаються до спрощення складних систем з цілю їх аналізу та синтезу. При цьому неминує виникає відмінність між складною реальною системою і її моделлю [3]. Подібні відмінності об'єктивно присутні на всьому шляху від вихідної концепції до кінцевого виробу. Набагато легше поступово удосконалювати вихідну концепцію, чим намагатись зразу створити кінцевий виріб. Іншими словами, проектування САК – це інтеграційний, нелінійний процес.

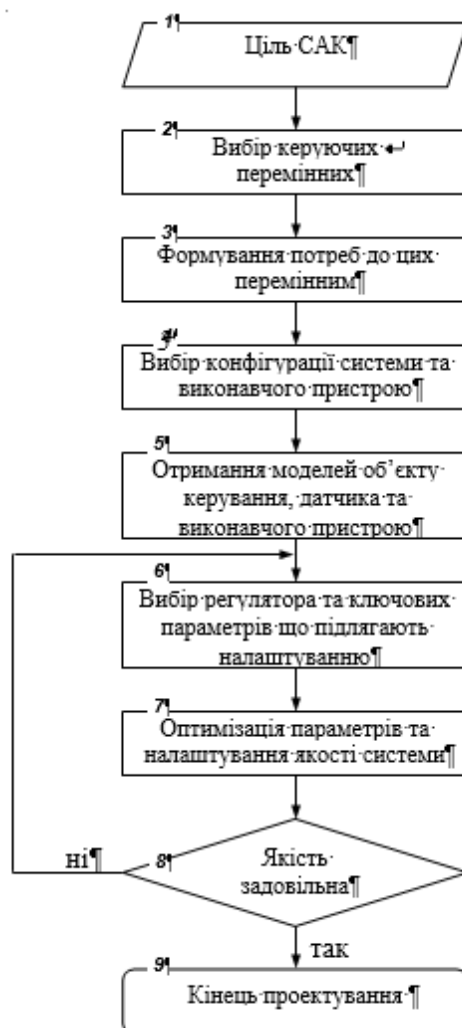


Рис. 3.1. Алгоритм проектування САК

Основний метод, використовуваний в більшості задач проектування САК, – це метод аналізу і оптимізації параметрів [2]. Він заснований на:

- 1) Ідентифікації ключових параметрів,
- 2) формуванні конфігурації системи,
- 3) Оцінці того, наскільки дана конфігурація відповідає пред'явленими до системи вимогам

Ці три етапи утворюють замкнутий цикл. Як тільки встановлені ключові параметри і синтезована структура системи, можна приступати до оптимізації параметрів. На практиці число таких налаштовуваних параметрів звичайно намагаються звести до мінімуму. Таким чином, алгоритм проектування САК має вигляд наступним чином (рис. 1.1).

Примінемо вказані методи проектування безпосередньо до розгляненої системи – РГС.

3.3.2. Визначення призначення регулятора гальмових сил як системи автоматичного керування

Як вже вказувалося вище, першим етапом процесу проектування САК є визначення призначення системи.

Гальмування АТЗ повинно здійснюватися з максимальною ефективністю при одночасному збереженні керованості та стійкості [4]. При гальмуванні відбувається перерозподіл нормальних реакцій, діючих на передній та задній мости, яке залежить від уповільнення j та висоти автомобіля. При збільшенні ефективності гальмування реакції на передній міст збільшуються, а на задній – зменшуються.

Відомо [5], що максимальна ефективність гальмування досягається при повному використанні зчіпної ваги на усіх мостах. Так, для двохвісного РГС в цьому:

$$\frac{T_1}{N_1} = \frac{T_2}{N_2} = \frac{j}{g} = \phi, \quad (3.3)$$

де T_1 та T_2 – гальмова сила відповідно на передньому та задньому мостах, Н;

N_1 та N_2 – нормальна реакція відповідно на передньому та задньому мостах, Н;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

ϕ - коефіцієнт зчеплення шини з дорожньою поверхнею.

Відношення гальмових сил та гальмових моментів визначається за виразом:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{M_{T1}}{M_{T2}} = \frac{b + \phi \cdot h_c}{a - \phi \cdot h_c} \quad (3.4)$$

де M_{T1} та M_{T2} – гальмовий момент на колесах відповідно переднього та заднього мостів, Нм;

a, b, h_c – координати центру мас АТЗ, м.

Таким чином, для забезпечення повного використання зчепної ваги АТЗ необхідно, щоб відношення між гальмівними силами мостів змінювались в залежності від коефіцієнту зчеплення. Саме цю функцію призначений виконувати проєктований РГС.

На другому етапі проєктування РГС необхідно вказати ті перемінні, котрі підлягають керуванню.

Відношення гальмових сил та моментів які розвиваються гальмівним механізмом АТЗ можна знайти наступним [5]:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{M_{T1}}{M_{T2}} = \frac{k_{T1} p_1}{k_{T2} p_2} \quad (3.5)$$

де k_{T1} та k_{T2} – коефіцієнти пропорційності, залежні від конструктивних параметрів гальмових камер та закону розподілу тиску в гальмовому механізмі;

p_1 та p_2 – тиск робочої середи в гальмових камерах відповідно переднього та заднього гальма, Па.

З виразу (1.5) видно, що розподіл гальмових сил в реальній гальмовій системі визначається властивостями гальмових механізмів та тиском робочої середи в контурах приводу. Як правило, в існуючих типах гальмових механізмів коефіцієнти k_{T1} и k_{T2} постійні, причому $k_{T1} \neq k_{T2}$ [4]. Тому регулювання гальмових сил можна практично здійснити шляхом зміни тиску в контурах гальмового приводу.

Отже, керованими перемінними проєктованої системи є тиск p_1 и p_2 робочої середи в гальмових камерах, які повинні змінюватись в залежності від дорожніх умов (коефіцієнту ϕ) та навантаження на мости АТЗ.

На третьому етапі представляються вимоги до вихідної величини та до якості системи керування в цілому.

Ці потреби повинні зачіпати основні характеристики САК, до яких відносяться:

- 1) Бажаний вид реакції на задане вхідний вплив,
- 2) Хороша компенсація збурень.
- 3) Адекватні вихідні сигнали виконавчого пристрою.
- 4) Мала чутливість до зміни параметрів.

Існуючі на сьогоднішній день підходи до оцінки якості регулювання гальмових сил відрізняються по способу визначення оптимального розподілу. Тут виділяються два напрямки [5, 6]:

- 1) при якому оптимальним є ідеальний розподіл (1.5) гальмових сил, де досягається максимальне уповільнення;
- 2) оптимальним вважається розподіл, який відрізняється від ідеального, при якому досягається найкраща стійкість автомобіля при гальмуванні.

Перевірка нормальності системи по відношенню потреб які до неї пред'являються при її аналізі.

3.3.3 Аналіз регулятора гальмових сил як системи автоматичного керування

Методи та робочі процедури побудування систем керування в основному залежить від характеристик об'єкту керування та виконавчого механізму, передбачуваної структури системи керування і характеру її функціонування. Тому є смисл визначити тип РГС по ряду признаков, сутніх з точки зору теорії автоматичного керування.

В залежності від характеру цілі керування САК діляться на системи автоматичного керування і системи автоматичного регулювання [3].

Якщо ціль керування не містить прямої вказівки на бажаний рух $G(t)$ об'єкту, то система називається системою керування. В тому випадку коли ціль керування є здійсненням бажаного руху $G(t)$, визначасмого поза системою, САК називається системою автоматичного регулювання САР. Керуючий пристрій в системах автоматичного регулювання називається регулятором, вихідна

величина – регульованою величиною. Регулятор гальмових сил транспортного засобу є типовим прикладом САР, що підтверджується його назвою. Таким чином, будемо в майбутньому розмовляти про РГС як про САР.

Для аналізу системи керування необхідно визначити принцип керування, який вона реалізує.

Існуючі гальмові системи з РГС реалізують принцип керування по певній структурі.[4, 5, 6] (рис. 3.2).



Рис. 3.2. Структура РГС з керуванням по обуренню

Регулятор виробляє сигнал керування $U(t)$ по відношенню з завданням $G(t)$ та з урахуванням вимірюваних змінень $f(t)$, діючих на об'єкт керування (вісь АТЗ з колесами). Тут задаючим впливом $G(t)$ є тиск від гальмового крану, вихідною величиною $Y(t)$ – гальмівна сила на осі АТЗ. Недоліком такої схеми є те, що не компенсуються помилки керування, пов'язані з неточним вимірюванням змін, не враховуються багато інших змін, та використовуються неточні знання по нестабільності характеристик об'єкту керування. Тому на об'єкт діє не розраховане керуючий V_p , випрацьований виконавчим механізмом, а фактичний вплив $V_\phi \neq V_p$.

В таких САР регулятор не використовує інформацію про фактичну поведінку вихідної величини $Y(t)$ об'єкту. Кажучи теоретично, в них відсутня зворотній зв'язок від об'єкту до регулятора.

Вирішити задачу керування при будь – якому характері діючих змін дозволяє принцип замкнутого керування рис. 3.3 [2]. Замкнутим він називається тому, щ інформація в такій САР циркулює по замкнутому контуру \Rightarrow об'єкт \Rightarrow регулятор.

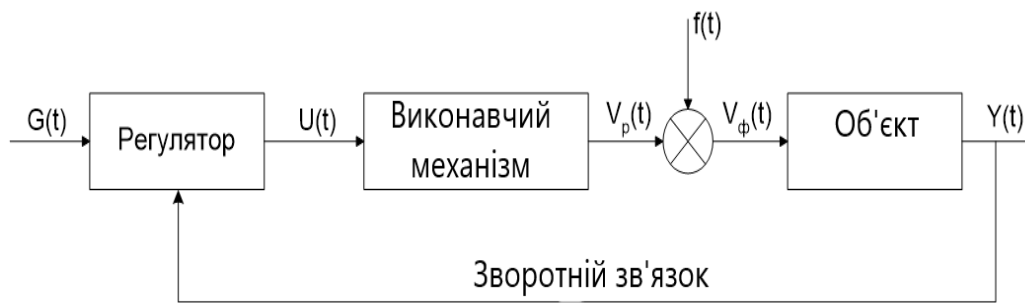


Рис. 3.3. Гальмова система з РГС як замкнута САР

В таких системах регулятор контролює відхилення

$$\varepsilon(t) = G(t) - Y(t) \quad (3.6)$$

та намагається ліквідувати ці відхилення незалежно від викликаючих це причин. Замкнуті системи називають ще системами зі зворотнім зв'язком або системами регулювання по відхиленню

На сьогоднішній день системи зі зворотнім зв'язком представляють собою основний тип САР, оскільки враховує не тільки завдання, але і фактичний стан об'єкта в діючих змінах, тому є більш універсальним. Регулятор буде весь час спрямовувати $Y(t)$ до $G(t)$, але в силу дії неконтрольованої зміни $f(t)$ та неточності моделі помилка $\varepsilon(t)$ між $Y(t)$ та $G(t)$ буде в цілому існувати і в окремі моменти часу може досягати більших значень. Інформація про $f(t)$ в тій або іншій мірі завжди дозволяє покращити якість регулювання. Тому бажаною умовою при побудованні системи регулювання завжди залишається її реалізація в класі комбінованих систем рис. 1.4, де з регулюванням по відхиленню використовується безпосередня компенсація зміни $f(t)$ [3].

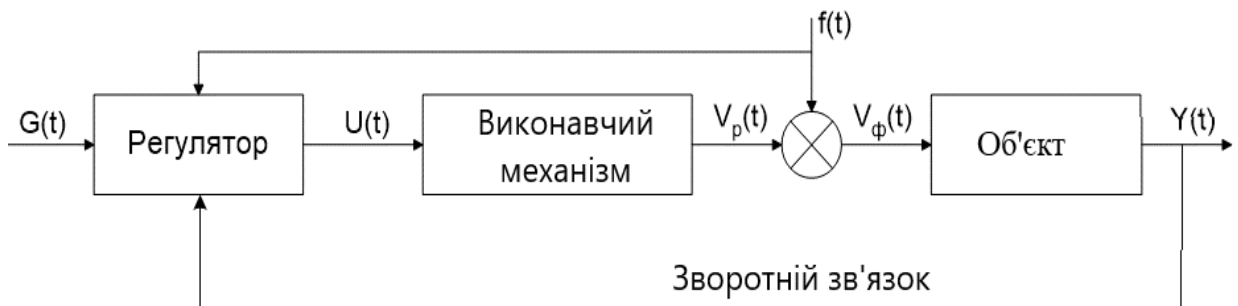


Рис.3.4. Структура комбінованої САР

В таких системах відхилення $Y(t)$ від $G(t)$ визначається вже не зовсім зміною $f(t)$, а тільки його некомпенсованою частиною, і це підвищує якість керування. Таким чином, комбінована САР – це саме той клас САР, в якому можна очікувати найкращих результатів роботи РГС [4, 7].

Гальмова система автомобіля має в своєму складі нелінійні елементи (наприклад, модулятор) тому на першому етапі САР повинна розглядатись як нелінійна. В подальшому доцільно розглядати питання про можливість лінеаризації системи.

Подальший аналіз РГС проводиться з цілю виявлення його основних якісних характеристик. В принципі таких характеристик достатньо багато, але частина з них не є абсолютно необхідною для деяких систем регулювання, але всі системи повинні володіти нижче вказаними властивостями [1, 2, 3].

По – перше, САР повинна передбачуваним образом реагувати на вхідний вплив та початкові умови. Для цього вона повинна бути стійкою. Стійкість системи можна оцінити як прямим методом, вирішив характеристичне рівняння та проаналізував знаки коренів, або за допомогою одного з спеціальних критеріїв. Критерії бувають алгебраїчні (Рауса, Гурвиця) та часні (Найквіста, Михайлова)

По – друге, всі реальні системи керування підвергнуті впливу небажаних зовнішніх змін. Тому важливу роль набувають спосібність системи компенсувати ці зміни.

В-третьє, РГС повинен володіти необхідними показниками якості. Тут основними показниками якості є наступні:

1) Помилка яка встановлюється САР $\varepsilon_{уст}$ – відображає точність її роботи.

2) Час регулювання t_p – визначає швидкодію системи.

3) Максимальне перерегулювання σ . Максимальне перерегулювання характеризує запас стійкості САР, тобто ступінь віддалення системи від коливальної границі стійкості. Зазвичай величина σ не перевищує 30%.

4) Крім того, згідно п. 1.3.2 необхідно досягнення максимально можливого уповільнення при збереженні стійкості.

3.3.4 Корекція систем автоматизованого регулювання

Система, яка спочатку мала би оптимальну якість, без додаткової корекції її характеристик – це вельми рідкісний випадок. Зазвичай буває неможливо задовольнити одночасно всі потреби, пред'явлені до якості системи, тому виникає проблема пошуку компромісу між рядом потреб, між яких можуть бути суперечні між собою.

Іноколи бажана якість системи можна забезпечити просто шляхом налаштування її параметрів [1]. Тому на першому етапі синтезу виникає необхідність дослідження простої штатної системи. Якщо ж можливості покращення характеристик САР заданої структури вичерпані, то для досягнення бажаного результату повинна бути змінена структура системи. Подібна зміна системи, має ціль забезпечення бажаних показників якості, називається корекцією або синтезом.

Для отримання потребуємих показників якості в структуру САР вводиться додатковий елемент – корегуючий пристрій або регулятор. При цьому потрібно мати на увазі, що введення додаткового пристрою ускладнює систему та підвищує вірогідність відмови.

На сьогоднішній час існує велика кількість методів синтезу САР, яке можна розділити на дві групи [1, 3]. Графоаналітичні методи синтезу основані на побудуванні інвенсорних та логарифмічних частотних характеристиках розімкнутої системи, достатньо дослідити ці рівняння в оперативній формі.

До іншої групи відносяться аналітичні методи синтезу САР по інтегральним критеріям якості з визначенням екстремальних значень функціоналів.

В останній час велика роль при синтезі САР відводиться обчислювальній техніці. Це дозволяє вирішувати поставлену задачу не наближеними методами, а шляхом направленою перебору рішень вхідної системи диференційних рівнянь при варіації параметрів ланок САК і коригуючих пристроїв.

Розглянуті етапи проектування системи можуть повторюватись після оцінки кінцевого результату.

3.4 Схеми електронного регулятора гальмових сил. Цілі та завдання дослідження

Ціль досліджень є розробка електронного регулятора гальмових сил для транспортних засобів з пневматичним гальмівним приводом.

Ціль досліджень є розробка електронного регулятора гальмових сил для автотранспортних засобів з пневматичним гальмівним приводом.

Для дослідження даної цілі вирішувались наступні задачі:

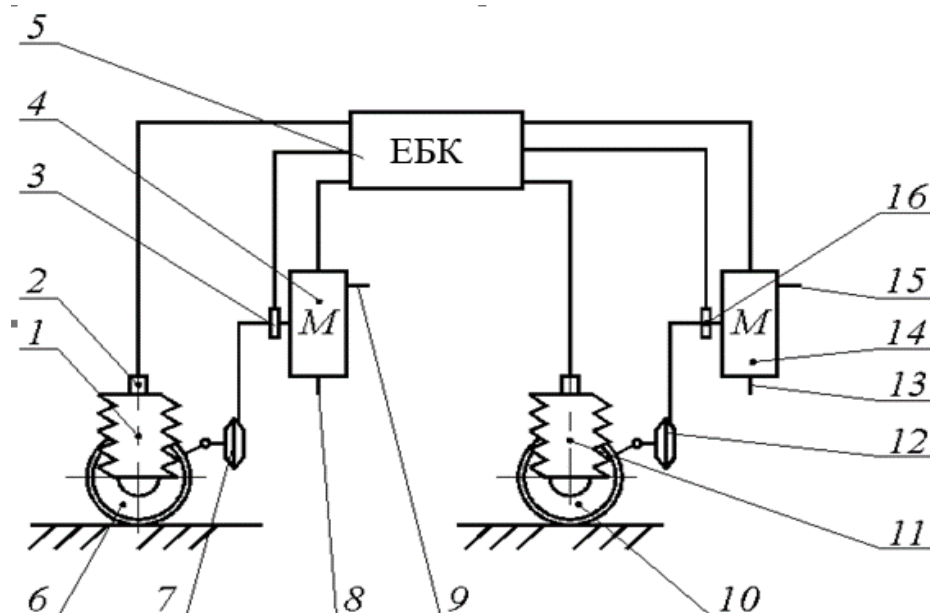
1. Виповнити аналіз конструкцій засобів автоматичного процесу гальмування автомобіля.

2. Провести аналіз методик розрахунку пневматичного гальмового приводу автомобіля.

3. Розробити математичні моделі для опису перехідних в пневматичних гілках проектованого електронного регулятора гальмових сил (ЕРГС).

4. Виповнити розробку системи керування для ЕРГС.

5. Виповнити теоритичні дослідження системи автоматичного керування ЕРГС на стійкість, перерегулювання та якість обробки заданого сигналу.



1,11 – пневмобалони; 2,3,16 – датчики тиску; 4,14 – модулятори;
8,9,13,15 – атмосферні виходи; 6,10 – колеса автомобіля;
7,12 – гальмові камери; 5 – електронний блок керування
Рис. 3.5. Схема електронного регулятора гальмових сил

6. Створити стенд, моделюючий роботу АТЗ в режимі гальмування, для експериментальних досліджень ЕРГС.

7. Виповнити експериментальні дослідження пневматичного гальмового приводу, обладнаного ЕРГС.

3.5 Математична модель трубопроводу та ємності з постійним об'ємом

Вивчення нестационарних динамічних процесів, що протікають в пневматичних системах автотранспортних засобів, їх опис та моделювання, облік реальних властивостей газів – один з основних проблем сучасного автомобілебудування.

Сформувавшись як окремий напрямок, динаміка пневматичних систем висунула ряд власних проблем, з яких можна виділити основні, необхідність в розробці все більш повних фізико – математичних моделей, справедливих для опису, що протікають процесів з високою точністю та мінімальною кількістю експериментальних даних, вивчення адекватності математичних моделей нестационарних процесів в автомобільних пневмосистемах та визначення меж застосовності для тих або інших агрегатів та вузлів.

Багаточисленні дослідження динаміки пневматичних систем в рамках моделей з зосередженими параметрами [1,2,3] та інші. Велись в припущенні постійності тиску на вході, що не дозволяло адекватно описувати динаміку процесів з перемінними значно «розтягнутим» законом нарощування тиску в впускній магістралі. Відмінності робот, які велись в даному напрямку, в основному були пов'язані з розробкою нових функцій витрати та вибору відповідних емпіричних коефіцієнтів витрати.

В якості витратної функції для розрахунку пневматичного приводу приймались в основному функція витрати запропонована професором М.Ф.Метлюком, або функція витрати запропонована в роботі [1] Є.В.Герц, а також різноманітні витратні функції для трубопроводів та колін. Їх застосування в розрахункових програмах зобов'язувало дослідників використовувати емпіричні коефіцієнти для тих або інших вузлів і систем, що робило даний підхід малоприслужливим для розвитку перспективних розробок.

Розроблена математична модель газодинамічного процесу наповнення основана на рівняннях термодинаміки. Розрахункова схема математичної моделі представлена на рис. 2.1.

З рівняння енергетичного балансу, приймаючи, що вся підведена з газом теплова енергія dQ_m витрачається на зміну внутрішньої енергії dU_1 та на роботу розширення газу dL_1 , запишемо рівняння енергетичного балансу у відповідності з першим законом термодинаміки.

$$dQ_m = dU_1 + dL_1. \quad (3.7)$$

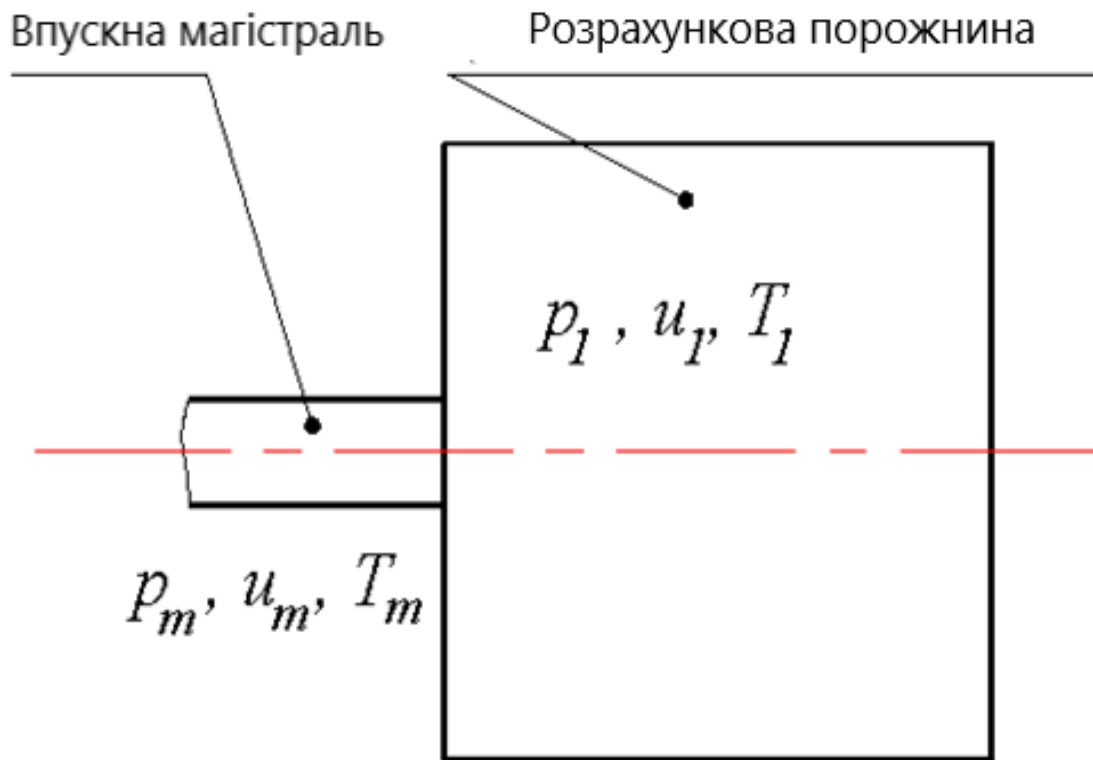


Рис. 3.6. Розрахункова схема

Оскільки кількість теплової енергії, яка надійшла з магістралі в порожнину, равно $dQ_m = dH_m - V_m dp_m$, а внутрішня енергія U_1 газу і вчинена ним робота L_1 дорівнюють відповідно $dU_1 = d(u_1 \cdot m_1)$ та $dL_1 = p_1 \cdot dV_1$, представимо рівняння (1) в наступному вигляді:

$$dH_m - (Vdp)_m = d(u_1 \cdot m_1) + p_1 dV_1, \quad (3.8)$$

де H_m – ентальпія газу, Дж;

V_m – об’єм газу, який надходить з магістралі, м³.

Оскільки $dV_1 \equiv 0$, то маємо

$$c_p (m_m dT_m + T_m dm_m) - m_m \cdot T_m d(\ln p_m) R = u_1 \cdot dm_1 + m_1 \cdot du_{11}, \quad (3.9)$$

де m_1 – маса газу, який поступає в порожнину (рис. 1), кг;

c_p – питома теплоємність, поступаючого в порожнину газу, при постійному тиску Дж/(кг·К);

m_m – маса газу, який поступає з впускної магістралі, кг;

T_m – температура газу, який надходить з впускної магістралі, К;

p_m – тиск газу у впускній магістралі, Па;

u_1 – питома внутрішня енергія газу в розрахунковій порожнині, яка визначається по формулі:

$$u_1 = c_v \cdot T_1; \quad (3.10)$$

де c_v – питома теплоємність при постійному об’ємі, Дж/(кг·К);

T_1 – температура газу в розрахунковій порожнині, К.

Запишемо рівняння стану газу

$$p_1 \cdot V_1 = m_1 \cdot R \cdot T_1, \quad (3.11)$$

де R – газова постійна, Дж/(кг·К).

Підставляючи в рівняння (1.2) значення $m_1 \cdot dT_1$, отримане з рівняння (1.4), та вважаючи що в ньому $\frac{c_p}{c_v} = k$ та $c_p - c_v = R$,

де k – показник адіабати, після нескладних перетворень отримуємо наступний вираз:

$$c_p (m_m dT_m + T_m dm_m) - m_m \cdot T_m d(\ln p_m) R = \frac{c_v}{R} (V_1 dp_1). \quad (3.12)$$

Після спрощень вираз (1.5) приймаємо наступний вид:

$$kR(m_m dT_m + T_m dm_m) - \frac{R^2}{c_v} m_m T_m d(\ln p_m) = V_1 dp_1 \quad (3.13)$$

Замінемо в рівнянні (1.6) масу газу dm_m , який поступає в порожнину протягом часу dt , відповідним значенням витрати G_m ($dm_m = G_m \cdot dt$) та виразимо отримане рівняння відносно тиску

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{V_1} \left(k \cdot R \left(T_m \cdot G_m + \frac{dT_m}{dt} \int_0^t G_m dt \right) - \frac{R^2}{c_v} T_m \frac{d(\ln p_m)}{dt} \int_0^t G_m dt \right) \quad (3.14)$$

Визначимо функцію витрати газу. Для цього з рівняння Бернуллі [4]

$$\frac{w^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} = const \quad (3.15)$$

Знайдемо параметри адіабатично загальмованого потоку (параметри гальмування). Для цього покладемо в рівняння Бернуллі в переріз впускного клапана швидкість потоку який дорівнює нулю. Тоді, маємо:

$$\frac{w_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{k}{k-1} \frac{p_m}{\rho_m} \quad (3.16)$$

З рівняння (1.8) знайдемо широко відомий вираз для визнаення швидкості потоку газу, надходячого в порожнину

$$w_1 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\frac{p_m}{\rho_m} - \frac{p_1}{\rho_1} \right)} \quad (3.17)$$

З рівняння політропи [4]

$$\frac{\rho_1}{\rho_m} = \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{1/n} \quad (3.18)$$

Знайдемо значення щільність газу ρ_1 в розрахунковій порожнині

$$\rho_1 = \rho_m \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{1/n} \quad (3.19)$$

Підставимо вираз (1.20) в вираз (1.9). Тоді маємо

$$w_1 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_m \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} \quad (3.20)$$

Витрата газу визначимо як $G_1 = w_1 \rho_1 f_1$,

де f_1 – площа поперечного перетину впускного клапану, м².

Підставимо в вираз для витрати газу швидкість, яка визначається по формулі (2.11)

$$G_1 = \rho_1 f_1 \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_m \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} \quad (3.21)$$

Підставимо значення щільності газу в розрахунковій порожнині з рівняння (1.20) в вираз (1.22)

$$G_1 = f_1 p_m \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_m} \left[\left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{2/n} - \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]} \quad (3.22)$$

Тоді витрата G_m газу з необмеженого об'єму (магістралі) буде визначатись по формулі

$$G_m = f_1 \cdot p_m \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{R \cdot T_m} \left[\left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]} \quad (3.23)$$

де f_1 – площа вхідного отвору, м².

