

**СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ
Інститут транспорту та логістики
Кафедра залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-
транспортних машин**

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до дипломної роботи
освітньо-кваліфікаційного рівня магістр**

напряму підготовки 274 Автомобільний транспорт
спеціальності 8.07010601 Автомобілі та автомобільне господарство

на тему: «Дослідження процесу гальмування з антиблокувальною системою та
оптимізація його параметрів»

Виконала: студент групи АТ-16дм
Кравчук А.В.

.....
(підпис)

Керівник: ст.вик. Клімаш А.О.

.....
(підпис)

Завідувач кафедри: проф. Горбунов М.І.

.....
(підпис)

Рецензент:

.....
(підпис)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОБУСІВ З АНТИБЛОКУВАЛЬНИМИ СИСТЕМАМИ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ЇХ ПАРАМЕРІВ.....	8
1.1 Дослідження робочих процесів та динаміки гальмування...	8
1.2. Вплив стабільності характеристик фрикційних матеріалів на гальмівні властивості.....	9
1.3. Вплив температурного режиму фрикційних матеріалів на роботу гальмівної системи.....	12
1.4 Висновки до розділу.....	13
РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНЕ ТА ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ АБС.....	14
2.1. Обґрунтування вибору керувальних параметрів алгоритму АБС автобусів на підставі синтезу оптимального зворотного зв'язку.....	14
2.2. Математична модель процесу гальмування.....	15
2.3. Вибір керувальних параметрів гальмування.....	24
2.4 Висновки до розділу.....	28
РОЗДІЛ 3 СИНТЕЗ АДАПТОВАНИХ ЗАКОНІВ КЕРУВАННЯ АБС.....	29
3.1. Якість роботи АБС.....	29
3.2. Дослідження впливу початкових умов при постійних значеннях керуючих параметрів гальмування.....	32
3.3. Синтез законів керування АБС для автобуса ЛАЗ-42071.....	41

3.1 Висновки до розділу.....	56
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ. ДОСЛІДЖЕННЯ ШКІДЛИВИХ ТА НЕБЕЗПЕЧНИХ ЧИННИКІВ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛЯ.....	58
4.1 Охорона праці.....	58
4.2 Безпека у надзвичайних ситуаціях.....	65
4.3 Висновки до розділу.....	70
ВИСНОВКИ.....	71
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	74

ВСТУП

Ефективний розвиток господарського комплексу України істотно залежить від досягнутого рівня транспортних перевезень в цілому і пасажирських перевезень зокрема. Важливим технічним і соціальним показником, який характеризує стан і рівень транспортних перевезень, є безпека на транспорті. Згідно з даними, наведеними в праці більше половини пасажирських перевезень в Україні здійснюється автобусами. Тому, розроблення методів аналізу і синтезу їх гальмувального керування(ГК) з метою підвищення ефективності гальмування, стійкості гальмуючих автобусів, а значить, і покращання їх активної конструктивної безпеки, є важливою і актуальною проблемою.

Дослідженню гальмівних властивостей та вдосконаленню ГК АТЗ присвячені наукові праці багатьох вітчизняних та зарубіжних вчених. В них досліджені як окремі підсистеми ГК (гальмові механізми, гальмові приводи,), так і те чи інше поєднання згаданих підсистем і, рідше, – в сукупності з деякими іншими функціонально зв'язаними підсистемами АТЗ.

З огляду на соціальну значущість згаданої проблеми необхідно для її вирішення використовувати нові і ефективні концептуальні підходи та методологічні принципи. В запропонованій концепції розширені контури досліджуваної системи, передбачено поглиблене дослідження всіх підсистем в теоретичному і в прикладному аспектах на стадіях аналізу і синтезу з врахуванням конструктивних особливостей автобусів та специфіки проектування їх гальмових керувань.

Попередня інформація про об'єкт. Суттєвий вплив на проектування ГК автобусів мають і специфічні конструктивні особливості останніх (автобуси з підвищеною габаритною висотою, зі зміщеним відносно поздовжньої осі центом мас, специфічне співвідношення між нормальними реакціями на передніх і задніх колесах, наявність пневматичної підвіски, застосування різнотипних гальмових механізмів і т.п.).

Актуальність теми. Зростання інтенсивності руху та швидкісних властивостей АТЗ загострюють проблему підвищення їх активної конструктивної безпеки та удосконалення систем, які забезпечують її. Це, головним чином, стосується ГК, оскільки майже 50% дорожньо-транспортних пригод стається під час гальмування, і, передусім, ГК автобусів (на частку автобусів припадає понад 60% пасажирських перевезень в Україні).

Для виявлення і реалізації потенціальних можливостей з підвищення ефективності гальмування та забезпечення стійкості гальмуючих автобусів в роботі запропонована відповідна концепція та методологія досліджень. В запропонованій концепції істотно розширені контури досліджуваної системи, до якої віднесено ГК з підсистемами гальмові механізми, гальмові приводи, РГС, АБС з урахуванням функціонально пов'язаної з ним багатомасової просторової системи “гальмуючий автобус” з підсистемами “підвіска”, “кермове керування”, “колесо - дорога” та “водій”. Передбачено поглиблене комплексне дослідження ГК автобусів як в теоретичному (нові та вдосконалені методи, математичні моделі і критерії ефективності), так і в прикладному аспектах (оригінальне програмне забезпечення, нові методики, алгоритми та конструкції підсистем і їх елементів).

Специфіка проектування ГК автобусів полягає у використанні складових частин вантажних та легкових автомобілів вітчизняного і закордонного виробництв, на основі яких необхідно створити оптимальний проект для задоволення жорстких вимог щодо ефективності екстреного гальмування з холодними і нагрітими гальмами та стійкості і керованості гальмуючих автобусів в різних умовах експлуатації (міські, приміські, міжміські та гірські маршрути).

Мета і задачі дослідження. Мета роботи – дослідження процесу гальмування з антиблокувальною системою та оптимізація його параметрів.

Задачі дослідження:

- Дослідити процес гальмування з антиблокувальною системою.

- Розробити математичну модель для аналізу гальмування в системі «коло-лесо-дорога-водій».
- Провести комп'ютерне моделювання процесу гальмування з використанням програмного забезпечення.
- Проаналізувати вплив конструктивних та експлуатаційних чинників на критерій ефективності екстреного гальмування автотранспортного засобу, та обґрунтувати перелік керувальних параметрів алгоритмів АБС для автобусів різних класів.

Об'єкт дослідження – процес гальмування транспортного засобу.

Предмет дослідження – моделі і методи системного аналізу та оптимального синтезу ГК автобусів у складі відкритої системи.

Методи дослідження. Методологічну основу проведених досліджень становить системний підхід до моделювання гальмування транспортних засобів.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

- одержала подальший розвиток математична модель гальмування транспортних засобів з використанням АБС та при екстреному гальмуванні.

Практичне значення отриманих результатів

- розроблена методика та програма розрахунків параметрів та режимів роботи гальмової системи;

- підвищена ефективність гальмування за рахунок оптимального керування.

Структура та обсяг роботи. Магістерська робота складається зі вступу, чотирьох глав, виводів, списку використаних джерел. Повний обсяг роботи містить – 8 сторінок, презентація магістерської роботи містить –12 слайдів.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМУВАННЯ З АНТИБЛОКУВАЛЬНИМИ СИСТЕМАМИ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ЇХ ПАРАМЕТРІВ

1.1. Дослідження робочих процесів та динаміки гальмування

Спеціалісти в галузі автомобілебудування вважають що анти- блокувальна система (АБС) є найсуттєвішим технічним удосконаленням автомобіля з моменту його винаходу. АБС відноситься до найбільш ефективних засобів підвищення активної безпеки автотранспортних засобів. У зв'язку з прийняттям багатьма країнами законодавства щодо обов'язкового оснащення автомобілів і, в першу чергу, автобусів антиблокувальними системами зростає актуальність створення вітчизняних АБС та дослідження умов ефективного використання імпортованих АБС на українських автобусах, що не тільки сприятиме підвищенню їх активної безпеки, але і забезпечить конкурентоспроможність вітчизняних автобусів на світовому ринку та їх активну участь у міжнародних перевезеннях. В додатку Р.1 наведені статистичні дані щодо впливу АБС на стійкість АТЗ, гальмівний шлях, середню швидкість, зношуваність шин та на зменшення кількості дорожньо-транспортних пригод.

Питанням розробки АБС, дослідженню їх робочих процесів та динаміки гальмування автомобілів, обладнаних АБС, присвячені праці В.П. Автушко, М.М. Альокса, В.Д. Балакін, В.О. Богомолов, Є.М. Гецович, А.Б. Гредескул, Л.В. Гуревич, В.В. Іванов, В.А. Іларіонов, А.О. Ірсалієв, В.В. Капустін, П.Н. Кишкевич, Ф.К. Кравець, А.Х. Каландаров, Г.М. Косолапов, С.Й. Ломака, П.Б. Лукавський, Р.О. Меламуд, М.Ф. Метлюк, В.В. Мочалов, Я.Н. Нефед'єв, Е.Т. Орозбеков, та ін. В працях згаданих вчених розглянуті

важливі теоретичні та прикладні аспекти розроблення АБС. Велика увага в них приділена розробленню математичних моделей для дослідження АБС з уточненням контактної взаємодії колеса з дорогою моделей гальмового приводу. Ефективність застосування АБС досліджувалось для легкових і вантажних автомобілів, автопоїздів та автомобілів особливо великої вантажопідйомності а також тракторів. Значна увага приділена аналізу впливу АБС на бокову стійкість автомобіля та розробленню пропозицій з її покращання.

Аналіз показав, що деякі питання багатопланової проблеми створення АБС не знайшли належного висвітлення в розглянутих працях і тому стали предметом дослідження даної роботи, а саме:

– вироблення обґрунтованих рекомендацій щодо вибору керуючих параметрів алгоритму АБС для автобусів різних класів в залежності від динамічних властивостей робочої гальмової системи і з умови забезпечення оптимальної стабілізації характеристик та експоненціальної стійкості перехідних процесів АБС; – розроблення методів синтезу комбінованих законів керування АБС, які забезпечують адаптацію їх алгоритмів до зміни таких експлуатаційних параметрів як маса, коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою та швидкість автобуса зі створенням відповідних комп'ютерних програм;

– розроблення методу, алгоритму та розв'язок оптимізаційної задачі з визначення оптимальних значень швидкостей, при яких необхідно здійснювати перехід на індивідуальне регулювання передніх та задніх коліс автобуса.

1.2. Вплив стабільності характеристик фрикційних матеріалів на гальмівні властивості

Фрикційні матеріали гальмівних механізмів сучасних автомобілів працюють у важких умовах, викликаних дією високих температур, що розвива-

ються швидкостей ковзання, статичних і динамічних навантажень. Всі ці чинники впливають на характеристики фрикційних пар, викликаючи їх зміни. Тому однією з основних вимог, що пред'являються до матеріалів фрикційних пар, є стабільність зазначених характеристик у великому діапазоні температур і навантажень.

Теплові процеси, спричинені гальмуванням, і характер їх протікання визначають ефективність і надійність гальмівних механізмів. Класичне уявлення функцій гальма, пристрої для отримання необхідного гальмівного моменту, що визначає вимоги до гальмівних механізмів за "силовим" критерієм, тобто що розвивається гальмівного моменту, необхідного приводного зусилля [1-5]. Для оцінки ефективності гальмівних механізмів використовуються також такі критерії, як коефіцієнт ефективності і робота, витрачена на включення гальмівного механізму [5,6]. Проектний розрахунок гальмівного механізму здійснюється за що розвивається моменту, а тепловий розрахунок проводиться як контрольний.

Відзначена багатьма дослідниками [4,7,8] залежність ефективності гальма від його теплового стану привернула увагу до проблеми підтримання оптимального теплового режиму, при якому забезпечується стійка робота і довговічність основних деталей. Однак, в цих роботах не зазначено, що температура нагріву фрикційних матеріалів та її вплив на коефіцієнт тертя повинні враховуватися при виборі гальмівних механізмів для транспортного засобу, матеріалів їх фрикційних пар.

Дослідження теплових процесів в гальмівних механізмах різних типів, проведені А. В. Чичинадзе [8, 9], А. В. Вольченко [10], В. К. Часток [11], В. Я. Кушовым [12] та іншими авторами, були спрямовані на визначення умов нормальної роботи фрикційних пар. В роботі А. С. Федосова [13] оптимізовано вибір гальмівних механізмів легкового автомобіля на стадії проектування за критерієм енергонагруженности. Більшість авторів вважають першорядним визначення температури фрикційної поверхні. Температура на поверхні тертя

впливає на коефіцієнт тертя і довговічність фрикційного вузла. Так, в роботах [10, 14, 15, 16] наводяться результати експериментальних досліджень, що демонструють залежність вихідних характеристик гальмівних механізмів від температури фрикційних поверхонь.

Надмірний нагрів гальмівних механізмів призводить до зменшення коефіцієнта тертя μ фрикційних поверхонь нижче припустимого значення і підвищеного зносу фрикційних накладок. Дослідженню цього питання присвячені роботи [16-20].

В роботі В. П. Волкова [21] було підтверджено, що якщо при нагріванні деталей гальмових механізмів поверхневі і об'ємні температури перевищують допустимі значення, то змінюються фрикційні властивості пар тертя при взаємодії деталей, а це обумовлює зміну характеристик гальмівних механізмів [7, 22, 23].

В роботах [24, 25, 26] також зазначено, що найбільш нестабільними елементами гальмівної системи є гальмівні механізми. У роботі [27] наведено аналіз усього різноманіття факторів, що впливають на нестабільність гальмівних механізмів, і було визначено, що найбільш нестабільним елементом системи є фрикційна пара. Стабільність величин моментів, створюваних гальмівними механізмами, впливає і на величину гальмівного шляху, і на стійкість автомобіля [24, 25].

Раніше в роботах [8, 28, 29, 30] відзначалося істотне вплив контурної площі контакту пар тертя на нерівномірність гальмівних сил на колесах однієї осі, що приводить до втрати стійкості автомобіля.

Автомобілі повинні забезпечувати необхідні показники ефективності гальмування не тільки спочатку (при випуску із заводу-виробника), але і протягом всього періоду експлуатації при будь-якому поєднанні зовнішніх впливів і внутрішніх збурень у гальмівному управлінні.

Внутрішні зміни (обурення) в гальмівному управлінні можуть бути оборотними, а також – устранимим в результаті технічного обслуговування і

ремонту. До числа оборотних змін, що впливають на ефективність гальмування машини, відноситься зміна коефіцієнта тертя фрикційних пар. Це пов'язано з нагріванням останніх в результаті інтенсивних, частих або тривалих гальмувань, а також – попадання на них вологи або бруду. Оцінку здатності гальмівного управління адаптуватися до зазначених змін проводять при гальмівних випробуваннях [31, 32, 33]. Оцінку ефективності гальмування при нагрітих гальмах здійснюють у процесі випробувань тип I і II. Крім того, передбачений спеціальний етап випробувань – визначення термонагруженности та ефективності охолодження гальмівних механізмів. У стандарті [34] передбачено також етап випробувань, що полягає у визначенні залишкової ефективності і восстанавлюваності "мокрих" гальмівних механізмів. До незворотних змін, що впливають на ефективність гальмування, відноситься зміна властивостей робочого тіла (рідини або повітря), що використовується в гальмівному приводі. Ці зміни впливають на збільшення часу спрацьовування гальмового приводу, призводять до зниження приводного тиску і гальмівних моментів на колесах. До числа змін в гальмівному управлінні, усуваються при технічному обслуговуванні чи ремонті, відносяться збільшений зазор між верхніми фрикційних пар, неправильне взаємне прилягання в результаті деформування диска і неприпустимого зносу останніх.

В результаті аналізу літературних джерел було визначено, що в даний час відсутня методика вибору поєднання фрикційних пар передніх і задніх гальмівних механізмів автомобіля за їх теплофізичними характеристиками.

1.3. Вплив температурного режиму фрикційних матеріалів на роботу гальмівної системи

Зміна коефіцієнта тертя фрикційних пар гальмівних механізмів має суттєвий вплив на стабільність гальмівних властивостей автомобілів. Зменшення коефіцієнта тертя в ході нагрівання фрикційних пар призводить до зниження ефективності гальмування автомобіля, а нерівномірність його зна-

чень на лівому і правому колесах – до появи повертаючого моменту і заносу автомобіля при гальмуванні.

Існуючі математичні моделі процесу тертя враховують залежність коефіцієнта тертя від наступних факторів: температури, швидкості ковзання і тиску в контактні поверхонь. Незважаючи на велику кількість досліджень у цьому напрямку [4, 35 - 37], поки що відсутні узагальнені залежності, що дозволяють проводити оцінку впливу різних факторів на коефіцієнт тертя. В кожному конкретному випадку доводиться проводити додаткові експериментальні дослідження. Комплексний вплив швидкості і температури на коефіцієнт тертя значно і неоднозначно. Однак В. В. Крагельський в роботі [35] дотримується думки про те, що швидкість ковзання впливає на коефіцієнт тертя не сама по собі, а лише через температуру. Тому рішення поставленої задачі в зазначеній роботі [35] зводиться в результаті до визначення температури поверхонь тертя.

Висновок

1. В результаті аналізу літературних джерел було визначено, що в даний час відсутня методика вибору поєднання фрикційних пар передніх і задніх гальмівних механізмів автомобіля за їх теплофізичними характеристиками.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ

2.1. Алгоритмічний принцип роботи гальмової системи

У відповідності з нормативними документами ,Директивою 71/320 ЄЕС та Додатком 13 до Правил 13 автобуси категорії М3 повинні обладнуватися АБС категорії 1, які є найбільш досконалими і повинні задовольняти всім вимогам. Там же розглянуті запропоновані нами формули для характеристики схемних рішень АБС та алгоритмічних принципів їх роботи. Схемне рішення пропонується характеризувати структурою АБС (кількість датчиків та модуляторів на колесах переднього та заднього мостів) та схемою підключення блоку керування (БК) (кількість мікропроцесорів у БК та схема їх підключення до мостів – діагональна чи мостова).

Алгоритмічний принцип роботи АБС пропонується характеризувати формулою, яка містить ознаки принципів регулювання гальмами передніх та задніх мостів, а також організації циклів регулювання. Серед алгоритмічних принципів регулювання традиційно вирізняють принцип індивідуального регулювання (IR) та принцип одночасного регулювання обома гальмами моста (SH чи SL), причому при алгоритмічному принципі SH регулювання здійснюється за сигналом колеса, яке знаходиться у кращих за зчепленням умовах (за „сильним” колесом), а при реалізації принципу SL – за сигналом колеса, яке знаходиться у гірших за зчепленням умовах (за „слабким” колесом). Існує також принцип MIR – модифіковане індивідуальне регулювання, згідно з яким на початку гальмування діє принцип SL, який поступово переходить в IR. Організацію циклів регулювання пропонується характеризувати списком керуючих та допоміжних параметрів, за якими здійснюється регулювання (S , $\dot{\omega}$, ω , $\ddot{\omega}$, V , \dot{V}), та кількістю фаз робочого циклу модулятора (двофазний чи трифазний, з плавним чи ступінчатим характером зміни тиску).

Там же зроблено аналіз елементної бази сучасних АБС і наведені деякі рекомендації щодо схемних рішень, алгоритмічних принципів та елементного складу АБС автобусів.

На рис. 2.1 зображена схема функціонування АБС автобуса як замкнутої системи. У загальному випадку до вихідних показників об'єкту керування можна віднести лінійні та кутові переміщення автобуса та його кузова, а також перші та другі похідні від цих параметрів: x і y – поздовжнє та поперечне переміщення центра мас автобуса; z – вертикальне переміщення кузова; γ – кут повороту автобуса відносно вертикальної осі; θ і ψ – кути повороту кузова відносно поздовжньої та поперечної осей. Зворотній зв'язок утворюється завдяки чутливому елементу (давачу), підсилювально-перетворювальному та логічному пристрою (блоку керування (БК)), а також виконуючому пристрою (модулятору). Як видно з рис. 2.1, розглядувана система має ще один зворотній зв'язок, що здійснюється через водія, який, аналізуючи вихідні параметри x , y , і γ , формує керуючі дії (зусилля на гальмовій педалі $P_{\text{пед}}$ та кут повороту кермового колеса α_p)

На рис. 2.2 наведений фрагмент функціональної схеми АБС для одного колеса при умові, що автобус рухається прямолінійно і коливання кузова відсутні. Ще інформативнішою є схема, наведена на рис. 2.3, яка, крім згаданої вище інформації, ілюструє також принцип взаємодії мікропроцесорів БК з кожною із чотирьох гілок об'єкту керування.

2.2. Математична модель процесу гальмування

АБС, разом з об'єктом керування, являє собою нелінійну систему,

математична модель якої складається з диференціальних рівнянь, які описують робочі процеси підсистем “гальмовий привод”, “колесо - дорога” та об'єкту керування, а також функціональних характеристик окремих складових системи. З метою наближення розрахункових процесів до реальних за

швидкодією при моделюванні гальмового приводу використана його спрощена математична модель.



Рис. 2.1. Узагальнена функціональна схема АБС автобуса

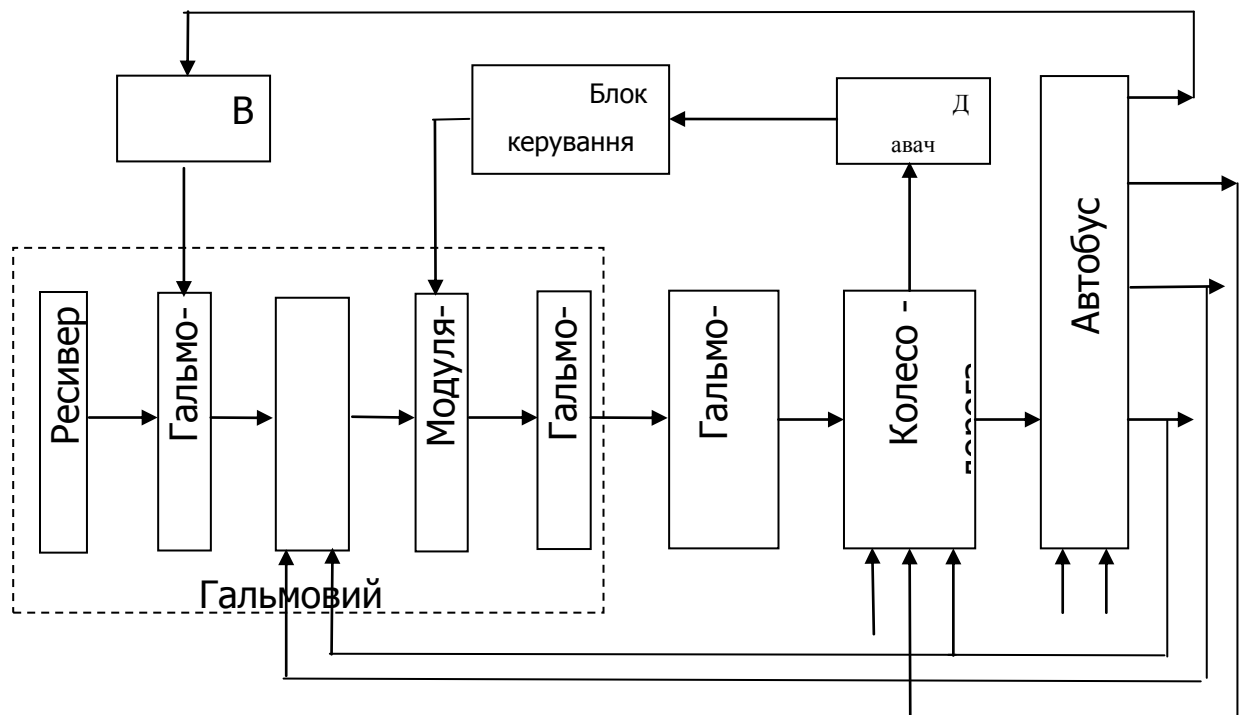


Рис. 2.2. Функціональна схема АБС колеса автобуса (рух прямолінійний, колесо невідресорне)

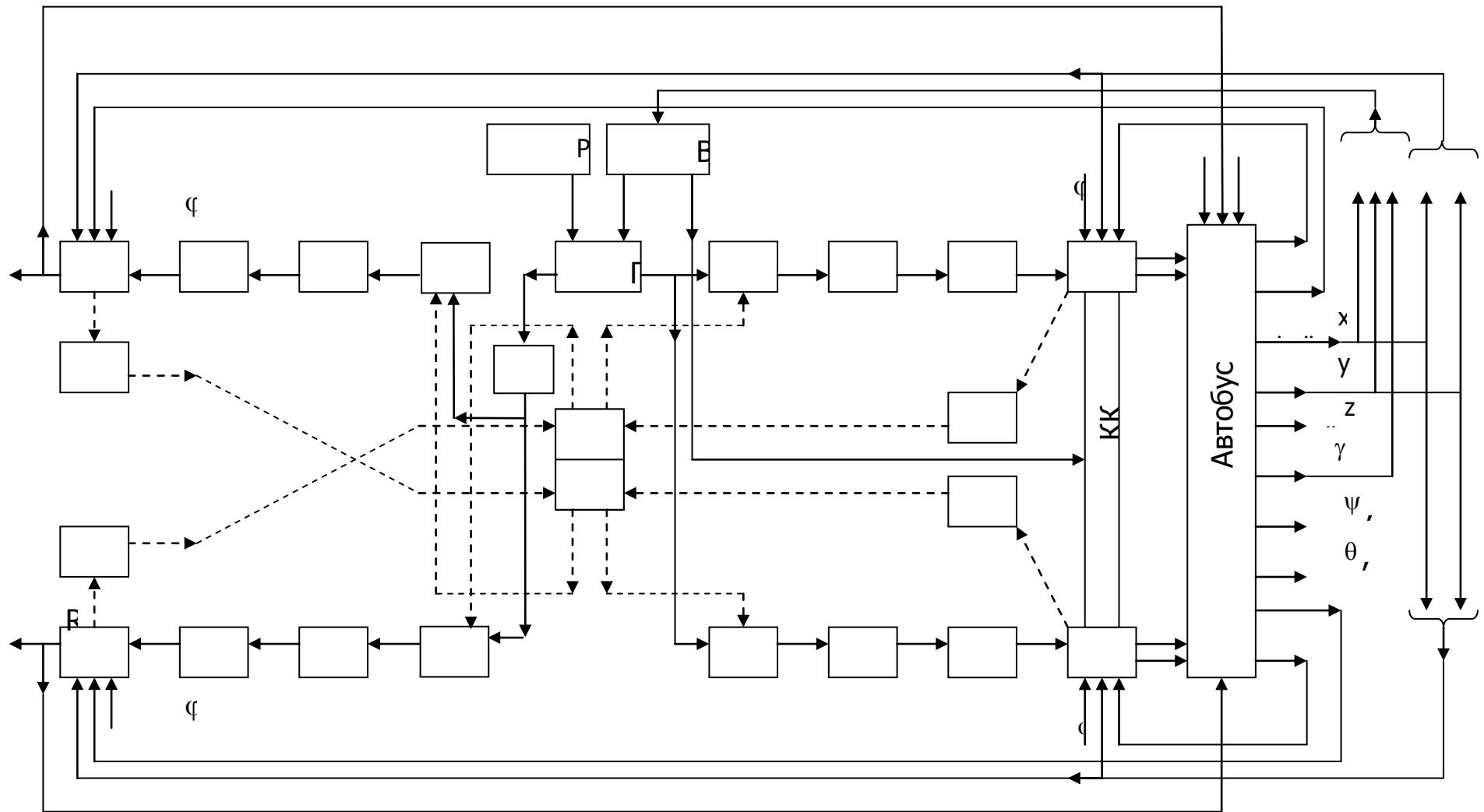


Рис. 2.3. Функціональна схема АБС для чотирьохколійної просторової коливальної моделі автобуса: В – водій; Рес – ресивер; ГКр – гальмовий кран; РГС – регулятор гальмівних сил; Мі – модулятор; ГК – гальмова камера; ГМ – гальмовий механізм; КД – підсистема колесо-дорога; КК – кермове керування; Д – давач; БК

Для цього розв'язки диференціального рівняння представлені у вигляді:
при гальмуванні

$$P_k = m_H P_{pec} (1 - e^{-\frac{t}{T_H}}); \quad (2.1)$$

при розгальмовуванні

$$P_k = P_m - m_0 P_m (1 - e^{-\frac{t}{T_0}}), \quad (2.2)$$

де P_m – максимальний тиск у пневмокамері (рис. 2.4).

Для аналітичного опису послідовного перебігу фаз процесу зміни тиску та зручності програмування залежності (2.1) і (2.2) трансформовані до вигляду:

$$P_k = P_{\Pi} + (m_H P_{pec} - P_{\Pi}) \left[1 - e^{-\frac{(t-t_c)}{T_H}} \right]; \quad (2.3)$$

$$P_k = P_m - m_0 P_m \left[1 - e^{-\frac{(t-t_r)}{T_0}} \right], \quad (2.4)$$

де P_{Π} – початкове значення тиску, яке у випадку трифазного циклу дорівнює тиску стабілізації P_c (рис. 2.4); t_c і t_r – час завершення фаз відповідно стабілізації та наповнення гальмової камери.

Всі три фази процесу зміни тиску можна описати наступною універсальною формулою

$$P_k = P_{\Pi} + U_B [m_H P_{pec} - 0,5(1 + U_B) P_{\Pi}] \left[1 - e^{-\frac{(t-t_1)}{T_H}} \right]. \quad (2.5)$$

У цій формулі приймається при гальмуванні: $U_B=1$; $t_1=t_c$; при розгальмуванні: $U_B=-1$; $P_{\Pi}=P_m$; $P_{pec}=P_m$; $m_H=m_0$; $T_H=T_0$; $t_1=t_r$; у фазі стабілізації тиску $U_B=0$, де U_B – сигнал блоку керування.

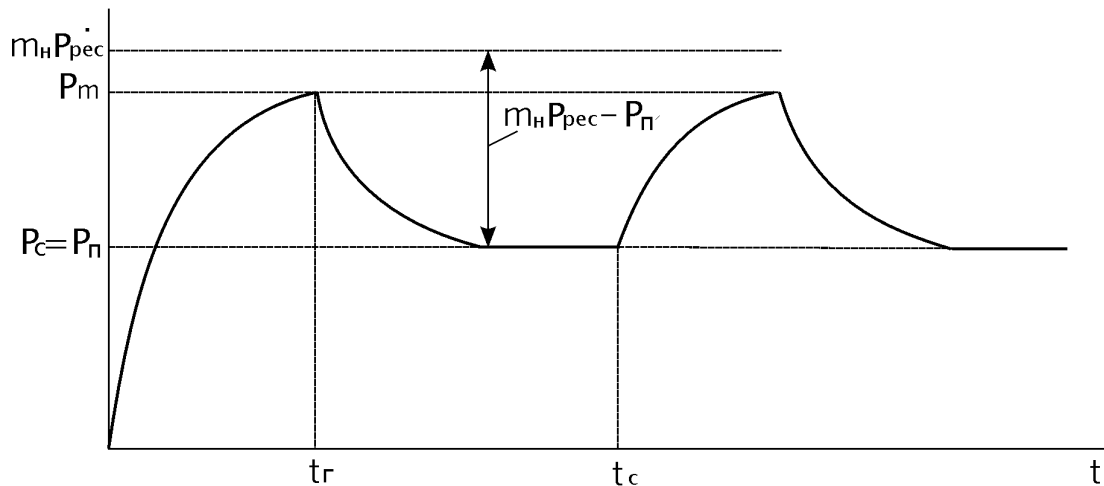


Рис. 2.4. Графік зміни тиску повітря в камерах для трифазного циклу роботи АБС

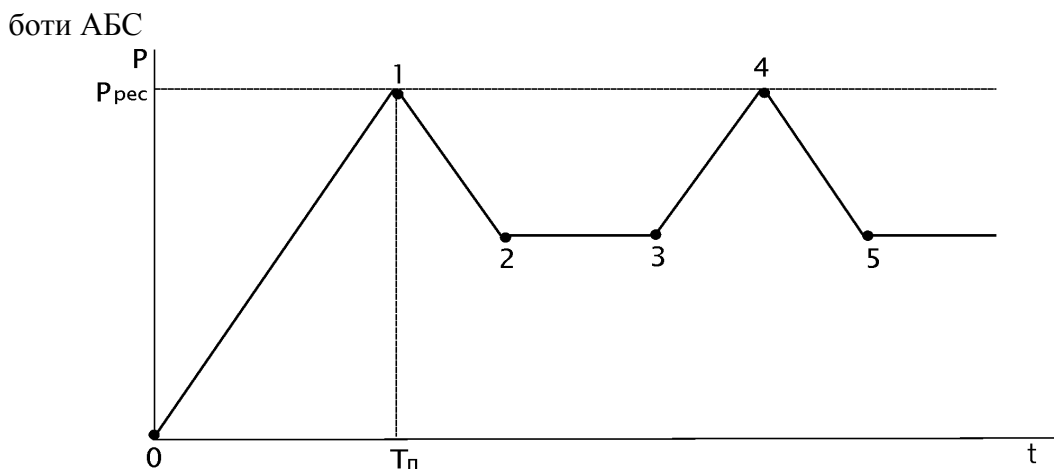


Рис. 2.5. Лінеаризований графік зміни тиску повітря в камерах для трифазного циклу роботи АБС

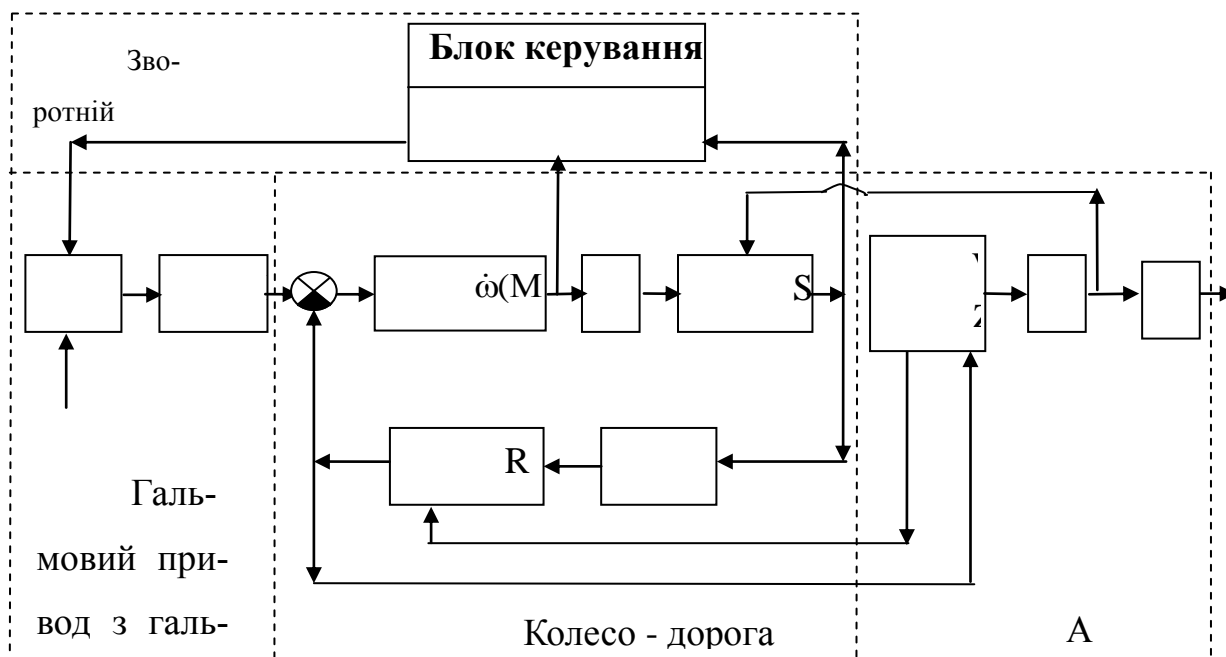


Рис. 2.6. Структурна схема АБС колеса автобуса

Функціональну характеристику гальмової камери як перетворювача тиску повітря в зусилля $Q_{шт}$ на її штоці, запишемо у вигляді

$$Q_{шт} = F_K (P_K - P_0), \quad (2.6)$$

де F_K – ефективна площа камери; P_0 – тиск, при якому фрикційні накладки входять в контакт з контртілом.

Перебіг функціональної характеристики барабанного гальмового механізму значною мірою залежить від жорсткості його барабана, колодок та опорно-розтискної системи. Досить часто вказану характеристику апроксимують поліномом 2-го ступеня

$$M_{\Gamma} = B_0 + B_{M1} Q_{шт} + B_{M2} Q_{шт}^2, \quad (2.7)$$

де B_0 , B_{M1} , B_{M2} – коефіцієнти апроксимації.

Про нелінійність залежності $M_{\Gamma}(Q_{шт})$ йдеться також у роботах Федосова О.С., Меламуда Р.О. та ін.

Для опису динаміки гальмуючого колеса використовуємо часто вживане дослідниками диференціальне рівняння руху обертової маси

$$J_K \dot{\omega} = M_{\phi} - M_{\Gamma}, \quad (2.8)$$

де J_K – момент інерції обертових мас, зв'язаних з колесом; M_{ϕ} – момент зчеплення колеса з дорогою

$$M_{\phi} = r_d R_{\phi} = r_d Z \phi(S), \quad (2.9)$$

де $R_{\phi} = Z \phi(S)$ – сила зчеплення колеса з дорогою; $\phi(S)$ – функція зчеплення, тобто залежність коефіцієнта поздовжньої сили ϕ від коефіцієнта проковзування S

$$S = 1 - \omega r_k V^{-1}. \quad (2.10)$$

Функція зчеплення $\phi(S)$ детально розглянута в розділі 3, в якому наведено декілька варіантів аналітичних залежностей для її опису (наприклад, (3.37), (3.38), (3.39), а також проаналізовано вплив експлуатаційних чинників на її перебіг.

Вертикальна реакція на колесо визначається за відомою формулою

$$Z_i = \frac{Mg\ell_i \pm \sum_{i=1}^{n_k} R_{\phi_i} h}{2L}.$$

Для переднього колеса $\ell_i = b$, а для заднього $\ell_i = a$. Якщо вважати, що АБС працює

синхронно на всіх колеса, то можна прийняти $\sum_{i=1}^{n_k} R_{\phi_i} = Mg\varphi(S)$ і тоді

$$Z_i = \frac{Mg}{2L} [\ell_i \pm h\varphi(S)]. \quad (2.11)$$

При однакових коефіцієнтах зчеплення всіх коліс з дорогою та синхронній роботі АБС на всіх колесах лінійне сповільнення колеса як складової частини автобуса дорівнює лінійному сповільненню автобуса

$$\dot{V} = -\frac{\sum_{i=1}^{n_k} R_{\phi_i}}{M} = -\frac{Mg\varphi(S)}{M} = -g\varphi(S). \quad (2.12)$$

Залежності (2.5) – (2.12) та (3.37) складають математичну модель АБС одноколісної системи, структурна схема якої наведена на рис. 2.6.

Аналізувати математичну модель системи та її структурну схему можна різними методами. Найбільш поширений з них полягає в лінеаризації рівнянь моделі, представленні їх в операторній формі за Лапласом, одержанні передатної функції системи та дослідження на її підставі самої системи. Для повнішого врахування нелінійностей в системі (наприклад, функції зчеплення, рівнянь гальмового приводу тощо) і оперативного одержання графіків фазових траєкторій та іншої графічної інформації виправданим є використання чисельних методів дослідження системи. В даній роботі з цією метою дослідження АБС проводились з використанням пакету моделювання динамічних систем в системі програмування MATLAB. Крім того, був складений пакет програм на мові ФОРТРАН для

аналізу ефективності та синтезу алгоритмів АБС, а також проводилось імітаційне моделювання АБС на спеціально створеному натурно-комп'ютерному імітаційному стенді.

На рис. 2.7 наведена концептуальна логічна схема, за якою велось комп'ютерне моделювання АБС з використанням алгоритмічної мови ФОРТРАН. Ці програми використовувалися для одержання оціночних показників процесу гальмування колеса з АБС, аналізу ефективності та відлагодження алгоритмів БК, а також для синтезу адаптованих алгоритмів БК.

Важливою стадією проектування АБС є розробка її алгоритму та функціонального програмного забезпечення (ФПЗ). Процес розробки та відлагодження ФПЗ складається з декількох основних етапів: а) розробка та відлагодження ФПЗ на математичних моделях; б) комплексне відлагодження ФПЗ з використанням імітаційних засобів; в) натурні випробування окремих елементів системи та АБС в цілому з доробкою виявлених недоліків ФПЗ.

Перший етап в сучасних умовах реалізується із залученням комп'ютерного моделювання, а третій - з використанням натурних лабораторних пристроїв та в процесі проведення дорожніх випробувань автобуса з АБС. Другий етап досить часто проводять за методикою напівнатурного моделювання, яка широко використовується для відлагодження автоматичних систем в авіаційній техніці. Так в роботах використовувалися напівнатурні пристрої, основу яких складали аналогові обчислювальні машини, які дозволяли в реальному масштабі часу моделювати систему „автомобіль-водій-дорога”, а також натурні гальмові стенди, виконані на базі гальмових приводів досліджуваних автомобілів, та реальні елементи АБС.

Функціональна схема створеного нами натурно – комп'ютерного імітаційного стенда для дослідження АБС, а також математична модель імітатора об'єкта наведені в додатку .

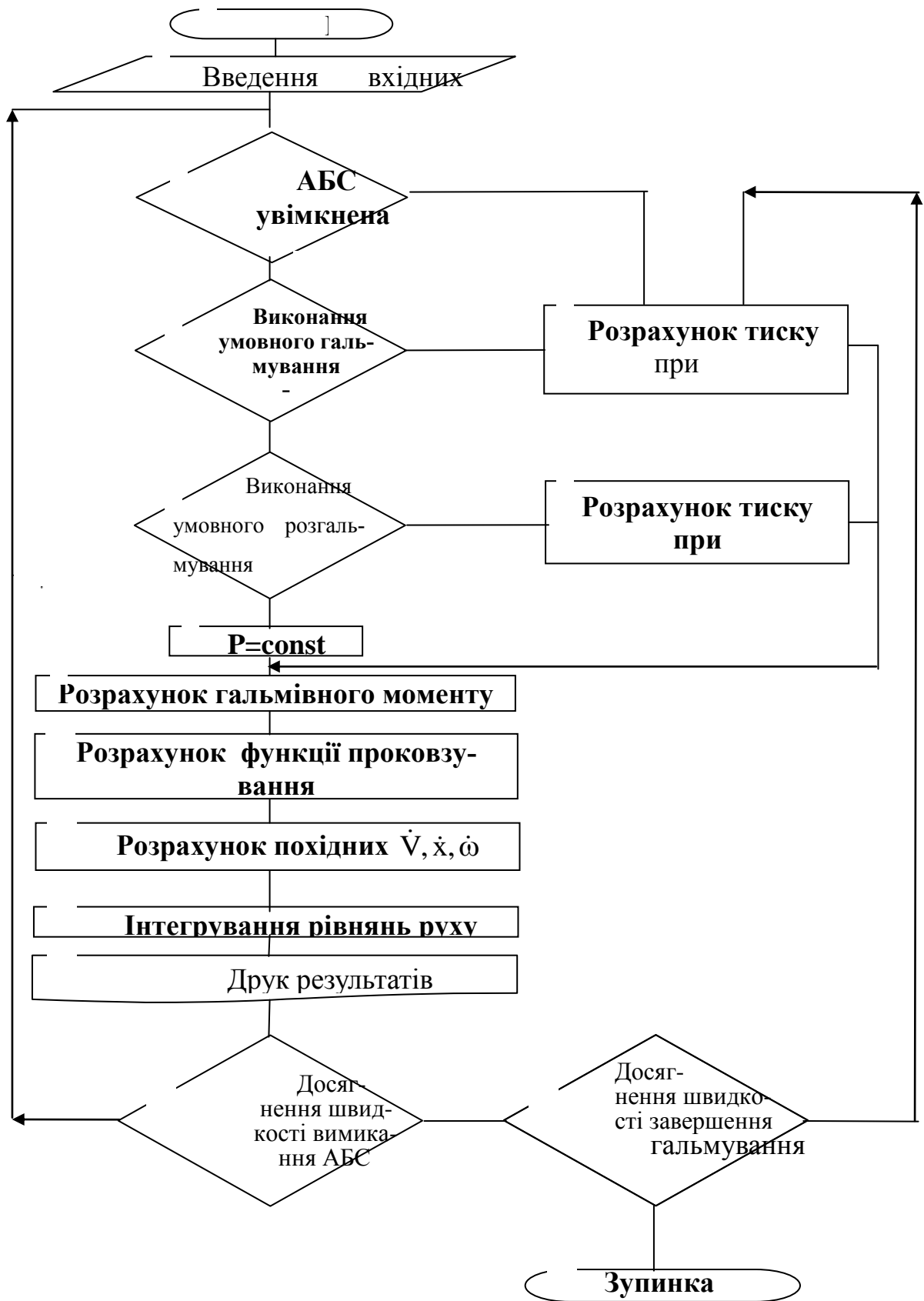


Рис. 2.7. Концептуальна логічна схема комп'ютерного моделювання АБС

2.3. Вибір керувальних параметрів гальмування

До найбільш вживаних керуючих параметрів АБС, тобто параметрів, за якими здійснюється контроль стану гальмуючого колеса і організовується робочий процес алгоритму, відносяться: кутове сповільнення (або кутове пришвидшення) колеса $\dot{\omega}$; коефіцієнт проковзування S колеса у поздовжньому напрямку; комбінація названих параметрів. Функції алгоритмічних перетворень АБС зосереджені у блоці керування, який відіграє роль основного елемента зворотного зв'язку стабілізуючої системи керування (див. рис. 2.6).

При відомих динамічних характеристиках “прямого зв'язку” системи підбір характеристик зворотного зв'язку виступає традиційним засобом покращання вихідних показників системи автоматичного керування. Тому поставлене питання розв'язуємо у формі відповідної задачі оптимального синтезу.

Робочі процеси елементів системи, що складають структуру “прямого зв'язку”, описуються залежностями (2.1) – (2.12). З врахуванням лінеаризації характеристик окремих складових “прямого зв'язку” системи для її аналітичного опису використовуємо нормалізовану матричну форму

$$\dot{W}_1(t) = |A_1|W_1(t) + |B_1|U_1(t), \quad (2.13)$$

де $W_1(t)$ - вектор вихідних параметрів системи АБС; $|A_1|$ і $|B_1|$ – матриці коефіцієнтів рівнянь динаміки системи; $U_1(t)$ – керування.