Визначимо показник політропи n наступним чином [1]:

$$n = 1 + \frac{p_0(k-1)}{p_1} \quad (3.24)$$

Запишемо витратну функцію в наступному вигляді:

$$G_m = f_1 \cdot p_m \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{R \cdot T_m} \left[\left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2p_1}{p_1+p_0(k-1)}} - \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2p_1+p_0(k-1)}{p_1+p_0(k-1)}} \right]} \quad (3.25)$$

Таким чином, остаточна система рівнянь має наступний вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{V_1} \left(k \cdot R \left(T_m \cdot G_m + \frac{dT_m}{dt} \int_0^t G_m dt \right) - \frac{R^2}{c_v} T_m \frac{d(\ln p_m)}{dt} \int_0^t G_m dt \right); \\ G_m = f_1 \cdot p_m \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{R \cdot T_m} \left[\left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2p_1}{p_1+p_0(k-1)}} - \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2p_1+p_0(k-1)}{p_1+p_0(k-1)}} \right]} \end{array} \right. \quad (3.26)$$

При постійній температурі у впускній магістралі систему рівнянь (1.26) можна записати як:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{V_1} \left(k \cdot R \cdot T_m G_m - \frac{R^2}{c_v} T_m \frac{d(\ln p_m)}{dt} \int_0^t G_m dt \right); \\ G_m = f_1 \cdot p_m \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{R \cdot T_m} \left[\left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2p_1}{p_1+p_0(k-1)}} - \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2p_1+p_0(k-1)}{p_1+p_0(k-1)}} \right]} \end{array} \right. \quad (3.27)$$

Така ситуація можлива при наповненні пневмоапаратів безпосередньо з риверсу, коли пониження температури практично не відбувається із – за безпосередньої близькості компресора.

Для підтвердження отриманих теоретичних результатів були виконані експериментальні дослідження для довжини трубопроводів 1м, 3м, 5м, 8м, 10м, 15м, 20м, 25м, 30м внутрішнім діаметром 10 мм і максимальним значенням вхідного тиску 9 атм. Подача зтиснутого повітря здійснюється за допомогою відкриття електромагнітного клапану.

Для опису динаміки наповнення порожнин, маєчих постійний об'єм, система рівнянь буде мати вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{V_1} \left(k \cdot R \cdot T_m G_m - \frac{R^2}{c_v} T_m \frac{d(\ln p_m)}{dt} \int_0^t G_m dt \right); \\ G_m = f_1 \cdot p_m \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{R \cdot T_m} \left[\left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2p_1}{p_1+p_0(k-1)}} - \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2p_1+p_0(k-1)}{p_1+p_0(k-1)}} \right]} \end{array} \right. (3.28)$$

Порівняння експериментальних та теоретичних результатів для довжини трубопроводів 1м, 10м, 30м приведено на рис. 2, 3, 4.

Для оцінки вкладу членів, враховуючих перемінний тиск у впускній магістралі, був проведений чисельний експеримент з функцією витрати (3.13). Відхилення результатів при проведенні обчислень по розрахунковому методу з урахуванням зміни тиску у впускній порожнині та без нього при наповненні трубопроводу довжиною 1метр представлені на рис. 3.7.

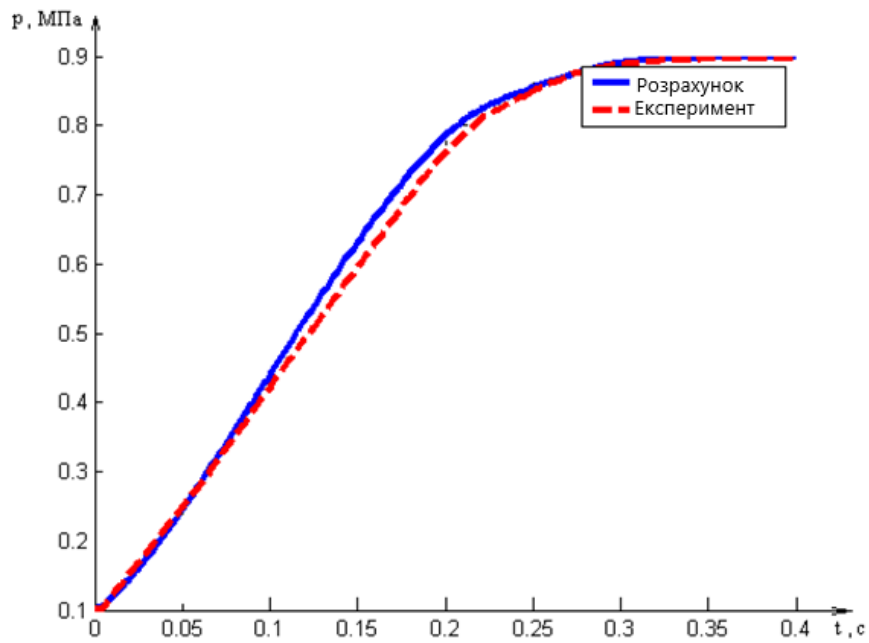


Рис. 3.7. Графіки розрахункових та експериментальних кривих наповнення трубопроводу довжиною 1 метр

Графіки наростання тиску у впускній магістралі, які визначаються експериментально та розрахункового тиску в порожнині на рис. 2.5, 2.6, 2.7.

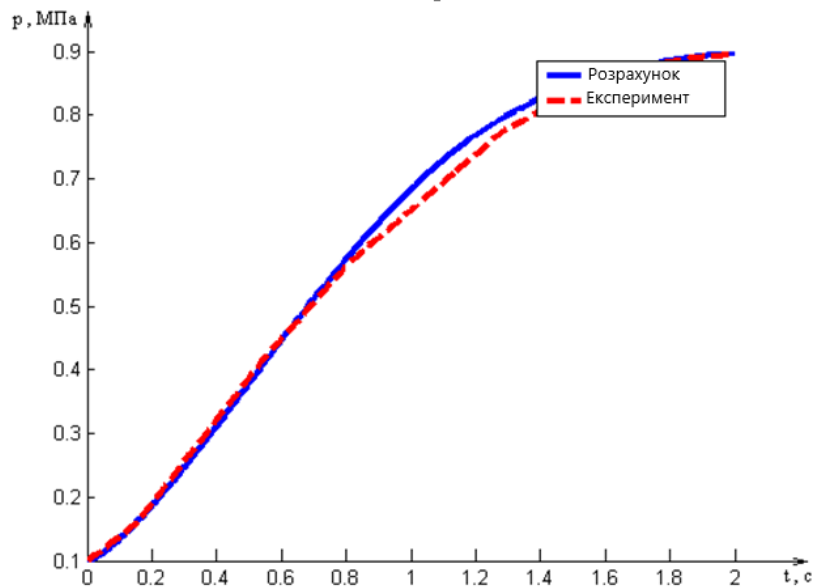


Рис. 3.8. Графіки розрахункових та експериментальних кривих наповнення трубопроводу довжиною 10 метрів

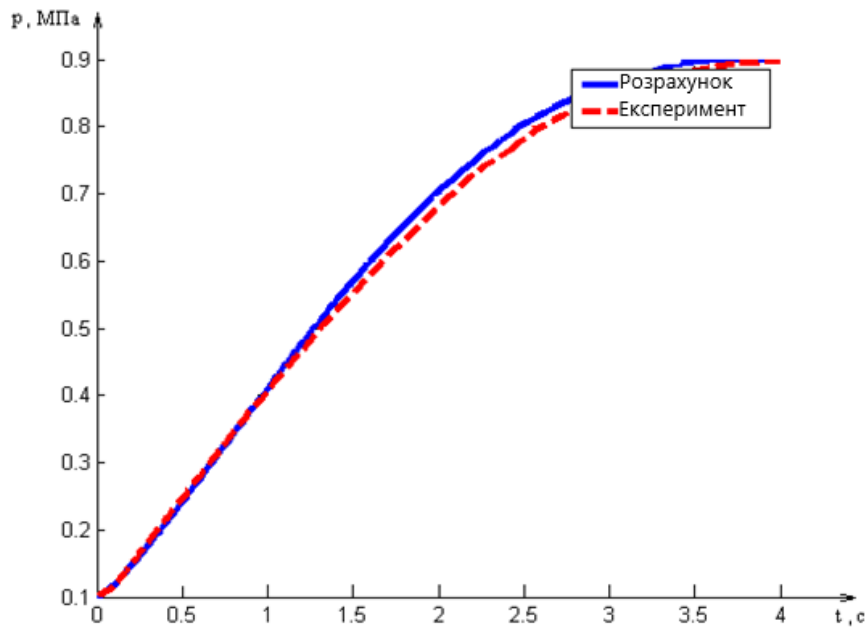


Рис. 3.9. Графіки розрахункових та експериментальних кривих наповнення трубопроводу довжиною 30 метрів

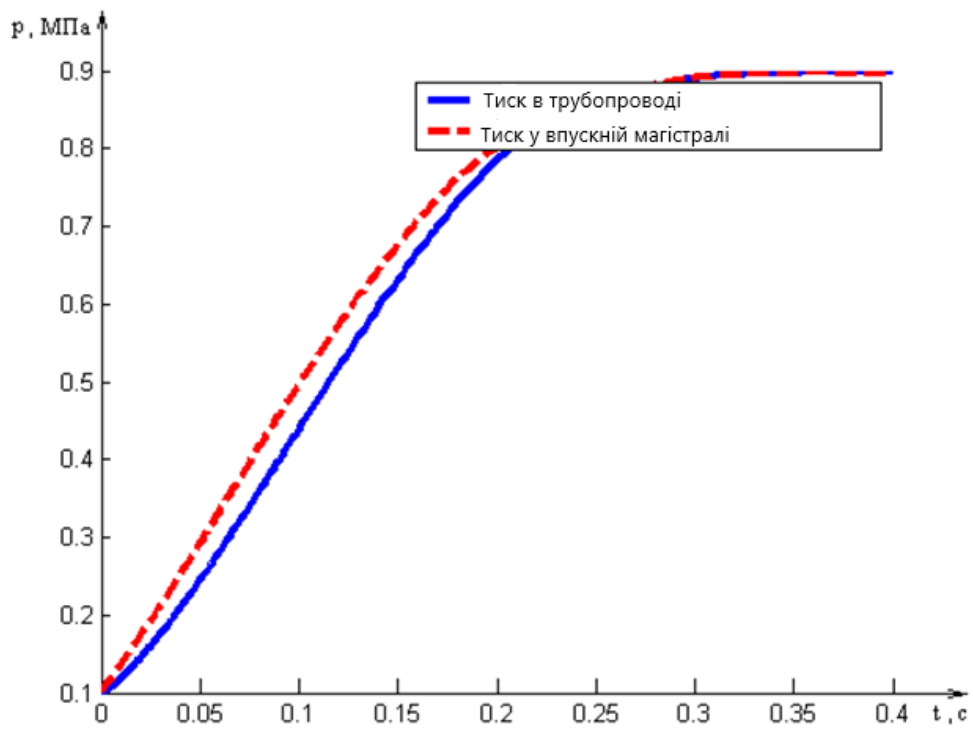


Рис. 3.10. Графіки наростання тиску у впускній магістралі та порожнині при наовненні трубопроводу довжиною 1 метр

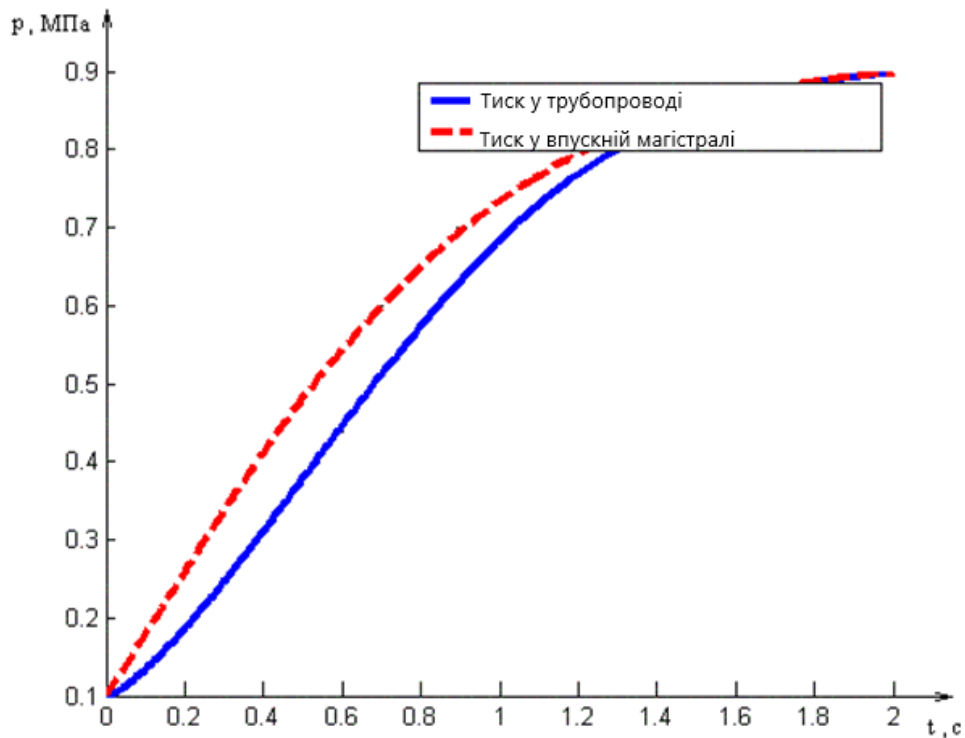


Рис. 3.11. Графіки нарахування тиску у впускній магістралі та порожнині при наповненні трубопроводу довжиною 10 метрів

Аналіз результатів рис. 3.7 показує, що внесок значення змінення тиску становить приблизно 4-5% для даного випадку та його неврахування призводить до значного зниження точності отримуваних результатів.

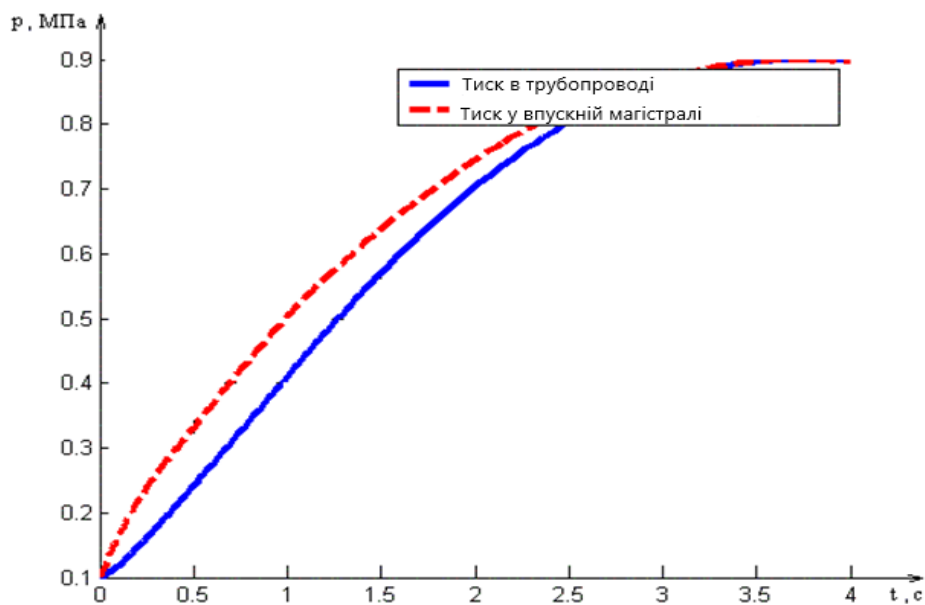


Рис. 3.12. Графіки нарахування тиску у впускній магістралі та порожнині при наповненні трубопроводу довжиною 30 метрів

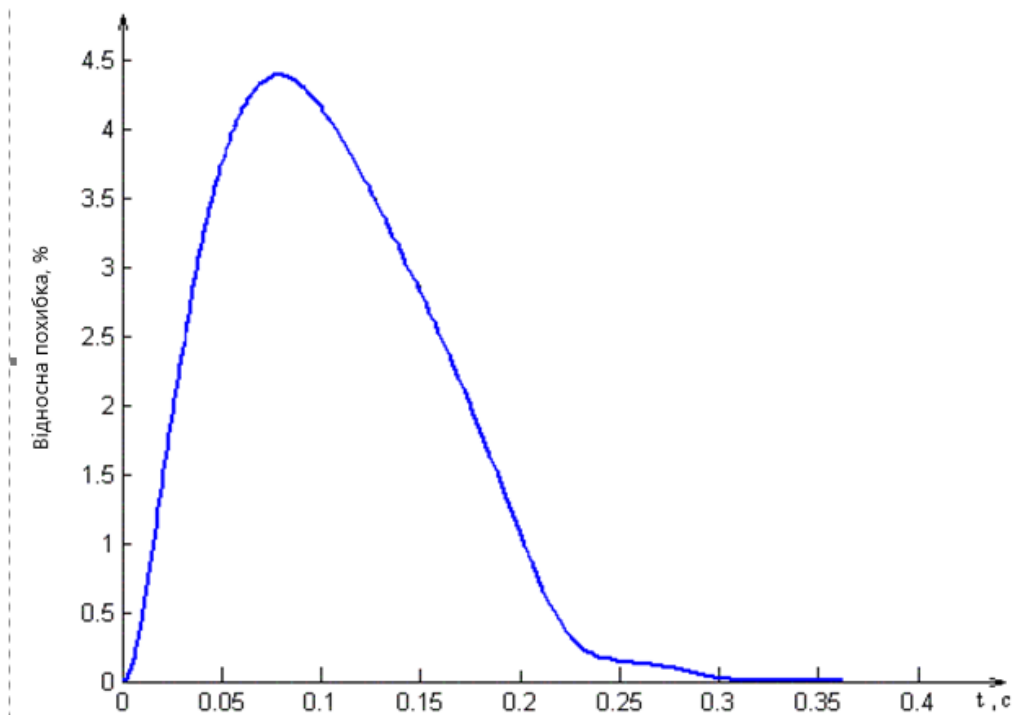


Рис. 3.13. Відносна похибка результатів для немодифікованої моделі ємностей з постійним об'ємом в режимі наповнення

Таким чином, отримана математична модель (3.16), яка описує процес наповнення типових ємностей пневматичного приводу автотранспортних коштів, дозволяє без додаткових емпіричних кореляцій отримувати розрахункові результати з похибкою не більш 6%.

Результати тестових розрахунків підтверджують високу ефективність запропонованого підходу.

3.6 Математична модель ємності з перемінним об'ємом

Аналогічно виразам (3.1) та (3.20) запишемо закон збереження енергії в розвернутому виді з урахуванням перемінного об'єму порожнини

$$\begin{aligned}
 c_p (m_m dT_m + T_m dm_m) - m_m \cdot T_m d(\ln p_m) R = \\
 = \frac{c_v}{R} (p_1 dV_1 + V_1 dp_1) + p_1 \cdot dV_1
 \end{aligned}
 \quad (3.29)$$

Після спрощень вираз (1.29) приймає наступний вид:

$$kR(m_m dT_m + T_m dm_m) - \frac{R^2}{c_v} m_m T_m d(\ln p_m) = V_1 dp_1 + k \cdot p_1 dV_1 \quad (1.30)$$

Замінемо в рівнянні (1.30) масу газу dm_m , який поступає в порожнину протягом часу dt , відповідним значенням витрати G_m ($dm_m = G_m \cdot dt$) та виразимо отримане рівняння відносно тиску

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{V_1} \left(k \cdot R \left(T_m \cdot G_m + \frac{dT_m}{dt} \int_0^t G_m dt \right) - \frac{R^2}{c_v} T_m \frac{d(\ln p_m)}{dt} \int_0^t G_m dt - k \cdot p_1 \cdot \frac{dV_1}{dt} \right) \quad (3.31)$$

Таким чином, кінцева система рівнянь має наступний вид:

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{V_1} \left(k \cdot R \left(T_m \cdot G_m + \frac{dT_m}{dt} \int_0^t G_m dt \right) - \frac{R^2}{c_v} T_m \frac{d(\ln p_m)}{dt} \int_0^t G_m dt - k \cdot p_1 \cdot \frac{dV_1}{dt} \right); \\ G_m = f_1 \cdot p_m \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{R \cdot T_m} \left[\left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2p_1}{p_1+p_0(k-1)}} - \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2p_1+p_0(k-1)}{p_1+p_0(k-1)}} \right]} \end{cases} \quad (3.32)$$

При постійній температурі у впускній магістралі систему рівнянь (1.32) можна записати як

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{V_1} \left(k \cdot R \cdot T_m G_m - \frac{R^2}{c_v} T_m \frac{d(\ln p_m)}{dt} \int_0^t G_m dt - k \cdot p_1 \cdot \frac{dV_1}{dt} \right); \\ G_m = f_1 \cdot p_m \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{R \cdot T_m} \left[\left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2p_1}{p_1+p_0(k-1)}} - \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2p_1+p_0(k-1)}{p_1+p_0(k-1)}} \right]} \end{cases} \quad (3.33)$$

3.7 Математична модель розгалуження

В основу математичної моделі, яка описує течію газу при послідовному та паралельному з'єднанні ланок, закладемо принцип електроаналогії, тобто будемо вважати, що сума витрат газу у вузлі, в якому відбувається з'єднання пневматичних ланок дорівнює нулю.

$$\sum_{i=1}^n \frac{dm_i}{dt} = 0 \quad (3.34)$$

Використовуючи розроблену функцію для визначення витрати повітря, вираз (1.34) можна буде записати наступним чином:

$$\sum_{i=1}^n \left(f_1 \cdot p_m \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{R \cdot (T_m)_i} \left[\left(\frac{(p_1)_i}{(p_m)_i} \right)^{\frac{2(p_1)_i}{(p_1)_i + (p_0)_i(k-1)}} - \left(\frac{(p_1)_i}{(p_m)_i} \right)^{\frac{2(p_1)_i + (p_0)_i(k-1)}{(p_1)_i + (p_0)_i(k-1)}} \right]} \right) \delta_i = 0, \quad (3.35)$$

де i – порядковий номер ланки; n – кількість ланок;

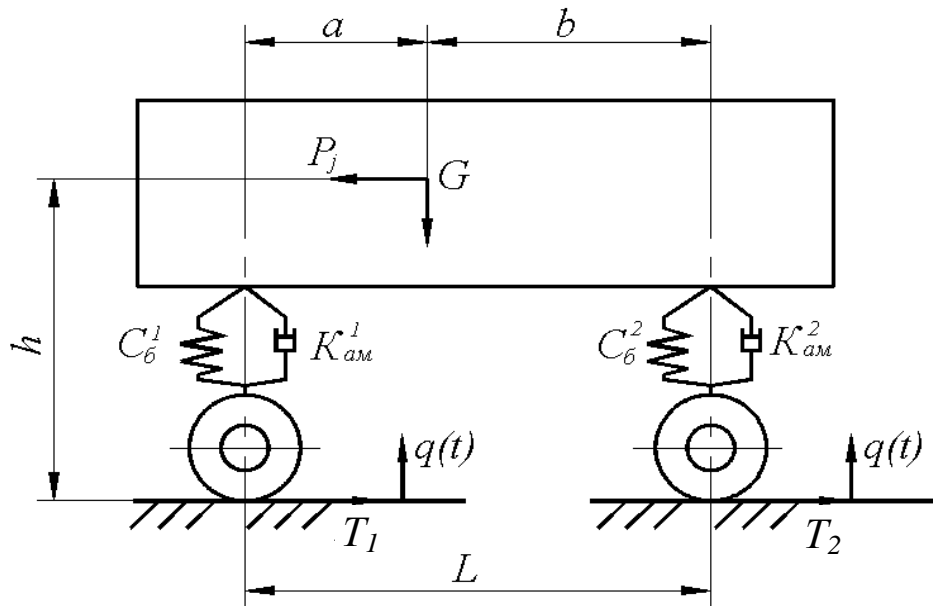
δ_i – знак, визначаючий з якої порожнини повітря поступає.

Таким чином, для визначення динаміки тиску в порожнинах, з'єднаних послідовно, паралельним або змішаним способом необхідно вирішувати систему диференціальних рівнянь, які описують динаміку процесу в кожній порожнині та одне алгебраїчне рівняння (1.36).

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{V_1} \left(k \cdot R \left(T_m \cdot G_m + \frac{dT_m}{dt} \int_0^t G_m dt \right) - \frac{R^2}{c_v} T_m \frac{d(\ln p_m)}{dt} \int_0^t G_m dt - k \cdot p_1 \cdot \frac{dV_1}{dt} \right); \\ G_m = f_1 \cdot p_m \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{R \cdot T_m} \left[\left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2p_1}{p_1 + p_0(k-1)}} - \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2p_1 + p_0(k-1)}{p_1 + p_0(k-1)}} \right]}; \\ \sum_{i=1}^n \left(f_1 \cdot p_m \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{R \cdot (T_m)_i} \left[\left(\frac{(p_1)_i}{(p_m)_i} \right)^{\frac{2(p_1)_i}{(p_1)_i + (p_0)_i(k-1)}} - \left(\frac{(p_1)_i}{(p_m)_i} \right)^{\frac{2(p_1)_i + (p_0)_i(k-1)}{(p_1)_i + (p_0)_i(k-1)}} \right]} \right) \delta_i = 0. \end{array} \right. \quad (3.36)$$

3.8 Математична модель гальмової системи та підвіски автомобіля

Розглянемо процес побудування математичної моделі коливань підвіски автотранспортного засобу (рис. 2.2).



C_a^1 – жорсткість двох пневмобалонів передньої підвіски,
 C_a^2 – жорсткість чотирьох пневмобалонів задньої підвіски;
 $\hat{E}_{\dot{a}i}^1$ – коефіцієнт опору амортизаторів передньої підвіски;
 $\hat{E}_{\dot{a}i}^2$ – коефіцієнт опору амортизаторів задньої підвіски;
 L – база автомобіля; P_j – сила інерції; h – висота центру мас;
 $q(t)$ – обурюючий вплив на колеса автомобіля зі сторони дороги;
 T_1, T_2 – гальмові сили на передніх та задніх колесах автобуса;
 G – вага автобуса; a – відстань від центру мас до передньої вісі;
 b – відстань від центру мас до задньої вісі.

Рис. 3.14. Розрахункова схема коливальної системи

В якості прикладу візьмемо автобус який випускався раніше в Харкові «Харків'янин – 52591». Для моделювання коливань у підвіску автобуса пропонується використовувати одномасову коливальну систему. Пневматичні пружні елементи 1, 2 пов'язані з ресивером.

Дана система має дві ступені свободи. Система рухається під дією кінематичного обурення, обумовленого профілем дороги.

Мікропрофіль дороги описується функцією:

$$q = q(t) \quad (3.37)$$

де t – час, с.

Існуючі кінематичні зв'язки між обурюючим впливом на передню та задню вісі (q_1 та q_2) приведені в роботі [5].

Запишемо рівняння руху кузова автомобіля, використовуючи другий закон Ньютона:

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= G_1 + C_{\delta}^1(Z_1 - q) + K_{ам}^1 \left(\frac{dZ_1}{dt} - \frac{dq}{dt} \right); \\ T_2 &= G_2 + C_{\delta}^2(Z_2 - q) + K_{ам}^2 \left(\frac{dZ_2}{dt} - \frac{dq}{dt} \right); \\ G &= G_1 + G_2; \\ m \frac{d^2 Z}{dt^2} &= G - T_1 - T_2. \end{aligned} \right\} \quad (3.38)$$

У відповідності з принципом Д'Аламбера можна записати:

$$m \cdot i_{cy}^2 \frac{d^2 \phi}{dt^2} = T_2 b - T_1 a + (T_1 + T_2) h; \quad (3.39)$$

$$\begin{aligned} m \cdot i_{cy}^2 \frac{d^2 \phi}{dt^2} &= \left[G_2 + C_{\delta}^2(Z_2 - q) + K_{ам}^2 \left(\frac{dZ_2}{dt} - \frac{dq}{dt} \right) \right] \times \\ &\times (b + h \cdot \phi_{\max}) - \left[G_1 + C_{\delta}^1(Z_1 - q) + K_{ам}^1 \left(\frac{dZ_1}{dt} - \frac{dq}{dt} \right) \right] \times (a - h \cdot \phi_{\max}). \end{aligned} \quad (3.40)$$

Або:

$$\begin{aligned} m \cdot i_{cy}^2 \frac{d^2 \phi}{dt^2} &= \left[C_{\delta}^2(Z_2 - q) + K_{ам}^2 \left(\frac{dZ_2}{dt} - \frac{dq}{dt} \right) \right] \times \\ &\times (b + h \cdot \phi_{\max}) - \left[C_{\delta}^1(Z_1 - q) + K_{ам}^1 \left(\frac{dZ_1}{dt} - \frac{dq}{dt} \right) \right] \times \\ &\times (a - h \cdot \phi_{\max}) + G \cdot h \cdot \phi_{\max}. \end{aligned} \quad (3.41)$$

Відомо [5], що:

$$Z_1 = Z + a \cdot \operatorname{tg}(\phi) \approx Z + a \cdot \phi \quad (3.42)$$

$$Z_2 = Z - b \cdot \operatorname{tg}(\phi) \approx Z - b \cdot \phi \quad (3.43)$$

Отримані вирази (1.43) та (1.43) продиференціюємо два рази:

$$\frac{d^2 Z_1}{dt^2} = \frac{d^2 Z}{dt^2} + a \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \quad (3.44)$$

$$\frac{d^2 Z_1}{dt^2} = \frac{d^2 Z}{dt^2} + a \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \quad (3.45)$$

Тоді після проведення відповідних претворень, отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 Z_1}{dt^2} = & - \left[C_{\sigma}^1 (Z_1 - q) + K_{am}^1 \left(\frac{dZ_1}{dt} - \frac{dq}{dt} \right) + C_{\sigma}^2 (Z_2 - q) + \right. \\ & \left. + K_{am}^2 \left(\frac{dZ_2}{dt} - \frac{dq}{dt} \right) \right] / m + \\ & + a \left\{ \left[C_{\sigma}^2 (Z_2 - q) + K_{am}^2 \left(\frac{dZ_2}{dt} - \frac{dq}{dt} \right) \right] \times (b + h \cdot \phi_{\max}) - \right. \\ & \left. - \left[C_{\sigma}^1 (Z_1 - q) + K_{am}^1 \left(\frac{dZ_1}{dt} - \frac{dq}{dt} \right) \right] (a - h \cdot \phi_{\max}) + G \cdot h \cdot \phi_{\max} \right\} / (m \cdot i_{cy}^2) \end{aligned} \quad (3.46)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 Z_1}{dt^2} = & - \left[C_{\sigma}^1 (Z_1 - q) + K_{am}^1 \left(\frac{dZ_1}{dt} - \frac{dq}{dt} \right) + \right. \\ & \left. + C_{\sigma}^2 (Z_2 - q) + K_{am}^2 \left(\frac{dZ_2}{dt} - \frac{dq}{dt} \right) \right] / m - \\ & - b \left\{ \left[C_{\sigma}^2 (Z_2 - q) + K_{am}^2 \left(\frac{dZ_2}{dt} - \frac{dq}{dt} \right) \right] \cdot (b + h \cdot \phi_{\max}) - \right. \\ & \left. - \left[C_{\sigma}^1 (Z_1 - q) + K_{am}^1 \left(\frac{dZ_1}{dt} - \frac{dq}{dt} \right) \right] \times \right. \\ & \left. \times (a - h \cdot \phi_{\max}) + G \cdot h \cdot \phi_{\max} \right\} / (m \cdot i_{cy}^2) \end{aligned} \quad (3.47)$$

Визначемо залежність навантаження на пружний елемент від деформації. Ця залежність має три ділянки. Значення зусилля в підвісці можна записати у вигляді (1.48) [6]:

$$F(h) = \begin{cases} P \cdot S(h) + C_{зт} \cdot (h_{зт} - h) & \text{при } h \leq h_{сж}; \\ P \cdot S(h) & \text{при } h_{зт} < h \leq h_{отб}; \\ P \cdot S(h) + C_{отб} \cdot (h - h_{отб}) & \text{при } h \geq h_{отб}, \end{cases} \quad (3.48)$$

де $h = X - Y$ – значення висоти пневмобалону, м;

$h_{зт}, h_{отб}$ – висота пневмобалону зтиснення відповідно, м,

$C_{зт}$ – жорсткість резинового буфера зтиснення, Н/м;

$C_{отб}$ – жорсткість резинового буфера отбою Н/м;

P – тиск повітря всередині пневмобалону, Па;

$S(h)$ – ефективна площа пневмобалону в залежності від деформації h , м².

4. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ, ОБЛАДНАНОЇ РЕГУЛЯТОРОМ ГАЛЬМОВИХ СИЛ З ЕЛЕКТРОННИМ БЛОКОМ КЕРУВАННЯ

4.1. Аналіз математичної моделі системи автоматизованого керування

Як вже було зазначено в першій главі, для аналізу системи керування необхідно визначити реалізований принцип керування, а також її тип. В даному випадку найбільш доцільним є використання комбінованої системи керування, яка включає в себе як керування по обуренню, так і по відхиленню [3]. В таких системах помилка регулювання $\varepsilon(t)$ визначається вже не всім обуренням $f(t)$, а тільки його некомпенсованою частиною, що підвищує якість регулювання. В якості інформації про обурення служать данні про змінення навантаження $\Delta N(t)$ на мостах АТЗ (рис. 2.1).

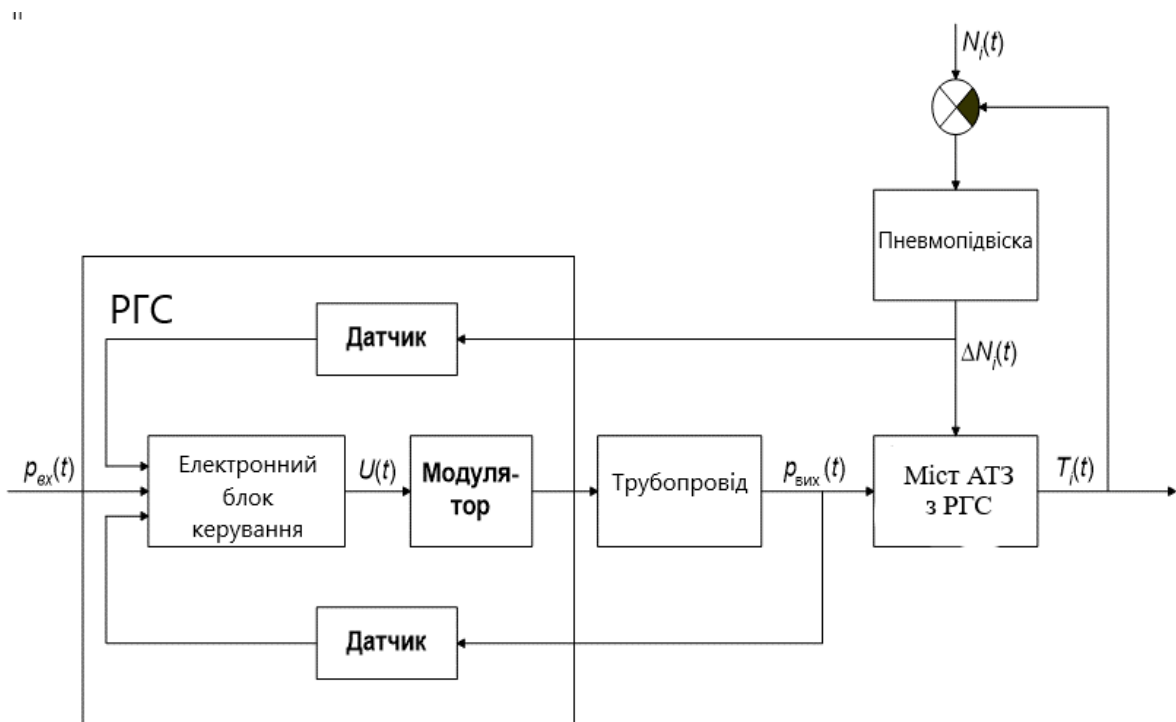


Рис. 4.1. Гальмова система з РГС з керуванням по обуренню

Слід врахувати, що для коректної роботи системи необхідно достатньо точно визначити нормальну реакцію дороги на вісі автотранспортного засобу.

Системи автоматичного регулювання діляться на наступні три типи в залежності від характеру задаючого впливу системи стабілізації, системи програмного регулювання та стежущі системи. В системах стабілізації задачий вплив постійний, в системах програмного регулювання воно змінюється по заздалегідь заданому закону, в стежачих системах – по заздалегідь невідомому (випадковому для системи) закону.

Таким чином, розроблени регулятор гальмових сил є системою програмного регулювання. В ЕБК РГС можна виділити два блока: блок програмного керування та регулятор рис. 2.2.

В блоці програмного керування виробляється визначення, що становить $U_n(t)$, розраховуваний як в розімкнутій системі регулювання по відомому задаючому впливу $G(t)$, відомою складовою обурення $f(t)$ та математичної моделі виконавчого механізму та об'єкту.

Оскільки складова $U_n(t)$ визначається по відомому задаючому впливу $G(t)$, вона може бути підібрана так, щоб в основних межах вирішити проблему руху об'єкту бажаним чином. В такій системі регулятор грає роль помічника блоку програмного керування. Він тільки утримує систему в режимі $G(t)$, ліквідуючи відхилення, які виикають внаслідок неточності математичної моделі об'єкту та дії неврахованих складових $f(t)$.

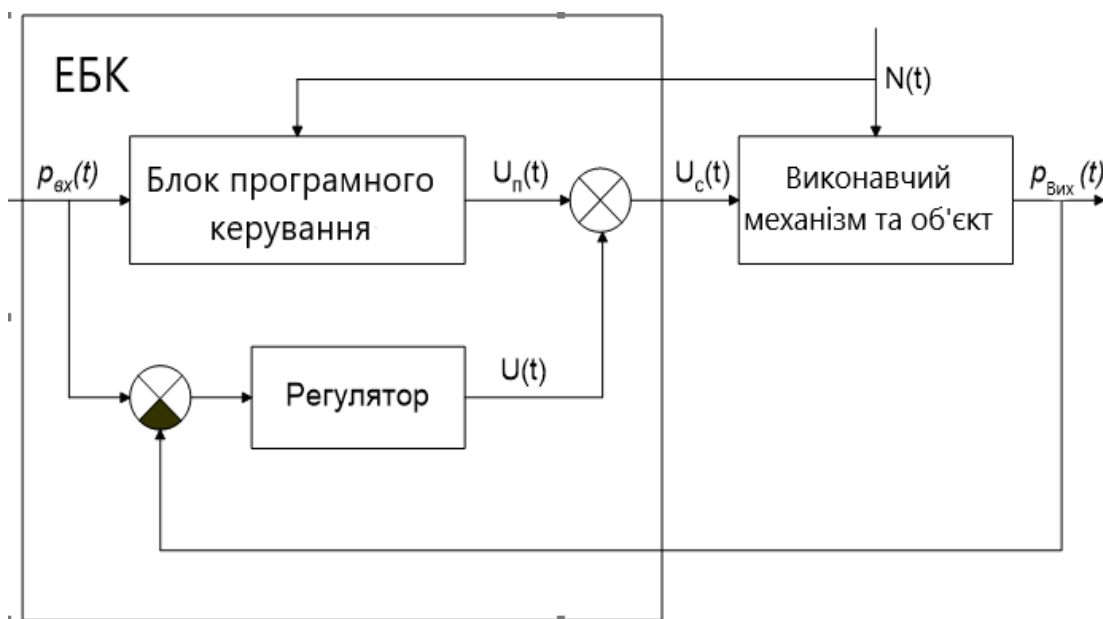


Рис. 4.2. Структура РГС як системи програмного регулювання

Сумарна робота блоку програмного керування та регулятора повинна дати хорошу якість регулювання, тобто хорошу близькість дійсного значення гальмової сили T до бажанного значення.

Визначимо закон, на основі якого блок програмного керування повинен виробляти складову $U_{\text{п}}(t)$.

Оптимальний розподіл гальмових сил між задніми та передніми колесами отримується при максимально можливих по умовам зчеплення гальмових сил та може бути визначено з формули (1.4). На підставі (1.3) – (1.5) можна побудувати характеристику, відображаючу оптимальний розподіл тиску p_1 та p_2 , а отже і гальмових сил T_1 та T_2 (рис. 2.3).

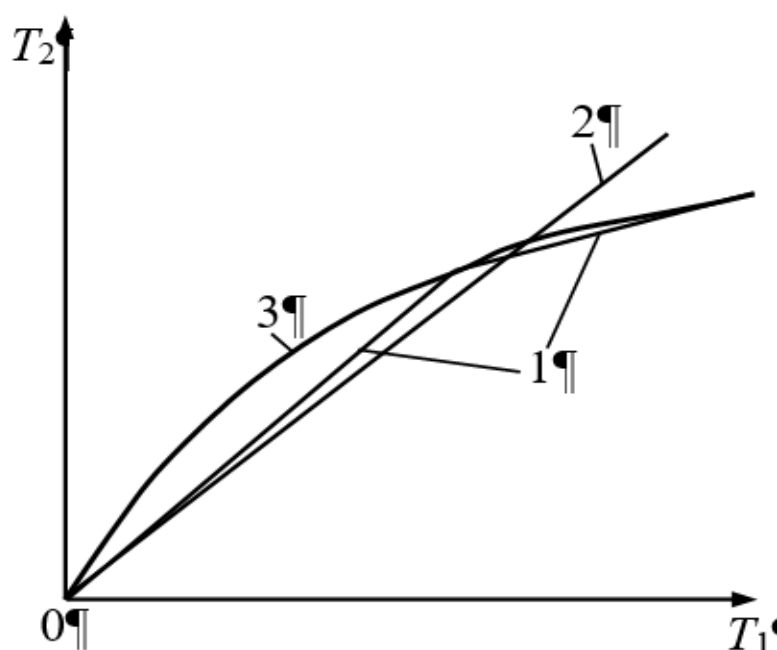


Рис. 4.3. Ідеальна (3) та реальні (1, 2) криві розподілу гальмових сил

Зазвичай ідеальна крива 3 на рис. 2.3 апроксимується лініями 1 та 2 [1, 2]. Для підвищення точності роботи РГС, бажано, щоб блок керування відстежував ідеальну криву. Ця крива відібражається наступною залежністю [1]:

$$T_2 = \sqrt{\frac{G}{h} \left(\frac{Gb^2}{4h} + T_1 E \right)} - \frac{Gb}{2h} - T_1, \quad (4.1)$$

де $G = Mg$, Н;

M – маса АТЗ, кг;

$E = a + b$ – база АТЗ, м;

h – висота центра масс, м.

Якщо ж реальна крива розподілення гальмових сил знаходиться під ідеальною, то опереджуючим буде блокування коліс передньої вісі, регулювання потрібно здійснювати по залежності $T_2 = f(T_1)$. Цю залежність можна отримати з (2.1) шляхом рішення квадратного рівняння:

$$T_1 = \sqrt{\frac{G}{h} \left(\frac{Ga^2}{4h} - T_2 E \right)} + \frac{Ga}{2h} - T_2 \quad (4.2)$$

Структурна схема РГС, в якій реалізується вказанні принципи керування, представлені на рис. 2.4.

Таким чином, розглянута САР складається з об'єкту регулювання в якою входять:

- мости АТЗ з колесами;
- Гальмові механізми;
- виконавчі елементи гальмового приводу (гальмові камери)
- автоматического регулятора, вмикаючого
- датчики вихідного тиску з гальмових камер
- датчики нагрздки на мости;
- керуючий пристрій (електронний блок керування);
- виконавчі пристрої (модулятор).

Водій впливає на гальмівну педаль, створбе гальмове зусилля P_v на вході двухсекційного гальмового крану. На рис. 2.4 гальмовий кран представлений у виді паралельно розташованих двух секцій ГК₁ та ГК₂. Тиск робочої среди обох контурів гальмів через відповідні трубопроводи подаються на входи регуляторів гальмових сил.

На виході регуляторів відпрацьовується тиск p_{ij} , які за допомогою гальмових кранів створюють на колесах гальмові сили T_{ij} . При цьому колеса мають кутову швидкість ω_{ij} , гальмові сили T_{ij} створюють уповільнення j рух АТЗ. Навантаження N , діюча на мости за допомогою датчиків подається на регулятори, які корегують тиск p_{ij} .

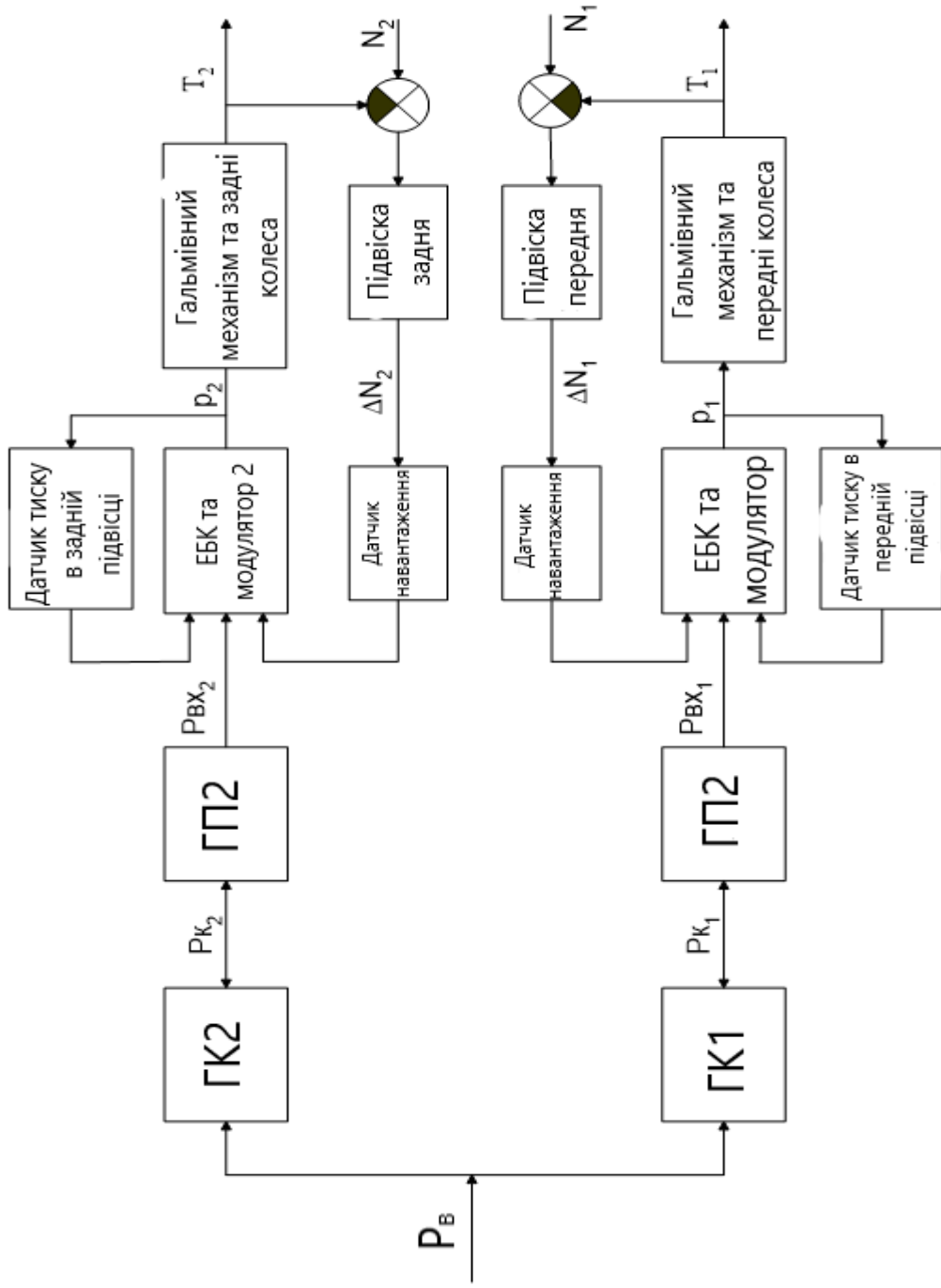


Рис. 4.4. Структурна схема гальмової системи з РГС

4.2 Дослідження динаміки систем автоматизованого керування

Отримана в 2.1 математична модель гальмової системи та підвіски АТЗ є нелінійною та описується достатньо складними рівняннями. Оскільки нелінійну САР значно складніше досліджувати, доцільно розглянути питання про можливість лініаризації елементів системи. Для цього зручно використовувати математичний апарат, прийнятий в теорії автоматичного керування.

Слід відмітити, що розглянута САР має суццо нелінійні елементи, такі як модулятори. Їх лініаризація не представляється можливим [3, 4].

Розглянемо послідовну роботу елементів, які входять в структуру САР (рис. 4.4). Гальмовий кран забезмечує залежність між зусиллям на гальмовій педалі та тиском стиснутого повітря в виконавчих пристроях пневмоприводу. З цієї точки зору модель гальмового крана має такі нелінійні елементи як зона нечутливості та гістерезис [1, 2]. Але в цьому випадку будемо розглядати в якості вхідної величини на зусилля, яке створюється водієм на гальмовій педалі, а тиск стиснутого повітря, який надходить від ресивера.

У загальному випадку перехідний процес наповнення емності пневматичного приводу автотранспортних засобів описується виразом (4.18). Якщо знехтувати в (4.18) нелінійностями, які мають відносно малі значення, то з достатньою точністю роботу однієї секції гальмового крану можна описати наступним диференційним рівнянням:

$$T_{кр} \frac{dP_{к}(t)}{dt} + P_{к}(t) = k_{кр} P_{в}(t) \quad (4.3)$$

де $P_{в}(t)$ – тиск на вході гальмового крану, Па;

$P_{к}(t)$ – тиск на виході гальмового крану, Па;

$k_{кр}$ – коефіцієнт пропорційності,

$T_{кр}$ – постійна часу, залежна від конструктивних параметрів гальмового крану, с.

Визначимо передавальну функцію однієї секції гальмового крану, для чого перетворимо (2.3) по Лапласу:

$$T_{кр} s P_{к}(s) + P_{к}(s) = k_{кр} P_{в}(s) \quad (4.5)$$

де s – оператор перетворення Лапласа.

Передавальна функція – це відношення перетворювальних по Лапласу вихідного сигналу до вхідного [3]. Тоді:

$$W_{кр}(s) = \frac{P_{к}(s)}{P_{в}(s)} = \frac{k_{кр}}{T_{кр}s + 1} \quad (4.6)$$

Значення параметрів $k_{кр}$ та $T_{кр}$ можна визначити експериментальним шляхом. Так, на рис. 2.5 приведена перехідна характеристика гальмового крану, отримана в результаті експерименту.

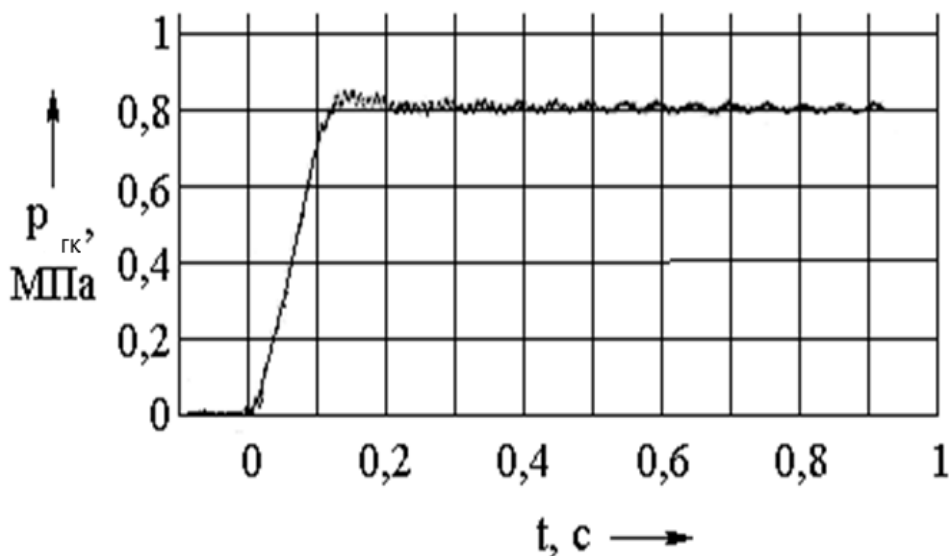


Рис. 4.5. Перехідна характеристика гальмового крану

Виходячи з рис. 2.5 та нехтуючи високочастотними коливаннями в встановившемся режимі, приймемо $k_{кр} = 0,98$, а $T_{кр} = 0,04$ с. Замітимо, що на автобусі «Харків'янин 52591» застосовується двухсекційний гальмовий кран з двома аналогічними секціями, розташовані паралельно. Отже, передаточні функції гальмового крану будуть однаковими.

Перейдемо до лінеаризації моделі трубопроводів гальмової системи. Отримана в п. 2.1.1 нелінійна математична модель трубопровода та побудовані на її основі графіки кривих наповнення

трубопроводів різної довжини (рис. 4.1 - 4.6) показують, що дані елементи САР також можна розглядати, як аперіодичні ланки.

Тоді передатні функції трубопроводів переднього $W_{\text{тр1}}(s)$ та заднього $W_{\text{тр2}}(s)$ гальма відповідно будуть рівні:

$$W_{\text{тр1}}(s) = \frac{k_{\text{тр1}}}{T_{\text{тр1}}s + 1} \quad (4.7)$$

$$W_{\text{тр2}}(s) = \frac{k_{\text{тр2}}}{T_{\text{тр2}}s + 1} \quad (4.8)$$

де постійні $k_{\text{тр}}$ и $T_{\text{тр}}$ залежать від форми, діаметра та довжини трубопроводу.

Проаналізувавши графіки рис. 2.1, 2.4 приймаємо $k_{\text{тр1}} = 1$, $k_{\text{тр2}} = 1$, $T_{\text{тр1}} = 0,1\text{с}$, $T_{\text{тр2}} = 0,15\text{с}$. Відмітимо, що $T_{\text{тр1}} \neq T_{\text{тр2}}$ поскільки довжина трубопроводів переднього та заднього гальма АТЗ різні.

Якщо, знехтувати явищем гістерезису, то гальмівна камера, як динамічна ланка, також – аперіодична ланка першого порядку (або при більш точному наближенні – другого порядку). Передатні функції гальмових камер рівні:

$$W_{\text{тк1}}(s) = \frac{k_{\text{тк1}}}{T_{\text{тк1}}s + 1} \quad (4.9)$$

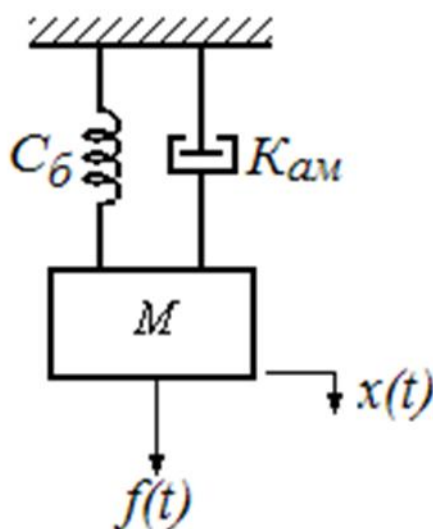
$$W_{\text{тк2}}(s) = \frac{k_{\text{тк2}}}{T_{\text{тк2}}s + 1} \quad (4.10)$$

де постійні $k_{\text{тк}}$ та $T_{\text{тк}}$ – конструктивні параметри.

Згідно експериментальним даним коефіцієнт передачі гальмової камери $k_{\text{тк}} = 0,11$ та постійна часу $T_{\text{тк}} = 0,1\text{с}$.

Розглянемо процес лінеаризації характеристики пневмопівіски АТЗ. Визначимо порядок побудування лінеарезованої моделі пневматичної підвіски переднього моста автобуса «Харків'янин – 52591». Модель задньої задньої підвіски визначається аналогічно.

Як вказувалося віще, будемо розглядувати одномасову механічну систему, тобто нехтуємо масою та пружним властивостям колеса. Її еквівалентна схема приведена на рис. 2.6.



M – маса, що приходить на передню вісь, кг; C_{δ} – коефіцієнт пружності пневмобалонів, $K_{ам}$ – коефіцієнт тертя амортизаторів, $f(t)$ – зовнішня прикладна сила, Н; $x(t)$ – текуче положення маси, м

Рис. 4.6. Одномасова механічна система:

Запишемо рівняння руху системи згідно другому закону Ньютона:

$$M \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = f(t) - K_{ам} \frac{dx(t)}{dt} - C_{\delta} x(t) \quad (4.11)$$

Знайдемо передавальну функцію системи, рахуючи вхідним сигналом – прикладену зовнішню силу $f(t)$, а вихідним сигналом – положення маси $x(t)$. В якості зовнішньої сили $f(t)$ в даному випадку можна розглянути змінення навантаження на міст АТЗ при гальмуванні.

Перетворення по Лапласу рівняння (4.10) дає:

$$\begin{aligned} f(s) &= M^2 x(s) + K_{ам} s x(s) + C_{\delta} x(s) = \\ &= (Ms^2 + K_{ам} s + C_{\delta}) x(s) \end{aligned} \quad (4.12)$$

де s – аргумент перетворення Лапласа.

Тоді, при нулевих початкових умовах, передатна функція дорівнює:

$$W(s) = \frac{x(s)}{f(s)} = \frac{1}{Ms^2 + K_{ам}s + C_{\delta}} \quad (4.13)$$

Передатна функція (12) відповідає так називаємії коливальній ланці, яка в теорії автоматичного керування є типовою. Параметри даної ланки наступні: постійна часу $T = \sqrt{M/c}$, а коефіцієнт загасання, визначаємії по формулі $\xi = \frac{b}{2\sqrt{cM}}$ [9]. Але в даному случаї більш зручно використовувати іншу коливальну ланку – чкрез власну частоту коливань ω_0 , значення якої при різній навантаженості автобуса відомі з отриманих раніше експериментальних даних [5]. Основні параметри автобуса «Харків’янин – 52591» приведені в табл. 1.

Таблиця 1 Основні параметри автобуса «Харків’янин – 52591»

	Найменування параметру	Значення
1	2	3
	Споряджена маса, кг:	9600
	в тому числі	
	- на передню вісь	2900
	- на задню вісь	6700
	Повна маса, кг:	17630
	в тому числі	
	- на передню вісь	6308
	- на задню вісь	11322
	Маса, що приходитьсья на один пружний елемент, кг:	
	в спорядженому стані	
	- на передню вісь	1046
	- на задню вісь	1833
	У навантаженому стані	
	- на передню вісь	1791
	- на задню вісь	2867

1	2	3
	Частота власних коливань, Гц:	
	в спорядженому стані	
	- передня вісь	1,46
	- задня вісь	1,32
	в навантаженому стані	
	- передня вісь	1,3
	- задня вісь	1,25

Вираз для передатної функції пневматичної підвіски переднього моста через ω_0 можна отримати, якщо врахувати, що постійна часу T коливальної ланки пов'язана з його власною частотою ω_0 відношенням:

$$T = 1/\omega_0 \quad (4.14)$$

Тоді

$$W_{\text{мн1}}(s) = \frac{\omega_{0\text{п}}^2}{s^2 + 2\xi\omega_{0\text{п}}s + \omega_{0\text{п}}^2} \quad (4.15)$$

Як правило, в системах автоматичного керування датчики розглядаються як посилювальні, або як аперіодичні ланки [3].

В якості датчиків тиску в розглянутій САР пропонується використовувати тензоперетворювачі серії *MD*. Статична характеристика такого датчика представлена на рис. 4.7. З статичної характеристики можна зробити висновок, що коефіцієнт передачі датчика тиску $k_{\text{дд}} = 1,25 \cdot 10^{-7}$ В/Па.

Незважаючи на малість постійних часу датчиків, будемо розглядати їх також як аперіодичні ланки, оскільки передатні функції ланок зворотнього зв'язку мають сильний вплив на якість роботи системи, що буде показано нижче.

На основі приведених вище розсудів побудуємо функційну схему регулятора гальмових сил (рис. 2.8). Електронний блок керування приймає інформацію про поточний тиск на виході модуляторів та тиску в передній та задній підвісці від відповідних датчиків, які представлені аперіодичними ланками. На підставі отриманої від датчиків інформації блок керування виробляє керуючі впливи, які надходять на електроклапани модуляторів.

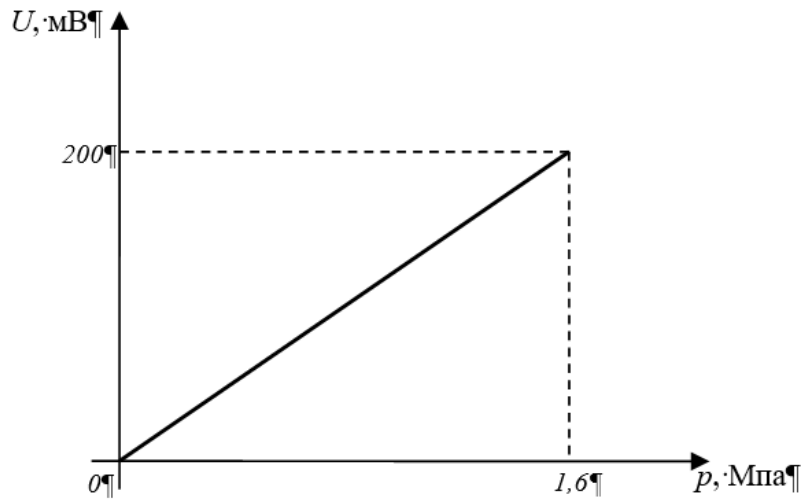


Рис. 4.7. Статична характеристика тензометричного датчика тиску

Розмірковуючи аналогічно, можна отримати передатну функцію підвіски заднього моста:

$$W_{m2}(s) = \frac{\omega_{03}^2}{s^2 + 2\xi\omega_{03}s + \omega_{03}^2} \quad (4.16)$$

Запропонована модель РГС була реалізована в пакеті *Simulink*, який на даний момент є одним з найпотужніших засобів для моделювання систем керування [6]. Ця модель розглядає загальний випадок, коли блок керування одночасно регулює тиск p_1 та p_2 , а значить і гальмові сили T_1 та T_2 в обох контурах гальмового приводу.

На рис. 4.9 приведена схема моделі. Модель складається з ресивера, блоків секцій гальмових кранів та трубопроводів, двох модуляторів, двох гальмових камер, блока керування блоків моделюючих передню та задню підвіски, а також датчиків гальмових сил. Для зручності побудування, в даній моделі зворотній зв'язок здійснюється не за тиском p_1 та p_2 в гальмових камерах, а по гальмовим силам T_1 і T_2 . Але, на підставі виразу (1.5) гальмові сили та тиск p_1 та p_2 є прямопропорційними величинами, тому вказані допущення при реалізації моделі не є принциповими та не впливають на якість роботи системи.

Система працює наступним чином. Ресивер забезпечує тиск P_0 робочого середовища в 6 МПа. Секції гальмового крану та трубопроводи (рис. 4.10) описується аперіодичними ланками з передаточними функціями (4.5) – (4.7).

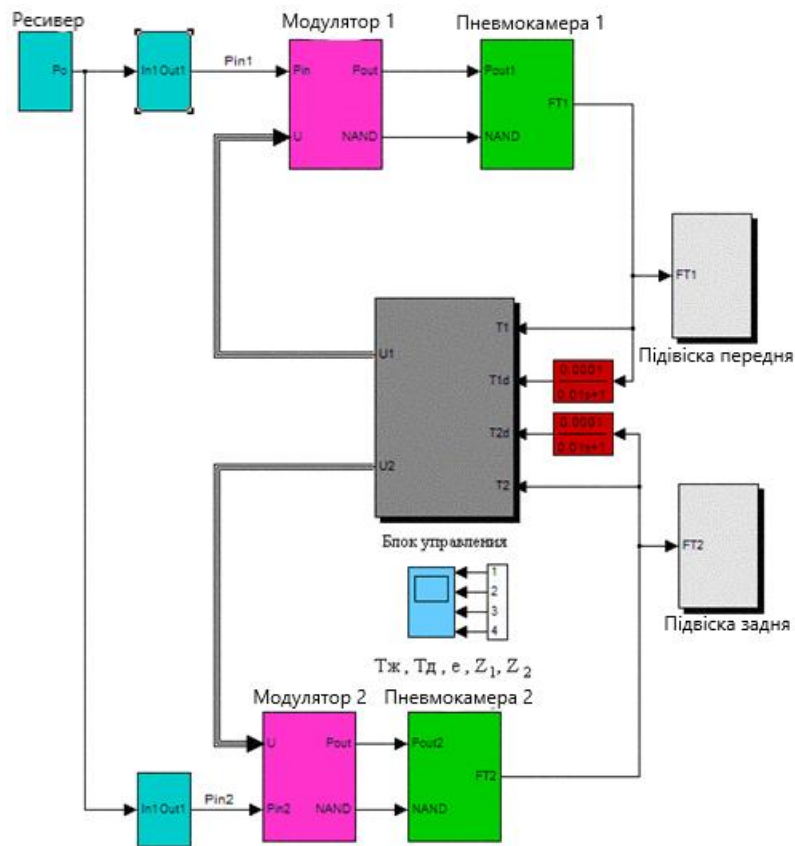


Рис. 4.9. Загальний вигляд *Simulink* – моделі гальмової системи з РГС

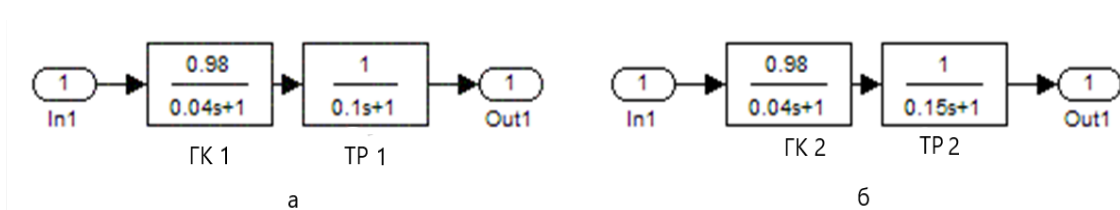
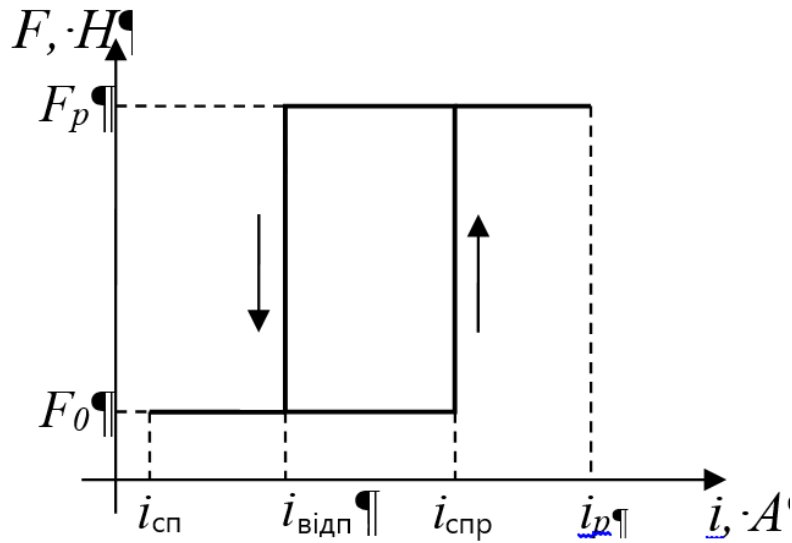


Рис. 4.10 Динамічні ланки секцій гальмовихкранів та трубопроводів переднього (а) та заднього (б) гальма

Після проходження по трубопроводам, тиску Pin_1 та Pin_2 поступають на відповідні виходи модуляторів, які покликані регулювати тиск в передньому та задньому контурі. Крім виходу, на який надходить тиск від гальмового крану, кожний модулятор має вихід до гальмової камери та вихід в атмосферу. Відкриття або закриття виходу або входу здійснюється за допомогою відповідних електроклапанів. В нормальному стані електроклапани знеструмлені при цьому перший клапан відчинений, а другий – зачинений і повітря надходить з гальмового крану в гальмівну камеру.

Електромагнітами модуляторів, що керують напруженням U_1 та U_2 , виробляючі блоком керування. Модель модулятора враховує

гістерезис в електромагнітах клапанів рис. 4.11: струм спрацювання повинен бути більше струму відпускання (4.16).



i_{cn} – струм спокою, $i_{відп}$ – струм відпускання, $i_{спр}$ – струм спрацювання, i_p – струм роботи, F_0 – початкова електромагнітна сила, F_p – робоча електромагнітна сила.

Рис. 4.11. Характеристика електромагнітного клапана:

$$F = \begin{cases} F_p, & \text{якщо } i_{відп} < i < i_p \\ F_0, & \text{якщо } i_{сп} < i < i_{спр} \end{cases} \quad (4.16)$$

Схема модулятора приведена на рис. 4.12.

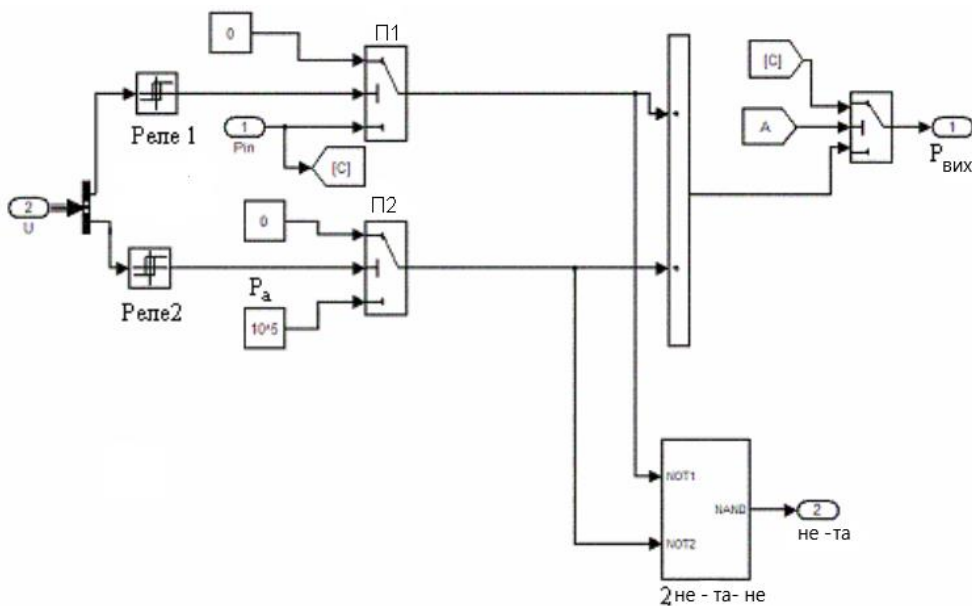


Рис. 4.12. Модель модулятора

Модель модулятора складається з:

- 1) блоків констант, які моделюють фази витримки гальмового тиску та скидання тиску в атмосферу (сигнали атмосферного тиску P_a);
- 2) перемикачів Π_1 та Π_2 ;
- 3) сумматора, на виході якого формуються сигнали з амплітудою $P_{\text{вих}}$ та P_a відповідно, які поддаються на пневмокамеру.

Особливістю моделі модулятора є режим витримки, який забезпечується блоком логічних функцій 2 НЕ-та-НЕ.

Згідно виразу (4.8) як динамічна ланка, гальмівна камера – аперіодична ланка першого порядку. Особливістю моделі гальмової камери є реалізація режиму витримки, коли тиск в ній не змінюється. Звичайна модель інерційної ланки не дозволяє реалізувати цей режим, оскільки вихідний сигнал ланки прагне до встановленого значення, визначеного вхідним сигналом.

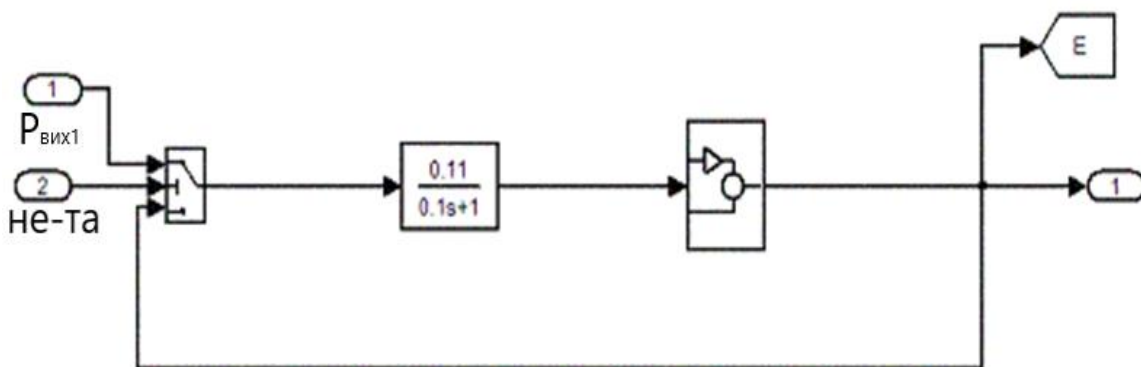


Рис. 4.13. Модель гальмової камери

В розробленій моделі рис. 4.13 гальмівна камера моделюється інерційною ланкою коефіцієнтом посилення 0.11 та постійною часу 0.1. Вхід ланки переключається або на сигнал $P_{\text{вих}}$ (наповнення камери), або на сигнал P_a (скидання тиску), або на власний вихід (витримка тиску). Очевидно, що в останньому випадку вихідний сигнал не буде змінюватись, що і потрібно по умові. Витримка тиску моделюється при нулевому сигналі з логічного блока модулятора. Блок *Initial dat* призначений для задання початкових умов.

Значення гальмових сил T_1 та T_2 вимірюються за допомогою датчиків, які моделюються інерційними ланками та подаються на блок керування.

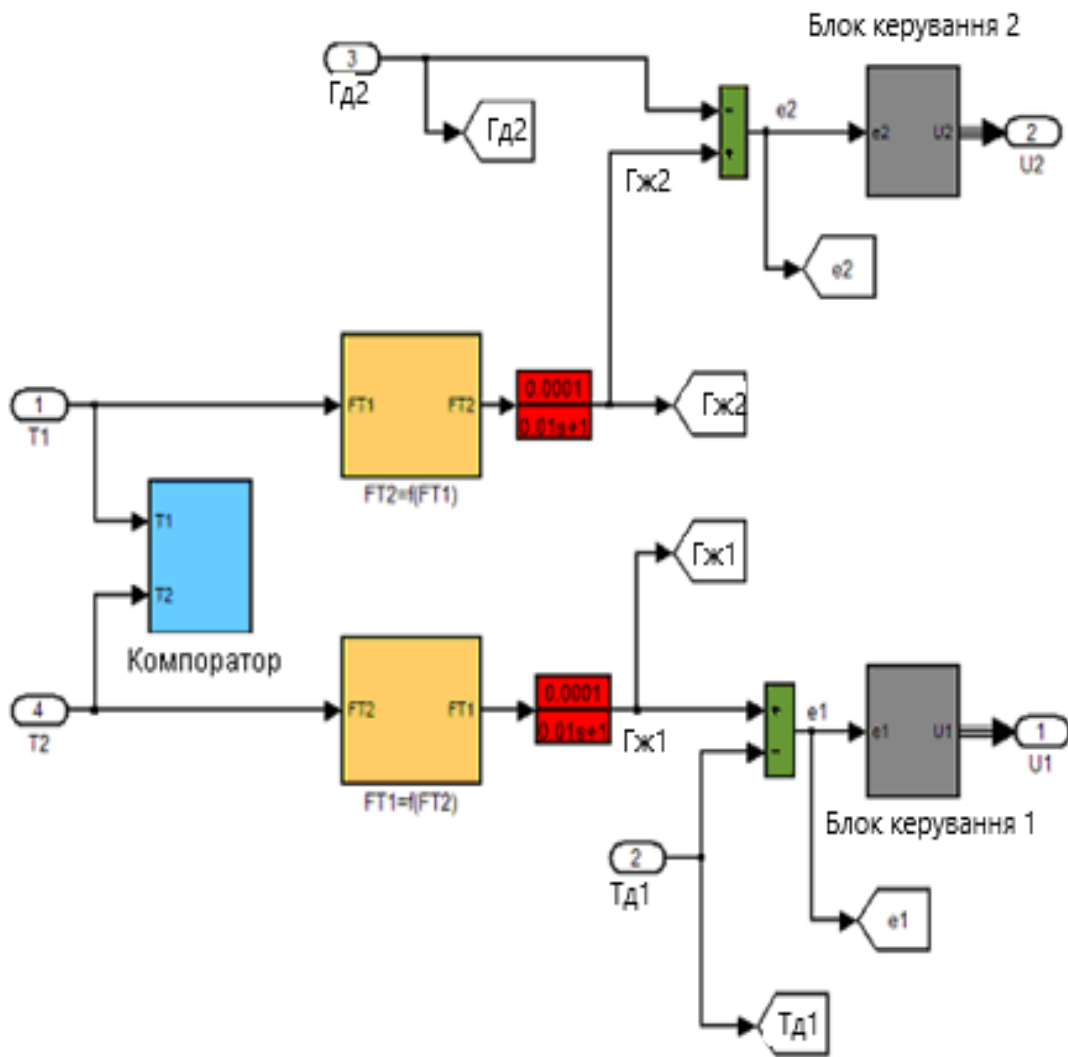


Рис. 4.14 Модель блока керування РС

Блок керування рис. 2.14 виконує наступні функції:

1. Підсистема компаратор зрівнює поточні значення T_1 та T_2 та виробляє логічний сигнал 1 або логічний сигнал 0.

2. Якщо $T_1 < T_2$ (що відповідає логічному сигналу 1), то здійснюється регулювання T_2 по формулі (2.1), яка реалізована в підсистемі $FT_2=f(FT_1)$.

3. Якщо $T_1 > T_2$, (що відповідає логічному сигналу 0), то здійснюється регулювання T_1 по формулі (2.2). Залежність (2.2) реалізована в підсистемі $FT_1=f(FT_2)$.

4. Випрацьовує сигнали помилки e_1 та e_2 , які представляють різницю між бажаним Гж та дійсним Гд значеннями гальмових сил. Компенсувати ці помилки призначена дана система регулювання.

Функції визначення помилок e_1 та e_2 здійснюють підсистеми Блок керування 1 та Блок керування 2 (рис. 4.15).

В залежності від сигналу помилки відчиняються або зачиняються клапани модулятора.

1) якщо $e > 0$, клапани знеструмлені, в цьому випадку клапан 1 – відчинений, а клапан 2 – зачинений, відповідає підвищенню тиску;

2) якщо $e < 0$, на обидва клапана подається напруга, при цьому клапан 1 – зачиняється, а клапан 2 – відчиняється, що відповідає скиданню тиску;

3) якщо $e = 0$ (витримка тиску), то подається напруга тільки на 1-й клапан, відповідно обидва клапани зачинені.

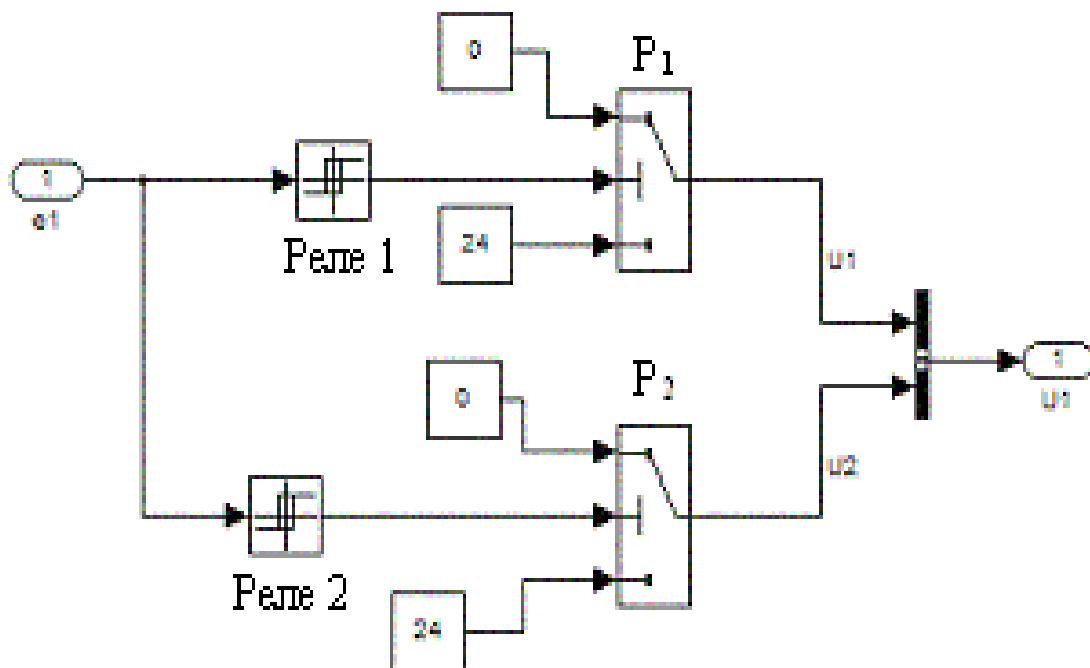


Рис. 4.15. Блок виділення помилки моделювання

В цих підсистемах сигнал помилки поступає на входи нелінійних ланок типу «реле з гістерезисом» Реле 1 та Реле 2. Реле 1 налаштовано на позитивне значення допустимої помилки e , а реле 2 – на негативне (можуть бути різними по модулю).

Таким чином на виходах блока керування формуються сигнали U_1 та U_2 , які керують електромагнітами модулятора.

Адекватність отриманої лінеаризованої моделі була проведена шляхом машинного моделювання в пакеті *Simulink*. Так на рис. 4.16 представлені коливання в заданій підвісці, побудовані на основі нелінійної та лінеаризованої моделі.

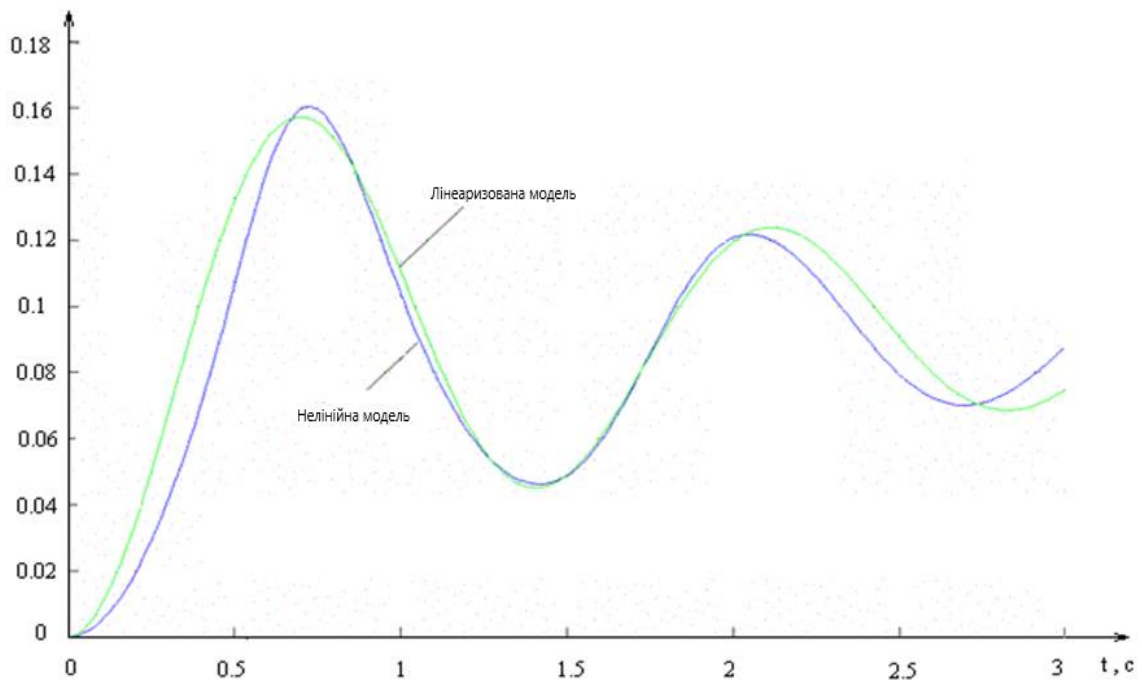


Рис. 4.16. Коливання в задній підвісці автобуса, побудовані на основі нелінійної та лінеаризованої моделей

4.2.3 Визначення якості роботи системи

Як вже вказувалось вище (п. 1.3.2.) розглянута повинна відповідати потребам до якості, пред'явленими до систем подібного роду. В даному випадку до цих потреб відносяться:

- 1) швидкодія системи,
- 2) точність її роботи,
- 3) мала чутливість до змінення параметрів системи.

Для оцінки якості системи розглянемо результати моделювання, які представлені рис. 4.17 та відповідають режиму гальмування повністю завантаженого автобуса. Як видно з рис. 4.17 модель без помилки відпрацьовує бажане значення гальмової сили на передньому мості (верхній рисунок) та з помилкою приблизно 3% на задньому мості. Для подібних систем це є достатньо високою точністю.

В установлений режим система входить за час $t_p = 0,01$ с, що також відповідає потребам, що пред'являються до систем гальмування АТЗ.

Низькочастотні коливання величини бажаної гальмової сили викликані з урахуванням в законі керування змінення реакції $N(t)$.

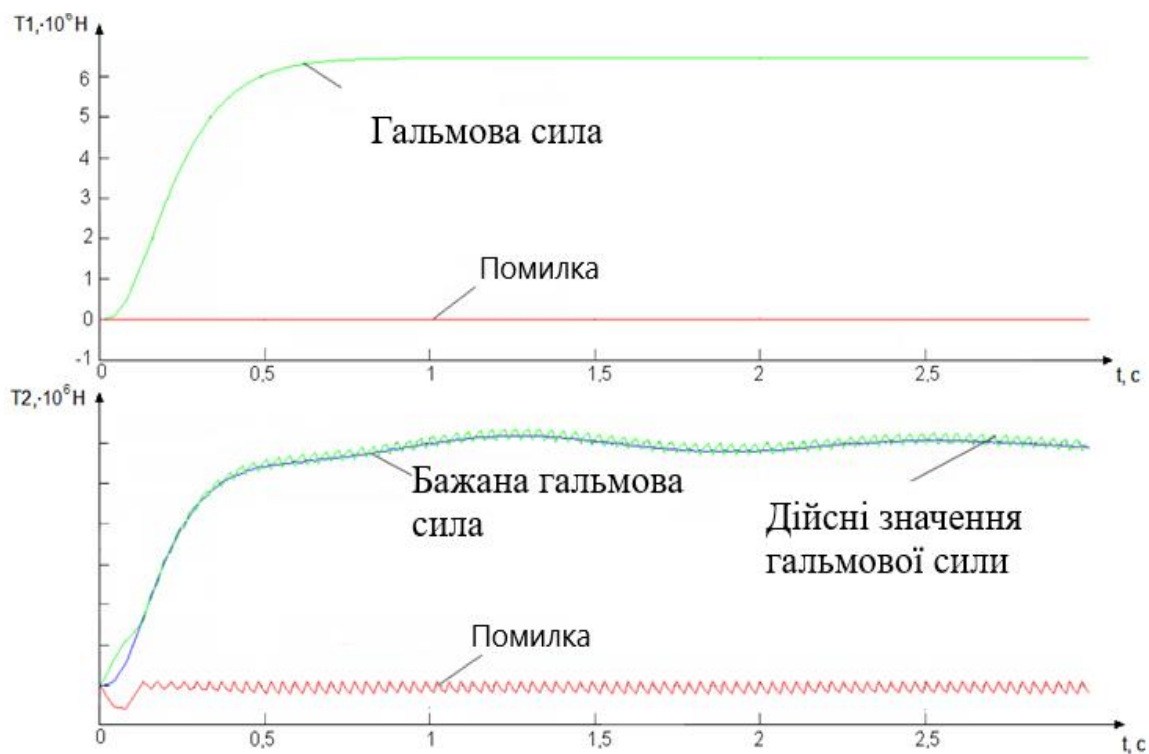


Рис. 4.16. Результати моделювання

Розглянемо вплив конструктивних параметрів елементів системи на такий показник як сутливість системи до змінення параметрів системи її роботи. В якості незмінної частини САР приймемо вхідну гальмівну систему АТЗ без РГС: гальмовий кран \rightarrow трубопроводи \rightarrow гальмівна камера.

Очевидно, що на якість роботи сисетми значний вплив надає час спрацювання модулятора. В розглянутій моделі гальмової системи з РГС ми нехтували часом спрацювання модулятора. Визначимо ступінь впливу параметрів модулятора на стійкість та точність РГС.

Оскільки струм в обмотці електромагнітів модулятора наростає по експоненційному закону, додамо в модель модулятора аперіодичні ланки, Затримку при спрацюванні заслінок модулятора представимо ланками запізнювання, які *Simulink* представляються блоками *Transport Delay*.

На рис. 4.18-4.22 приведені графіки помилок роботи РГС при різноманітних значеннях часу спрацювання модулятора. На цих рисунках 1 – графік опомилки роботи системи з ідеальним модулятором, 2 – помилка роботи РГС, модулятор якого має час спраювання t_M .