В якості критерія, згідно з яким повинен бути знайдений оптимальний зворотній зв'язок, використаємо квадратичний критерій якості у вигляді інтеграла від зваженої суми (з “ваговими” коефіцієнтами Γ_w, Γ_u) квадратів вихідних параметрів і керуючих дій. Згідно з [21] використання такого оптимізаційного функціонала забезпечує оптимальну стабілізацію та експоненціальну стійкість системи. Крім того, використання такої форми функціонала доцільно також з огляду на знакозмінність координат процесу та

потребу поєднання вимог до точності з обмеженням рівнів керуючих дій. За змістом задачі відповідний функціонал підлягає мінімізації

$$\Phi_1(U_1) = \int_0^{\infty} (W_1^T(t) \Gamma_w W_1(t) + U_1^T(t) \Gamma_U U_1(t)) dt \rightarrow \min, \quad (2.14)$$

де t - позначка транспонування.

Для отриманої лінійно-квадратичної задачі (6.13) – (6.14) оптимальне керування [21] матиме наступний вигляд

$$U_{\text{lopt}}(t) = -\bar{F}_1 W_1(t). \quad (2.15)$$

У цьому рівнянні безперервного лінійного зворотного зв'язку матриця коефіцієнтів

правої частини має вигляд

$$\bar{F}_1 = \Gamma_U^{-1} |B_1^T| k_0, \quad (2.16)$$

де k_0 - корінь алгебраїчного рівняння Рікатті

$$k_0 |B_1| \Gamma_U^{-1} |B_1|^T k_0 - (A_1^T k_0 + k_0 |A_1|) - \Gamma_w = 0.$$

Безперервне стабілізувальне керування в сучасних АБС використовується дуже рідко, тому розв'язок (2.15) - (2.16) становить у нашому випадку інтерес не стільки з точки зору визначення чисельних значень коефіцієнтів матриці \bar{F} , як з точки зору складу вектора $W_1(t)$, оскільки він містить перелік змінних параметрів стану гальмуючого колеса, які повинні утворити “вхід” зворотного зв'язку, тобто перелік керуючих параметрів алгоритму. Цей перелік залежить від конфігурації рівнянь (2.13), тобто визначається динамічними характеристиками ланок “прямого зв'язку” гальмової системи автобуса.

Аналіз динамічних властивостей складових частин гальмової системи автобуса показує, що перш за все, слід звернути увагу на вид оператора перетворень, які відбуваються в системі модулятор - гальмовий привод. За ознакою швидкодії гальмові приводи можна поділити на дві категорії. До першої належать гідравлічні приводи та пневматичні приводи з малою довжиною

магістралей й обмеженим об'ємом камер. Внаслідок малоінерційності перехідних процесів в їх розподілених та зосереджених частинах перетворення командного сигналу блоку керування в сигнал вихідного тиску P відбувається, практично, без затримки. Для цих приводів у рівняння динаміки гальмової системи треба покласти

$$U_1(t) = P_{\pi}(t). \quad (2.17)$$

До другої категорії віднесемо пневматичні й пневмогідролічні гальмові приводи. Їх динаміка визначається часовими характеристиками масопереносу в розподіленій частині приводу та змінами параметрів стану робочого тіла в зосереджених об'ємах. Результатом стає неможливість безпосереднього керування тиском на виході ланки в часі для швидкоплинних процесів, а тому модулятор у даному випадку виступає засобом керування часовими витратами Q_B робочого тіла і стабілізуюче керування слід шукати в формі $U_2(t) = Q_B(t)$.

Для того, щоб у зазначених умовах зв'язати координату керуючої дії зі змінами сигналу тиску, представимо нелінійну витратно-перепадну характеристику приводу у спрощеній лінеаризованій формі

$$Q_B = \psi (m_{\pi,0} P_{0M} - P_{\pi}), \quad (2.18)$$

де ψ - коефіцієнт пропорційності витратно-перепадної характеристики; $m_{\pi,0}$ - умовний коефіцієнт підсилення тиску; P_{0M} - тиск на вході модулятора.

Використання такої аналітичної форми виправдано при обмежених амплітудах коливань тиску в фіксованій зоні перетікання стисненого повітря. З іншого боку, загальна динаміка передачі сигналу тиску в пневматичних гальмових приводах, відповідає рівнянню (3.45).

З врахуванням (2.18) і (3.45) співвідношення між керуючою дією та вихідним тиском приймає такий вигляд

$$P_{\pi} = \psi^{-1} T_{\pi 0}^{-1} U_2(t). \quad (2.19)$$

У випадку, коли справедливим є співвідношення (2.17), після підстановки і перетворень отримуємо наступні складові рівняння (2.13)

$$W_1(t) = |S|; \quad |A_1| = \left| \frac{Zr_d^2 K_{\phi S}}{J_K V} \right|; \quad |B_1| = \left| -\frac{B_{\Gamma} r_d}{J_K V} \right|.$$

При цьому оптимальний розв'язок (2.15) задачі синтезу зворотного зв'язку приймає форму

$$U_{1opt}(t) = -\bar{F}_1 S. \quad (2.20)$$

Якщо ж справедливими є співвідношення (2.19), то складові рівняння динаміки приймають вигляд:

$$W_2(t) = \begin{vmatrix} S \\ \dot{\omega} \end{vmatrix}; \quad |A_2| = \begin{vmatrix} 0 & -r_d V^{-1} \\ 0 & Zr_d^2 K_{\phi S} J_K^{-1} V^{-1} \end{vmatrix};$$

$$|B_2| = \begin{vmatrix} 0 \\ B_{\Gamma} \Psi^{-1} T_{n,o}^{-1} J_K^{-1} \end{vmatrix},$$

а оптимальний розв'язок набуває загальної форми

$$U_{2opt}(t) = -\bar{F}_2 (S, \dot{\omega})^T. \quad (2.21)$$

На підставі співвідношення (2.20) можна стверджувати, що при комплектації гальмової системи низькоінерційним гальмовим приводом (легкові автомобілі та автобуси малого класу) в якості керуючого параметру АБС доцільно використовувати коефіцієнт проковзування S . Для більш інерційних приводів, якими комплектуються автобуси середнього, великого та особливо великого класів, а також вантажні автомобілі з пневмоприводом гальм слід рекомендувати комбінацію керуючих параметрів S і $\dot{\omega}$. І, нарешті, використовувати виключно керуючий параметр $\dot{\omega}$ доцільно тоді, коли коефіцієнти при параметрі S у рівнянні (2.21) виявляться малими в порівнянні з коефіцієнтами при змінній $\dot{\omega}$.

Висновок

1. На підставі запропонованих функціональних та структурної схем для одноколісної та чотирьохколісної АБС автобуса розроблена математична модель АБС, в якій використані залежності, одержані в процесі аналізу окремих підсистем автобуса.

2. Запропоновані формули для формалізованого опису схемних рішень АБС, алгоритмічних принципів їх роботи та наведені рекомендації щодо параметрів елементної бази АБС автобусів.

РОЗДІЛ 3

СИНТЕЗ АДАПТОВАНИХ ЗАКОНІВ КЕРУВАННЯ АБС

3.1. Якість роботи АБС

Якість роботи АБС визначається, насамперед, її алгоритмом функціонування. Серед існуючих алгоритмів найбільшого поширення набули релейні циклічні алгоритми, які забезпечують певну послідовність зміни фаз наростання, спаду та стабілізації тиску в силових пристроях гальмових механізмів. При циклічній зміні керованого параметра створюється можливість одержання і постійного оновлення інформації щодо поточних значень тих параметрів, які використовуються у БК для формування керуючих команд і забезпечення адаптації АБС до зовнішніх та внутрішніх збурень, що впливають на роботу АБС. Застосування АБС з неадаптованим алгоритмом не тільки не покращує, а погіршує гальмівні властивості автомобіля.

АБС належить до нелінійних систем керування, традиційні методи дослідження яких є громіздкими, а тому перебіг процесів у них зручно аналізувати, вдаючись до фазового простору. Розглянемо двомірний фазовий простір із фазовими траєкторіями $\gamma_k(S)$ і $\varphi(S)$, де γ_k - питома гальмівна сила, яка створюється гальмовим механізмом (рис. 3.1).

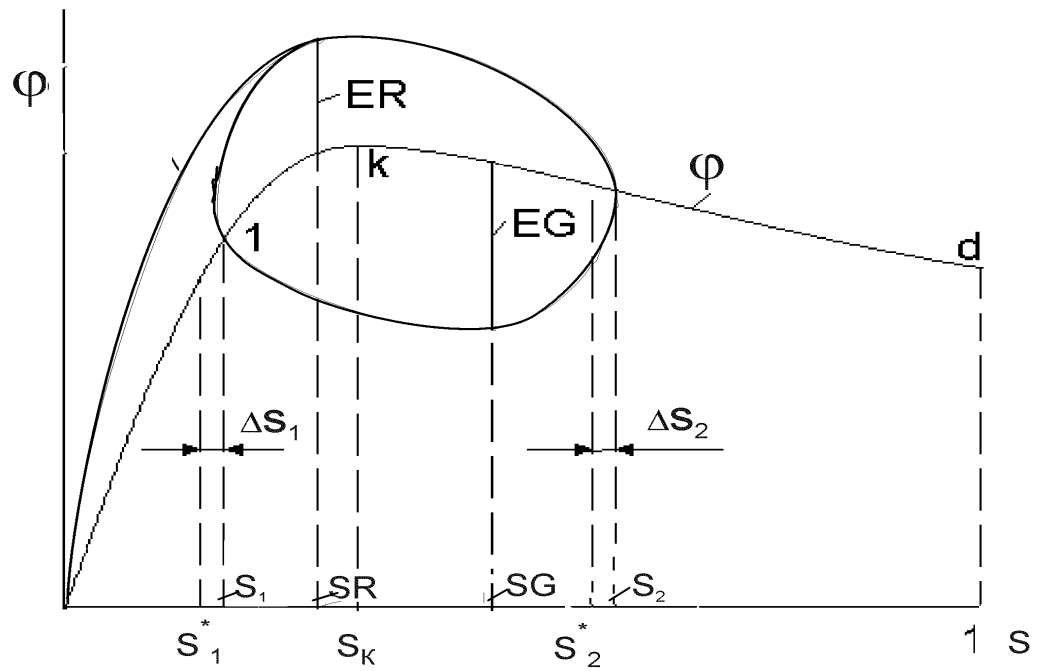


Рис. 3.1 Фазова траєкторія та керуючі параметри двофазного циклу роботи АБС

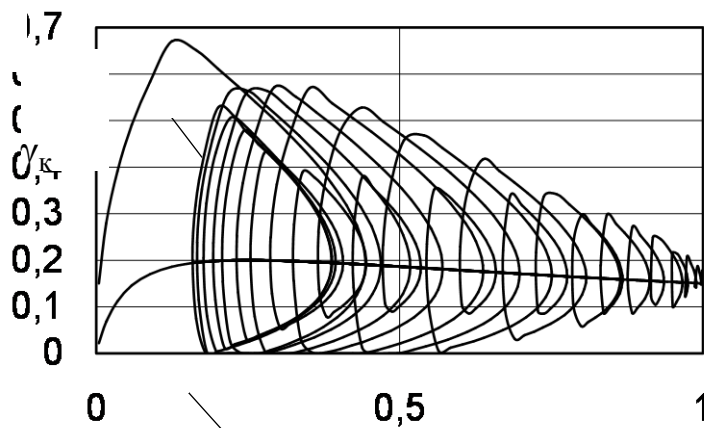


Рис. 3.2. Фазові траєкторії одноколісної АБС з нестійким циклічним процесом, що проявляється у зміщенні кривих $\gamma_k(s)$ в сторону великих значень s : 1 - $\gamma_k(s)$; 2 - $\varphi(s)$

Циклічний процес роботи АБС доцільно організувати так, щоб залежність $\gamma_k(S)$ охоплювала максимум кривої $\varphi(S)$, а коефіцієнт проковзування змінювався при цьому в досить вузькому діапазоні ΔS від мінімального S_1 до максимального S_2 . Наведено обґрунтування кількісного значення меж S_1^* і S_2^* діапазону зміни траєкторії $\gamma_k(S)$ і рекомендовано: $S_1^*=0,15$; $S_2^*=0,4$.

Характер зміни керованого параметра залежить від кількості фаз, складу керуючих параметрів та закону керування. При некоректному виборі початкових значень керуючих параметрів та законів їх зміни циклічний процес буде нестійким. Досить часто це проявляється у зміщенні циклічної фазової траєкторії $\gamma_k(S)$ у напрямку збільшення проковзування S (рис. 3.2) або у напрямку його зменшення (рис. 3.3). У першому випадку колесо передчасно блокується і втрачаються переваги застосування АБС, а в другому - середнє реалізоване значення коефіцієнта φ різко зменшується, що призводить до зростання гальмівного шляху. Вказані процеси можуть також відбуватися одночасно з поступовим розширенням діапазону ΔS (рис. 3.4).

Відомо, що однією з форм стійкості нелінійної системи з релейним керуванням, до якої відноситься АБС, є автоколивання. Режим автоколивань досягається тоді, коли в системі створюється стійкий граничний цикл. На рис. 3.5 зображено граничний цикл, синтезований для гальмового колеса автобуса з пневматичним гальмовим приводом для наступних початкових умов: $M_k = 1400$ кг; $V = 30$ м/с; $\varphi_{\max} = 0,5$; $S_1 = 0,15$; $S_2 = 0,4$ (M_k – маса, що приходить на колесо автобуса). Розрахункові дослідження проводились на комп'ютері з використанням математичних моделей, наведених у розділі 2.

3.2. Дослідження впливу початкових умов при постійних значеннях керуючих параметрів гальмування

Дослідження впливу різних початкових умов при постійних значеннях керуючих параметрів на стійкість даного циклу проведемо за діаграмою Ламерея (метод точкових перетворень), використовуючи фазові траєкторії для транспонованих координат $\gamma_k^* = \gamma_k - \varphi$ і $S^* = S - S_k$ (рис. 3.6). Діаграму Ламерея будемо наступним чином. Для низки значень швидкостей на півосі OS^* знаходимо початкові значення абсцис S_2^* фазових траєкторій $\gamma_k^*(S^*)$. Нові значення абсцис $S_2^{*'}$ знаходимо в результаті точкових перетворень абсцис S_2^* , тобто абсциса $S_2^{*'}$ - це нове значення абсциси S_2^* після завершення повного циклу фазової траєкторії (значення керуючих параметрів при цьому не змінюються). Таку операцію називають точковим перетворенням півосі OS^* самої в себе. На підставі одержаних значень S_2^* і $S_2^{*'}$ будемо криву (рис. 3.7), а з початку координат проводимо пряму під кутом 45° . Одержану побудову називають діаграмою Ламерея. Відсутність взаємного перетину залежностей діаграми Ламерея свідчить про відсутність автоколиваний в системі, а значить, і стійкого граничного циклу. Задавшись певним значенням S_2^* і провівши побудову, відмічену на рис. 3.7 стрілками, з'ясуємо, що зі зміною швидкості значення $S_2^{*'}$ невинно зростає, а це є свідченням нестійкості циклу. До такого ж висновку приходимо, аналізуючи вплив параметрів M_k і φ . Отже, питання стабілізації циклічної фазової траєкторії $\gamma_k(S)$ при зміні експлуатаційних параметрів M_k , V і φ є надзвичайно актуальним.

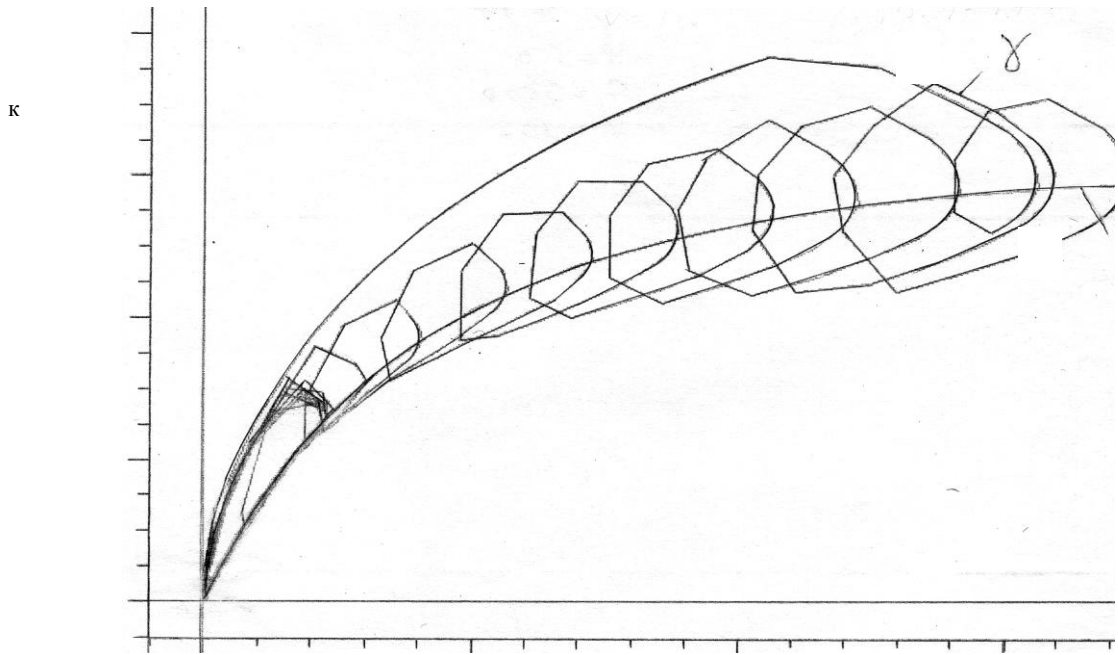


Рис. 3.3 Фазові траєкторії одноколісної АБС з нестійким циклічним процесом, що проявляється у зміщенні кривих $\gamma_k(S)$ в сторону малих значень S : 1- $\gamma_k(S)$; 2 - $\varphi(S)$

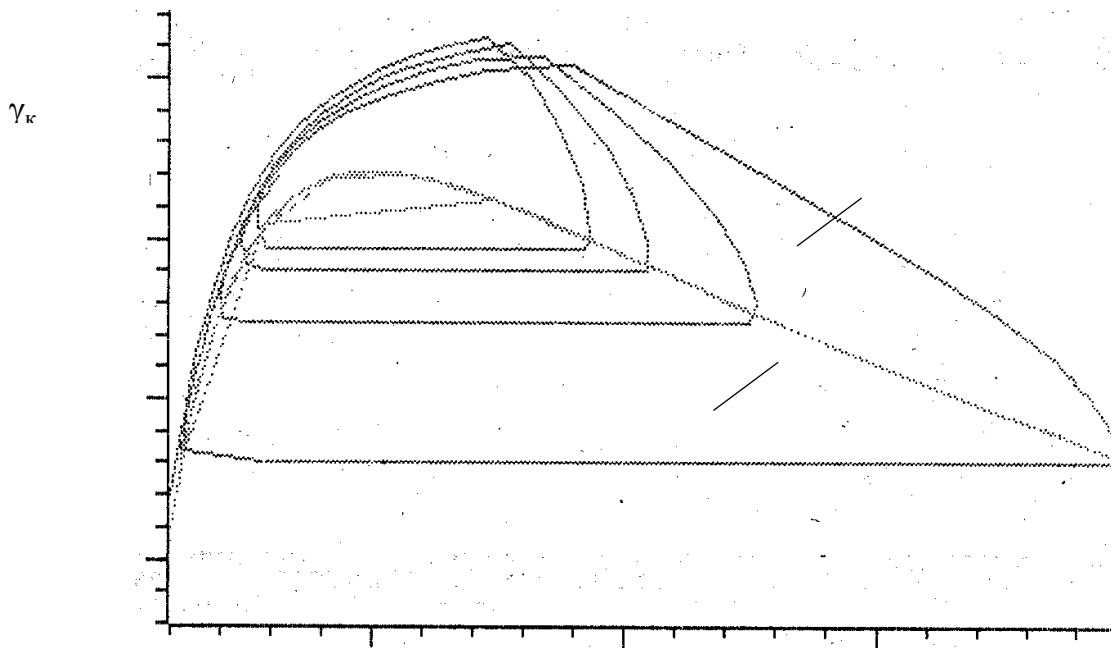


Рис. 3.4. Фазові траєкторії одноколісної АБС з нестійким циклічним процесом, що проявляється у поступовому розширенні діапазону ΔS : 1- $\gamma_k(S)$; 2 - $\varphi(S)$

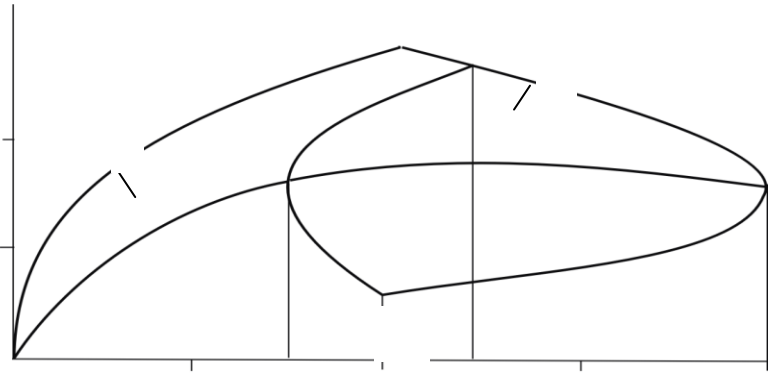


Рис. 3.5 Замкнута фазова траєкторія (граничний цикл) АБС колеса

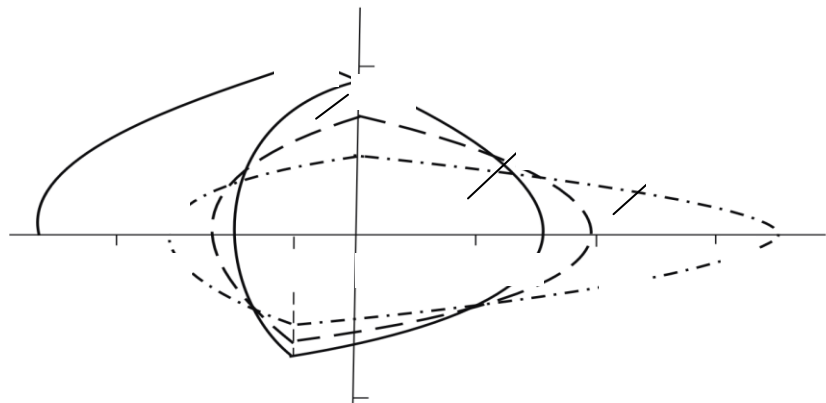


Рис. 3.6 Фазові траєкторії при постійних значеннях керуючих параметрів:
1 - $V=30$ м/с; 2 - $V=17$ м/с; 3 - $V=5$ м/с

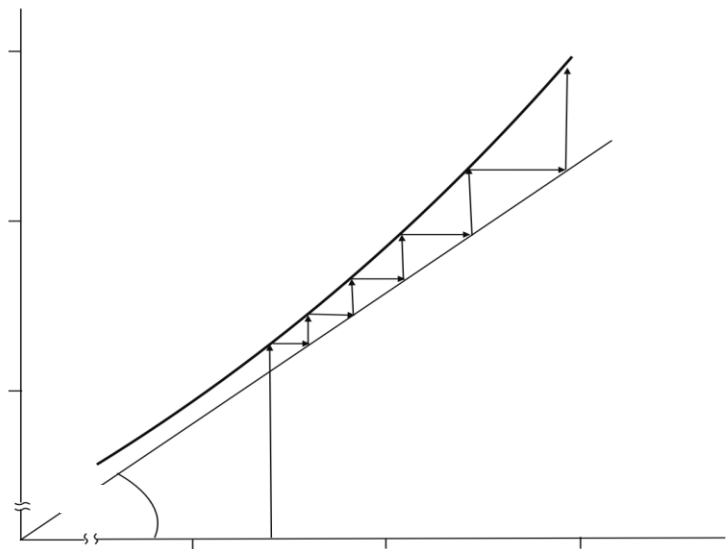


Рис. 3.7. Застосування діаграми Ламерея для дослідження впливу швидкості колеса на стійкість граничного циклу

Проаналізуємо взаємозв'язок між графіками, що характеризують робочий процес АБС, фазовою траєкторією $\gamma_k(S)$ та керуючими параметрами алгоритму на прикладі АБС, яка функціонує за трифазним циклом (рис. 3.8). В підрозділі 2.1 зазначалось, що до найбільш вживаних керуючих параметрів АБС відносяться коефіцієнти проковзування S та кутове сповільнення $\dot{\omega}$. В момент початку гальмування, розгальмовування та стабілізації вказані параметри приймають значення відповідно SG, SR, SS та EG, ER, ES (рис. 3.8). В деяких алгоритмах в якості керуючого параметра використовується не коефіцієнт проковзування S , а функціонально зв'язана з ним залежністю (3.3) кутова швидкість колеса ω , три значення якої (ω_G, ω_R і ω_S) також нанесені на графіках. На підставі залежності (3.3) можна одержати ще один різновид керуючих параметрів, які функціонально зв'язані з параметрами ω і S та з фазовою траєкторією $\gamma_k(S)$ (рис. 3.8):

$$\overline{SG} = \omega_G \frac{r_k}{V} = 1 - SG; \quad \overline{SR} = \omega_R \frac{r_k}{V} = 1 - SR;$$

$$\overline{SS} = \omega_S \frac{r_k}{V} = 1 - SS.$$

Похідна $\dot{\omega}$ згідно з (2.8) і (2.9) пропорційна різниці $(\varphi - \gamma_k)$

$$\dot{\omega} = \frac{Zr_d}{J_k} (\varphi - \gamma_k).$$

Прийнявши $E^* = \varphi - \gamma_k$, одержуємо ще один набір керуючих параметрів, які для абсцис SG, SR і SS позначені на рис. 3.1 відповідно $\overline{EG}, \overline{ER}$ і \overline{ES} .

На рис. 3.8 нанесені також залежності $\omega_B(t)$ та $\omega_k(t)$, де ω_B - кутова швидкість “вільного” колеса, яка відповідає фактичній швидкості автобуса; ω_k - кутова швидкість колеса, яка відповідає критичному значенню коефіцієнта проковзування. Методика ідентифікації параметрів ω_k та ω_B буде розглянута нижче.

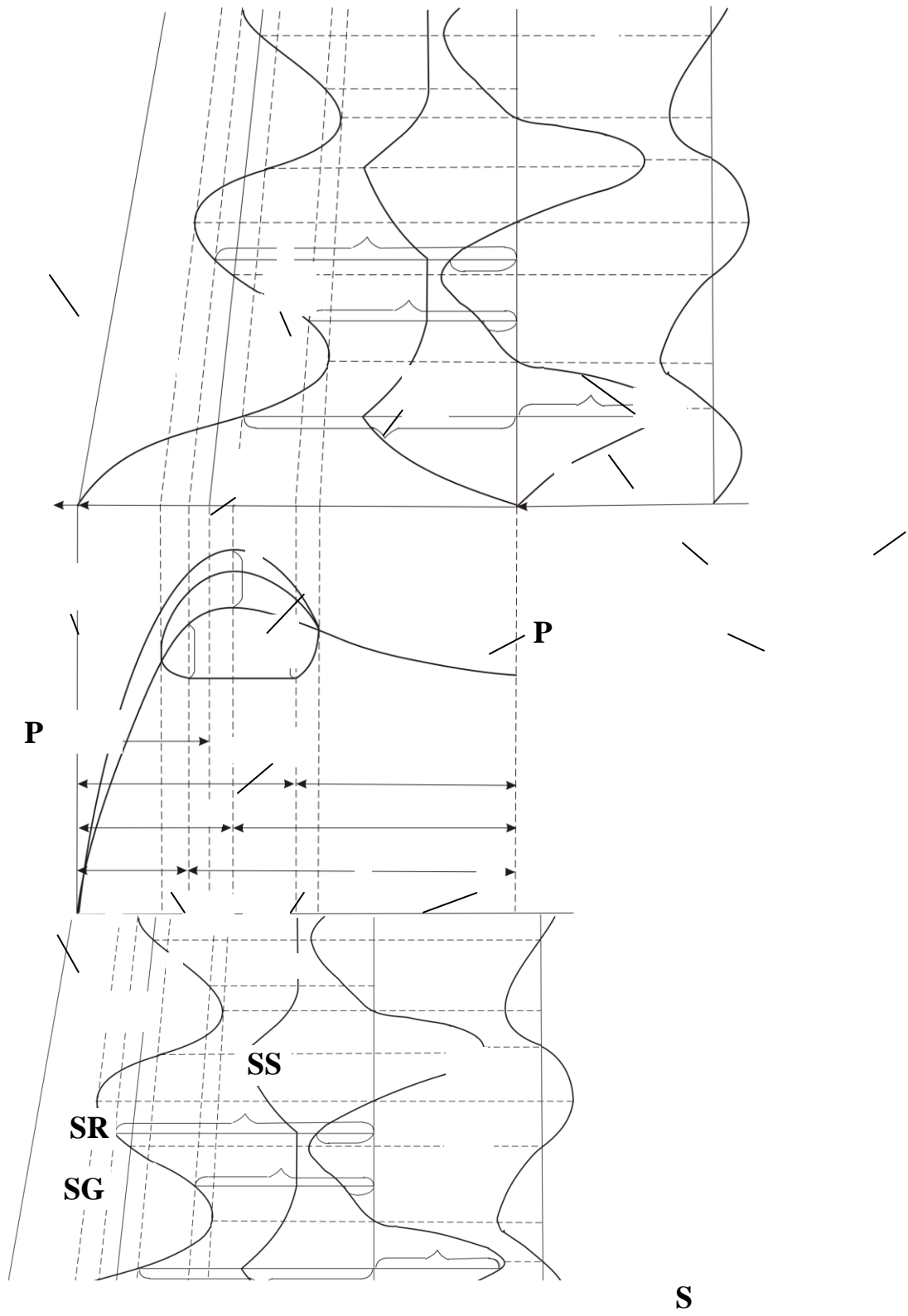


Рис. 3.8. Графіки залежностей $\omega(t)$, $\dot{\omega}(t)$, $\ddot{\omega}(t)$ і $P(t)$, взаємоузгоджених з фазовою траєкторією $\gamma_k(S)$

АБС – це система автоматичного керування процесом гальмування колеса, яка повинна забезпечити його рух в режимі близькому до критичного проковзування. Наші дослідження показали, що при розробці АБС може використовуватися не тільки традиційне для цих систем регулювання за відхиленням, але і нетрадиційне – комбіноване регулювання, яке поєднує в собі принципи розімкнутої та замкнутої систем і слугує важливою умовою створення інваріантних адаптованих АБС.

На рис. 3.9 наведена блок-схема одноколійної АБС з комбінованим принципом регулювання, складена з врахування вищенаведених міркувань. Блоки БА, БП, БКП та БЗЗ є складовими БК АБС. Нище, у відповідності з наведеною блок-схемою, викладена методика реалізації регулювання за збуренням, за відхиленням, а також методика ідентифікації параметрів. Зауважимо, що в роботі досліджувались низка алгоритмів, які входять до складу БА і використовують згадані вище керувальні параметри. Схеми деяких з досліджуваних алгоритмів наведені на рис. 3.10–3.13 (позначення G, R і S відповідають термінам гальмування, розгальмовування та стабілізація)

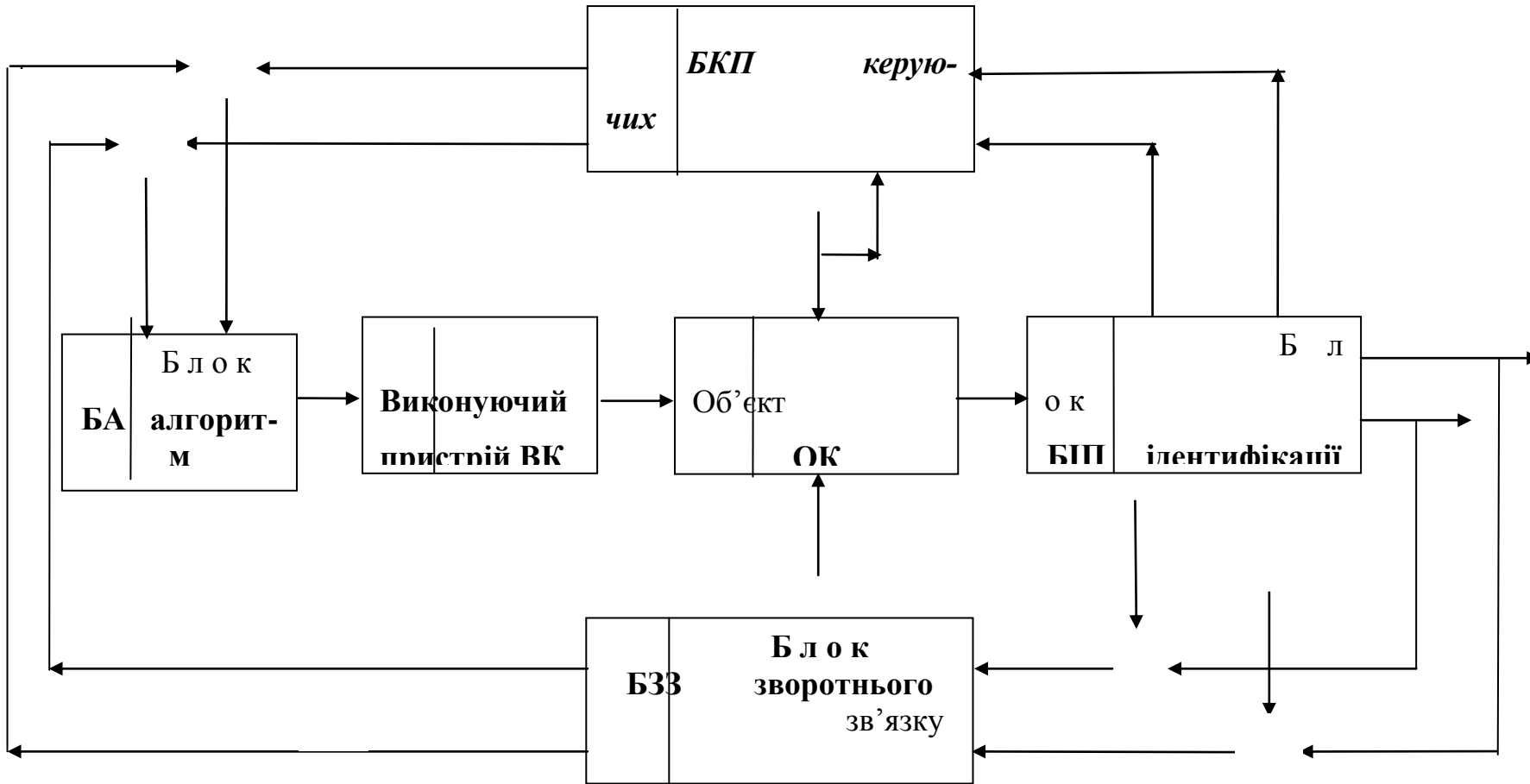


Рис. 3.9. Блок-схема одноколісної АБС з комбінованим принципом регулювання

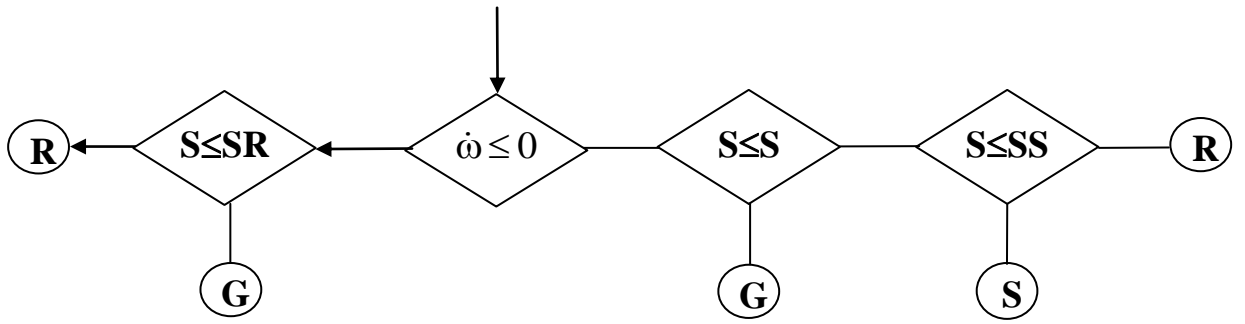


Рис. 3.10 Схема трифазного S-алгоритму з використанням в якості керуючого параметра проковзування колеса

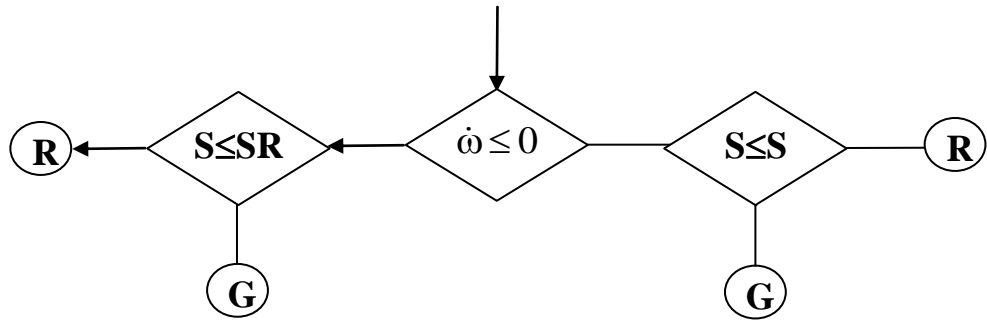


Рис. 3.11 Схема двофазного S-алгоритму з використанням в якості керуючого параметра проковзування колеса

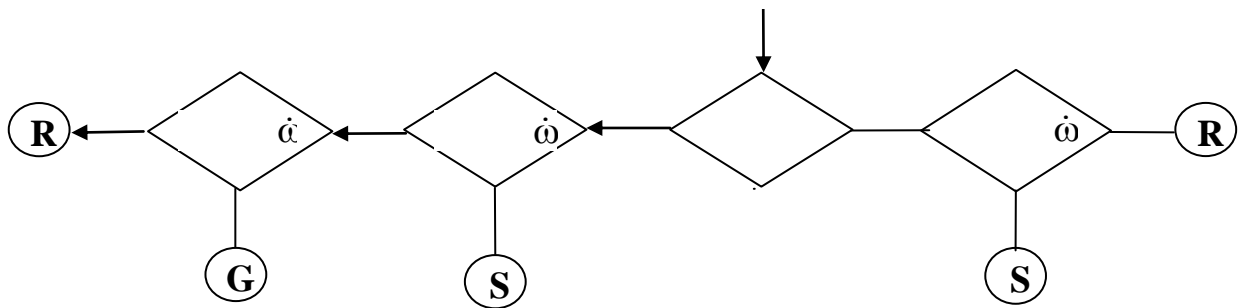


Рис. 3.12 Схема трифазного E-алгоритму з використанням в якості керуючого параметра кутового сповільнення колеса

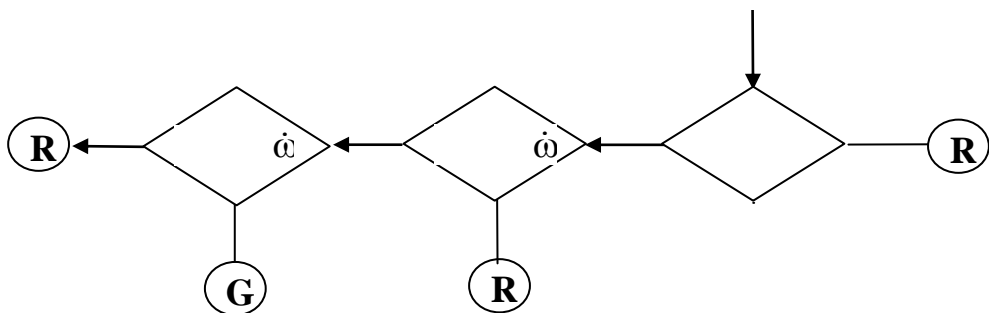


Рис. 3.13 Схема двофазного E-алгоритму з використанням в якості керуючого параметра кутового сповільнення колеса

Для надійного функціонування кожного з цих алгоритмів необхідно забезпечити стабілізацію фазових траєкторій $\gamma_k(S)$ при дії збурень у вигляді зміни експлуатаційних параметрів M_k , V і φ .

Розглянемо формування розімкнутої складової алгоритму БК (регулювання за збуренням) на прикладі двофазної системи, зауваживши, що пропонується методика апробована і для систем з більшою кількістю фаз. При цьому вважаємо, що параметри об'єкту керування та величини збурень відомі (про їх ідентифікацію йтиметься нижче).

При використанні в якості керуючого параметра коефіцієнта проковзування S необхідно для кожного конкретного автобуса знайти такі значення SR і SG (при двофазному циклі), при досягненні яких і подачі при цьому керуючих сигналів відповідно на розгальмовування та гальмування крива $\gamma_k(S)$ перетнула б криву $\varphi(S)$ відповідно в точках 2 та 1 (рис. 2.8). Аналогічно, якщо в якості керуючого використовувати параметр $\dot{\omega}$, то необхідно знайти значення ER і EG , що відповідають початку розгальмовування та гальмування і забезпечують проходження кривої $\gamma_k(S)$ через вказані точки 2 і 1.

Розробка алгоритму, що забезпечує інваріантність системи шляхом стабілізації фазових траєкторій у заданих вище межах фазового простору, здійснювалась шляхом синтезу відповідних законів керування з використанням спеціально створеної комп'ютерної програми. В адаптованих законах керування керуючі параметри повинні змінюватися в процесі роботи АБС, пристосовуючись до зміни експлуатаційних параметрів. Проблема синтезу законів зміни керуючих параметрів $SR=f_1(V, \varphi, M_k)$, $SG=f_2(V, \varphi, M_k)$, $ER=f_3(V, \varphi, M_k)$ і $EG=f_4(V, \varphi, M_k)$, які забезпечують стабілізацію фазової траєкторії $\gamma_k(S)$ у вибраних межах при зміні V , φ і M_k в експлуатаційних діапазонах була сформульована у вигляді оптимізаційної задачі, в якій цільова функція формувалась з умови мінімального відхилення лівого та правого граничних зна-

чень коефіцієнтів проковзувань S на кожному циклі від їх заданих значень S_1^* і S_2^* :

$$\text{мінімізувати} \quad J_S = \sum_{i=1}^{n_{\text{ц}}} (|S_1 - S_1^*| + |S_2 - S_2^*|)_i$$

$$\text{при обмеженнях:} \quad V_{\min} \leq V \leq V_{\max};$$

$$\varphi_{\min} \leq \varphi \leq \varphi_{\max}; \quad M_{K\min} \leq M_K \leq M_{K\max};$$

$$SR_{\min} \leq SR \leq SR_{\max}; \quad SG_{\min} \leq SG \leq SG_{\max};$$

$$ER_{\min} \leq ER \leq ER_{\max}; \quad EG_{\min} \leq EG \leq EG_{\max},$$

де $n_{\text{ц}}$ – кількість циклів.

3.3. Синтез законів керування АБС для автобуса ЛАЗ-42071

В дипломній роботі магістра здійснено комп'ютерний синтез необхідних законів керування АБС для автобуса ЛАЗ-42071. З цією метою розроблена оптимізаційна фортран–програма, в якій використано метод ділення відрізка навпіл і за допомогою якої вирішена сформульована оптимізаційна задача. Створені також програми для дослідження процесу гальмування колеса автобуса з АБС, що функціонують за S -алгоритмом, E -алгоритмом та SE -алгоритмом. Синтезовані аналітичні закони зміни керуючих параметрів SR та SG , які забезпечують стабілізацію фазової траєкторії $\gamma_k(S)$ у заданих межах, наведені в табл. 3.1 (залежності (3.14) – (3.16)). Для першого циклу $SG_1=SG$.

Аналогічним чином були одержані аналітичні закони зміни керуючих параметрів ER і EG .

Графіки синтезованих залежностей $SR(V)$ і $SG(V)$ наведені на рис. 3.14, а просторові залежності (3.15) і (3.16) – на рис. 3.15, де M – маса автобуса.

На рис. 3.16 наведені стабілізовані фазові траєкторії розраховані за програмою з S – алгоритмом при використанні синтезованих законів (3.1 – (3.3).