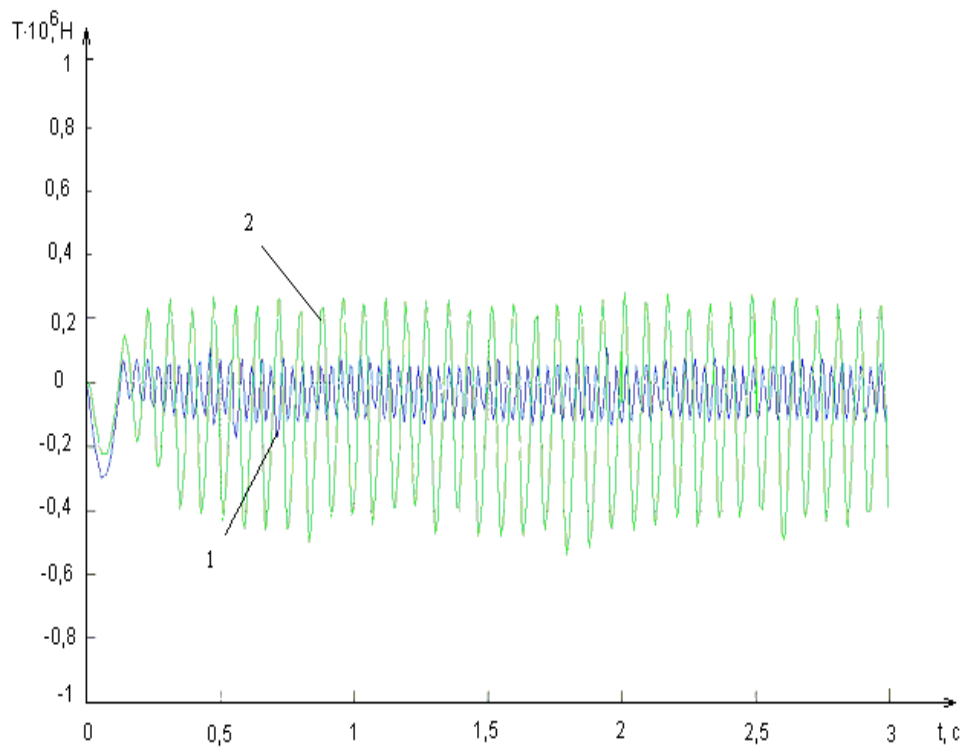


Рис. 4.18. Помилка роботи РГС при $t_M = 10$ мс

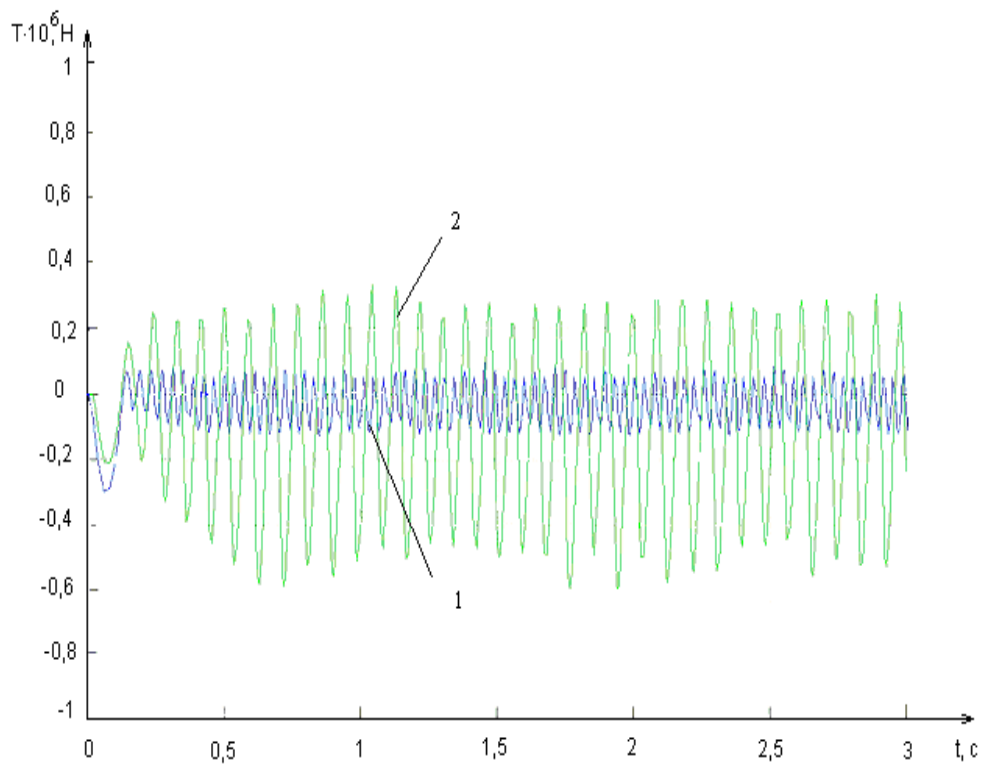


Рис. 4.19. Помилка роботи РГС при $t_M = 15$ мс

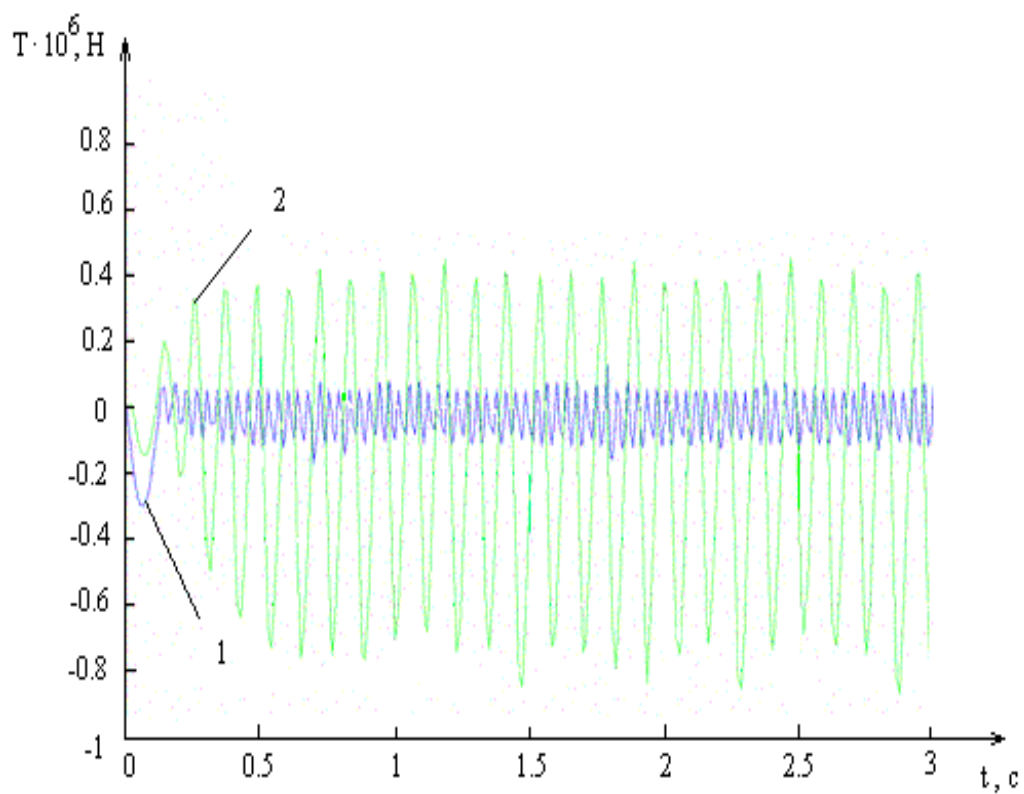


Рис. 4.20. Помилка роботи РГС при $t_M = 20$ мс

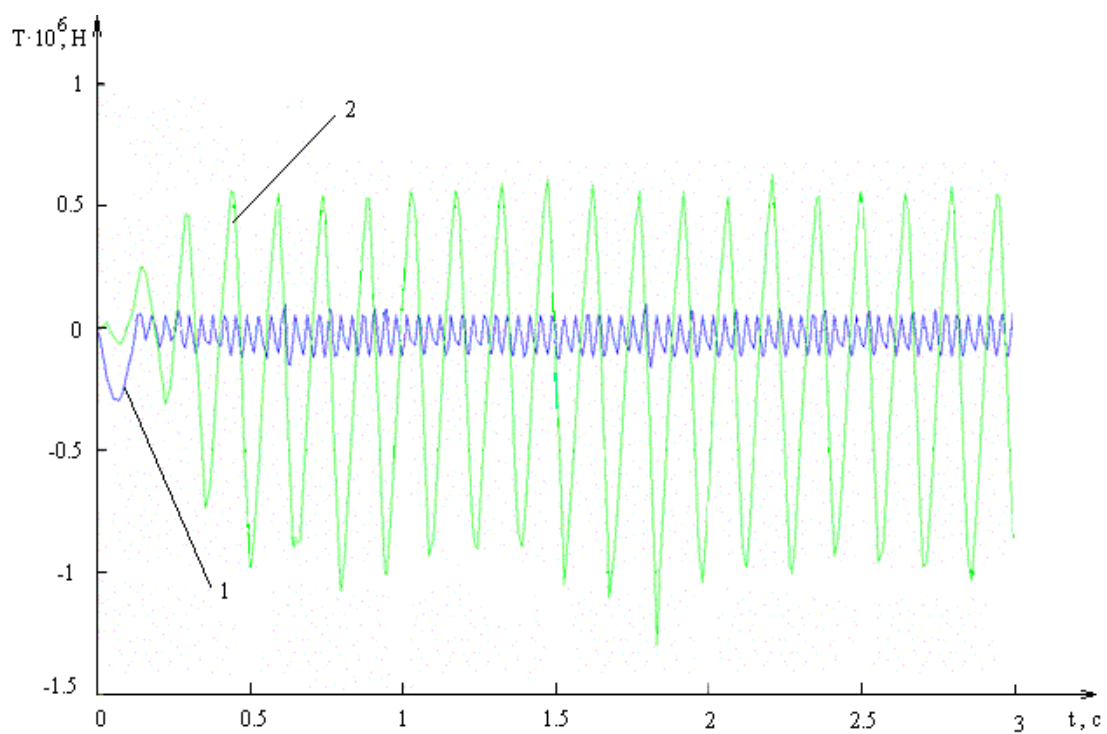


Рис. 4.21. Помилка роботи РГС при $t_M = 30$ мс

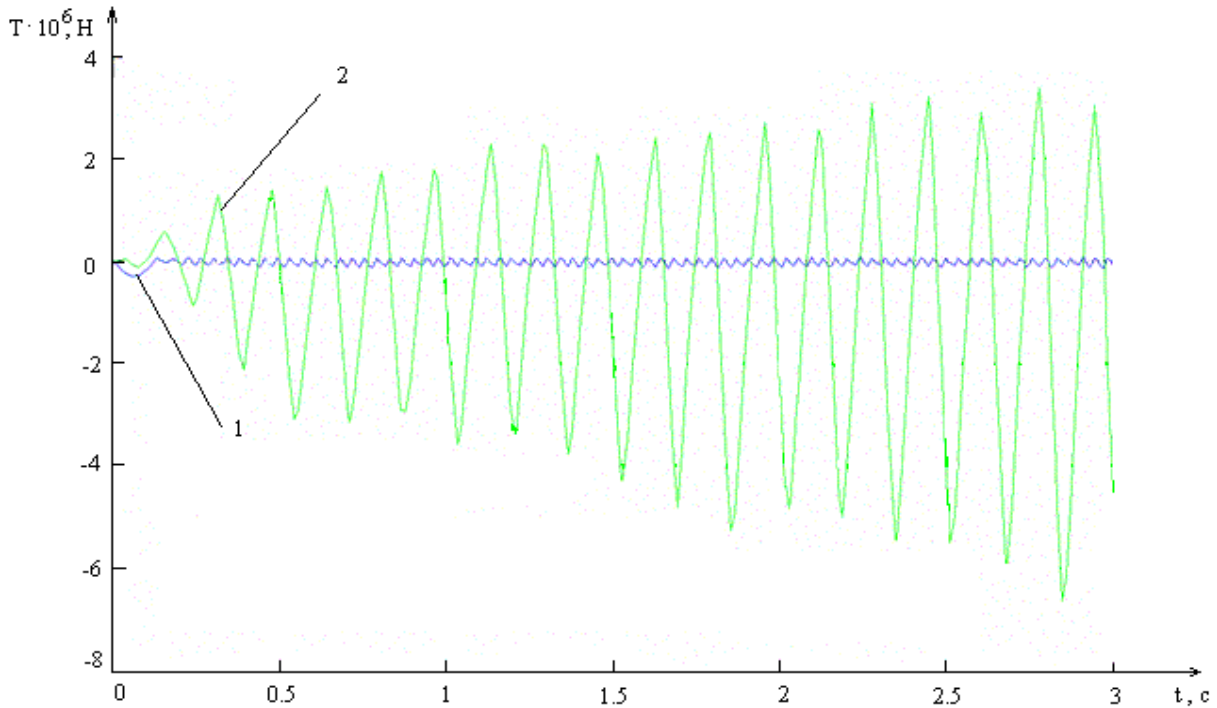


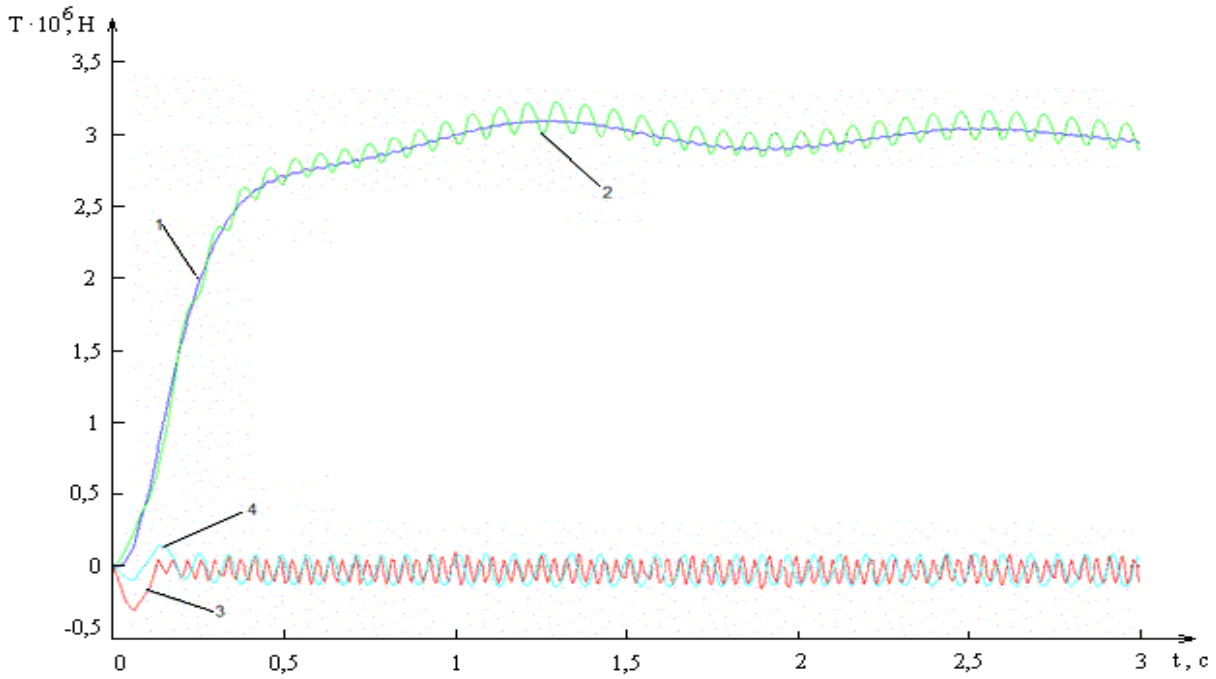
Рис. 4.22. Помилка роботи РГС при $t_M = 35$ мс

Як видно з рис. 4.18-4.22, з підвищенням t_M часу спрацювання якість роботи РГС помітно погіршується, при $t_M = 30$ мс воно становиться незадовільним, а при, $t_M = 35$ мс система втрачає стійкість. Таким чином, за технічною реалізацією РГС необхідно використовувати модулятор з часом спрацювання не більш 15 мс.

Значний вплив на якість роботи САР надають параметри ланок, які знаходяться в зворотньому [3]. Тому визначимо діапазон значень постійної часу датчика гальмової сили.

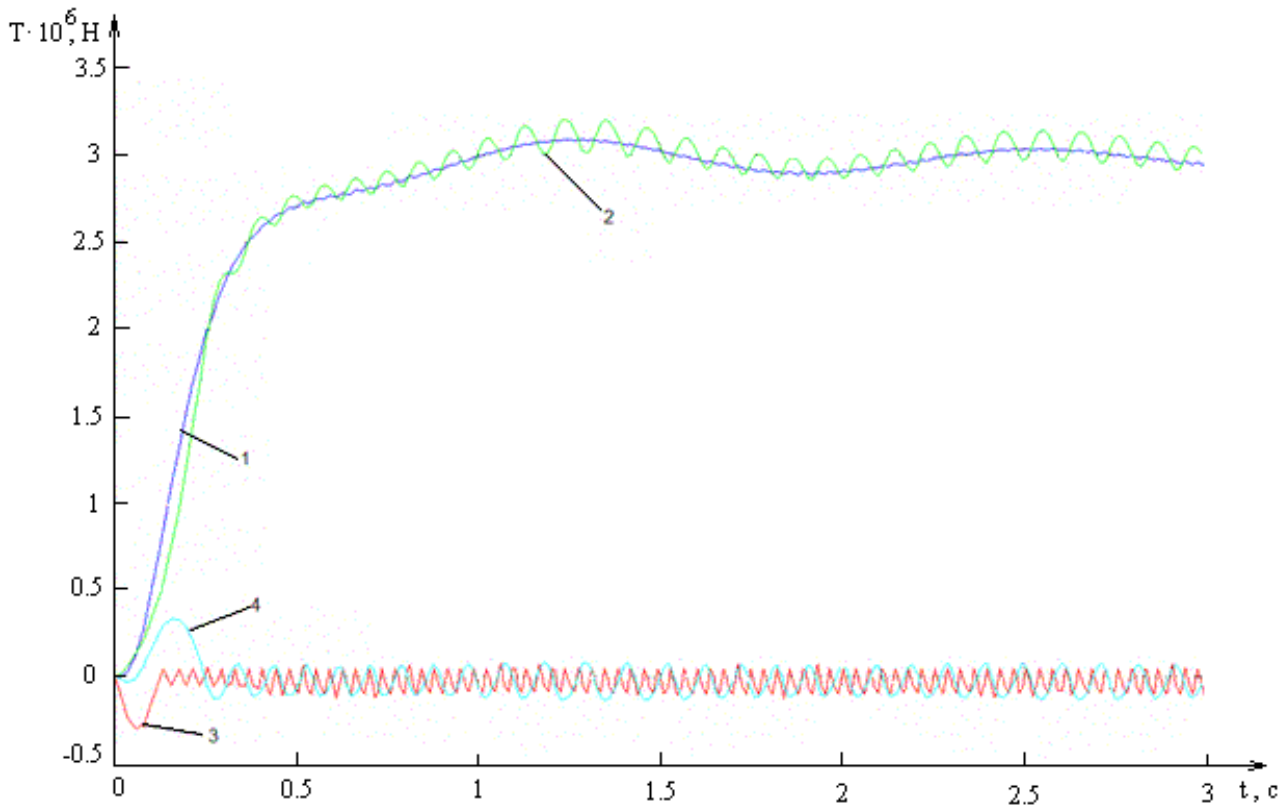
Рис. 4.23-4.26 показує роботу регулятора гальмових сил при постійній часу датчика $T_d = 0,05$ с, 0,1 с и 0,5 с. відповідно. Тут крива 1 – бажана гальмівна сила, 2 – дійсна гальмівна сила, 3 – графік помилки роботи системи при $T_d = 0,01$ с, 4 – помилка роботи системи з відповідним значенням T_d .

Аналіз рис. 4.22 – 4.24 показує, що підвищення постійної часу T_d датчика гальмової сили в моделі (або датчика тиску на виході модулятора в реальній системі) декілька знижує точність роботи системи. Але зменшення точності відносно невелике та є помітним тільки в початковий момент гальмування, при подачі повітря в гальмівну систему. Суттєвою ця помилка є при великих значеннях T_d (рис. 4.24), що відповідає часу встановлення вихідного сигналу датчика більш 1 с. При цьому система залишається стійкою.



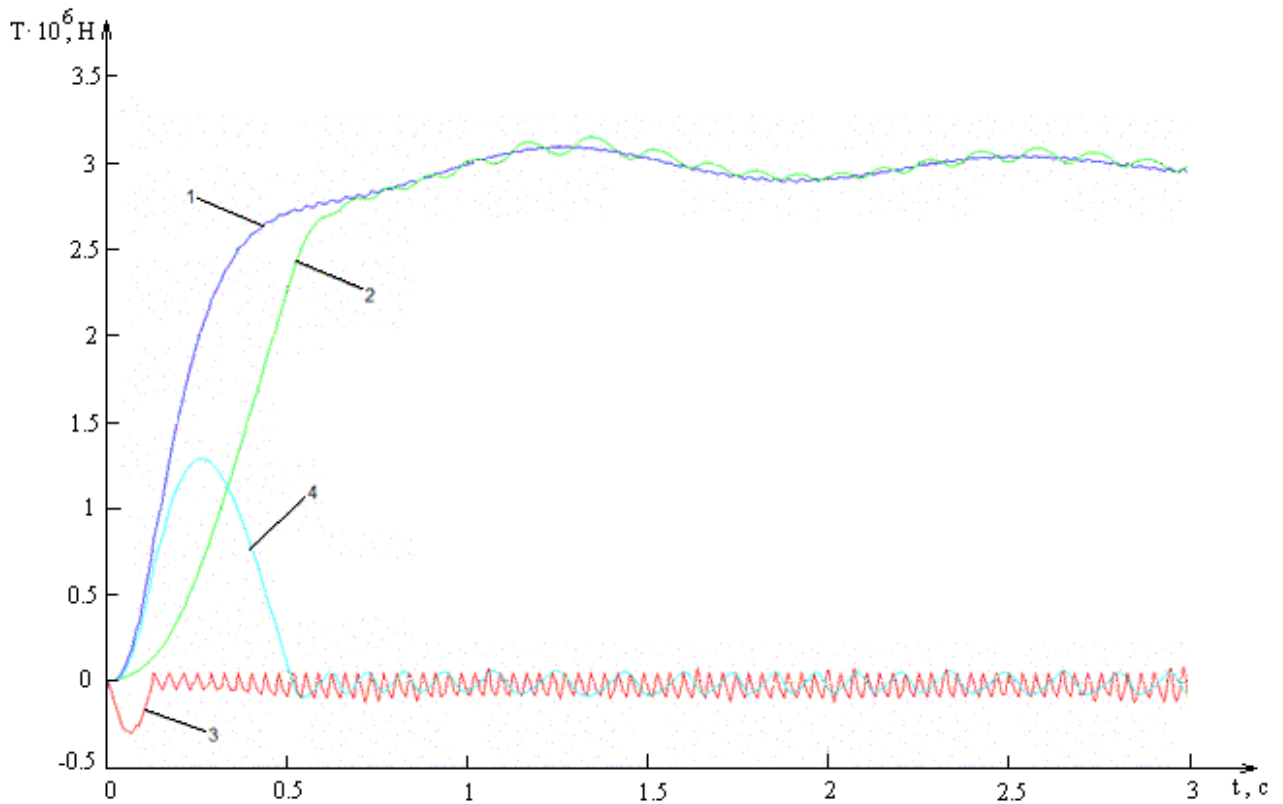
1 – бажана гальмова сила, 2 – дійсна гальмова сила, 3 - графік помилки роботи вихідної системи, 4 – помилка роботи системи при $T_d = 0,05$ с.

Рис. 4.23. Работа РГС при $T_d = 0,05$ с



1 – бажана гальмова сила, 2 – дійсна гальмова сила, 3 – графік помилки роботи вихідної системи, 4 – помилка роботи системи при $T_d = 0,1$ с.

Рис. 4.24. Работа РГС при $T_d = 0,1$ с



1 – бажана гальмова сила, 2 – дійсна гальмова сила, 3 графік помилки роботи вихідної системи, 4 – помилка роботи системи при $T_d = 0,5$ с.

Рис. 4.25. Робота РГС при $T_d = 0,5$ с

Таким чином моделювання показує, що при створенні регулятора гальмових сил необхідно ретельно підійти до вибору модулятора. Бажано, щоб час спрацювання модулятора t_M не перевищувало 20 мс. До вибору датчика тиску при цьому становлять достатньо «м'які» потреби, хоча, зрозуміло, він повинен як можна менше інерційним.

5 ВИЗНАЧЕННЯ АЛГОРИТМУ ДІЇ ЕКСТРЕМАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА

5.1 Аналіз принципу дії екстремальних систем керування

Дія системи базується на пошуку оптимального рішення, що технічно забезпечується використанням екстремальної СК.

Екстремальні СК – це такі САК, у яких один з показників якості роботи потрібно утримувати на граничному рівні. Класичним прикладом екстремальної СУ є система автопідстроювання частоти радіоприймача. Постановка задачі синтезу екстремальних систем: як правило, екстремальна характеристика дрейфує в часі, і тому необхідно підібрати таке керуюче вплив, що дозволяло б автоматично знаходити екстремум і утримувати систему в цій точці.

Необхідна умова екстремуму - рівність нулю перших часток похідних. Достатня умова екстремуму – рівність нулю других часток похідних.

Етапи синтезу екстремальної системи:

- оцінка градієнту;
- організація руху до екстремуму;
- стабілізація системи в точці екстремуму.

Якщо за допомогою коефіцієнта підсилення k забезпечити стійкість замкнутої системи, то автоматично в статиці ми прийдемо в точку екстремуму. У деяких випадках за допомогою коефіцієнта k можна крім стійкості забезпечити визначену тривалість перехідного процесу в замкнутій системі, тобто забезпечити заданий час виходу на екстремум.

У градієнтній екстремальній системі першого порядку шукається один глобальний екстремум.

У методі важкої кульки за аналогією з кулькою, що скачується в яр і проскакує точки локальних екстремумів, САУ з коливальними процесами також проскакує локальні екстремуми. Для забезпечення коливальних процесів у систему першого порядку вводять додаткову інерційність.

У системах з виміром старшої похідної в керуванні вводять фільтр, що диференціює, тому для оцінки градієнтів у таких системах зручно використовувати фільтр оцінки градієнта.

Тому що обоє цих фільтрів мають малі постійні часу, то в системі можуть виникати різнотемпові процеси, виділити які можна за допомогою методу поділу рухів. Швидкі рухи потрібно аналізувати на стійкість.

5.2 Алгоритм дії експериментальної системи автоматизованого керування

Був обраний варіант екстремальної САК з контролем знака похідної вихідної величини - сили зчеплення F_k колеса з дорогою. Алгоритм його роботи розглядається нижче. На цих засадах для роботи АБС можна запропонувати такий алгоритм. З початком гальмування (його ознака - це різке, "панічне" натискання водієм гальмової педалі) відкривається впуск повітря в пневмокамері і закривається випуск його в атмосферу (цьому відповідає завдання рівнів сигналів $U_1=1$ і $U_0=0$ у блоці 2).

Після цього в блоці 3 перевіряється умова наростання сили зчеплення F_k колеса з дорогою (контроль знака похідної): поки ця сила росте, продовжується наповнення пневмокамері.

Обертання колеса при цьому сповільнюється і після досягнення максимуму сили F_k можливо його блокування, якщо не почати розгальмовування.

Для початку своєчасного розгальмовування контролюється знак похідної F_k . Після досягнення максимуму сили F_k зміниться знак похідної, і в блоці 4 устанавляться такі значення сигналів U_1 і U_0 , що перекриється канал наповнення пневмокамері і почнеться випуск із її повітря в атмосферу.

В міру випуску повітря уповільнення колеса припиняється і починається прискорення його обертання. Момент початку прискорення перевіряється в блоці 5 і як тільки воно почнеться, відбувається перехід до блоку 1 і усі повторюється із самого початку.

Закінчення гальмування визначається по відпусканню педалі гальмового крана і завершується фазою витримки (електромагніти модулятора знеструмлені й у пневмокамері фіксується стале раніше тиск).

Описаний вище алгоритм добре погодиться зі сформованими представленнями про роботу АБС – усі ці системи працюють у режимі коливань. Особливістю пропонованого варіанта АБС є те, що

розгальмовування колеса відбувається в точці фактичного максимуму сили F_K зчеплення колеса з дорогою. Очевидно, це і є технічно досяжну межу для АБС.

У реальній АБС силу тертя гальмової колодки об диск (чи барабан) F_T сприймає чуттєвий елемент ЧЭ (тензометрический датчик, маїнітопружній і т.п.) датчика сили ДС, вихідний сигнал якого сумується в обчислювальному пристрої ВУ з вихідним сигналом датчика уповільнення колеса ДЗК. Обчислене значення сили зчеплення колеса з дорогою $F_K^*(t)$ подається на екстремальний регулятор ЕР як контрольований параметр.