Синтезовані залежності законів керування АБС несуть в собі великий об'єм інформації щодо кількісного та якісного впливу різних експлуатаційних параметрів на закони керування. Зокрема з'ясовано, що для забезпечення стабілізації фазових траєкторій закон зміни керуючого параметру для першого циклу (формула (3.1) повинен відрізнятися від аналогічного закону (формула (3.2) для інших циклів)

Таблиця 3.1

Синтезовані закони зміни керуючих параметрів SR та SG, які забезпечують стабілізацію фазової траєкторії $\gamma_k(S)$

Призначення залежностей	Поліноміальні залежності	Номер формули
Для першого циклу	$SR_1 = -0,0273 + 0,297\varphi + 0,772 \cdot 10^{-4}M + 0,86 \cdot 10^{-4}\varphi M - 0,124\varphi^2 - 0,173 \cdot 10^{-7}M^2;$	3.1
Для інших циклів (крім першого)	$SR = 0,157 + 0,173 \cdot 10^{-2}V - 0,959 \cdot 10^{-2}\varphi - 0,565 \cdot 10^{-5}M + 0,905 \cdot 10^{-4}\varphi M - 0,249 \cdot 10^{-4}V^2 + 0,0401\varphi^2;$	3.2
	$SG = 0,0923 + 0,516 \cdot 10^{-3}V - 0,221\varphi + 0,98 \cdot 10^{-4}M - 0,191 \cdot 10^{-2}V\varphi + 0,121 \cdot 10^{-3}\varphi M + 0,23\varphi^2 - 0,33 \cdot 10^{-7}M^2.$	3.3
Для середнього значення маси	$SR_1 = 0,0448 + 0,448\varphi - 0,124\varphi^2;$	3.4
	$SR = 0,147 + 0,173 \cdot 10^{-2}V + 0,15\varphi - 0,249 \cdot 10^{-4}V^2 + 0,04\varphi^2;$	3.5
	$SG = 0,163 + 0,516 \cdot 10^{-3}V - 0,767 \cdot 10^{-2}\varphi - 0,191 \cdot 10^{-2}V\varphi + 0,23\varphi^2.$	3.6
Для середніх значень маси та швидкості	$SR = 0,17 + 0,15\varphi + 0,04\varphi^2;$	3.7
	$SG = 0,172 - 0,042\varphi + 0,23\varphi^2.$	3.8
Для середніх значень маси та коефіцієнта зчеплення	$SR = 0,232 + 0,173 \cdot 10^{-2}V - 0,249 \cdot 10^{-4}V^2;$	3.9
	$SG = 0,216 - 0,44 \cdot 10^{-3}V.$	3.10

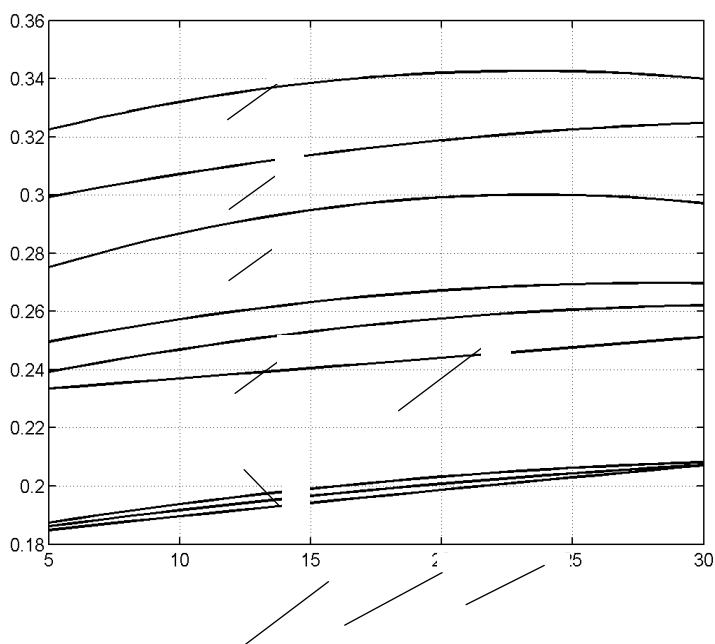
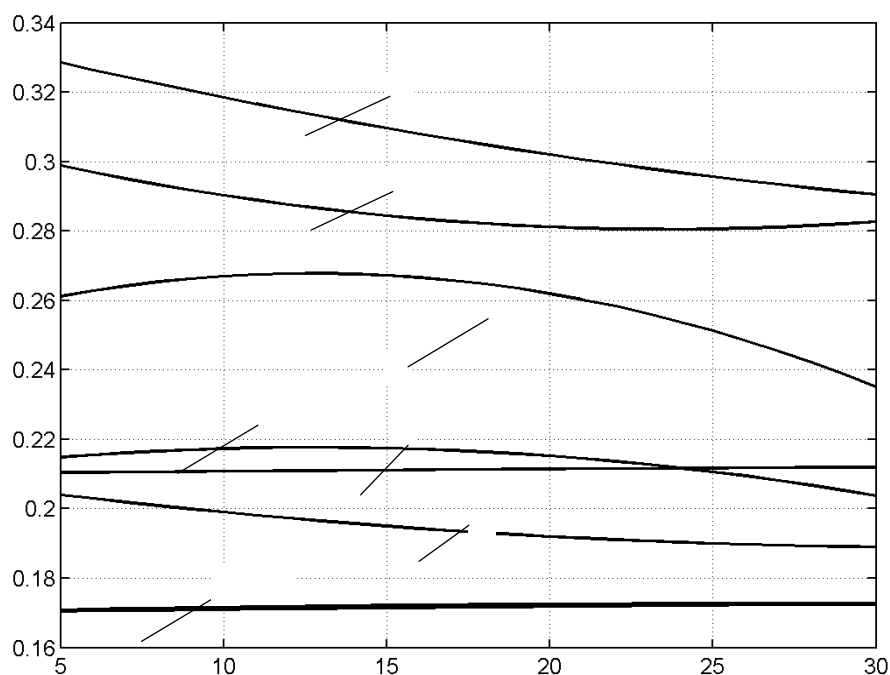


Рис. 3.14. Графіки залежностей керуючих параметрів $SG(a)$ та $SR(b)$ від швидкості: $\varphi = 0,2$ (криві 1, 4, 7); $\varphi = 0,5$ (криві 2, 5, 8); $\varphi = 0,8$ (криві 3, 6, 9); $M=9500$ кг (криві 1, 2, 3); $M=11500$ кг (криві 4, 5, 6); $M=13500$ кг (криві 7, 8, 9)

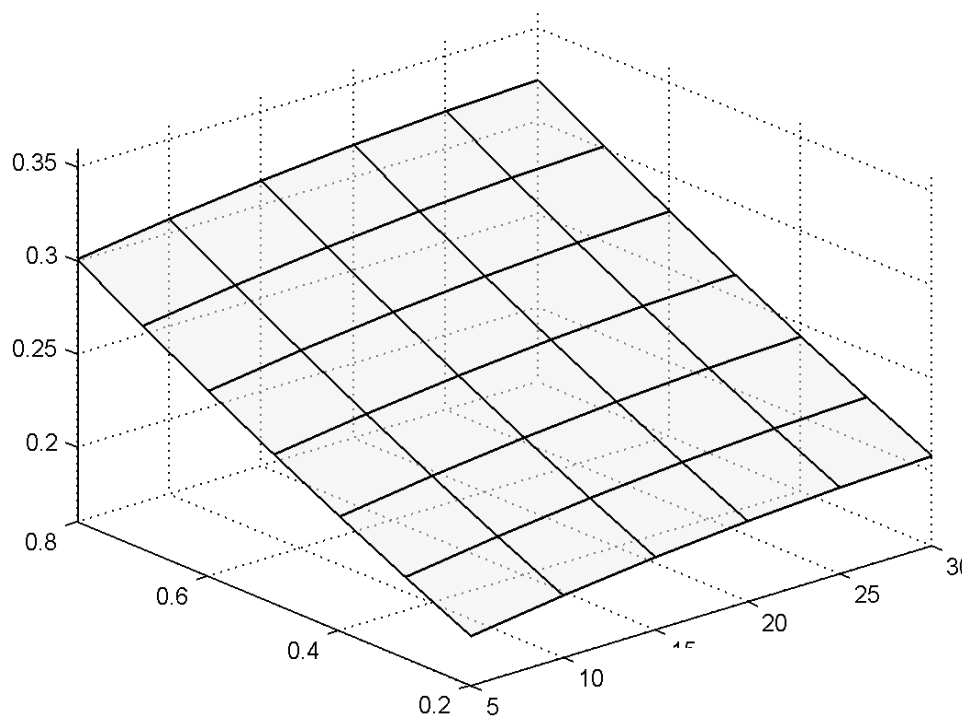
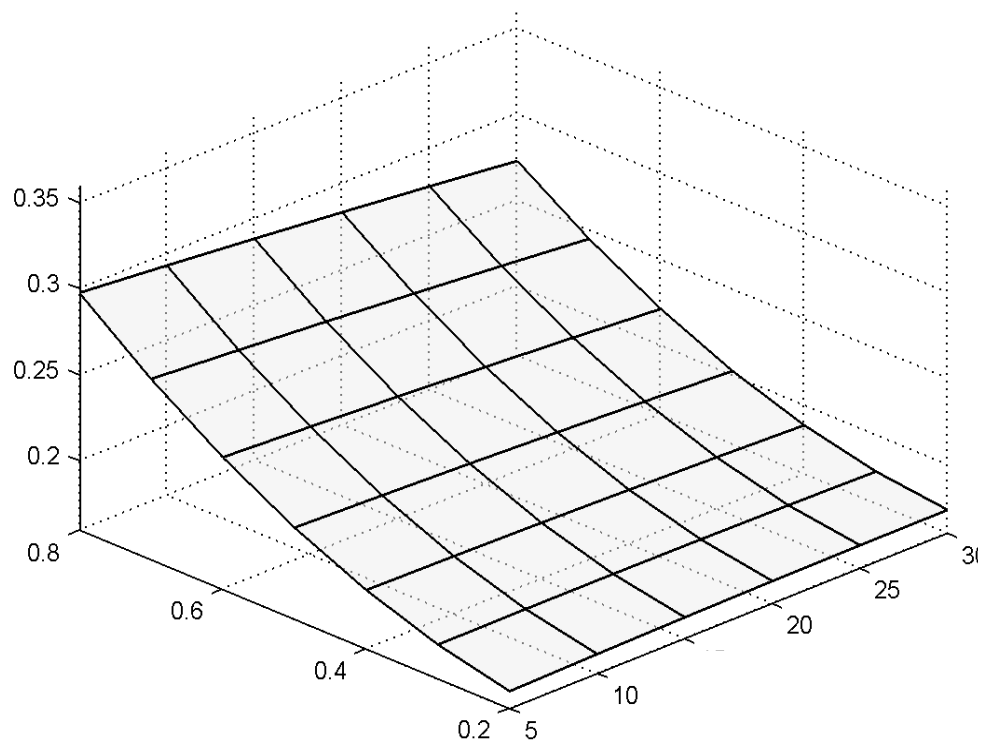


Рис. 3.15 Графіки залежностей $SG(V, \varphi)$ (а) і $SR(V, \varphi)$ (б) для середнього значення маси автобуса 11500 кг

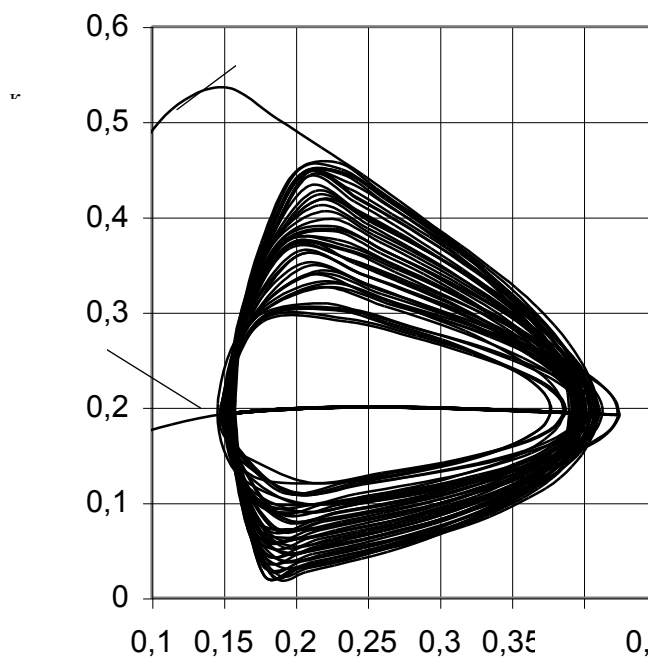
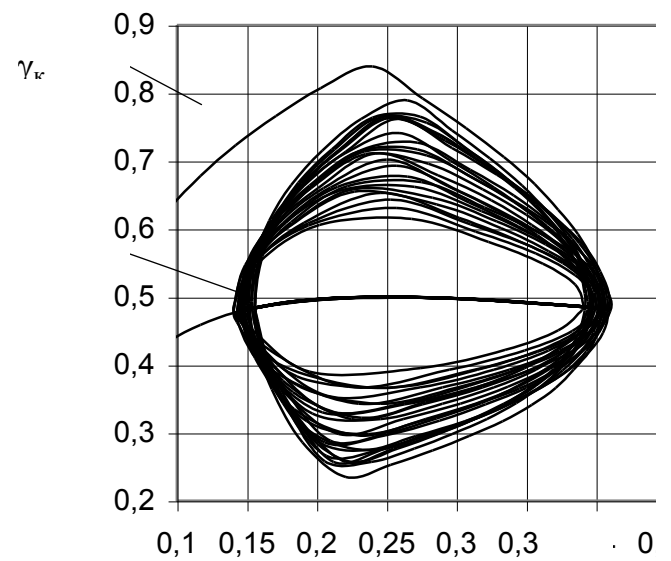
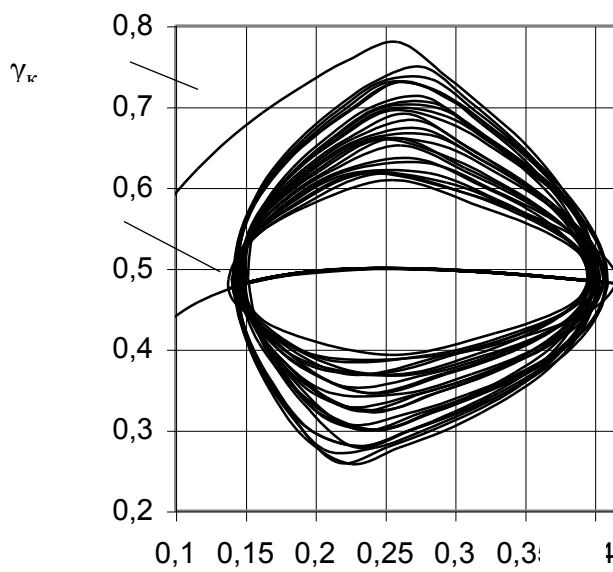
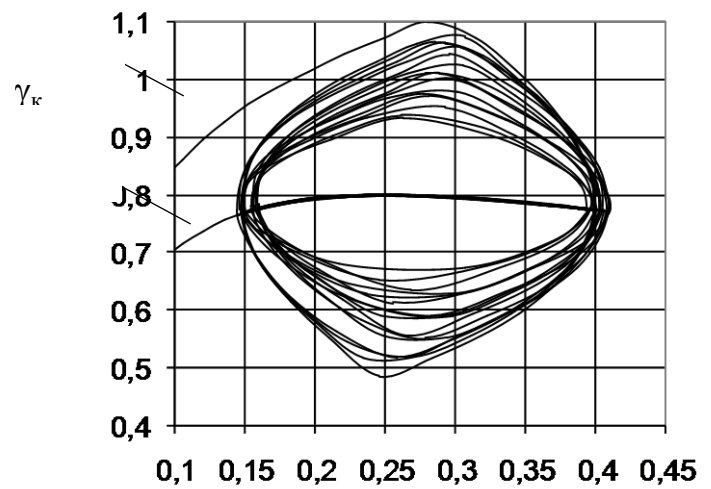
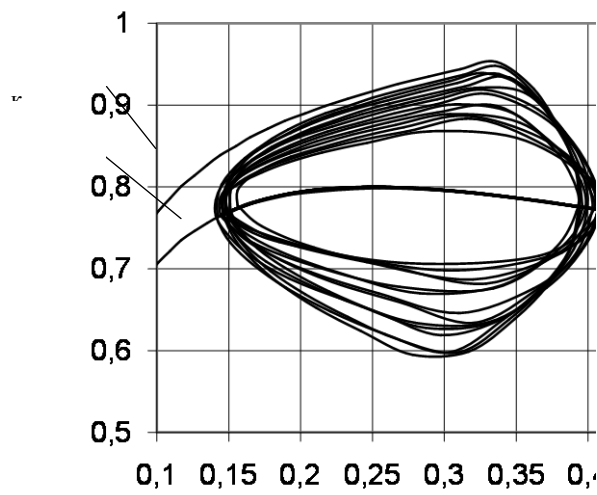


Рис. 3.16. Стабілізовані фазові траєкторії, що реалізуються при використанні синтезованих законів керування і принципу регулювання за збуренням:

а-($M=13500$ кг; $\varphi=0,8$);

б-($M=9500$ кг; $\varphi=0,8$);

в-($M=13500$ кг; $\varphi=0,5$);

г-($M=11500$ кг; $\varphi=0,5$);

д-($M=13500$ кг; $\varphi=0,2$);

1- $\gamma_k(S)$; 2- $\varphi(S)$

(див. рис. 3.16, в, г, д). З рис. 3.14, 3.16 видно, що найбільший вплив на параметри SR і SG справляє коефіцієнт зчеплення, в той час як швидкість та маса мають помітно менший вплив.

В залежності від кількісного впливу окремих параметрів, що характеризується значенням коефіцієнтів в (3.14) – (3.16), надійності ідентифікації конкретних параметрів та можливостей мікропроцесора, синтезовані закони можуть бути спрощені (див. залежності (3.17) – (3.23) в табл. 3.1).

Синтез замкнутої складової алгоритму БК (регулювання за відхиленням) полягає у визначенні функції зворотного зв'язку. Нижче пропонується наступна методика її визначення. Використовуючи синтезовані вище закони зміни керуючих параметрів при регулюванні за розімкнутою схемою (за збуренням), які стабілізують фазову траєкторію $\gamma_k(S)$, шляхом моделювання задаємо за певною схемою послідовно низку збурень ΔSR та ΔSG відповідно для керуючих параметрів SR та SG і фіксуємо викликані ними відхилення $\Delta S_2 = S_2 - S_2^*$ та $\Delta S_1 = S_1 - S_1^*$. Моделювання проводилось для різних значень φ і V при середньому значенні маси. На підставі математичної обробки результатів моделювання одержуємо функції прямого $F_{\text{ПР}}$ і $F_{\text{ПГ}}$ та зворотного $F_{\text{ЗР}}$ і $F_{\text{ЗГ}}$ зв'язку між згаданими параметрами:

$$F_{\text{ПР}} = \frac{\Delta S_2}{\Delta SR}(V, \varphi); \quad F_{\text{ПГ}} = \frac{\Delta S_1}{\Delta SG}(V, \varphi);$$

$$F_{\text{ЗР}} = \frac{\Delta SR}{\Delta S_2}(V, \varphi); \quad F_{\text{ЗГ}} = \frac{\Delta SG}{\Delta S_1}(V, \varphi).$$

Після цього використовуємо один з відомих методів синтезу інваріантних систем, схема якого наведена на рис. 3.16.

Одержані функції $F_{\text{ЗР}}$ і $F_{\text{ЗГ}}$, на підставі яких формується зворотній зв'язок алгоритму АБС, мають вигляд:

$$F_{\text{ЗР}} = 0,0217 + 0,824 \cdot 10^{-2} V + 0,852 \cdot 10^{-2} \varphi + 0,533 \cdot 10^{-2} V\varphi - 0,107 \cdot 10^{-4} V^2 + 0,204$$

$$F_{\text{ЗГ}} = 0,648 - 0,0199V - 0,242\varphi + 0,0173V\varphi + 0,106 \cdot 10^{-2} V^2 - 0,0556\varphi^2.$$

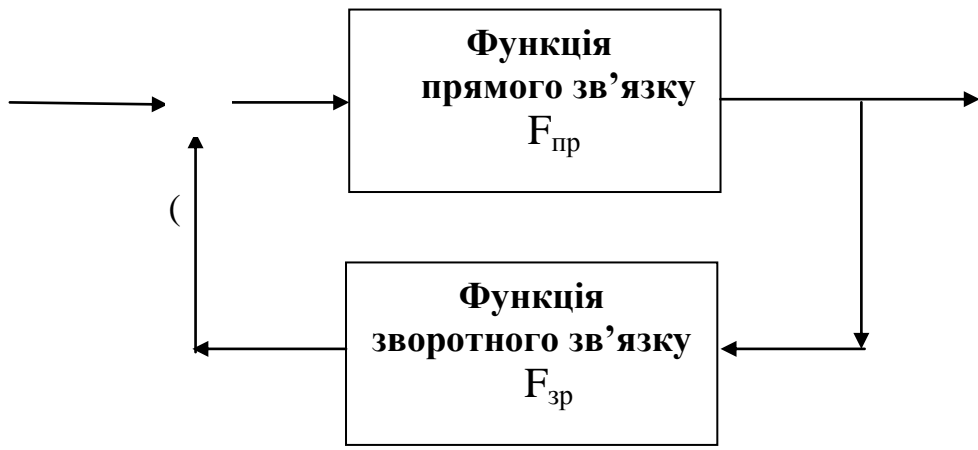


Рис. 3.16. Схема синтезу інваріантної системи керування (для розгальмовування колеса)

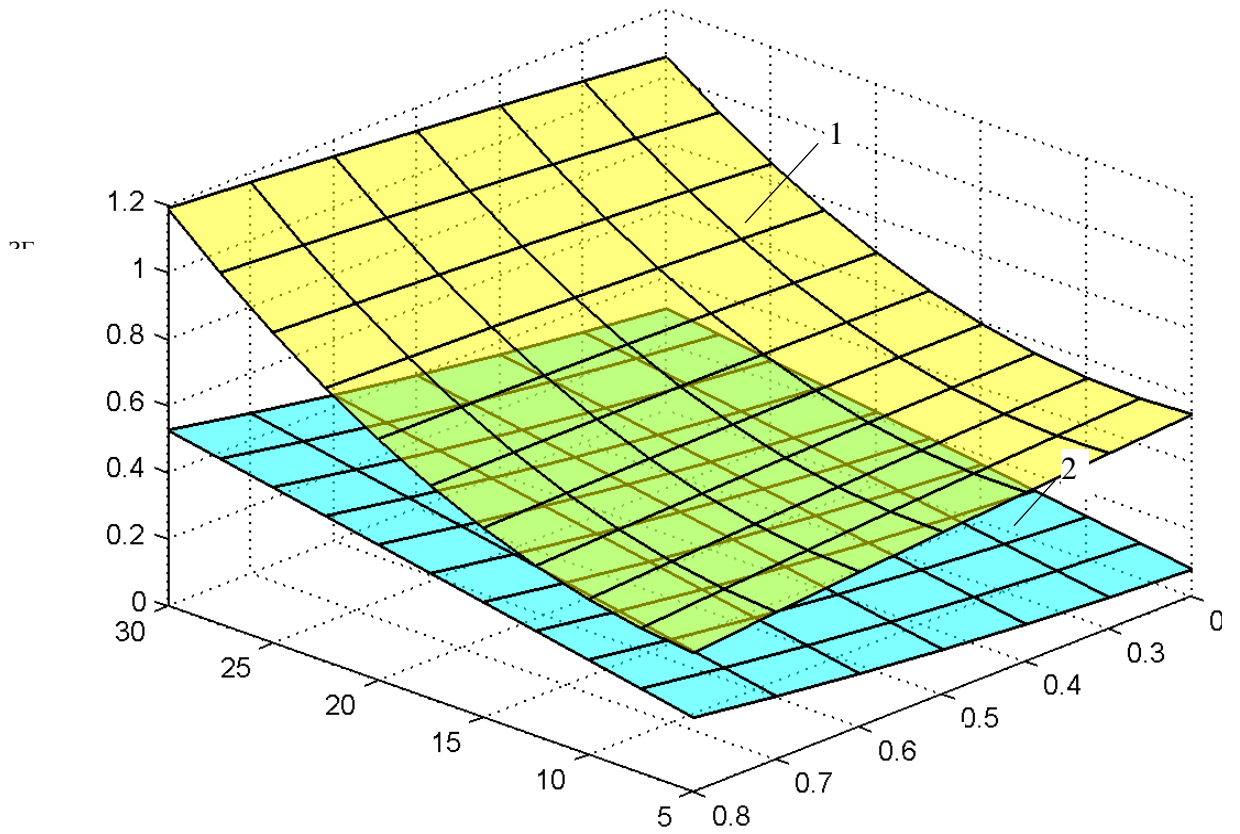


Рис. 3.17. Графіки залежностей для функцій зворотного зв'язку при гальмуванні (1) та розгальмуванні (2)

Графічне представлення функцій F_{3P} і $F_{3Г}$ наведено на рис. 3.17, а на рис Р.3.1

деякі фазові траєкторії, одержані шляхом моделювання з використанням цих функцій та принципу комбінованого регулювання.

Застосування функцій F_{3P} і $F_{3Г}$ для формування зворотного зв'язку в алгоритмі АБС дає кращі результати у порівнянні з використанням жорсткого зворотного зв'язку з постійним коефіцієнтом підсилення.

АБС може надійно працювати лише при наявності інформації про значення параметрів, які використовуються в законі регулювання. Їх ідентифікацію, тобто оцінку значень на підставі доступних для вимірювання сигналів, можна здійснювати прямими та непрямими методами. На рис. Р.3.2 наведена схема комплексного давача, що пропонується для прямого вимірювання сповільнення та маси автобуса, яку можна вважати пропорційною тиску в балонах пневмопідвіски. Використання подібних давачів дещо ускладнює систему, а тому застосовуються також ті чи інші непрямі методи ідентифікації параметрів.

В табл. 3.2 наведені формули, які пропонуються для ідентифікації параметрів V , S і φ . На підставі (2.10) вирази для коефіцієнта проковзування S та його критичного значення S_k можна записати у вигляді (3.25) і (3.26). В результаті сумісного розв'язку (3.25) і (3.26) одержуємо (3.27) і (3.28). Після спільного розв'язку (Р.3.2) з похідною від (3.27) маємо залежність (3.29), а спільний розв'язок згаданої похідної з (Р.3.1) і (3.26) дає залежність (3.30), де ω_n - початкова кутова швидкість колеса; ω_k - похідна від критичної кутової швидкості колеса. Після сумісного розв'язку (3.25) і (3.30) та (3.29), (3.26) і (3.30) одержуємо відповідно (3.31) і (3.32).

З урахуванням того, що значення S_k знаходиться в межах 0,2–0,3, можна за формулами (3.27), (3.28) і (3.29) наближено, а за формулами (3.30),

(3.31) і (3.32) точніше визначити параметри V , S і φ , якщо попередньо тим чи іншим методом визначити кутову швидкість ω_k .

Швидкість ω_k іноді називають “опорною кутовою швидкістю”, а відповідну їй швидкість $V_k = \omega_k r_k$ - “опорною або бажаною лінійною швидкістю” колеса.

Таблиця 3.2

Залежності для ідентифікації параметрів алгоритму АБС та синтезатора опорної кутової швидкості

Призначення залежностей	Розрахункові залежності	Номер формули
Поточне та критичне значення коефіцієнта проковзування	$S = 1 - \frac{\omega}{\omega_B};$	3.25
	$S_k = 1 - \frac{\omega_k}{\omega_B}.$	3.26
Наближені залежності для ідентифікації параметрів V , S і φ	$V = \frac{\omega_k r_k}{1 - S_k};$	3.27
	$S = 1 - (1 - S_k) \frac{\omega}{\omega_k};$	3.28
	$\varphi = \frac{\dot{\omega}_k r_k}{g(1 - S_k)}.$	3.29
Уточнені залежності для ідентифікації параметрів V , S і φ	$V = \frac{\omega_n \omega_k r_k}{\omega_k + \dot{\omega}_k t};$	3.30
	$S = 1 - \frac{\omega}{\omega_n} \left(1 + \frac{\dot{\omega}_k t}{\omega_k} \right);$	3.31
	$\varphi = \frac{\omega_n \dot{\omega}_k r_k}{g(\omega_k + \dot{\omega}_k t)}.$	3.32
Поточне та початкове	$A_K = \frac{\omega_K}{\omega_B} = 1 - S_K;$	3.33

значення кутового коефіцієнта синтезатора опорної швидкості	$A = \frac{\varphi g(1 - S_k)}{r_k}$	3.34
---	--------------------------------------	------

Нижче розглянуті два варіанти запропонованих нами схем алгоритмів синтезаторів опорної швидкості колеса для мікропроцесорного БК АБС, які не мають недоліків.

Схема, наведена на рис. 3.18, призначена, головним чином, для трифазних алгоритмів, в яких відносно просто визначаються максимальні значення пришвидшення колеса в кожному циклі. Початкова кутова швидкість колеса ω_{Π} (рис. 3.19) вимірюється давачем АБС в момент початку гальмування. Оператор 1 визначає початкове значення опорної швидкості ω_{K_0} , де значення A_K розраховується за формулою (3.33). В операторі 2 обчислюється закон зміни опорної швидкості ω_K в часовому інтервалі від початку гальмування до часу t_K , тобто до моменту, коли $\dot{\omega} = \dot{\omega}_{\max}$ (на початку гальмування приймається $t_K = 0$). В наступних циклах розрахунок опорної швидкості відбувається в часових інтервалах $t_{ki} - t_{k(i+1)}$. Початкове значення кутового коефіцієнта A визначається з виразу (3.34). Значення φ попередньо вибирається з діапазону $\varphi = 0,5 - 0,8$ і згодом уточнюється при моделюванні робочого процесу АБС. Графік зміни залежності $\omega_K(t)$ в першому циклі позначений на рис. 3.19 відрізком *ab*.

Оператор 3 разом з оператором 4 слугують свого роду “детектором максимуму” кривої $\dot{\omega}(t)$, де $\dot{\omega}_{\text{III}}$ - попереднє значення $\dot{\omega}$. Фірмою DVA було досліджено, що такому методу визначення максимуму залежності $\dot{\omega}(t)$ слід віддати перевагу у порівнянні зі знаходженням максимуму за допомогою другої похідної $\ddot{\omega}(t)$. В момент досягнення максимуму залежністю $\dot{\omega}(t)$ фіксується текуча величина кутової швидкості ω (точка *c* на рис. 3.19), яка використовується в операторі 5 для визначення нового значення кутового

коефіцієнта A . Графік зміни залежності $\omega_K(t)$ в другому циклі описується прямою cd (рис. 3.19), яка є продовженням умовної прямої ac . У формуванні логіки алгоритму приймає участь змінна константа K_1 .

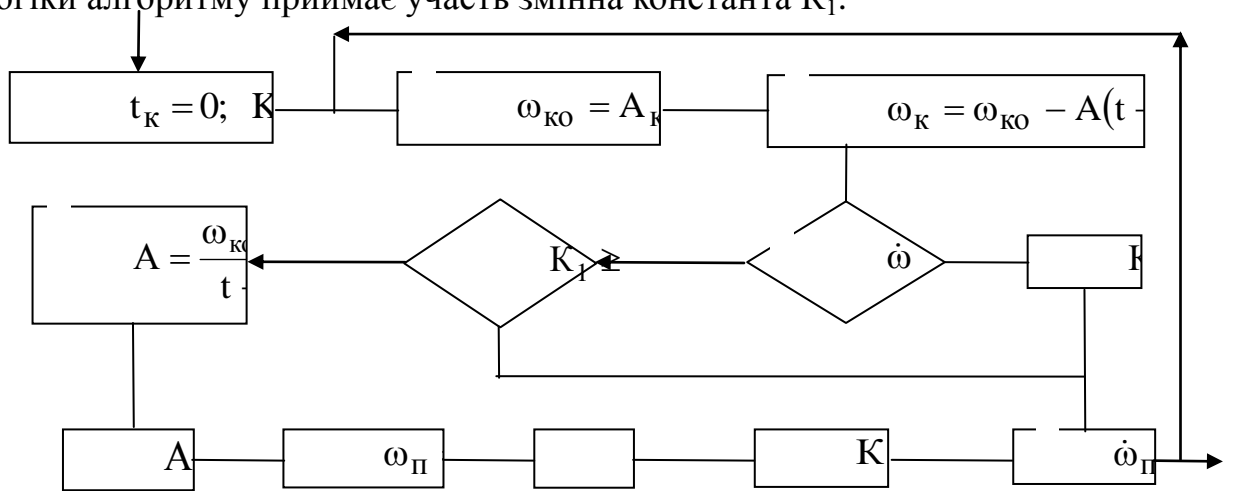


Рис. 3.18. Схема алгоритму синтезатора опорної швидкості колеса з використанням максимальних значень його кутового пришвидження

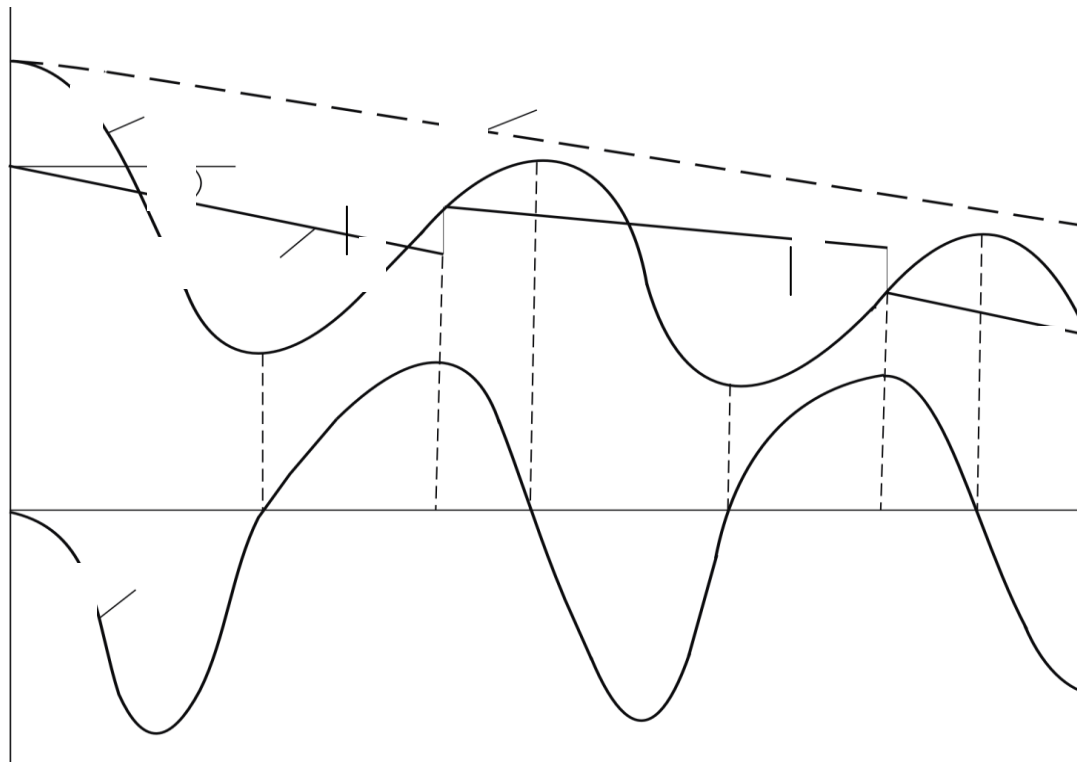


Рис. 3.19. Графіки зміни кутових швидкостей, кутового пришвидження колеса, а також опорної швидкості, яка формується з використанням максимальних значень кутового пришвидження колеса

Після двох-трьох циклів стрибкоподібний характер зміни залежності критичної швидкості $\omega_k(t)$ переходить у плавну, близьку до прямої, лінію. Іноді надмірне кутове відхилення відрізка залежності $\omega_k(t)$ (особливо у другому циклі) доцільно обмежити граничними значеннями, розрахованими за формулою (3.34) при мінімальному та максимальному значеннях φ , ввівши в схему (рис 3.18) відповідний оператор після оператора 5.

Опорну кутову швидкість колеса, яка відіграє вирішальну роль у функціонуванні алгоритму АБС, можна формувати не лише на підставі кутової швидкості ω_k , але і на базі кутової швидкості ω_{s1} , яка відповідає коефіцієнту проковзування S_1 (рис. 2.8). Схема алгоритму та графік зміни кутових швидкостей наведені на рис. 3.19 та 3.20.

На рис. 3.21 і 3.22 наведені результати моделювання опорних швидкостей ω_k та ω_{s1} . Згадане моделювання здійснювалось з використанням запропонованих вище алгоритмів синтезаторів опорних швидкостей та програми, для автобуса ЛАЗ-42071 у випадку трифазного (рис. 3.21) та двофазного (рис. 3.22) циклів роботи АБС. Як видно з рисунків вже після другого циклу залежності $\omega_k(t)$ і $\omega_{s1}(t)$ набувають форми прямолінійних залежностей.

Дослідження показали, що алгоритм синтезатора опорної швидкості ω_k (рис. 3.17) можна застосовувати не тільки у випадку трифазних циклів, але і, з достатньою точністю, при двофазних циклах роботи АБС. Хоч у двофазному циклі і відсутня фаза стабілізації гальмівного моменту, яка дозволяє чітко визначити максимальне значення реалізованого моменту, а значить, і критичне проковзування S_k , тим не менше при адаптованих законах керування максимальне пришвидшення колеса відповідає досить вузькому діапазону коефіцієнтів проковзування ($S_m \approx 0,18 - 0,32$). Завдяки цьому згаданий алгоритм досить успішно синтезує опорну швидкість і при двофазному циклі роботи АБС (рис. 3.23 і 3.24).

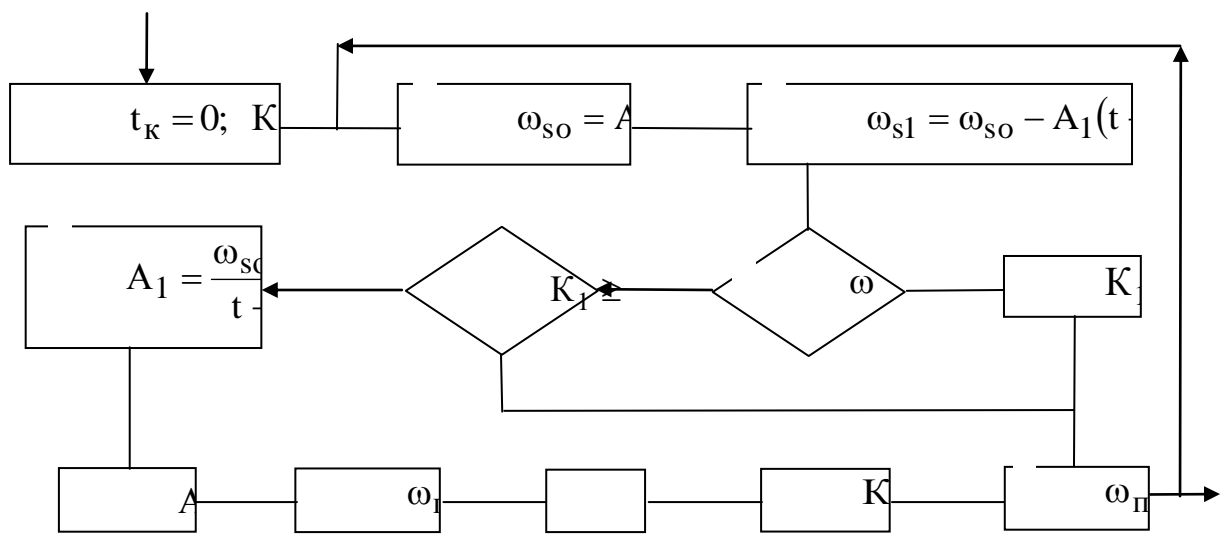


Рис. 3.19. Схема алгоритму синтезатора опорної швидкості колеса з використанням максимальних значень його кутової швидкості

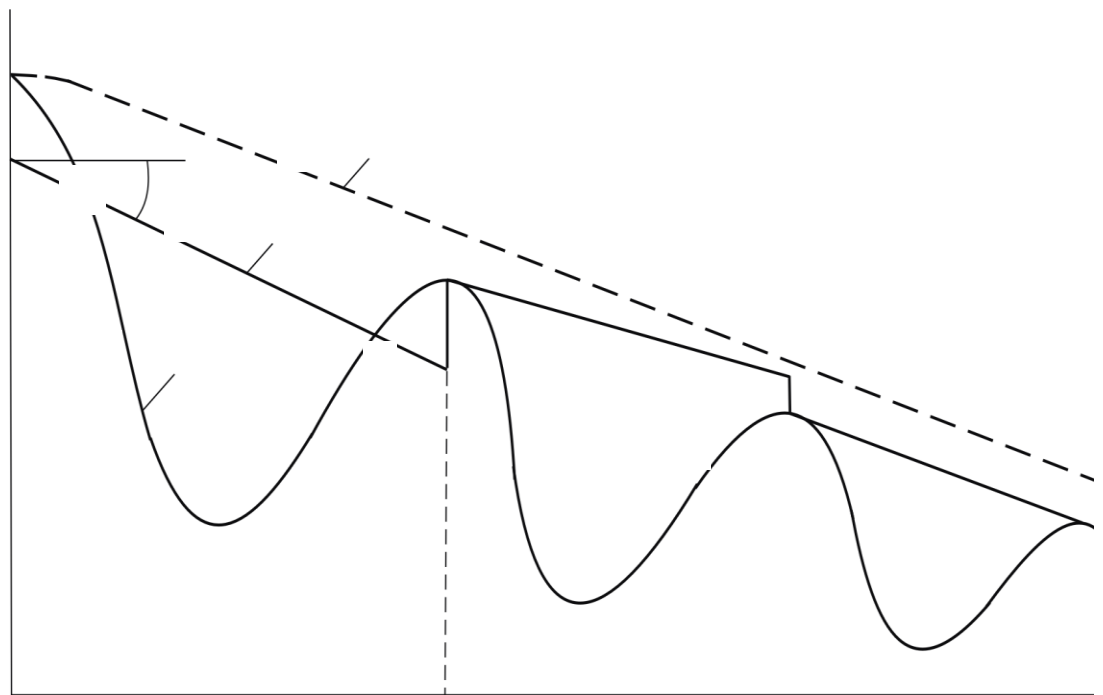


Рис. 3.20. Графік зміни кутових швидкостей колеса та опорної швидкості, яка формується з використанням максимальних значень кутової швидкості

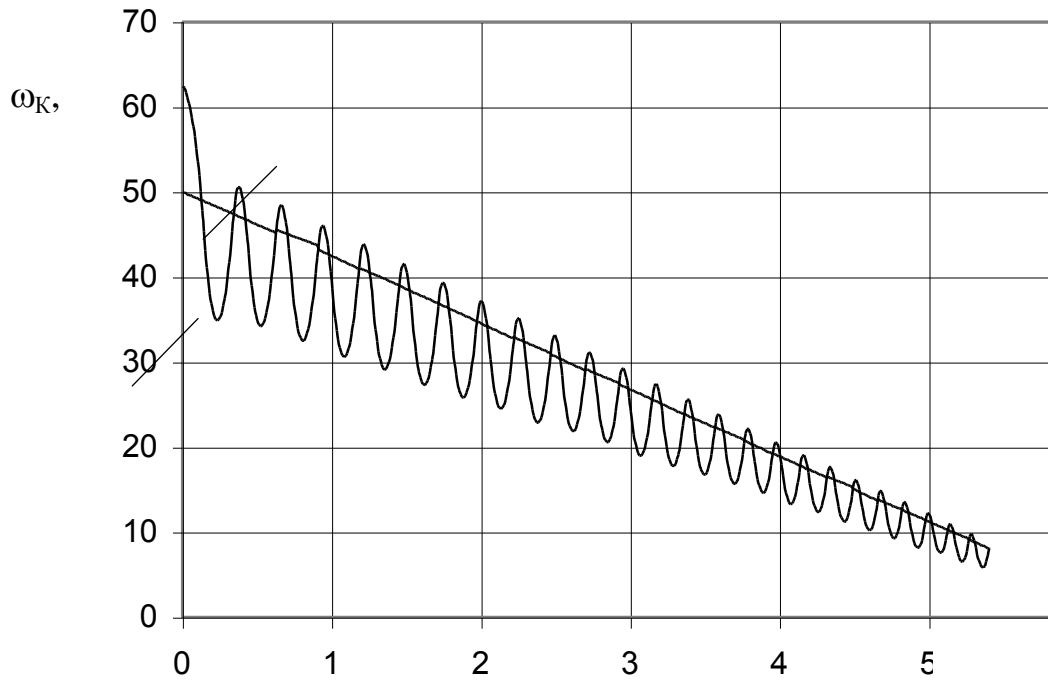


Рис. 3.21. Моделювання процесу синтезу опорної кутової швидкості ω_K , яка формується на основі максимальних значень кутового пришвидження колеса: 1 - $\omega(t)$; 2 - $\omega_K(t)$

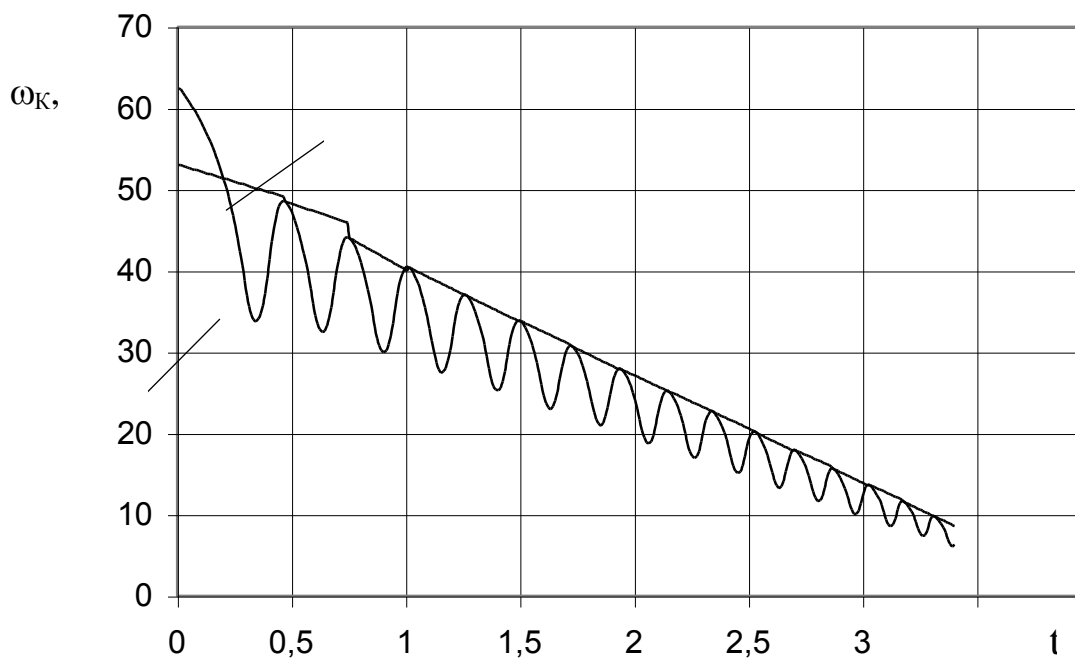


Рис. 3.22 Моделювання процесу синтезу опорної кутової швидкості ω_{S1} , яка формується на основі максимальних значень кутової швидкості колеса: 1 - $\omega(t)$; 2 - $\omega_K(t)$

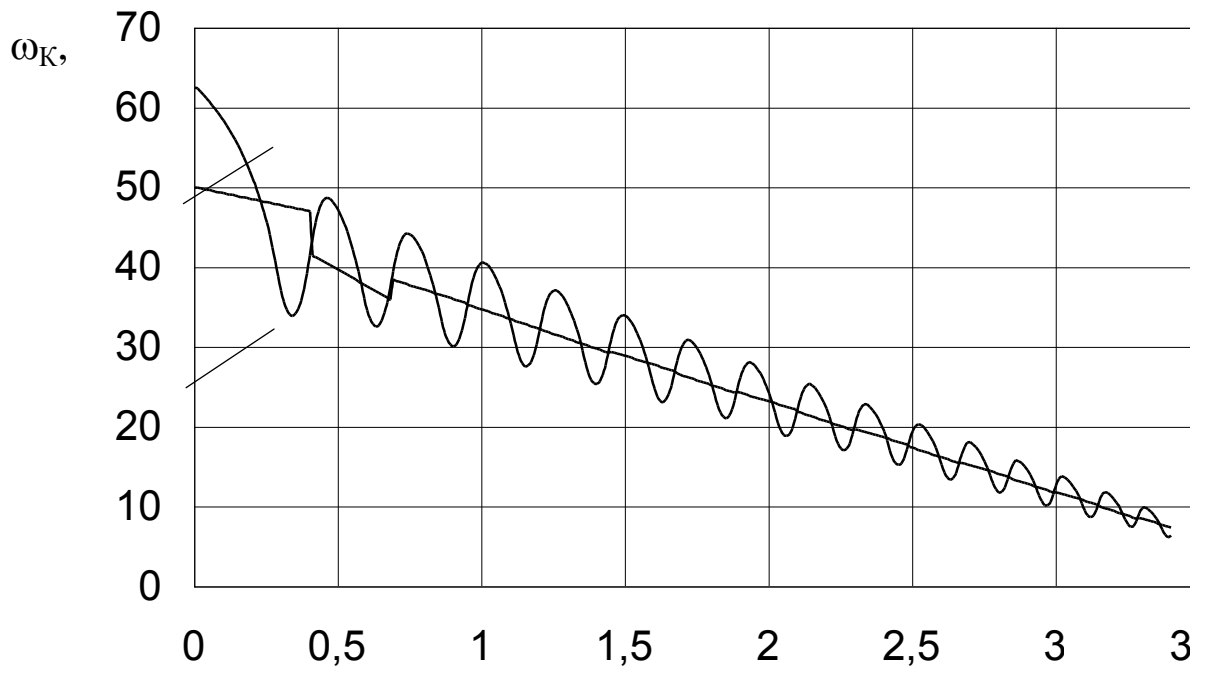


Рис. 3.23. Моделювання процесу синтезу опорної кутової швидкості колеса ω_K при двофазному циклі роботи АБС на сухій дорозі ($A=7,5$; $A_K=0,8$): 1 - $\omega(t)$; 2 - $\omega_K(t)$