6 ВИГОТОВЛЕННЯ ЕСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ЗРАЗКУ

6.1 Проектування блоку керування

Для розробки електронної АБС, перш за все необхідно виконати конструювання визначити її контролеру. Його базовим елементом є одно кристальна ЕОМ. Для експериментального зразку системи обрано контролер на базі сімейства МК51. Найважливішою і відмітною рисою архітектури сімейства МК51 є те, що АЛУ може поряд з виконанням операцій над 8-розрядними типами даних маніпулювати одно розрядними даними. Окремі програмно-доступні біти можуть бути встановлені, скинуті чи замінені їх доповненням, можуть пересилатися, перевірятися і використовуватися в логічних обчисленнях. Тоді як підтримка простих типів даних (при існуючій тенденції до збільшення довжини слова) може з першого погляду показатися кроком назад, ця якість робить мікро - ЕОМ сімейства МК51 особливо зручними для застосувань, у яких використовуються контролери. Алгоритми роботи останніх по своїй суті припускають наявність вхідних і вихідних булевих перемінних, котрі складно реалізувати за допомогою стандартних мікропроцесорів. Усі ці властивості в цілому називаються булевим процесором сімейства МК51. Завдяки такому могутній АЛУ набір інструкцій мікро ЕОМ сімейства МК51 однаково добре підходить як для застосувань керування в реальному масштабі часу, так і для алгоритмів з великим обсягом даних.

Найважливішою рисою сімейства МК 51 є також те, що АЛУ може поряд з виконанням операцій над восьми – розрядними типами даних маніпулювати одноразовими даними. Окремі програмно – доступні біти можуть бути встановлені, скинуті чи замінені їх доповненням, можуть пересилатися, перевірятися і використовуватися в логічних обчисленнях. Завдяки такому могутній АЛУ набір інструкцій мікро ЕОМ сімейства МК 51 однаково добре підходить як для застосування керування в реальному масштабі часу, так і для алгоритмів з більшому обсягом даних.

Структурна схема 8051 складається з основних функціональних вузлів:

- блок керування і синхронізації;
- АЛУ;

- блок таймерів / лічильників;
- блок послідовного інтерфейсу і переривань;
- програмний лічильник;
- пам'ять даних і пам'ять програм.

Двосторонній обмін інформацією між функціональними блоками здійснюється за допомогою внутрішньою 8-ми розрядної магістралі даних.

Таблиця 6.1 – Порівняні характеристики сімейства МК51

Мікросхеми	Аналог	Обсяг внутрішній пам'яті програм, байт.	Тип пам'яті програм, Байт.	Обсяг пам'яті даних, байт.	Максимальна частота послідовності вання тактових сигналів МГц	Струм живлення мА
KP1816BE31	8031AH	-	Зовнішн.	128	12,0	150,0
KP1816BE51	8051AH	4К	ПЗУ	128	12,0	150,0
KM1816VB751	8751H	4К	НПЗУ	128	12,0	220,0
KP1830BE31	80C31BH	-	Зовнішн	128	12,0	18,0
KP1830BE51	80C51BH	4К	ПЗУ	128	12,0	18,0

Для електронного блоку АБС найбільш раціонально використати KP1830BE51 тому, що ця мікросхема порівняно економна з точки зору електроживлення, має умонтоване ПЗУ (табл. 6.1). В табл. 6.2 наведено дані про обраний розробником варіант складових частин системи з урахуванням витрат на їх придбання.

Для виготовлення експериментального зразку системи використано систему *PCAD*. Нарис. 6.1 наведено вихідну електричну схему електронного блоку АБС у вигляді екрану ЕОМ з підготовкою діалогу для автоматичного трасування з'єднань друкованої плати в системі, що здійснюються за допомогою програми *PC-ROUTE*.

Таблиця 6.2 – Склад системи

Найменування	Ціна в грн.	Кількість шт.	Сума в грн.
Базова плата на 34 слоту	170,00	1	170,00
Мікросхеми			
K1830МК51	6,00	1	6,00
PD7810	40,00	1	40,00
K572PA1	1,50	4	6,00
K555IP22	0,95	1	0,95
K555IP23	0,95	8	7,60
K544UD1	2,00	5	10,00
K573rf4	6,00	1	6,00
K555AP6	1,20	4	4,80
K155ID3	0,40	1	0,40
K170AP2	0,80	1	0,80
K170UP2	0,80	1	0,80
K555Ln1	0,50	2	1,00
K514ID1	1,00	1	1,00
K590KN6	2,00	2	4,00
K555Li1	0,10	3	0,30
K78Li12	1,50	1	1,50
K79Li12	1,50	1	1,50
Резистори			
МЛТ 0.5-3кОм	0,10	10	1,00
МЛТ 1.5кОм	0,10	20	2,00
Діоди			
КД521	0,50	17	8,50
Конденсатори			
K1073	0,20	5	1,00
Км5	1,00	3	3,00
Рознімання			
МРН10	1,50	6	9,00
МРН16	2,50	1	2,50
МРН20	3,00	2	6,00
МРН34	3,50	1	3,50
Всього	298,79		

Вхідним файлом для програми *PC – ROUTE* є файл із розширенням *PLC*, створений послідовним застосуванням графічних редакторів *PC – CARDS* і *PC-PLACE*.

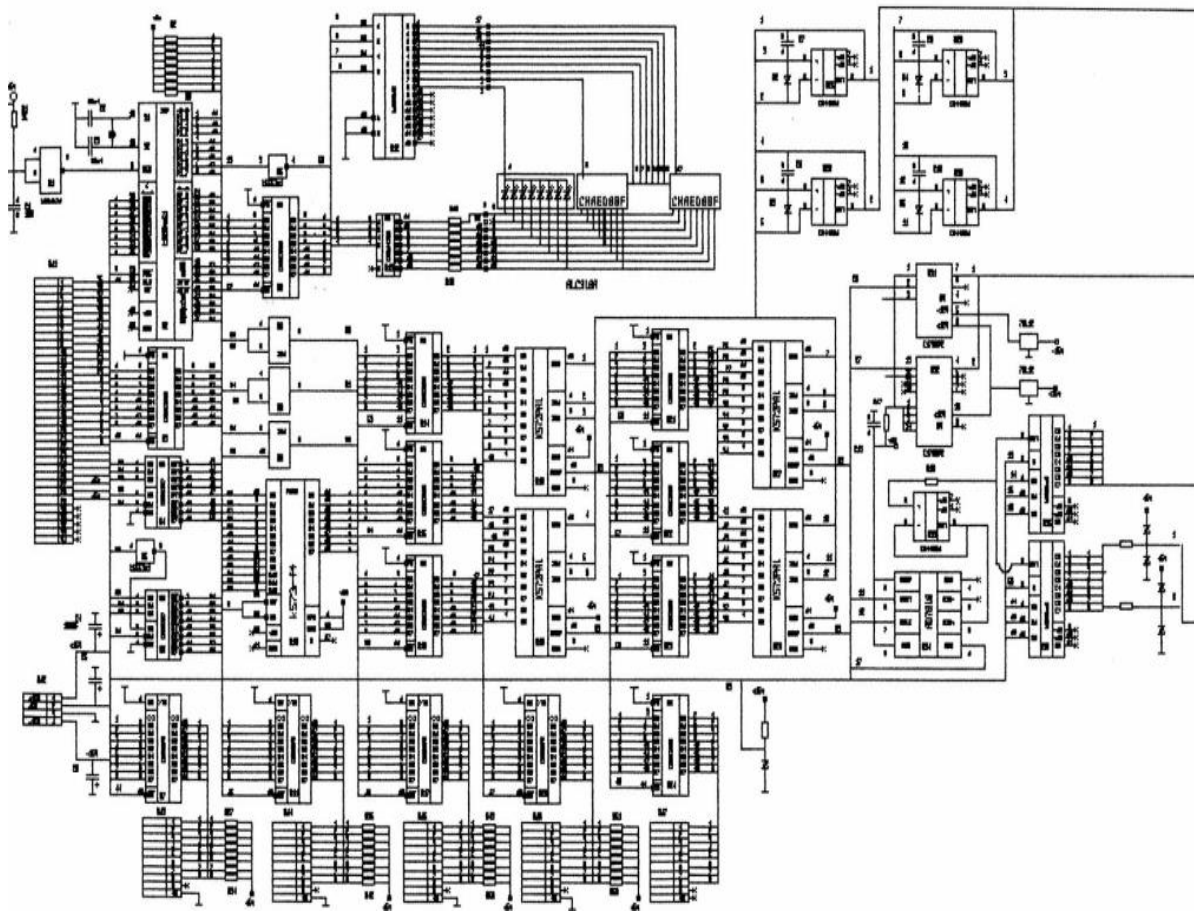


Рис 6.1. Електрична схема електронного блоку АБС (вигляд на екрані ЕОМ)

Для роботи автотрасировщика необхідний також файл, що містить зведення про параметри і правила трасування.

Система *PCAD* має у своєму складі стандартну стратегію трасування - файл *PCAD 1. CTL*, якщо параметри цього файлу не влаштовують користувача, те його беруть як вихідний, модернізують і вже модернізований файл записують на диск під ім'ям проекту. Наполегливо рекомендується не змінювати файл *PCAD 1. CTL*.

Вихідними даними програми *PC-ROUTE* є:

- файл бази даних, доповнений графічною інформацією про прокладені траси друкованих провідників (файл із розширенням *PCB*);

- файл повідомлень, що містить протокол трасування (файл із розширенням *REP*);

- два файли з розширенням *RST* і *RTE*.

У результаті роботи не всі зв'язки можуть виявитися розведеними. Ручну доводку, а також коректування окремих зв'язків (редагування топології друкованої плати) можна здійснити засобами графічного редактора *PC-CARDS*. Інформація про нерозведені траси міститься у файлі з розширенням *PSB* у шарі *MCONT* (графічна) і у файлі з розширенням *REP* (текстова).

Робота з програмою *PC-ROUTE* полягає в послідовному виконанні етапів:

- вхід у програму *PC-ROUTE*;
- редагування стратегії трасування;
- запуск автотрасировщика;
- видалення з диска робочих файлів, що залишаються після роботи автотрасировщика;
- завершення роботи з програмою.

Самим ємної з них є етап редагування стратегії трасування.

Активізуючи пункт *Edit routing strategi*, головного меню програми *PC-ROUTE*, виходимо в меню стратегії трасування, що має вид:

Edit routing parameters – редагування параметрів трасування;

Edit ripup parameters – редагування відмовлення параметрів;

Edit pad descriptions – редагування описів контактних площадок;

Edit wiring rules – редагування правил трасування;

Edit net class definitions – редагування існуючих ланцюгів;

Edit layer descriptions – редагування опису шаруючи.

Узявши як вихідну стратегію трасування файл *PCAD 1. CTL* і активізуючи послідовно пункти приведенного вище меню, можна сформуванати свою стратегію трасування. Печатна плата контролера АБС наведена на рис.6.2.,

6.2 Опис контролера АБС

Як було визначено вище електронна АБС базується на мікро контролері 51-ого сімейства. До його складу входить:

- десятьох розрядний АЦП;

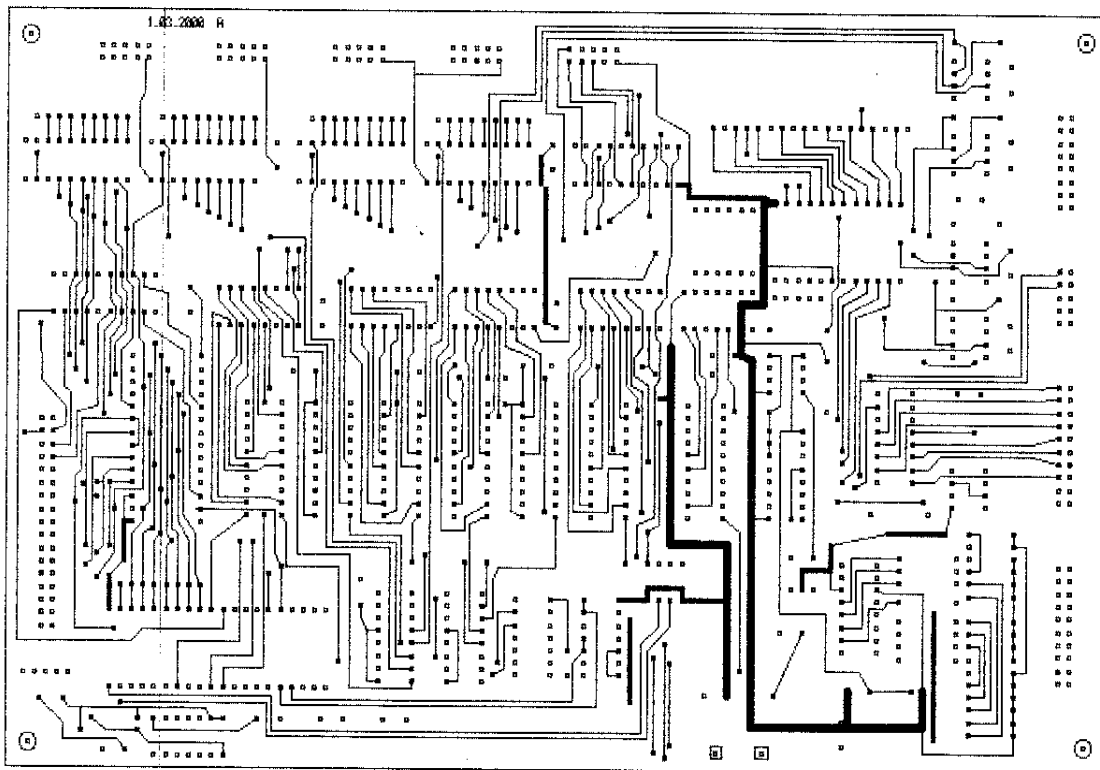


Рис.6.2. Печатна плата контролера

- 4 канали 10 розрядного ЦАП;
- 32 цифрових входу;
- 8 цифрових виходів;
- 8 розрядна сегментна індикація;
- послідовний порт *RS-232*.

6.2.1 Складові частини та пристрої електронної АБС

Усі складові частини та пристрої електронної АБС, АЦП та ЦАП обрано таким чином, щоб можна було реалізувати алгоритм екстремальної САУ для керування електропневматичного гальмового приводу, об'єднаного з АБС конструкції ХНАДУ. Пристрої підключені до мікропроцесора на шину даних і в адресному просторі оперативної пам'яті. Дешифратори вибірки зібрані на (*D4, D6* – ДО 555 ИД7)

Схема АЦП складається з 10 розрядного АЦП (*D34* – AD7810) з часом перетворення 2 мкс. і послідовним зчитуванням інформації. До АЦП через повторювач (*D33* – ДО 544УД1) підключені дві мікросхеми (*D35, D36* – КІ1590 КР6), що

дозволяє мати 16 каналів аналогового входу, що подаються на рознімання $AJ9$ і $AJ10$. Комутатор ($D36$) має також обмежники вхідної напруги за рівнем $+5V$ і зібраний на ддах ($D6 - D27$).

4 канали цифро - аналогового перетворювача зібрані на мікросхемі ДО 572 ПА1:

1 канал ($D14, D15 -$ ДО 555 ИР23, $D18 -$ ДО 572 ПА1, $D25 -$ ДО 544УД1)

2 канал ($D15, D16 -$ ДО 555 ИР23, $D19 -$ ДО 572 ПА1, $D26 -$ ДО 544УД1)

3 канал ($D21, D22 -$ ДО 555 ИР23, $D27 -$ ДО 572 ПА1, $D29 -$ ДО 544УД1)

4 канал ($D 23, D22 -$ ДО 555ИР23, $D28 -$ ДО 572 ПА1, $D30 -$ ДО 572 ПА1)

У зв'язку з тим, що ЦАП ДО 572 ПА1 не має буферних вхідних регістрів, тому для запам'ятовування даних записуваних у ЦАП застосовуються регістри на мікросхемах ДО 555ИР23. У зв'язку з тим, що ЦАП 10 розрядний, то регістри використовуються один цілком, а з другої береться тільки два розряди.

Входи ЦАП ДО 572 ПА1 підключені на операційні підсилювачі ДО 544УД1 виходи яких на рознімання.

Цифрові висновки з рівнями ТТП зібрані на мікросхемах ДО1533 П6 4 канали по 8 бітів:

1 канал $D7 -$ ДО1533П6 і вихід на рознімання $AJ3$;

2 канал $D11 -$ ДО1533П6 і вихід на рознімання $AJ4$;

3 канал $D17 -$ ДО1533П6 і вихід на рознімання $AJ5$;

4 канал $D20 -$ ДО1533П6 і вихід на рознімання $AJ6$;

Усі цифрові підтягнуті резисторами $R27 - R58$.

Один канал на 8 цифрових входів зібраний на ($D24$) ДО 555ИР23.

У даному контролері динамічна індикація зібрана 9 розрядному 7- сегментному індикаторі, дешифратор сегментів виконаний на мікросхемі ($D12$) ДО 155 ИД.

Контролер має послідовний уведення – висновку який зібраний на апаратних засобах мікроконтролера (дивися документацію $MCS - 51$) усі необхідні регістри, що включають у себе, керування прийом – передачею і перериваннями. Виходи сигналів Tx і Rx через приемо – передавачі ($D31 -$ ДО170АП2 – передавач і $D32 -$ ДО170УП2 – приймач) виходи і входи які

підключаються на рознімання АЖ. Приймально-передавачі призначені також перетворення рівня ТТЛ у сигнали +12V – 12V.

Таким чином, цілком розроблено електронну систему, який призначено для реалізації запропонованих принципів створення електропневмопривода, що поєднаний з АБС. У табл. 3.3 наведено відомості про склад системи та характеристики її компонентів.

Таблиця 6.3 – Склад системи з компонентами та показниками

Найменування технічних засобів	К-сть, шт	Середній час напрацювання на відмову згідно технічних характеристик виготувачів	Ісходні данні для розрахунку			Розрахункові показники
			T = 1.5 p.			Імовірність безвідмовної роботи
			λ_{cb}	λ_p	λ_0	
1	2	3	4	5	6	7
Конструктив	1	1×10^6	4×10^{-8}	12×10^{-6}	1×10^{-6}	0,997
Базова плата на 34 слотів	1	1×10^5	4×10^{-6}	12×10^{-5}	1×10^{-5}	0,980
Процесорний пристрій K1830am51	1	1×10^5	4×10^{-6}	12×10^{-5}	1×10^{-5}	0,990
Модуль АЦП PD7810	1	5×10^4	1.9×10^{-5}	24×10^{-5}	2×10^{-5}	0,980
Модуль ЦАП K572PA1	4	5×10^4	1.9×10^{-5}	24×10^{-5}	2×10^{-5}	0,996
Модуль регистрів K555IP22	1	5×10^4	1.9×10^{-5}	24×10^{-5}	$1,2 \times 10^{-5}$	0,991
Модуль операційних підсилювачів 544UD1	5	5×10^4	1.9×10^{-5}	24×10^{-5}	2×10^{-5}	0,983
Разйом штирковий	10	1×10^5	4×10^{-7}	12×10^{-5}	1×10^{-5}	0,990

1	2	3	4	5	6	7
Діоди	11	2×10^5	1×10^{-6}	6×10^{-5}	$2,5 \times 10^{-6}$	0,990
Конденсатори	11	2×10^5	1×10^{-6}	6×10^{-5}	5×10^{-6}	0,980
Резистори	45	4×10^4	$1,9 \times 10^{-5}$	24×10^{-5}	2×10^{-5}	0,981
Модуль реєстрів K555IP23	8	5×10^4	$1,9 \times 10^{-5}$	24×10^{-5}	2×10^{-5}	0,980
З'єднання пайкою	286	2×10^5	1×10^{-6}	6×10^{-5}	5×10^{-6}	0,990
Система вцілому						0,955

Розроблений зразок системи призначено для імітаційного моделювання роботи електронної АБС. Тому для визначення його експлуатаційних параметрів розрахуємо таку важливу експлуатаційну характеристику як надійність безвідмовної роботи.

6.2.2 Аналіз та розрахунок показників надійності системи

Вважаємо, що показники надійності визначаються за експоненціальним законом як середнє значення.

Для системи яку можна відремонтувати її показники надійність має вигляд:

$$K_{o.z.} = K_{z.*} P(t) = \frac{T_o}{T_o + T_B} \cdot P(t), \quad (6.1)$$

де $K_{o.g.}$ – коефіцієнт оперативної готовності;

$P(t)$ – імовірність безвідмовної роботи у інтервалі часу t ;

T_o – напрацювання на відмову ;

T_B – середній час встановлення системи;

K_r – коефіцієнт готовності системи;

Для електричної системи має місце, що

$$(T_o \gg T_B) \text{ або } T_B \quad (6.2)$$

Тоді коефіцієнт оперативної готовності буде визначатись за залежністю

$$K_{o.2} = \frac{T_o}{T_o + T_B} \cdot P(t) \approx P(t) \quad (6.3)$$

При цьому імовірність безвідмовної роботи $P(t)$ визначається за формулою:

$$P(t) = \exp\{-\lambda_{прив} t\} \quad (6.4)$$

що має місце при умовах раптових відмов елементів, які утворюють простіший потік відмов.

При цьому

$$\lambda_{прив} = \frac{\lambda_p \cdot t_p + \lambda_{сб} \cdot t_{сб}}{t_p + t_{сб}}, \quad (6.5)$$

де λ_p – інтенсивність відмов у робочому режимі

$\lambda_{сб}$ – інтенсивність відмов у режимі збереження ,

$$\lambda_p = a \lambda_0, \quad (6.6)$$

$$\lambda_{сб} = 10^{-3} \cdot \lambda_0, \quad (6.7)$$

Приведена інтенсивність відмов (6.5) являє собою середню характеристику надійності з квазібезперервном режимі праці системи.

Порядок її визначення видно на рис.6.3.

Таким чином показники надійності системи в цілому складає. У той же час необхідно забезпечити кофіциент оперативної готовності не менш 0,95.

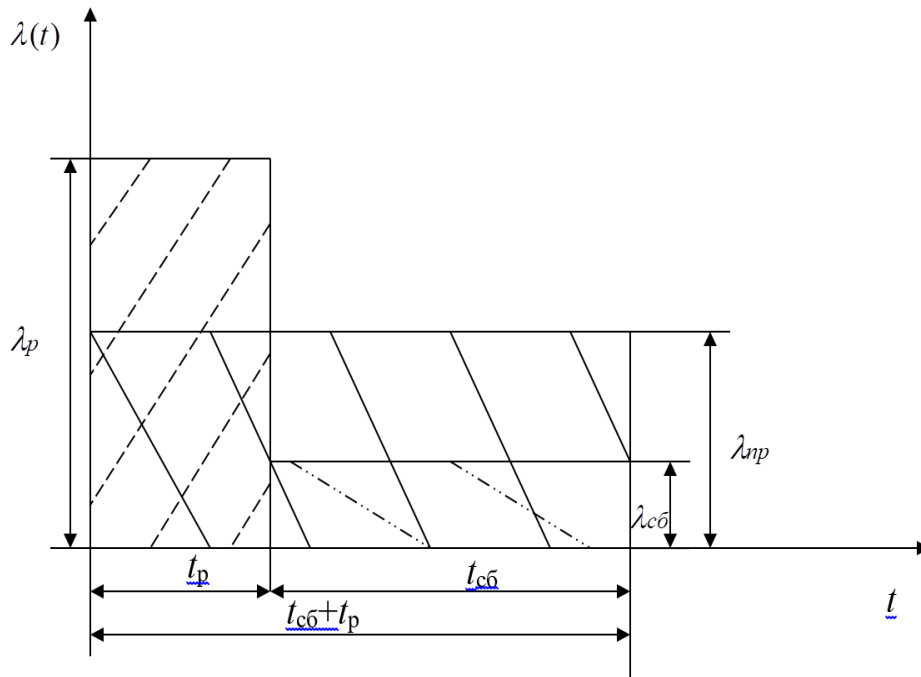


Рис. 6.3. Характеристика надійності з квазібезперервном режимі праці системи

Маємо що:

$$[K_{o.2} P(t)] > P_{mp}(t) \text{ або } 0,955 > 0,95$$

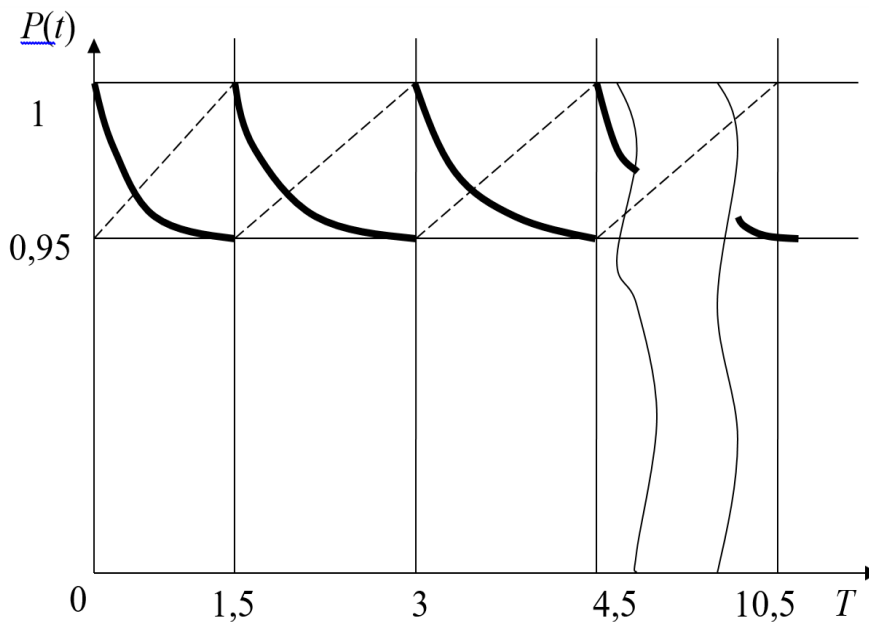


Рисунок 6.4. Зміна надійності у часі

З цього слідує, що надійність системи достатня для експлуатації у лабораторних умовах. Період технічного обслуговування – 1.5 року згідно діаграми рис. 6.4.

7 ВИПРОБУВАННЯ

7.1 Випробування динаміки пневмоприводу з АБС

Випробування динаміки пневмоприводу, сполученого з АБС, проводилося методами активного моделювання за допомогою доробленої *Simulink* – моделі, що складає з трьох підсистем, у тому числі: об'єкта керування "Гальмо – колесо – барабан", пристрою керування "Модулятор і пневмокамера" і керуючого пристрою "Блок керування".

Початкові параметри були такі об'єкт керування "Гальмо - колесо - барабан":

$\omega_{10}=\omega_{20}=60$ 1/с; (початкові швидкості обертання колеса і барабана);

$R1/J1=0.2$; $R2/J2=0.005$; (коефіцієнти, що враховують момент інерції);

Пристрій керування "Модулятор і пневмокамера":

$T_{эм1}=T_{эм2}=0.005$ з; $U_{ср}=0.12$ У; $U_{отп}=0.1$ У; (параметри електромагнітів)

$T_{доп}=0.001$ з; (додаткова інерційність модулятора)

$T_{пк}=0.17$ з; $K_{пк}=400$ (параметри пневмокамери).

Керуючий пристрій "Блок керування":

$T_{ду1}=0.01$ з; $T_{ду2}=0.001$ з; (постійні часу пристроїв, що диференціюють,).

У підсистемі "Гальмо – колесо – барабан" ці залежності моделювалися спеціально підібраними залежностями для блоків НБ₁ і НБ₂

$$F_k(S) = 1000 \cdot \left((1 - \exp(-u(1)/0.01)) - 0.3 \cdot u(1) \right);$$

$$F_m(w) = 0.9 \cdot \left(1 - \exp(-u(1)/0.5) - 0.001 \cdot u(1) \right).$$

Результати моделювання роботи АБС для цього випадку приведені на рис. 7.2. Тут і далі на графіках значення F_k і P_m зменшені в 20 разів, а S – збільшено в 100 разів.

Нелінійні залежності коефіцієнтів тертя для гальмової колодки і зчеплення колеса з дорогою приведені на рис 7.1.

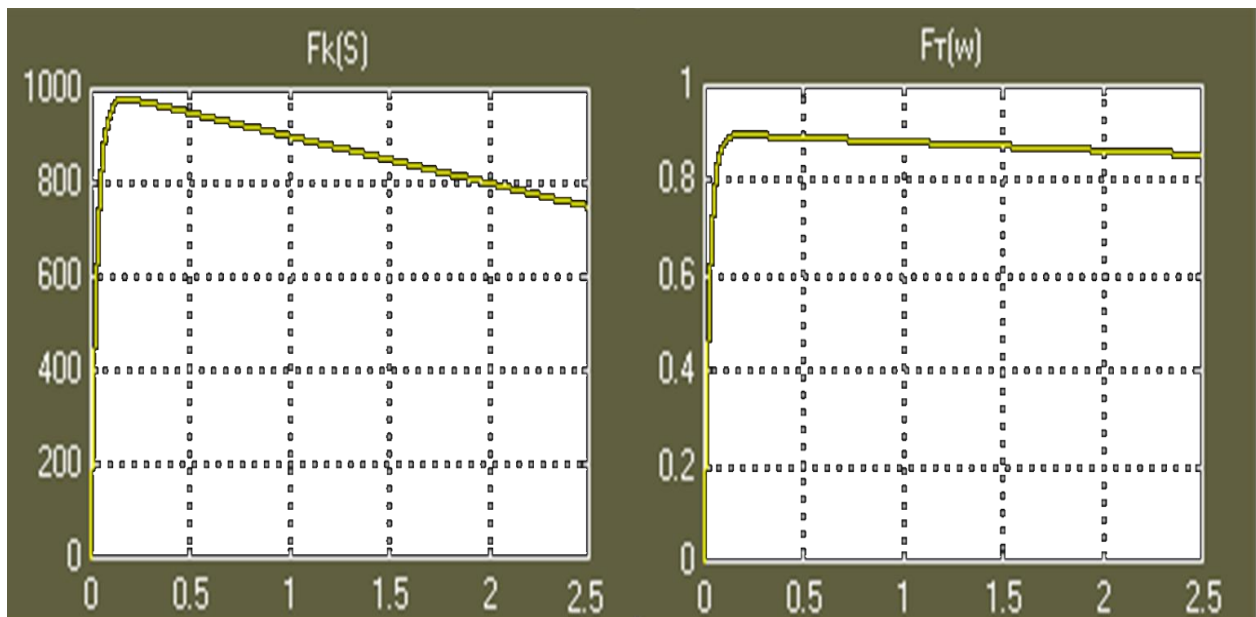


Рисунок 7.1. Залежність коефіцієнтів тертя та зчеплення

Як видно з графіків, АБС підтримує силу зчеплення колеса з дорогою F_k на максимумі. Помітимо, що ковзання S при цьому росте, а значить АБС, що працювала б "по ковзанню", не забезпечила б максимуму F_k .