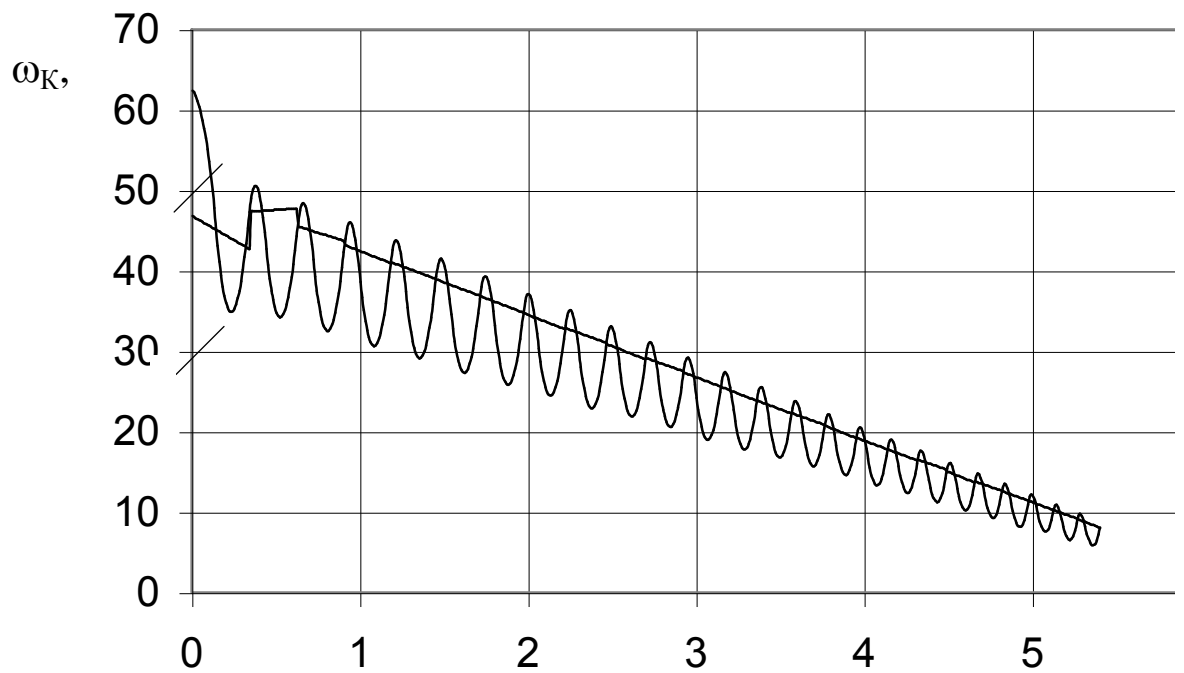


Рис. 3.24. Моделювання процесу синтезу опорної кутової швидкості колеса ω_K при двофазному циклі роботи АБС на мокрій дорозі ($A=12$; $A_K=0,75$): 1 - $\omega(t)$; 2 - $\omega_K(t)$

Таким чином, на підставі визначеної опорної кутової швидкості колеса здійснюється ідентифікація необхідних для функціонування АБС параметрів непрямым методом з використанням наведених вище формул. Завдяки застосуванню в сучасних БК мікропроцесорної елементної бази з'являється можливість обробки та запам'ятовування великого об'єму інформації щодо параметрів робочого процесу АБС, що дозволяє швидко та надійно здійснювати ідентифікацію параметрів об'єкту керування, в тому числі враховувати і затримки в спрацюванні виконавчих органів системи.

Запропонований принцип синтезу адаптованих алгоритмів АБС забезпечує стабільну роботу АБС і на слизьких дорогах ($\varphi \approx 0,2$) (рис. 3.14), що особливо важливо для безпечної експлуатації автобусів на дорогах України в зимовий період (для більшості алгоритмів АБС іноземного виробництва це є проблемою, оскільки вони не адаптовані до роботи на дорогах з таким низьким коефіцієнтом зчеплення).

Впровадження запропонованих методів адаптації законів керування АБС в практику сприятиме підвищенню ефективності роботи АБС та безпечній експлуатації автобусів.

Висновки до розділу

1 Розв'язана задача оптимального синтезу зворотного зв'язку структурної схеми АБС з врахуванням динамічних характеристик гальмових систем, на підставі чого обґрунтовано вибір основних керуючих параметрів алгоритмів АБС: для автобусів малого класу з низькоінерційним гальмовим приводом – це коефіцієнт проковзування колеса з дорогою; для автобусів середнього, великого та особливо великого класів – коефіцієнт проковзування разом з кутовим сповільненням (пришвидшенням) колеса.

2. Обґрунтована доцільність формування закону керування в алгоритмі АБС за комбінованим принципом, оскільки введення розімкнутого керування за збуренням, як доповнення до керування за відхиленням, суттєво пришвидшує процес компенсації збурень.

3. Моделюванням встановлено, що запропоновані принципи синтезу адаптованих алгоритмів АБС та алгоритми синтезаторів опорної швидкості колеса забезпечують стабільну роботу АБС, в тому числі і на слизьких дорогах ($\varphi = 0,2-0,25$), що є проблемою для більшості алгоритмів існуючих АБС.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ. ДОСЛІДЖЕННЯ ШКІДЛИВИХ ТА НЕБЕЗПЕЧНИХ ЧИННИКІВ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛЯ

4.1. Охорона праці

Аналіз стану питання. У всіх відомих видах трудової діяльності людина піддається впливу різних за своєю природою факторів виробничого середовища і самого трудового процесу. Багато з них присутні і в житловій сфері, і в міському середовищі. З позицій методології нормування факторів захисту людини від їх впливів прийнято розділяти чинники на дві групи - шкідливі і небезпечні. Визначення небезпечного і шкідливого фактора стосовно виробничому середовищі наведені в ГОСТ 12.0.002-80 .

Небезпечним виробничим фактором є такий фактор виробничого процесу, вплив якого на працюючого приведе до травми або різкого погіршення здоров'я.

Шкідливі виробничі фактори - це несприятливі фактори трудового процесу або умов навколишнього середовища, які можуть вплинути на здоров'я й працездатність людини. Тривалий вплив на людину шкідливого виробничого фактора приводить до захворювання.

Шкідливий виробничий фактор може стати небезпечним залежно від рівня й тривалості впливу на людину.

У відповідності зі стандартом " ДЕРЖСТАНДАРТ 12.1.0.003-74 ССБТ. Небезпечні й шкідливі виробничі фактори. Класифікація" небезпечні й шкідливі виробничі фактори підрозділяються по природі дії на наступні групи: - фізичні; - хімічні; - біологічні; - психофізіологічні.

Постановка задачі. У зв'язку з поставленою темою треба розглянути чинники, які створюють небезпечні умови для водіїв, пасажирів, обслуговуючого персоналу та ін., що приймають участь у експлуатації автотранспортного засобу(АТЗ); розглянути вимоги до безпеки автомобілів, щодо впливу шуму та вібрації на людину.

Матеріали дослідження При експлуатації АТЗ найбільш актуальні фізичні й психофізичні групи небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Фізичні небезпечні й шкідливі виробничі фактори підрозділяються на наступні підгрупи: рухливі машини й механізми; незахищені рухливі елементи виробничого встаткування; підвищена запиленість і загазованість повітря кабіни автопоїзда; підвищена або знижена температура кабіни трактора; підвищений рівень шуму на робочім місці; підвищений рівень вібрації; знижена або підвищена вологість повітря; підвищена або знижена рухливість повітря; відсутність або недолік штучного світла при навантаженні; підвищена яскравість світла.

Психофізичні небезпечні й шкідливі виробничі фактори викликають перевантаження, які по характеру дії підрозділяються на фізичні й нервово-психічні.

Фізичні перевантаження підрозділяються на статичні, динамічні, гіподинамічні. Причинами нервово-психічних перевантажень можуть бути розумова перенапруга аналізаторів, монотонність праці, емоційні перевантаження.

Шумові характеристики й припустимі рівні шуму. Шум, будучи безладною комбінацією звуків різної інтенсивності й частоти, по природі виникнення може бути механічним, аеродинамічним і електромагнітним.

У якості оціночного показника внутрішнього шуму ухвалюється рівень звуку в децибелах, скоректованих по шкалі А за ДСН 3.3.6.037-99.

Припустимі рівні внутрішнього шуму автотранспортних засобів за ГОСТ 51616-2000 наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Автотранспортний засіб	Припустимі рівні звуку, дБА	
	до 01.01.2014	після 01.01.2014
Автомобілі категорії N ₂ , N ₃ (сідельні тягачі, вантажні автомобілі)	82	81
Автомобілі категорії N ₂ , N ₃ (при наявності спального місця)	80	78
Примітка Для автотранспортних засобів підвищеної прохідності категорії M G по ДЕРЖСТАНДАРТ Р 52051 допускається перевищення припустимих рівнів звуку не більше ніж на 2 дба.		

Припустимі рівні внутрішнього шуму автотранспортних засобів

Припустимі рівні зовнішнього шуму автотранспортних засобів за ГОСТ 52231-2004 наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

Автотранспортний засіб	Припустимі рівні звуку, дБА
Автомобілі вантажні категорії N ₂	98
Автомобілі вантажні категорії N ₃	100

Припустимі рівні зовнішнього шуму автотранспортних засобів

Для зниження шуму, що діє на водія автопоїзда, можливі наступні

заходи:

- застосування глушителів шуму, що використовують принцип активного й реактивного шумопоглинання;
- поліпшення віброізоляції;
- застосування більш ефективних шумопоглинальних матеріалів для оббивки кабіни;

Вібраційні характеристики й припустимі рівні вібрації

Вібрація - це складний коливальний процес, що виникає при періодич-

ному зсуві центру ваги тіла, або системи тіл від положення рівноваги, а також при періодичній зміні форми тіла, яку воно мало в статичнім положенні. Віб-рація виникає при роботі машин і механізмів, що мають неврівноважені обер-тові або здійснюючі зворотно-поступальний рух вузли й деталі.

Систематичний вплив локальної вібрації викликає вібраційну хворобу із втратою працездатності. Ця хвороба виникає поступово, викликаючи біль в суглобах, судороги пальців, спазми судин.

Загальна вібрація впливає на нервову й серечно - судинну системи, ви-кликає порушення опорно-рухового апарата, шлункового - кишкового тракту.

Вплив вібрації на людину класифікується:

- за способом передачі вібрації на людину;
- по напрямкові дії вібрації;
- по тимчасовій характеристиці вібрації.

Для АТЗ загальні рівні вібрації на робочім місці водія не повинні пере-вищувати:

а) по корегованих і еквівалентних корегованих значеннях віброприско-рення:

по осі Z - 0,56 м/кв. с або 65 дб, по осях X і Y - 0,4 м/кв. с або 62 дб;

б) по корегованих і еквівалентних корегованих значеннях віброшвидко-сті:

по осі Z - 1,1 м/с 10-2 або 107 дБ, по осях X і Y - 3,2 м/с 10-2 або 116 дБ.

Рівні локальної вібрації на важелях і органах керування транспортних засобів не повинні перевищувати:

а) по корегованих і еквівалентних корегованих значеннях віброприско-рення по всіх трьом осям (X, Y, Z) - 2,0 м/кв. с або 76 дб;

б) по корегованих і еквівалентних корегованих значеннях віброшвидко-сті по всіх трьом осям (X, Y, Z) - 2,0 м/с 10-2 або 112 дБ.

Для зниження вібрації, що діє на водія автопоїзда, можливі наступні заходи:

- установка кабіни на спеціальних віброізоляторах;
- використання більш досконалої системи віброізолюючих властивостей сидіння водія;

Робота з керування автомобілем ставиться до розряду, найбільш напружених і стомлюючих форм трудової діяльності. Ця робота протікає в умовах постійної й значної нервово-емоційної напруги, свідомістю та відповідальністю за життя людей і матеріальні цінності. Швидкість реакції й точність робочих рухів водія сучасного автомобіля є найважливішими факторами забезпечення безпеки руху. Ці якості у великому ступені залежать від зручності робочого місця водія, яке повинне створювати сприятливі умови праці й виключати можливість виникнення аварій, викликаних перенапругою при роботі водія.

Вимоги до робочого місця водія регламентуються наступними документами:

ДЕРЖСТАНДАРТ 50866-96. Автотранспортні засоби. Система опалення, вентиляції й кондиціонування. Методи оцінки ефективності й безпеки .

Правила по охороні праці на автомобільному транспорті. ППТ РО-200-01-95 [55].

ГН 2.2.5.686-98. Гранично припустимі концентрації (ГПК) шкідливих речовин у повітрі робочої зони [56].

ДЕРЖСТАНДАРТ 51206-98. Автотранспортні засоби. Зміст шкідливих речовин у повітрі салону й кабіни. Норми й методи визначення [57].

ДЕРЖСТАНДАРТ 12.1.005-88. ССБТ. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони [58].

Із цього випливає що:

Системи вентиляції, опалення, кондиціонування, засобу теплоізоляції повинні забезпечувати підтримку в кабіні (салоні) транспортного засобу параметри мікроклімату, зазначені в таблиці 4.3., не пізніше чому через 30 хвилин після початку безперервного руху транспортного засобу із прогрітим двигуном.

Таблиця 4.3

Сезон року	Тип транспортного засобу	Температура повітря гради. С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря не більш, м/с,
Холодний і перехідний періоди року	Вантажні й автобуси	18...20/17...23	60...40/75	0,2/0,3
Теплий період року	Вантажні й автобуси	21...23/ не більше ніж на 3°C вище середньої температури зовнішнього повітря в 13г. самого жаркого місяця але, не більш 28°C	при: 60...40/28°C.-не більш55 27 3-С-не більш60 25 3-С-не більш70 24С и нижче – не більш75	0,3/0 2-05
Примітка. У чисельнику зазначені оптимальні параметри, у знаменнику - припустимі				

Оптимальні й припустимі норми температури, відносної вологості й швидкості руху повітря в кабіні транспортного засобу

Перепад температури повітря по висоті кабіни не повинен перевищувати 3 град С. Температура внутрішніх поверхонь кабіни не повинна відрізнятися від температури повітря в кабіні більш ніж на 3 град. С.

Кабіна повинна бути обладнана захисними козирками, жалюзі й іншими засобами захисту від сонячної радіації, а також засобами теплозахисту від працюючого двигуна, що забезпечують залишкове теплове опромінення водія від обшивки кабіни - не більш 35 Вт/кв. м, від вікон - не більш 100 Вт/кв. м.

Системи вентиляції, опалення, кондиціонування повітря повинні забезпечувати регулювання повітряних потоків у кабіні транспортного засобу із забезпеченням параметрів по п. 1.1 і усунути запотівання й обмерзання стекол

кабіни.

Контроль стану повітряного середовища в кабіні транспортного засобу повинен здійснюватися з урахуванням виду використовуваного палива й концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони водія не повинна перевищувати при роботі двигуна на бензині - вуглеводнів у перерахуванні на 3 - 300 мг/куб. м, окиси вуглецю - 20 мг/куб. м, окислів азоту - 5 мг/куб. м; а також: свинцю - 0,01 мг/куб. м для етилованого бензину; метанолу - 5 мг/куб. м, формальдегіду - 0,5 мг/куб. м для метилованого бензину або чистого метанолу; акролеїна - 0,2 мг/куб. м для дизельного палива.

Транспортний засіб не повинний допускатися до експлуатації, якщо його кабіна не має передбачених технічною документацією утеплювачів або климків.

Загальна освітленість у кабіні на рівні щитка приладів повинна бути не менш 10 лк. Освітленість шкали приладів повинна бути не менш 1,2 лк.

Заходи щодо нормалізації небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Для забезпечення відповідних вимог по мікроклімату проводять наступні заходи:

- у теплу пору року кабіна обладнається регульованою системою вентиляції, що забезпечує необхідну швидкість повітряного потоку в зоні подиху оператора залежно від температури повітря на робочім місці;
- поліпшення герметизації й теплоізоляції кабіни;
- кабіна повинна мати регульовану систему обігріву для забезпечення необхідного мікроклімату на робочім місці;
- застосування сучасних систем кондиціонування й очищення повітря, що надходить у кабіну.

4.2. Безпека у надзвичайних ситуаціях

Основні принципи й способи захисту населення.

Захист населення від зброї масового ураження – одна з головних завдань цивільної оборони. Обсяг і характер захисних заходів визначаються особливостями окремих районів і об'єктів, а також імовірної-обстановки, яка може зложитися в результаті застосування супротивником ядерного, хімічного, бактеріологічного (біологічного) зброї й інших засобів нападу. Плануються й проводяться в комплексі три основні способи захисту:

- укриття населення в захисних спорудженнях;
- розосередження в заміській зоні робітників та службовців підприємств, установ і організацій, що продовжують свою діяльність у містах, а також евакуація із цих міст населення;
- використання населенням засобів індивідуального захисту.

Крім цього організує й проводиться загальне обов'язкове навчання населення способам захисту. Передбачаються оповіщення по сигналах цивільної оборони, захист продовольства, споруджень на системах водопостачання й водозаборів, на підземних джерелах води від зараження радіоактивними, отруйними речовинами й бактеріальними Засобами, радіаційна, хімічна й бактеріологічна розвідка, установлення режимів захисту робітників, службовців і виробничої діяльності об'єктів, а також дозиметричний і лабораторний (хімічний і бактеріологічний) контроль. Плануються профілактичні протипожежні, протиепідемічні й санітарно-гігієнічні заходи, рятувальні й невідкладні аварійно – відбудовні роботи (РНАВР) у вогнищах поразки, санітарна обробка людей, знезаражування техніки, одягу, взуття, території й спорудження.

Визначення приладом ДП-5 рівня радіації й ступені зараженості різних предметів

Вимір рівнів гамма-випромінювання на місцевості при радіаційній розвідці рівні радіації на місцевості вимірюють на першому діапазоні (200) у межах від 5 до 200 Р/Ч, на другому (x100) до 5Р/ч.

Прилад підвішується на шию й повинен перебувати на висоті 0,7-1 м від поверхні землі, зонд установлений у положенні «Г» і перебуває у футлярі. Перемикач піддіапазонов у положенні «200» знімають показання по нижній шкалі. При показанні нижче 5Р/год перемикач піддіапазонов установити в положення x100 – знімають показання по верхній шкалі. Рівень радіації дорівнює показанню мікроамперметра x на 1000 у мр/ч.

Визначення ступеня радіоактивного зараження різних поверхонь. Визначення ступеня зараження шкірних покривів людей, їх одягу, техніки, транспорту, продовольства, води й ін. різних предметів проводять на піддіапазонах «x1000, x100, x10, x1, x0,1».

Спочатку визначають гамма-тло, при цьому на зонді приладу необхідно встановити положення «Г» на 0,7-1 м від поверхні землі й в 15-20м від вимірюваного об'єкта. Потім зонд підносити до досліджуваної поверхні на відстань 1-1,5 див – проводиться відлік. З отриманої величини віднімається значення гамма-тла. Отриманий результат – є величина радіоактивного зараження об'єкта.

Виявлення бета-випромінювань.

Для цього:

- установити екран на зонді в положення «Г» і піднести до обстежуваної поверхні на відстань 1-1,5 див. Переводячи перемикач піддіапазонов послідовно до одержання показань на 2, 3, 4, 5 або 6 піддіапазонах, визначають величину гамма-випромінювання;

- потім екран зонда переводиться в положення «Б» і знову підносять до обстежуваної поверхні на відстань 1-1,5 див. Збільшення показання приладу свідчить про наявність бета-випромінювання.

Завдання .

Визначити інженерний захист працюючої зміни промислового об'єкта при вибуху ємності зі зрідженим бутаном.

Об'єкт розташований у районі з помірним кліматом (середня температура в липні 20-25°C, кліматична зона 2).

Ємність із вуглеводневим газом $Q = 1$ т.

Відстань від ємності до цеху $gц = 190$ м.

Час на заповнення притулку, що укриваються – 8 хв.

Розташування робочих ділянок щодо притулку: ділянка №1 (200 чіл.) – 150м, №2 (150 чіл.) – 200м, усього робітників та службовців у цеху – 350 чіл.

Характеристика притулку – вбудован, що затримує динамічні навантаження 100 кПа, площа для, що укриваються 280 м², висота 2,4 м система повітропостачання ФВК – 1-3 комплекту, водопостачання від загальнозаводської системи, аварійний запас води 3000л, електропостачання – від мережі промислового об'єкта, аварійне джерело – акумуляторні батареї.

Розв'язок

Оцінка притулку по місткості:

1. Визначаємо кількість місць для розміщення площі, що укриваються з розрахунку норми, на один, що укривається $S_1 = 0,5$ м ;

$$M = \frac{S_p}{S_1} = \frac{280}{0,5} = 560$$

2. Визначаємо кількість нар, з розрахунку одні нари на 5 чол.:

$$N = \frac{560}{5} = 112$$

3. Визначаємо коефіцієнт місткості:

$$K_{BM} = \frac{M}{N} = \frac{560}{350} = 1,6.$$

Висновок

Місткість притулку перевищує потреба на 60%. для розміщення, що укриваються необхідно встановити 112 нар, що забезпечують 20% місць для лежання й 80% – для сидіння.

Оцінка притулку по захисних властивостях

1. Визначаємо необхідні захисні властивості

За вихідним даними ємності $Q=1t$ і відстані 190м визначаємо за графіком «Залежність радіуса зовнішньої границі дії надлишкового тиску від кількості вибухонебезпечних ГВС» [20] надлишковий тиск: $\Delta P_{Qmax} = 10 \text{кПа}$

2. Визначаємо захисні властивості притулку. Згідно вихідним даним, $\Delta P_{Фзащ} = 100 \text{кПа}$.

3. Порівнюємо захисні властивості притулку з необхідними.

Порівнюючи $\Delta P_{Фзащ} = 100 \text{кПа}$ й $\Delta P_{Qmax} = 10 \text{кПа}$, маємо, $\Delta P_{Фзащ} > \Delta P_{Qmax}$ тобто по захисних властивостях притулок забезпечує захист робітників та службовців від ударної хвилі вибуху ГВС.

4. Визначаємо показник, що характеризує інженерний захист робітників та службовців промислового об'єкта по захисних властивостях притулку:

$$K_{зг} = \frac{M}{N} = \frac{560}{350} = 1,6.$$

Висновок. Захисні властивості притулку забезпечують захист 100% персоналу, що підлягає вкриттю.

Оцінка систем життєзабезпечення притулку

Оцінка системи повітропостачання:

1 Визначаємо можливості системи в режимі 1 (чиста вентиляція), виходячи з того, що подача комплекту ФВК-1 у режимі I становить 1200 м³/год:

$$W_{01} = 3 \cdot 1200 = 3600 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

2. Визначаємо кількість людей, забезпечуваних повітрям:

$$K_{01} = \frac{W_{01}}{W_r} = \frac{3600}{10} = 360.$$

де W_r норма подачі повітря на один, що укривається для помірного клімату, $W_r = 10 \text{ м}^3/\text{год}$ для 2 кліматичної зони.