На рис.7.3 приведені дані випробування гальмування для випадку, коли коефіцієнт підсилення пневмокамері збільшений з 350 до 400. Видно, що колесо чомусь загальмовується швидше і, імовірно, незабаром заблокується.

Пояснення цьому "дрейфуючому" загальмуванню не було знайдено – очевидно, що правильно працююча АБС повинна була б забезпечити якнайшвидше гальмування бігового барабана (цьому відповідає гальмування автомобіля до повної зупинки).

Випадково в ході експериментів було виявлено, що при зменшенні K_{pk} до значення 300 гальмування стає близьким до "правильного", коли і колесо, і барабан загальмовуються одночасно, а сила зчеплення колеса з дорогою як і раніше підтримується на максимумі рис. 7.4

Випадково в ході експериментів було виявлено, що при зменшенні K_{pk} до значення 300 гальмування стає близьким до "правильного", коли і колесо, і барабан загальмовуються одночасно, а сила зчеплення колеса з дорогою як і раніше підтримується на максимумі рис. 7.4

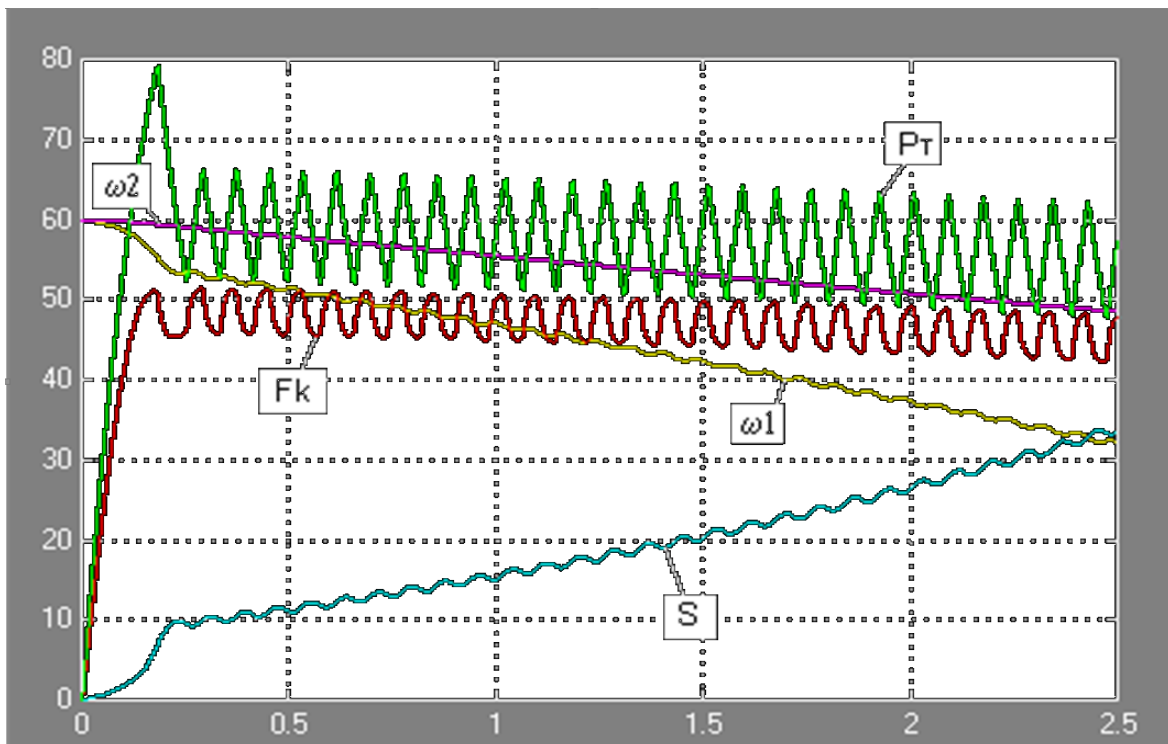


Рисунок 7.2. Результати роботи АБС

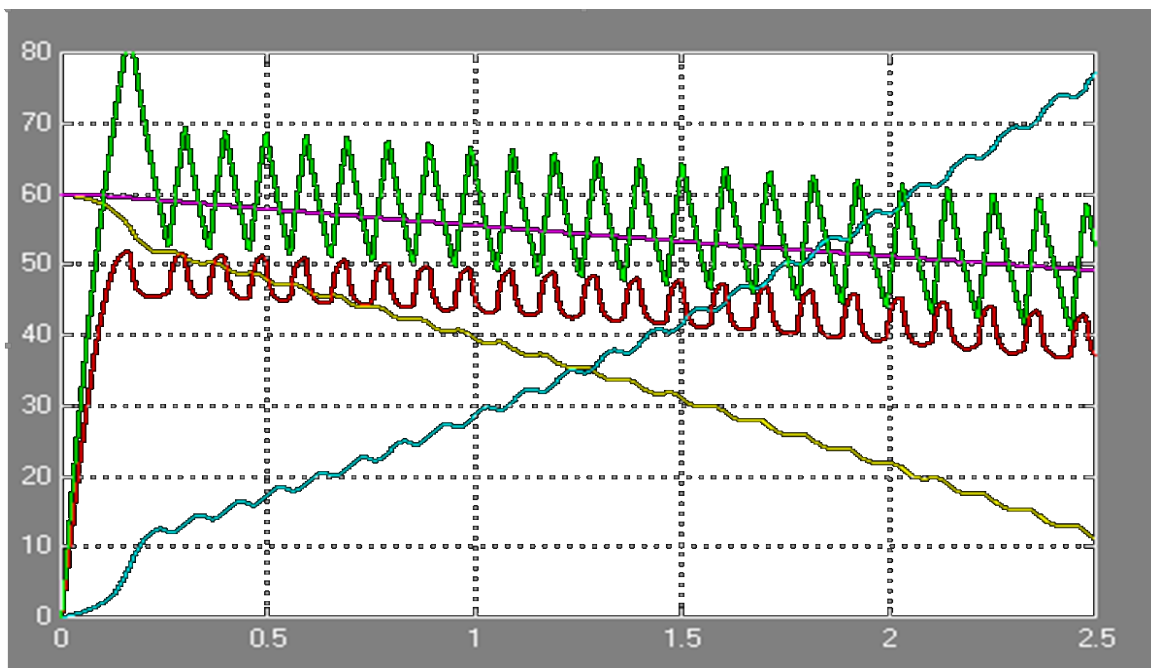


Рис. 7.3. Процес гальмування для підвищеного Кпк

При подальшому зменшенні Кпк процес керування зривається, а при збільшенні – відбувається блокування колеса рис. 7.5.

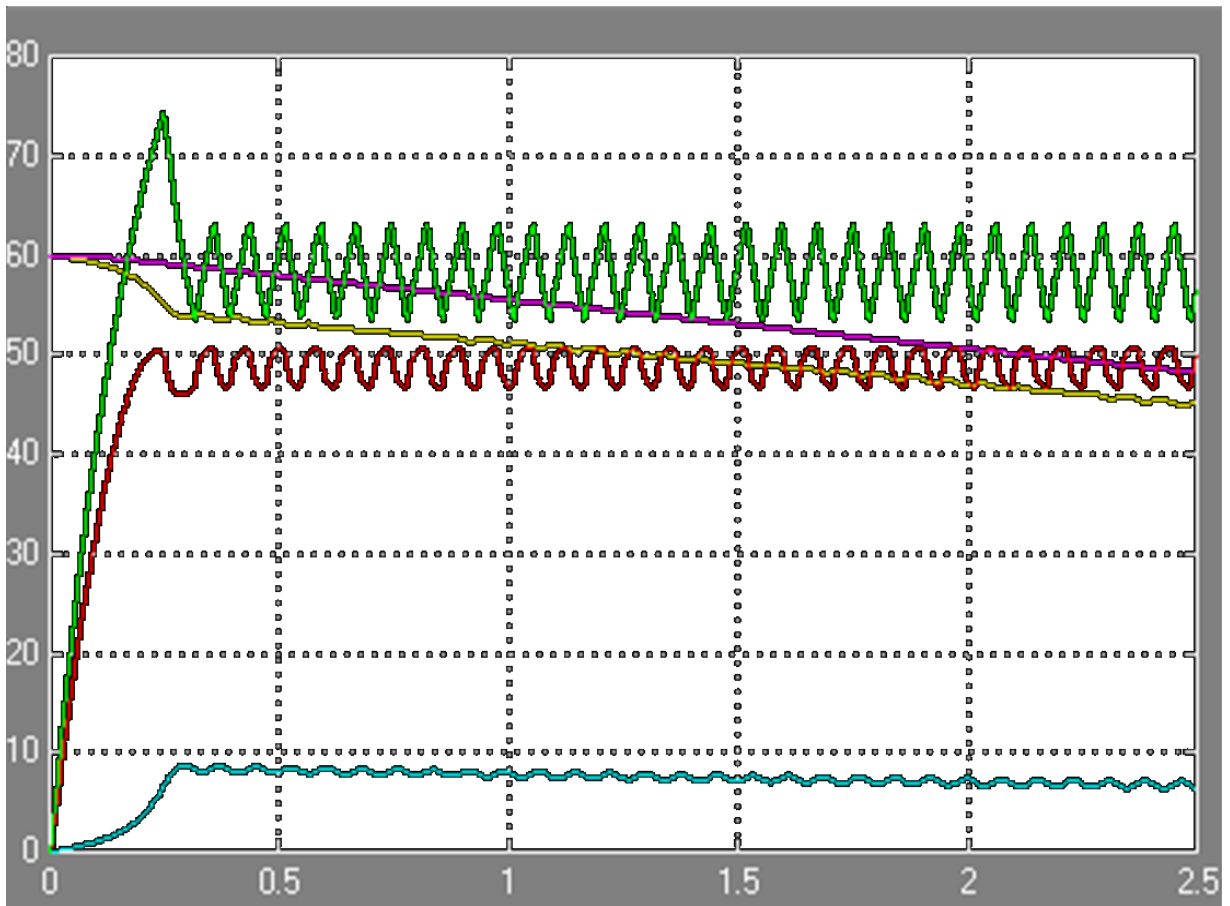


Рис. 7.4. Одночасне загальмовування колеса та барабана

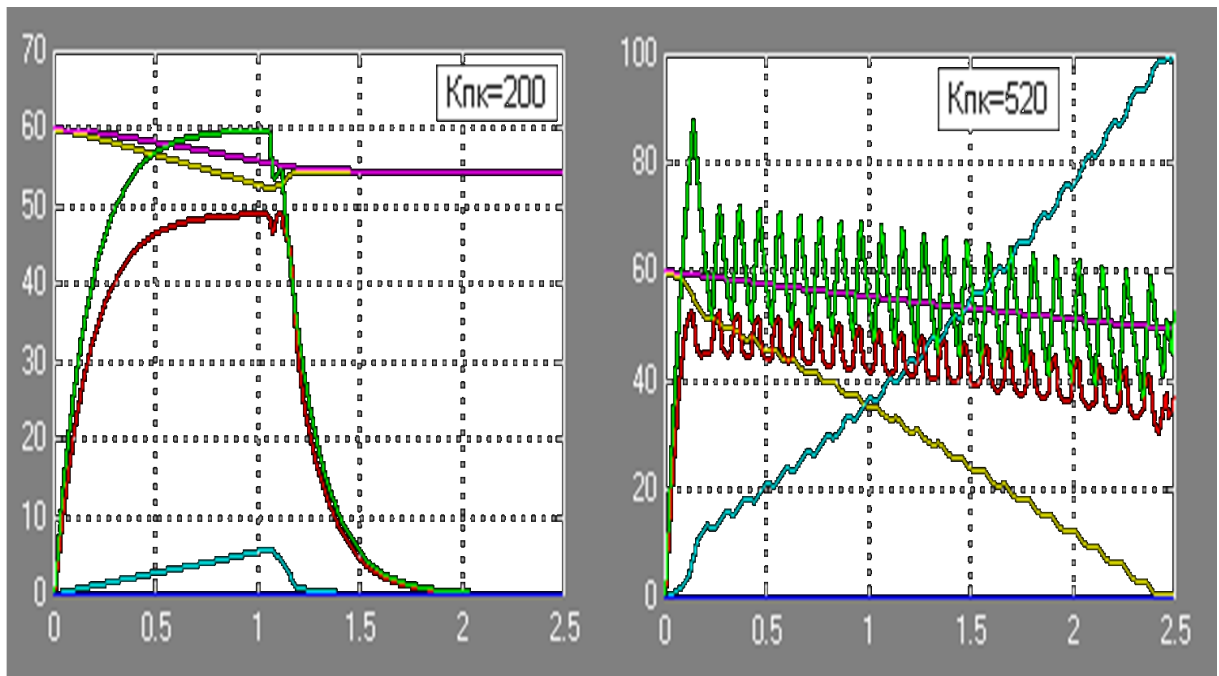


Рисунок 7.5. Зрив гальмування і блокування коліс

7.2 Робота АБС на дорозі із змінним $\phi_k(S)$

У реальних умовах гальмування автомобіля відбувається на дорозі з перемінним питомим коефіцієнтом зчеплення $\phi_k(S)$. Наприклад, ділянка дороги може виявитися мокрим, на ньому може потрапитися масляна пляма і т.д.

Це дуже складний і відповідальний режим роботи для АБС - тут автомобіль може втратити керування за лічені секунди.

Для дослідження цього режиму роботи в модель АБС були внесені такі зміни (рис.4.6). У підсистему "Гальмо-колесо-барабан" доданий вхід для зміни максимального значення сили зчеплення по формулі:

$$F_k = 1000 \cdot \left((1 - \exp(-u(1)/0.01)) - 0.3 \cdot u(1) \right) \cdot u(2), \quad (7.1)$$

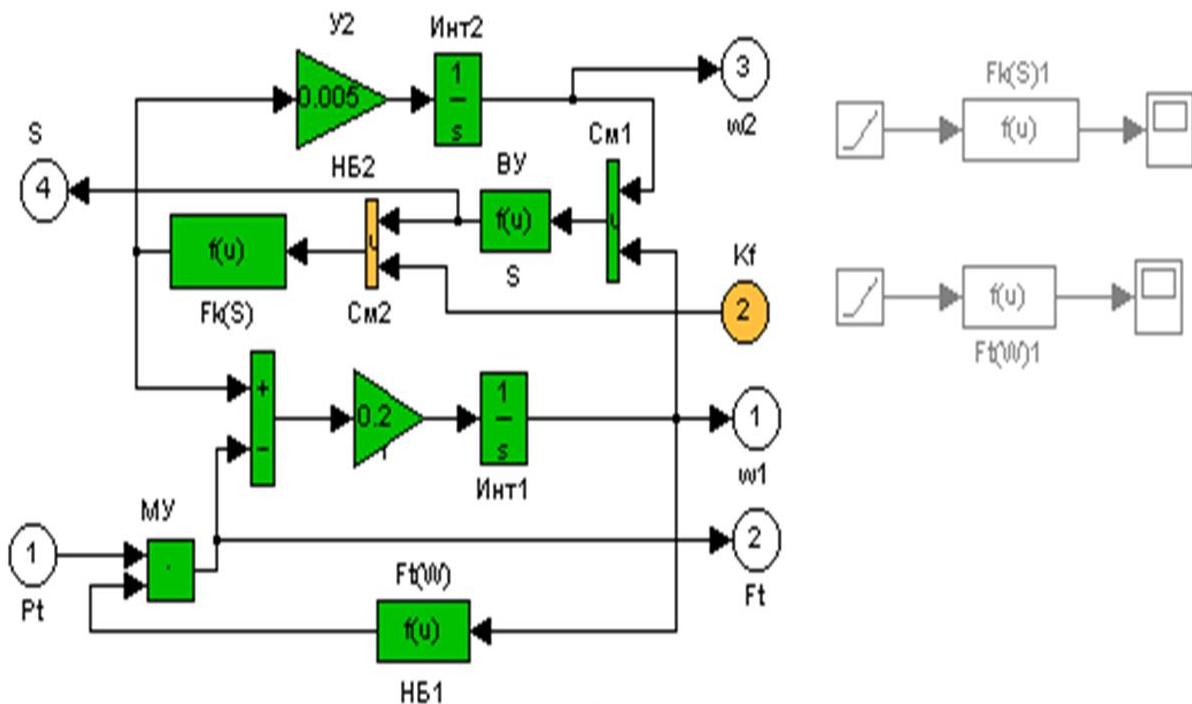


Рисунок 7.6 – Випробувальна динамічна схема АБС

Цю формулу реалізує нелінійний блок НБ2, у який доданий ще один вхід $u(2)$, на який і подається сигнал зміни F_k . Щоб НБ2 обробляв два вхідних сигнали, у модель включений змішувач сигналів на два входи.

Остаточний варіант цієї підсистеми приведений на рис.7.7 (нові елементи виділені жовтим фоновим кольором).

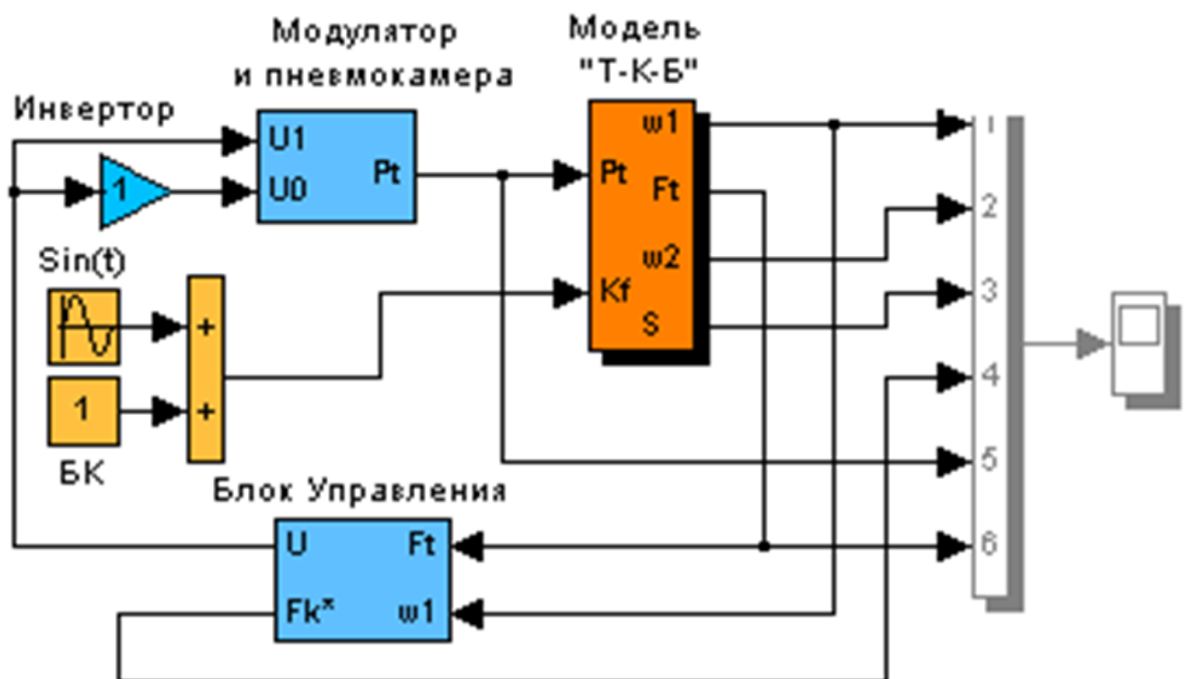


Рисунок 7.7 *Simulink* – модель для змінного $\varphi_k(S)$

В основну блок – діаграму були додані елементи, що моделюють перемінний коефіцієнт зчеплення $\varphi_k(S)$. Для простоти реалізації було прийнято, що $\varphi_k(S)$ змінюється по синусоїді в межах плюс-мінус 10% за час дослідження моделі. Змінена блок-діаграма відповідної *Simulink* – моделі приведена на рис. 7.7.

На рис.7.8 приведені результати дослідження розробленої АБС для раніше прийнятих вихідних параметрів.

Видно, що система упевнено відпрацьовує перемінний коефіцієнт зчеплення $\varphi_k(S)$, відповідним чином змінюючи силу P_T . Ковзання при цьому помітно змінюється, що унеможливило ефективне використання АБС із контролем ковзання – довелося б набудувати систему з великим запасом, або неминуче відбувалося би блокування колеса.

На рис.7.9 наведені результати моделювання, що демонструють вплив виду залежності $\varphi_k(S)$ на роботу АБС.

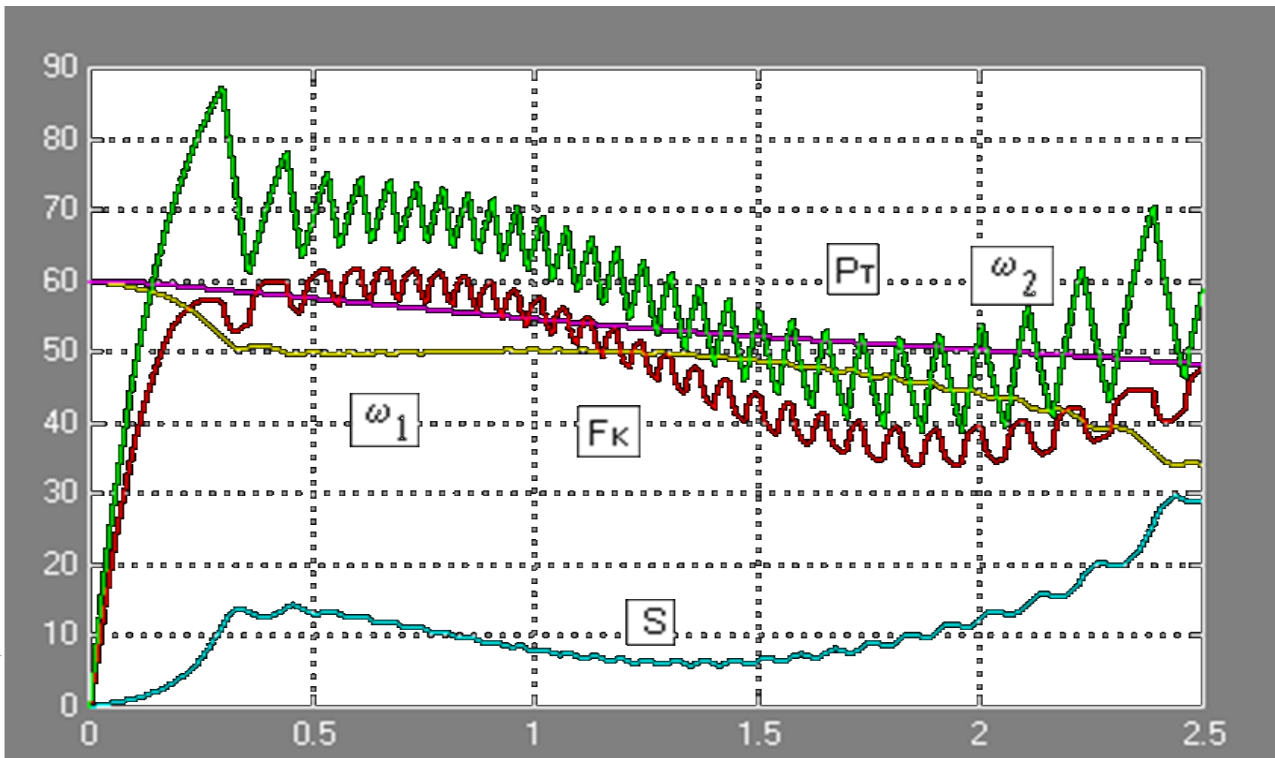


Рис. 7.8. Результати дослідження розробленої АБС

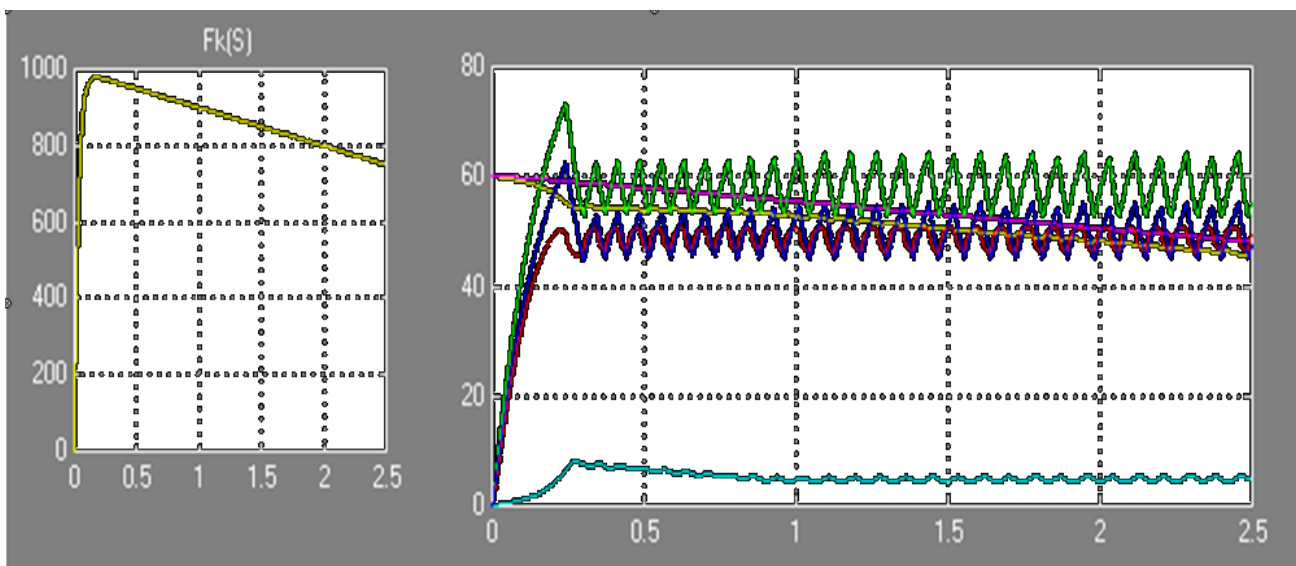


Рис. 7.9. Наведені результати моделювання ϕ_k

На нижніх графіках максимум $\phi_k(S)$ приходить на більше значення ковзання S , а після максимуму ця крива крутіше падає. З графіків видно, що вид кривої слабо впливає на процес гальмування - АБС як і раніше відпрацьовує максимум функції $\phi_k(S)$, але при більшому значенні ковзання.

Визначено, що вигляд залежностей $\phi_k(S)$ і $\phi_T(\omega)$ помітно впливає на роботу АБС, тобто, наприклад, на сухому асфальті АБС поводиться інакше, чим на льоді. У розробленій моделі АБС дуже легко змінити цей вигляд: потрібно задати інші константи у співвідношеннях для НБ1 і НБ2.

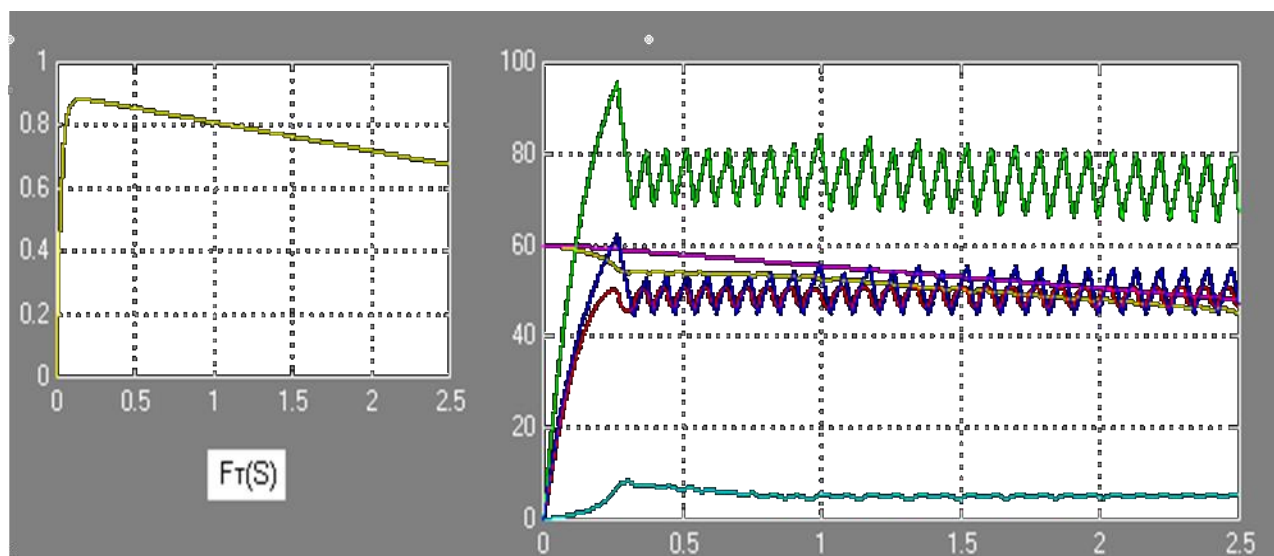


Рис 7.10 Наведені результати моделювання $\phi_T(\omega)$

На рис.7.11 наведені результати моделювання, що демонструють вплив виду залежності $\phi_T(\omega)$ на роботу АБС. Обрано залежність $\phi_T(\omega)$ з більш крутим падінням праворуч від точки максимуму.