3. Визначаємо можливості системи в режимі II (режим фільтровентиляції).

$$W_{0II} = 3 \cdot 300 = 900 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Визначаємо кількість людей, забезпечуваних повітрям:

$$K_{0II} = \frac{900}{2} = 450 \text{ чел.}$$

Достатність забезпеченості повітрям визначаємо по режиму 2.

Визначаємо показник, що характеризує інженерний захист об'єкта по забезпеченості повітрям

$$K_{\text{в.озд}} = \frac{450}{350} = 1,28.$$

Вивід. Система повітропостачання забезпечує повітрям 100% людей, що укриваються, у притулок.

Оцінка системи водопостачання:

1. Визначаємо можливості системи:

$$W_{0\text{вод}} = \frac{3000}{10} = 300 \text{ чел.}$$

Визначаємо показник, що характеризує інженерний захист об'єкта по системі водопостачання:

$$K_{\text{вод}} = \frac{300}{350} = 0,86.$$

Вивід. Аварійним запасом води забезпечуються 86%, що укриваються. Не вистачає води для 14%, що укриваються, необхідно побільшати запас води на 500 л.

Оцінка притулку по своєчасному вкриттю:

Визначаємо час, необхідне для вкриття, враховуючи, що людей прискореним кроком проходить 50 м у хвилину й займає місце в захисному спорудженні протягом 2-х хвилин. Ділянка № 1 (200 чіл), $t = 200/50 + 2 = 6$ хв. Ділянка №2 (150 чіл), $t = 200/50 + 2 = 6$ хв.

Визначаємо показник, що характеризує інженерний захист об'єкта по своєчасному вкриттю персоналу

$$K_{\text{свр}} = \frac{350}{350} = 1.$$

Висновок. Розташування притулку дозволяє вчасно вкрити всіх робітників (100%).

4.3. Висновки до розділу

Інженерним захистом забезпечуються всі, що укриваються 350чіл., причому місткість притулку перевищує необхідну місткість на 60%.

Система повітропостачання забезпечує повітрям 100% людей, що укриваються, у притулок. Аварійним запасом води забезпечуються 86% персоналу об'єкта, слід побільшати запас води на 500л. Розташування притулку дозволяє вчасно вкрити всіх робітників та службовців об'єкта.

ВИСНОВКИ

- У дипломній роботі магістра розв'язана наукова проблема, яка полягає в розробленні теоретичних основ аналізу та оптимального проектування на засадах системотехніки гальмових керувань автобусів і їх підсистем (гальмові механізми, пневматичний гальмовий привод, РГС, АБС) з врахуванням структурно-функціональних зв'язків з іншими системоутворювальними елементами відкритої ергатичної системи "гальмуючий автобус" (гальмуючий автобус, кермове керування, підвіска, колесо - дорога, водій) із створенням нових концепцій, методів, математичних моделей. Наукове значення отриманих результатів полягає в тому, що вони формують високий рівень методології проектування гальмових керувань автобусів нового покоління, а їх впровадження в практику сприяє підвищенню активної конструктивної безпеки автобусів, на частку яких припадає понад 60% пасажирських перевезень в Україні.

- Розроблено оригінальну просторову математичну модель відкритої системи „гальмуючий автобус”, який складається з 9 мас і має 14 ступенів вільності, з врахуванням структурно-функціональних взаємозв'язків з математичними моделями інших системоутворювальних підсистем - підвіска, кермове керування, колесо - дорога та водій.

- Для комплексної оцінки поздовжнього та поперечного переміщення автобуса під час аналізу та синтезу гальмових керувань розроблено метод формування та виведені аналітичні залежності для векторного критерію ефективності екстреного гальмування автобуса, новизна якого полягає в тому, що він не потребує використання вагових коефіцієнтів і в ньому формалізовані умови, що забезпечують чутливість до відхилення нормованих скалярних критеріїв від Парето-оптимальних та граничних значень. Розроблені в роботі заходи з покращання функціональних характеристик та оптимізації підсистем гальмового керування сприяли зменшенню векторного критерію ефективності екстреного гальмування автобуса.

- Кількісним аналізом впливу конструктивних і експлуатаційних чинників на критерії ефективності екстреного гальмування автобуса отримано 9 аналітичних експрес-моделей з трикомпонентними графічними залежностями. Встановлено, що за умови збереження технічної стійкості, коефіцієнт нерівності гальмівних моментів на передніх колесах автобусів середнього класу не повинен перевищувати 8%, а на задніх 10%. Виявлено явище самоповертання керованих коліс під час гальмування, досліджено його вплив на курсовий кут та бокове зміщення автобуса і з'ясовані заходи щодо його усунення. З використанням моделі "водій" підтверджено, що втручання водія різко зменшує кут повороту автобуса під час гальмування із заносом, а при швидкості більшій 9 м/с і тривалості реакції водія більшій 0,8 с ефективне гашення заносу можливе лише, якщо задіяно обидва канали передатної функції водія – зусилля на педалі та поворот кермового колеса. Обґрунтована доцільність збільшення оптимального коефіцієнта зчеплення φ_0 від 0,3, що регламентується нормативними документами, до 0,4. Вперше встановлено ефект залежності оптимального коефіцієнта зчеплення від початкової швидкості і вперше запропоновано спосіб регулювання гальмівних сил за трисигнальним принципом, тобто не тільки у функції сповільнення АТЗ (чи пропорційного їй параметру) та маси АТЗ, але і у функції його швидкості. З використанням прямого методу теорії стійкості Ляпунова вдосконалено метод теоретичного аналізу стійкості гальмуючого автобуса під час неусталеного руху зі сповільненням на основі запропонованих математичних моделей взаємодії гальмуючих коліс з дорогою у вигляді багатofакторних функцій поздовжніх та поперечних питомих дотичних сил.

- Вдосконалено методи визначення механічних та термічних напружень в елементах гальмового диска з розробленням математичних моделей, в яких враховано реальне силове навантаження диска та фактичні температурні поля його ротора і фланця. Досліджено вплив розмірів гальмового диска на величину механічних напружень і встановлено, що максимальні дотичні напру-

ження, розраховані за цим методом, істотно перевищують їх середні значення. Із зменшенням кута охоплення у 2 рази максимальні дотичні напруження зростають у 1,5 – 2 рази. Створено класифікації дискових гальмових механізмів та автоматичних регуляторів зазору у фрикційних парах, а також розроблено конструкції 9 варіантів дискових гальмових механізмів для автобусів середнього та великого класів з використанням прогресивних технічних рішень, 4 з яких захищені авторськими свідоцтвами на винаходи. Запропонований дисковий гальмовий механізм з клиново-роликовим перетворювачем за однакової ефективності з барабанним гальмовим механізмом має на 30% меншу масу, а в дисковому гальмовому механізмі з пневмотором відпадає потреба у застосуванні механічного перетворювача.

- Перспективними напрямками розвитку досліджень можна вважати поширення запропонованих концепцій, методів, математичних моделей та програмного забезпечення на багатоланкові автобуси, інші АТЗ, а також їх використання у відповідних системах автоматизованого проектування. Запропонований векторний критерій ефективності та метод багатокритеріального оптимального проектування можна ефективно використовувати у проектуванні інших систем АТЗ, а також в інших галузях техніки чи сферах знань.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Александров М. П. Гальмівні пристрої в машинобудуванні. М:Машинобудування, 1975. – 254 с.
2. Александров М. П. Гальма підйомно-транспортних машин. – М: Машинобудування, 1976. – 383 с.
3. Біленький Ю. Б., Дронин М. І., Метлюк Н.Ф. Нове в розрахунку і конструкції гальм автомобілів. – М: Машинобудування, 1965. – 120с.
4. Крагельский В. В., Виноградова В. Е. Коефіцієнти тертя. Довідковий посібник. – М.; 1962. – 220 с.
5. Бухарін Н.А. Гальмові системи автомобілів. –.: Машгіз, 1950. – 292 с.
6. Подригало М. А., Щербань Ст. А. Оцінка ефективності гальмівних механізмів по роботі, витраченої на їх включення, // Автомобільний транспорт. Вип. 27. – Київ: Техніка. – 1992. –С. 46 – 49.
7. Генбом Б. Б., Гудз Р. С., Дем'янюк Ст. А. та ін. Питання динаміки гальмування і теорія робочих процесів гальмівних систем автомобілів. – Львів: Вища школа, 1974.–234с.
8. Чичинадзе А. В. Розрахунок та моделювання зовнішнього тертя при гальмуванні. – М: Наука, 1967. – 121 с.
9. Чичинадзе А.А.Теплова динаміка та моделювання зовнішнього тертя. М:Наука, 1975. – 142 с.
- 10.Вольченко А.І.Теорія, розрахунок і конструювання гальмівних пристроїв. Дисс. докт. техн. наук. 05.05.03. – Івано-Франківськ, 1987. – 209 с.
11. Частка В.К.Дослідження термопрочности автомобільних гальмівних

- дисків. Дисс. канд. техн. наук. 05.05.03. – ХАДІ, Харків, 1980. – 124 с.
12. Кушов В.Я. Дослідження теплового балансу дискового гальма.
Дисс. канд. техн. наук. – ХАДІ, Харків, 1980. – 100 с.
13. Федосов А. С. Теоретичні основи проектування гальмових систем легкових автомобілів. Автореф. дис. д-р техн. наук: 05.05.03/ МАДІ. – Москва, 1987. – 40 с.
14. Барський І. Б., Шаріпов В. М. та ін Критерій довговічності фрикційних муфт зчеплення//Вісник машинобудування. 1985.–№1.–С. 7-9.
15. Городецький С. Н. Вибір геометричних параметрів дискового гальмаз метою поліпшення його температурних і износных характеристик. Автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.05.03./ МАДІ. – Москва, 1983. – 22 с.
16. Бобров Я. А. Підвищення енергоємності гальмівних механізмів колісних тракторів класів 0,6...1,4: Автореферат дис. канд. техн. наук: 05.05.03/ Харківський державний автомобільно-дорожній технічний університет. – Харків, 1994. – 24 с.
17. Подригало М. А. Теоретичне обґрунтування і розробка гальмівного керування колісних тракторів і трансформируемых енерготехнологічних агрегатів: Дис. д-ра техн. наук: 05.05.03 – Харків, 1993. – 397 с.
18. Нагієв А. М. Дослідження впливу нагріву гальмівних накладок на гальмівну динамічність автомобілів в експлуатаційних умовах. Автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.05.03 – ХАДІ. Харків, 1982.– 24 с.
19. Бухарін Н.А., Прозоров В. С., Щукін М. М. Автомобілі. –

М:Машинобудування, 1974. – 504 с.

20. Гудз Р. С. Температурні режими фрикційних вузлів

автотранспортних засобів. – Харків: Вид-во ХГАДТУ, 1998. – 139 с.

21. Волков В. П. Режимы работы гальм легковых автомобилей та

вдосконалення способів їх моделювання при ресурсних лабораторних випробуваннях: Дисс. канд. техн. наук: 05.05.03. – Харків, 1982. – 174с.

22. Булавкин А. С. Особенности спільного використання дискових і барабанних гальмівних механізмів на легкових автомобілях.

Автореф. дис. ... канд. техн.наук 05.05.03 / Харківський автомобільно-дорожній інститут. – Харків, 1984. – 24 с.

23. Волченко А. В., Сочавський З. А. Оцінка ефективності гальм транспортних засобів. Вісті Академії Наук Узрспр. – Ташкент: ФАН. – 1989. – №3. – С. 76-79.

24. Іларіонов Ст. А. Експлуатаційні властивості автомобіля. – М.; Машинобудування, 1966. – 280 с.

25. Генбом Б. Б., Дем'янюк Ст. А. Гальмівна діаграма автомобіля. // – В зб. Праці ГСКБ по автобусам, Вип.2. – Львів. – 1970. – С. 134-146.

26. Генбом Б. Б., Дем'янюк Ст. А. Дослідження стійкості руху заторможенного автомобіля при постійному і змінному коефіцієнтах розподілу гальмівної сили. // – Матеріали V і VI Всесоюзних семінарів: «Досвід роботи з поліпшення стійкості і керованості автомобіля у відповідності з нормами безпеки руху». – М.: НАМИ. – 1972. – 21 С..

27. Генбом Б. Б., Дробот Ю. І., Кизман А. М. та ін. Особливості робочого процесу і характеристики колодкових барабанних гальмівних механізмів. – В зб.: Праці ГСКБ по автобусам. – Львів. – 1971.– С. 3-32.

28. Гредескул А. Б. Дослідження динаміки гальмування автомобіля: Дис. д-ра техн. наук. – ХАДІ. Харків, 1963. – 250 с.
29. Рабінович Е. Х. Дослідження та вдосконалення методів і засобів стендової перевірки автомобільних гальм. Дисс. канд. техн. наук. Харків, ХАДІ. 1981. – 229 с.
30. Сиар Абдул Хабіб Дослідження шляхів підвищення технічної готовності та безпеки руху автомобілів Афганістану за рахунок впровадження діагностики. Дисс. канд. техн. наук. ХАДІ, Харків. 1979. – 154 с
31. ГОСТ 22895-77. Гальмівні системи і гальмівні властивості автотранспортних засобів. Технічні вимоги. – Введ. 01.01.81 до 01.01.86. – М: Изд-во стандартів, 1978. – 15 с.
32. ГОСТ 22895-77. Гальмівні системи і гальмівні властивості автотранспортних засобів. Нормативи ефективності. Технічні вимоги. Введ. 01.01.81. до 01.01.91. – М: Изд-во стандартів, 1986. – 19 с.
33. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження легкових автомобілів стосовно гальмування. Національний стандарт України. ДСТУ UN/ECE R 13-H-00:2002. – Київ: Держстандарт України, 2002. – 125 с.
34. ОСТ 37.001.067-86. Гальмівні властивості автотранспортних засобів. Методи випробувань. – На заміну ОСТ 37.001.067-75; Введ. 01.01.88. – М.: Минавтопром СРСР, 1988. – 64 с.
35. Автомобілі: Конструкція, конструювання і розрахунок. Системи управління і ходова частина: Підруч. посібник для вузів/ А.с В. Гришкевич, Д. М. Ломако, В. П. Автушко та ін; Під ред. А. В. Гришкевіча. – Мн.: Вишгорода. шк., 1987. – 200 с.

36. Автомобільні шини. Конструкція, розрахунок, випробування, експлуатація / Бідерман Ст. Л., Гуслицер Р. Л., Захаров С. П. та ін/ Під ред. Ст. Л. Бідермана – М.: Держ. н-т вид. хім. лит., 1963. – 383 с.
37. Акопян Р. А., Дем'янюк Ст. А., Кизман А. М., Миськів Т. Р. Деякі шляхи підвищення активної безпеки автобусів// Сб. тез першої республіканської науко-технічної конф. "Шляхи підвищення безпеки дорожнього руху". - Тбілісі. - 1978. - С. 44 - 46.
38. Акопян Р. А., Дем'янюк Ст. А., Нагорняк Ц. Р. Підвищення гальмівних властивостей автобусів з пневматичною підвіскою// Тр. ВКЭИавтобуспрома. Дослідження і розрахунок конструкцій та експлуатаційної надійності автобусів. - Львів, 1980. - С. 25 - 35.
39. Акопян Р. А. Пневматична подрессоривание автотранспортних засобів, Ч. 2. – Львів: Вища школа. Изд. при Львів. ун-ті, 1980. – 208 с.
40. Акопян Р. А., Дем'янюк Ст. А., Нагорняк Ц. Р., Височин Л. Н. Питання оптимізації характеристик пневматичного гальмівного приводу автобусів// Тр. ВКЭИавтобуспрома. Дослідження конструкцій та експлуатаційної надійності автобусів. - Львів, 1981. - С. 45 - 52.
41. Акопян Р. А., Дем'янюк Ст. А., Нагорняк Ц. Р. Питання динаміки систем регулювання гальмівних сил автобуса// Тр. ВКЭИавтобуспрома. Дослідження і розрахунок конструкцій та експлуатаційної надійності автобусів. - Львів, 1982. - С. 64 - 72.
42. Акопян Р. А., Дем'янюк Ст. А., Миськів Т. Р. Експериментальні дослідження ефективності застосування дискових гальм на вантажних автомобілях і автобусах// Тези доповідей Всесоюзної науково-технічної конф. "Підвищення ефективності використання автомобільного транспорту і автомобільних доріг в умовах жаркого клімату і високогірних районів". –Ташкент. – 1985. - С. 46 - 47.

43. Акоюян Р. А., Дем'янюк Ст. А., Нагорняк Ц. Р. Питання оптимізації пневматичного гальмівного приводу автобуса// Тези доповідей Всесоюзної конф. "Теорія і розрахунок мобільних машин і двигунів внутрішнього згоряння". – Тбілісі. – 1985. - С. 47.
44. Аксьонов П. В. Про системному підході в прикладній науці по автомобілю// Автомобільна промисловість. – 1975. - № 9. – С. 28 - 30.
45. Александров А. Р. Оптимальні та адаптивні системи. – М: Вища школа, 1989. – 263 с. Александров Є.Є. Системи автоматики транспортних засобів: Навчальний посібник для студентів спеціальності "Колісні та гусеничні машини". – К.: Вища школа, 1994. – 133 с.
46. Александров М. П. Гальмівні пристрої: Довідник. – М:Машинобудування, 1985. – 312 с.
47. Алёкса Н.Н. Дослідження впливу основних параметрів модулятора тискув пневмоприводе гальм на ефективність гальмування автомобіля з антивоблокуючим пристроєм: Дис...канд. техн. наук: 05.05.03. – Харків, 1978. – 159 с.
48. Алексеев В. С. Способи дослідження системних об'єктів в класичній механіці//Системні дослідження.-М: Наука,-1973– С.62- 69.
49. Олексієнко Ст. Н. Дослідження навантаженості і розроблення методів ресурсних стендових випробувань агрегатів гальмової системи з пневматичним приводом:
Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. – Харків, 1974-186 с.
50. Альтшуль А. Д. Гідравлічні втрати на тертя в трубопроводах. – М: Надра, 1963. – 215 с.
51. Антонов Д. А. Теорія стійкості руху багатовісних автомобілів. - М:Машинобудування, 1978. – 216 с.

52. Артем'єв А. Н. Моделювання керованого руху автомобіля з метою оптимізації параметрів, що впливають на керованість:
Дис...канд. техн. наук: 05.05.03. - М., 1978. – 158 с.
53. Асріянци А. А., Хачатуров А. А., Яковлев В. Е. Застосування рівняння Аппеля для складання диференціальних рівнянь руху автопоїзда// Тр. МАДІ. - М., 1972. – вип. 41. – С. 78 - 85.
54. Архангельський В. М., Злотін Р. Н. Робота карбюраторних двигунів на несталих режимах. М: Машинобудування, 1979. -152 с.
56. Муталібов А. А., Мурашов О. Д., Валлер Н.П. Дослідження перехідних процесів газового автомобільного двигуна. // Автомобільна промисловість. -1979. -№4. -С. 3-4.
57. Мурашов О. Д. Підвищення паливної та екологічної ефективності транспортних ДВЗ при перехідних процесах. //У кн.: Комплексний розвиток автомобільного транспорту великих міст на прикладі м. Москви. М.: 1981. -С. 244-246.
58. Гутаревич Ю. Ф. Зниження шкідливих викидів і витрати палива двигунами автомобілів шляхом оптимізації експлуатаційних факторів:
Дис... докт. техн. наук: 05.22.10, 05.04.02. –Київ., -1985. -538с.
59. Іванов в. І., Ерохов в. І. Економія палива на автомобільному транспорті. -М: Транспорт, 1984. - 302 с.
60. Канарчук Ст. Е. Довговічність і знос двигунів при динамічних режимах роботи. -Київ: Наукова думка. -1978. -256 с.
61. Серьогін Е. П., Босенко А. В., Бичків Ст. Е., Економія пального. - М: Воениздат, 1986.
62. Безбородова Р. Б., Маяк Н.М., Чалий А. А. Економія палива при

- водінні автомобіля. - Київ: Техніка, 1989. -128 с.
63. Климпуш О. Д., Рубців Ст. А., Гутаревич Ю. Ф. Економія палива на автомобільному транспорті. -Київ: Техніка, 1989. -144 с.
64. Говорущенко Н.Я. Автомобільне паливо. Як його економити. Харків: Вища школа, 1979. -143 с.
65. Чулков А. З. Економія світлих нафтопродуктів на транспорті. - М: Транспорт. -1985. -304 с.
66. Резнік Л. Р., Ромалис Р. М., Чарков С. Т. Ефективність використання автомобілів в різних умовах експлуатації. - М: Транспорт. -1989. 128 с.
67. Денисов А. С., Басков Ст. Н. Експлуатаційні режими роботи двигунів автомобілів КамАЗ. В зб.: Підвищення ефективності використання автомобільного транспорту. Саратов, 1980. -С. 70-76.
68. ОСТ 37.001.022-81 Методика визначення базисних витрат палива для автомобілів, Москва. - 1981.
69. Гутаревич Ю. Ф., Климпуш О. Д., Худолій Н.Н., Гдыря в. І. Зниження токсичності викидів при експлуатації автомобіля. Київ, Техніка, 1981. -88 с.
70. Дзвонів Ст. А. Токсичність двигунів внутрішнього згорання. - М:Машинобудування. -1973. -200 с.
71. Філіпов А. З. Токсичність відпрацьованих газів теплових двигунів. - Київ: Вища школа, 1980. -160 с.
72. Попов В., Харченко В., Чумарин Ст. Способи зниження загазованості повітряного середовища відпрацьованими газами. // Автомобільний транспорт. -1974. -№1. -С. 24-26.

73. Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Е. Шляхи зниження шкідливих викидів автомобілями в атмосферу. Київ: Знання, 1980. -24 с.
74. Проблема зниження токсичності двигунів. //Поршневі і газотурбіннідвигуни -Е. І.,. ВИННТИ, 1973. -№15.
75. Филипосянц Т. Р., Коротко А. П., Мазінг М. В. Методи зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами автомобільних дизелів. М.:Ндіавтопром, 1979. -64 с.
76. Грунауэр А. А. Зниження токсичності і підвищення експлуатаційної економічності транспортних енергоустановок. Харків: Вища школа, 1981. -144 с. 44. Малов Р. В., Ерохов в. І., Щетина Ст. А., Беляєв В. Б. Автомобільний транспорт та захист навколишнього середовища. -М: Транспорт, 1982. -200 с.
77. Говорущенко Н.Я. Економія палива і зниження токсичності на автомобільному транспорті. -М:Транспорт, 1990.
78. Гутаревич Ю. Ф., Говорун А. Р. Ковальов А. В. Захист навколишнього середовища від шкідливих викидів автомобільного транспорту. -Київ: НМК ВО при Мінвузі УРСР. -1989. -128 с.
79. Митрофанов в. І., Обельницький А. М., Шанін Е. І., Шуригин М. М. Деякі шляхи зниження токсичності і підвищення паливної економічності автомобілів при експлуатації їх в умовах міста. //У кн.: Комплексний розвиток автомобільного транспорту великих міст на прикладі м. Москви. -М. -1981. -С. 226-227.
80. Дослідження впливу прискорювального насоса на розгін автомобільного двигуна /В. М. Архангельський, С. А. Пришвін, Ю. О. Туркін та ін. //Праці МАДІ, М.: МАДІ. -1978.-Вип.162.С.93-100.