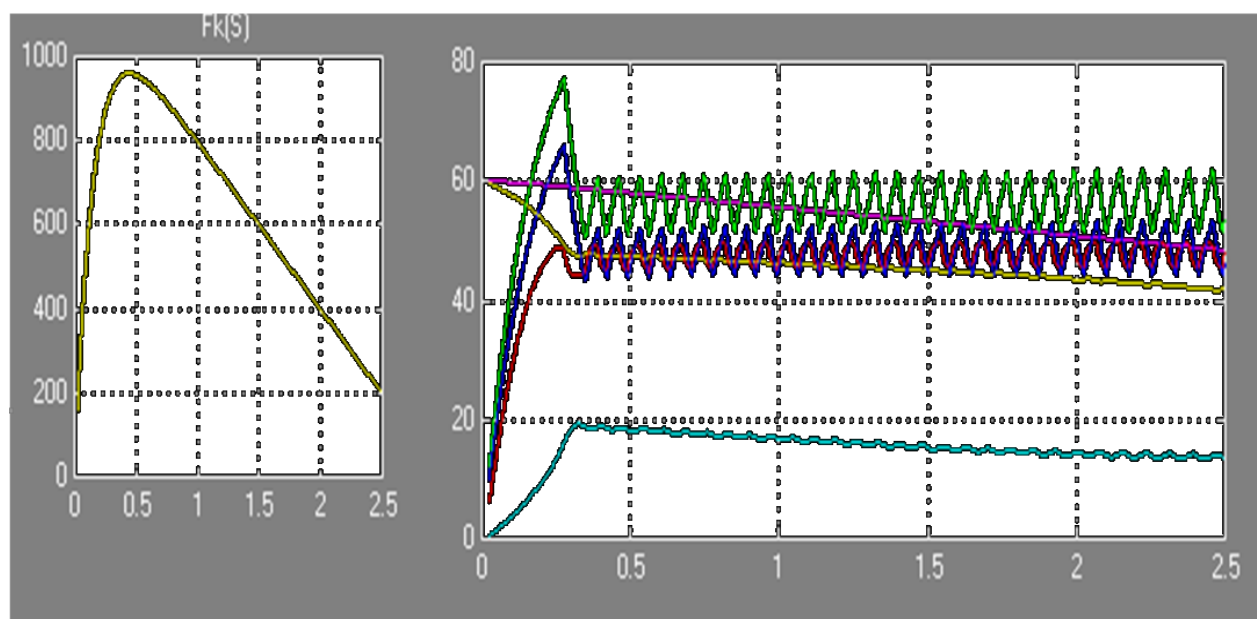


Рис. 7.11. До впливу $F_k(S)$ на роботу АБС

Як видно з результатів, це призвело до збільшення керуючого сигналу P_T , оскільки робоча точка знаходиться в правій частині графіка, де коефіцієнт $\phi_T(\omega)$ став помітно менше. Така реакція взагалі характерна для реакції всіх замкнутих систем на збурювання воно компенсується керуючим сигналом.

8 СИСТЕМА ДЛЯ МОНІТОРИНГУ РУХУ АВТОМОБІЛЯ, ЩО ОБЛАДНАНА АБС

У даному дослідженні розроблено теоретичні засади розробки електропневмопривода автомобілю, об'єднаного з АБС. Моделювання та аналіз рішень щодо створення електропневматичного гальмового приводу, їх випробування доводять роботоспроможність запропонованої принципової схеми нової АБС та її складових частин. Однак для більш детального вивчення проблеми треба не тільки створити експериментальний зразок системи, але і виготовити промисловий варіант такого гальмового комплексу. На підставі отриманого досвіду протягом проведених досліджень електропневмопривода автомобілю, об'єднаного з АБС, можна стверджувати, що для подальшого удосконалення таких систем необхідно отримати нові рішення щодо вимірювання динамічних характеристик автомобілю з АБС, що рухається (перш за все реальної швидкості та прискорень).

Відомо, що інформація про швидкість використовується в багатьох системах сучасного автомобіля. Розглянемо звичайні прилади для її вимірювання. Так, спідометр типу 17.3802 має стрілочний вказівник швидкості автомобіля. Його механізми приводяться в дію гінким валом від приводу, що встановлений на задній кришці коробки передач. Цей механізм складається з постійного магніту, що встановлений на приводному валу та навитці з алюмінію. Під час обертання магніту в навитці індукується електрорушійна сила та виникають віхрьові токи. В наслідок взаємодії магнітного полю цих токів з магнітним полем магніту виникає обертаючий момент, який пересилує опір пружини і повертає картушку, а разом з нею і стрілку спідометра в напрямку обертання магніту. У спідометрі типу 121.3813 замість гінкого валу використовується електропривод, виготовлений по схемі генератор – двигун. Функції генератора виконує синхронний генератор, що приводиться в обертання від ведомого валу коробки передач. Двигуном є трьохфазна синхронна електрична машина, що механічно з'єднана з швидкісним механізмом спідометру.

Більшість систем керування двигуном та трансмісією використовує інформацію про швидкість автомобіля, яка надходить з індукційних давачів або давачів Холла, що видають імпульси

напруги під час проходження феромагнітних мас повз чутливий елемент. Ці давачі встановлюються, як правило, на коробці передач. Контролери, які є складовими частинами відповідних систем, обчислюють швидкість автомобіля на базі часу між імпульсами.

Таким чином традиційні засоби вимірювання швидкості автомобіля використовують тільки інформацію про обертання коліс. При цьому результати вимірювань мають досить велику похибку за рахунок прослизання та нерівномірності обертання коліс. Ця похибка значно звужує область використання таких систем і практично не може використовуватися для аналізу руху автомобілю з АБС.

Відомий давач швидкості автомобіля ДСА у якості чутливого елемента використовує давач Холла. Під час обертання ведучих коліс він видає імпульси з частотою 6 імпульсів на метр руху автомобіля. По інформації про період часу між цими імпульсами контролери систем керування двигуном та трансмісією розраховують швидкість автомобіля. Цей пристрій прийнято за прототип.

Основними недоліками цього пристрою є велика похибка за рахунок прослизання та нерівномірності обертання коліс, залежність похибки вимірювання від радіусу повороту, рівності та склизкості дороги. В основу пропонуємого пристрою є вимірювання прискорення автомобіля у напрямку його повздовжньої вісі, одержання значення дійсної швидкості автомобіля шляхом інтегрування результатів вимірювання прискорення та корекції результатів обчислень за інформацією з давача швидкості ДСА саме у той час, коли його похибка є найменшою.

Поставлену задачу досягнуто тим, що крім давача швидкості ДСА, що встановлений на приводі спідометра на коробці передач, у відповідності до винаходу у центрі мас автомобіля встановлюється давач прискорень з віссю чутливості орієнтованою у напрямку повздовжньої вісі автомобіля, а блок обробки інформації виконано у вигляді мікропроцесорного пристрою, що включає в себе інтегруючий обчислювальний блок, блок корекції, блок керування корекцією та блок відображення та реєстрації інформації.

На рис.8.1 приведено схему пристрою для вимірювання дійсної швидкості автомобіля, де 1 – давач прискорення, 2 – інтегруючий обчислювальний блок, 3 – блок відображення та реєстрації інформації, 4 – давач швидкості ДСА, 5 – блок корекції, 6 – блок керування корекцією.

На автомобіль як можна ближче до його центру мас (або у тоці, у якій треба вимірювати реальну швидкість) встановлюється давач прискорень, наприклад, *ADXL210AQC* фірми *Analog Devices* (1) з віссю чутливості орієнтованою у напрямку повздовжньої вісі автомобіля. Давач прискорень електрично зв'язаний з інтегруючим обчислювальним блоком (2) та блоком керування корекцією (6). Вихідні сигнали блоку керування корекцією надходять в блок корекції (5) та інтегруючий обчислювальний блок (2). Вихідний сигнал блоку корекції надходить на вхід інтегруючого обчислювального блоку. На входи блоку корекції, блоку керування корекцією та інтегруючого обчислювального блоку надходить сигнал з давача швидкості ДСА (4). З виходу інтегруючого обчислювального блоку сигнал подається до блоку відображення та реєстрації інформації.

Пристрій для вимірювання дійсної швидкості автомобіля працює так. За допомогою давача прискорень, що встановлений у центрі мас автомобіля, вимірюється прискорення автомобіля у напрямку його повздовжньої вісі. Сигнал прискорення подається на вхід інтегруючого обчислювального блоку, де на його основі, шляхом інтегрування по часу, обчислюється швидкість автомобіля

$$V_x(t) = C \int_{t-\Delta T}^t a_x(t) dt + V_K, \quad (8.1)$$

де C – постійна інтегрування;

a_x – вихідний сигнал з давача прискорення;

ΔT – період корекції швидкості;

V_K – вихідний сигнал з давача швидкості в момент корекції.

Обчислена швидкість автомобіля періодично корегується за інформацією від давача швидкості ДСА за допомогою блоку корекції. Момент здійснення корекції обирається блоком керування корекцією, який видає команду на здійснення корекції швидкості у інтегруючий обчислювальний блок та блок корекції у кожному випадку, коли за період часу ΔT зміна вихідного сигналу з давача швидкості автомобіля не перевищувала ΔV , а сигнал з давача прискорень автомобіля не перевищував величини Δa . Крім того блок керування корекцією змінює постійну інтегрування C в залежності

від режиму руху, який визначається по сигналам, що надходять з датчиків прискорення та швидкості автомобіля. Постійні ΔT , ΔV та Δa , а також діапазон змінювання постійної інтегрування C визначається емпіричним шляхом для кожного типу автомобіля.

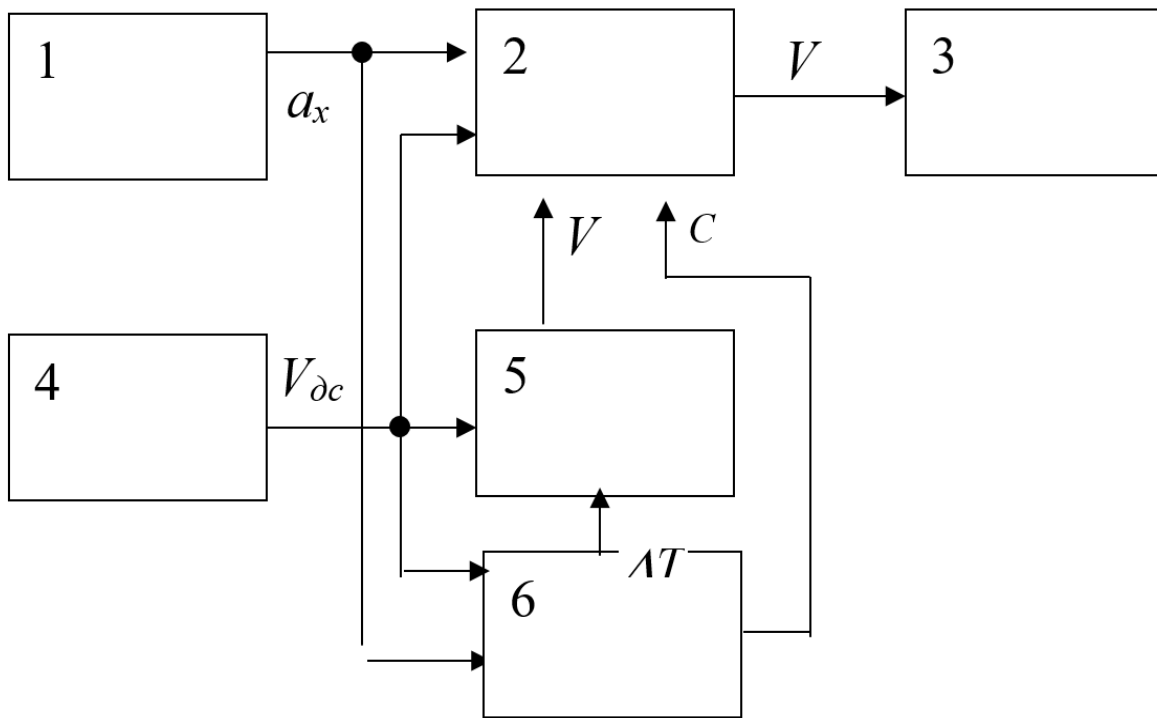


Рисунок 8.1 – Вимірювання дійсної швидкості

Однак, безпосередні вимірювання параметрів руху автомобіля з АБС, пов'язані не тільки з оцінкою швидкості його переміщення у просторі, але й умови руху, властивості середовища руху. Тому для моніторингу руху автомобіля з АБС у цілому треба виконувати обчислення усіх необхідних параметрів за побічними ознаками на основі реєстрації частоти обертання чотирьох коліс автомобіля та прискорення у чотирьох різних його точках, що дозволить одержати пристрій з більш розширеними функціональними можливостями (оцінки траєкторії руху, рівності покриття та зчеплення коліс з автомобільною дорогою).

Поставлену задачу можна вирішити таким чином. Складові частини такого вимірювального комплексу виконані у вигляді датчиків прискорення з можливістю вимірювання прискорення у трьох взаємно перпендикулярних вісях та видачею інформації у вигляді сигналу з широтно-імпульсною модуляцією, що розташовані у чотирьох точках над колесами автомобіля, а також магніто-

індукційних давачів обертання коліс, а блок обробки інформації виконано у вигляді мікропроцесорного пристрою, що включає в себе блок комутації, перетворення та нормалізації сигналів, блок первинної обробки інформації та інтерфейсний блок.

На рис.5.2 наведено схему такого пристрою, де 1 – давач прискорення 1; 2 – давач обертів 1; 3 – давач прискорення 2; 4 – давач обертів 2; 5 – давач прискорення 3; 6 – давач обертів 3; 7 – давач прискорення 4; 8 – давач обертів 4; 9 – блок комутації перетворення та нормалізації сигналів; 10 – блок первинної обробки інформації; 11 – інтерфейсний блок; 12 – мікропроцесорний пристрій; 13 – ПЕОМ.

На автомобіль в чотирьох точках над його колесами встановлюються давачі прискорень *ADXL210AQC* фірми *Analog Devices* (1, 3, 5, 7) в напрямку трьох взаємно перпендикулярних осей та магніто-індукційні давачі обертання коліс (2, 4, 6, 8). Давачі електрично зв'язані з мікропроцесорним пристроєм (12), який включає в себе блок комутації, перетворення та нормалізації сигналів (9), блок первинної обробки інформації (10) та інтерфейсний блок (11). З мікропроцесорного пристрою інформація передається до ПЕОМ (13) для заключної обробки, відображення та реєстрації.

Пристрій для моніторингу руху автомобілю працює так. Під час руху автомобіля проводиться реєстрація інформації про прискорення чотирьох точок автомобіля та обертання коліс, яка одержується з відповідних давачів прискорень та обертання. Сигнали з давачів інформації перетворюються в цифрову форму в блоці комутації, перетворення та нормалізації сигналів і вводяться в мікропроцесор блоку первинної обробки інформації. Тут корисні сигнали вилучаються на тлі збурень за допомогою методів фільтрації та компенсації, а після цього на базі цих сигналів синтезуються інформаційно місткі посилки з необхідною періодичністю. Одержані інформаційні посилки за допомогою інтерфейсного блоку пересилаються в ПЕОМ, де проводиться їх заключна обробка.

Під час цієї обробки інформації в ПЕОМ визначаються координати, радіуси поворотів дороги, азимут та довжина прямих вставок, повздовжні та поперечні ухили, рівність дороги, яка визначається кількістю товчків на один кілометр, та зчипні якості дороги, які визначаються коефіцієнтом зчеплення з дорогою.

Одержані геометричні параметри дороги, а також її рівність та зчипні якості відображаються на екрані ПЕОМ у графічному або цифровому вигляді, а також реєструються на магнітних носіях інформації.

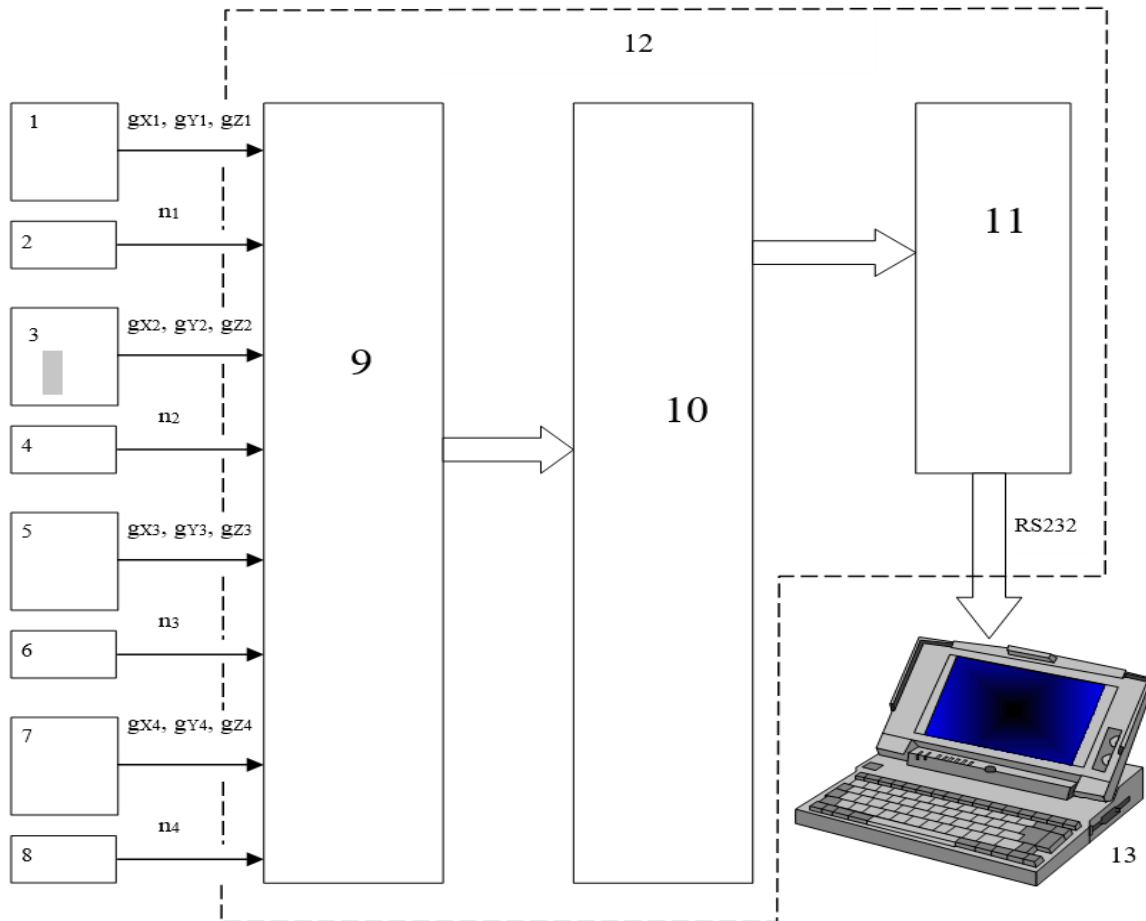


Рисунок 8.2. Пристрій для моніторингу руху транспортних засобів

Формування у пам'яті ЕОМ усіх первинних параметрів, перш за все прискорень, є основою для оцінки якості роботи АБС з урахуванням властивостей середовища руху. Прискорення, реальна швидкість автомобілю зіставляється з параметрами дорожнього середовища та є вхідними даними для оцінки роботи АБС у цілому.

Таким чином, для подальшого дослідження проблеми створення нової сучасної гальмової системи, у якій об'єднано електропневмопривід з АБС, треба як використовувати методи активного моделювання та макетного проектування, так і створити новий спеціальний випробувальний комплекс, що призначено для моніторингу руху автомобіля з АБС.

На основі досвіду досліджень, що виконуються у ХНАДУ з створення спеціалізованого автомобільного дослідного обладнання можна також стверджувати, що основою такого комплексу павина бути не універсальна ПЕОМ, а промисловий, або панельний комп'ютер [21 – 28].

ВИСНОВКИ

1. З'ясовано, що існуючі конструкції електропневматичних модуляторів, в основному можуть застосуватися для гальмових приводів з антиблокувальними системами та лише частково можуть бути використані як елементи в електропневматичному гальмовому приводі, тому що керування подачею повітря у виконавчі органи здійснюється самим стисненим повітрям, тобто керуванням займається пневматика. Такі модулятори доцільно ставити в місцях безпосередньої близькості від гальмового крана. В інших випадках ефективним є застосування модуляторів цілком керованих електричним сигналом, тобто з нормально закритим впускним клапаном.

Розглядаючи ЕППІ як системи автоматичного керування дозволяє моделювати процеси, що відбуваються на стадії проектування. При цьому в якості інструмента використовувався *Simulink* пакету *Matlab*.

Виявлена цілісність конструювання універсального електронного блоку керування електропневматичного гальмового приводу, контролюючого роботу декількох систем транспортного засобу. Дана обставина дозволить значно покращити узгодженість і синхронність роботи різних систем, що призведе до підвищення активної безпеки транспортного засобу в цілому.

2. Визначено вимоги до модуляторів та розроблені варіанти схем електропневмопривода, об'єднаного з АБС, з підвищеною безвідмовністю.

3. Запропоновано на виході з модулятора тиску з нормально закритим впускним клапаном ставиться подвійний електроклапан. Він відіграє роль захисного клапана і призначений для відключення аварійного ланцюгу при гальмуванні штатною, електропневматичною системою. При виході з ладу модулятора тиску, відсутності електроживлення електронного блоку керування, чи модулятора самого клапана він залишає відкритим канал для доступу повітря з аварійної гальмової галузі до гальмових камер. Така система захисту контролює будь-які відхилення в електромережі і тому електронний блок, використовуючи функції діагностики, приймає рішення про включення аварійної гальмової системи.

4. Розроблено експериментальний зразок електронної частини такої АБС. Виконано експериментальна перевірка та випробування працездатності запропонованих рішень. Ці рішення є теоретичні засади щодо виготовлення промислових зразків нової АБС. Для дослідження такої системи визначено нові рішення щодо створення випробувального комплексу на базі промислового комп'ютеру.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Котыш В.И. Гидравлика, пневматика // «Сигнал», 1998, № 11-12.
2. Гуревич Л.В. Перспективный тормозной привод // «Автомобильная промышленность», 1985, №2, С. 22-24.
3. Электропневматический тормозной привод тормозов прицепа / А.И. Попов, Л.В. Гуревич. А. с. 1255488, МКИ4 В60Т 13/68, 1986. Бюл. № 33. 3 с.
4. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Защитная подсистема автоматического электропневматического тормозного привода с электронным управлением. Ред. журнала «Автомоб. пром-ть». -М.: 1984. -13 с.
5. Гуревич Л.В. Подсистема контроля и сигнализации об отказах автомобильного электропневматического тормозного привода с электронным управлением / Ред. журнала «Автомоб. пром-ть» - М.: 1984. -23с. / Рук. деп. В НИИ Навтопром 12 ноября 1984 г., № 1112 ап-84 Дегг./
6. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля. М.: Транспорт, 1978.-152с.
7. Гуревич Л.В. Перспективный тормозной привод // «Автомобильная промышленность», 1985, №2, С. 22-24.
8. Конструирование, исследование, технология и экономика производства автомобиля. Сб. статей. Под ред. С.М. Степашкина, А.М. Кригера. М., 1980, 276 с., 103 ил., коп. (НИИИавтопром).
9. Попов А. И. Разработка и исследование электропневматического тормозного приводе автопоезда. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – М., 1988.
10. Фрумкин А.К., Попов А.И., Алышев И.И. Современные антиблокировочные и противобуксовочные системы грузовых автомобилей, автобусов и прицепов. // Обзорная информация. М.: ЦНИИТЭИ автопром, 1990, 57 с.
11. Современные системы управления/Р. Дорф, Р. Бишоп. Пер. с англ. Б.И. Копылова. - М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2002. – 832 с.

12. Системы управления с обратной связью/Ч. Филлипс, Р. Харбор. Пер. с англ. Б.И. Копылова.- М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2001. – 616 с.
13. Теория систем автоматического регулирования / Бесекерский В.А., Попов Е.П. - М.: Наука, 1966. – 992 с.
14. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин: Теория систем автоматического управления: Учеб. Пособие/ В.П. Автушко, Н.В. Богдан, В.В. Будько и др.; Под ред. Н.В. Богдана, Н.Ф. Метлюка. – Мн.: НП ООО «ПИОН», 2001. – 396с.
15. А.Н. Туренко, В.А. Богомоллов, В.И. Клименко, В.И. Кирчатый. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. – Харьков: Издательство ХГАДТУ, - 2000.
16. Гредескул А.Б. Динамика торможения автомобиля. – Автореферат диссертации на соискание ученой степени д-ра техн. наук. – М., 1964. – 32 с.
17. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств / А.Н. Туренко, В.А. Богомоллов, В.И. Клименко, В.И. Кирчатый, С.Я. Ходырев – Харьков: Издательство ХНАДУ (ХАДИ), 2002. – 400 с.
18. А.Н. Туренко, В.А. Богомоллов, В.И. Клименко, В.И. Кирчатый. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. – Харьков: Издательство ХГАДТУ, 2000. – 474 с.
19. Осепчугов В.В, Фрумкин А.К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета. – М.: Машиностроение, 1989.
20. Современные системы управления/Р. Дорф, Р. Бишоп. Пер. с англ. Б.И. Копылова. - М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2002. – 832 с.
21. Теория автоматического регулирования/А.С. Востриков, Г.А. Французова. – М.: Высш. шк., 2004. – 365 с.
22. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств / А.Н. Туренко, В.А. Богомоллов, В.И. Клименко, В.И. Кирчатый, С.Я. Ходырев – Харьков: Издательство ХНАДУ (ХАДИ), 2002. – 400с.

23. Совершенствование процесса управления пневматической подвеской автотранспортных средств / А.И. Шилов. Дис. на соиск. уч. степени кандидата технических наук. Харьков, 2002.

24. MATLAB6/6.1/6.5+Simulink 4/5. Основы применения. Полное руководство пользователя/ Дьяконов В.П. М.: СОЛОН-Пресс. – 2002. – 768 с.

25. Туренко А.Н., Богомоллов В.А., Гурко А.Г., Крамський А.В., Кирчатий Ю.В. Моделирование работы электронного регулятора тормозных сил для автобуса «Харьковчанин» //Автомобильный транспорт, №15. – Харьков: ХНАДУ, 2004. С.

26. МИКРОкомпьютеры для встраиваемых применений. Каталог-2001. Выпуск 3. ХОЛИТ Дэйта Системс.- 40с.

27. Промышленные контроллеры. Каталог-2001. Выпуск 4. ХОЛИТ Дэйта Системс.- 32с.

28. А.С. № 1587341 СССР, G01C 7/ 04 Способ измерения радиуса кривой в плане // Алексеев О.П. и др., заявлено 4.04.88, опубл. 23.08.90 бюл.№31.

29. А.С. № 174934 СССР, E01C 23/ 07 Способ определения сцепных качеств дорожного покрытия // Алексеев О.П. и др., заявлено 24.10.89, опубл. 23.07.92 бюл.№27.

30. А.С. № 179693 СССР, G01C 7/ 04 Способ определения продольного уклона // Алексеев О.П. и др., заявлено 22.08.90, опубл. 23.02.93 бюл.№7.

31. А.С. № 1827405 СССР, E01C 23/ 07 Способ определения ровности дорожного покрытия // Алексеев О.П. и др., заявлено 12.03.91, опубл. 15.07.93 бюл.№26.

32. Патент України на винахід № 42010 , 14 червня 2002 року // Алексієв В.О., Костюченко С.М., Серіков С.А. Пристрій для моніторингу автомобільних доріг.

33. Патент України на винахід № 45156 , 26 липня 2002 року // Алексієв В.О., Костюченко С.М., Серіков С.А. Пристрій для вимірювання швидкості автомобілю.

34. Поляк Д. Г., Никаноров Б. И., Поляк Л. Д. Экспериментальные исследования переходных процессов в системах автоматического управления сцеплением и топливоподачей с электропневматическими устройствами автоматики // Труды НАМИ. 1991. С. 3-15.

35. Гультаев А.К. MATLAB 5.2. Имитационное моделирование в среде Windows: Практическое пособие. – Спб.: КОРОНА-принт, 199.-288 с.

36. A Division WABCO Standart GmbH. BBS (EPB) - Electronically Controlled Breaking System Description of system and Function. 1998 editio

Наукове видання

Туренко Анатолій Миколайович

Клименко Валерій Іванович

Богомолів Віктор Олександрович

Леонт'єв Дмитро Миколайович

Михалевич Микола Григорович

Куріпка Олександр Володимирович

**РОЗРАХУНОК ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ
СТРУКТУРНИХ МОДУЛІВ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО
ГАЛЬМОВОГО ПРИВОДУ**

Монографія

Відповідальний за випуск В.І. Клименко

Авторська редакція

Комп'ютерна верстка Д.М. Леонт'єв

ВИДАВНИЦТВО

Харківського національного автомобільно-дорожнього університету
Видавництво ХНАДУ, 61002, Харків-МСП, вул. Петровського, 25,
Тел./факс: (057) 700-38-64; 707-37-03, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua

Свідчення Державного комітету інформаційної політики, телебачення
та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції, серія № ДК №897 від 17.04.2002 р.

Підписано до друку 21.12.2020 р. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.

Гарнітура Times New Roman. Віддруковано на ризографі.

Умовн. друк. арк. 7.75. Обл.-вид арк. 5.63.

Замовлення № 31/12/20. Тираж 300 прим. Ціна договірна.

Віддруковано ФОП Гончаренко В.Б.

Регістраційний номер 200480000000246251

в Єдиному державному реєстрі юридичних осіб,

ФОП та громадських формувань