

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Ясній П.В., Гудь В.З., Пиндус Ю.І.,
Гудь М.І., Коневич М.Р.

**МЕТОДИ МОНІТОРИНГУ ТА РОЗРАХУНКУ
ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВПЛИВІВ І ДИНАМІКИ РУХУ
КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ ПРИ
ТРАНСПОРТУВАННІ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ВАНТАЖІВ**

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

для студентів усіх форм навчання

спеціальностей: 274 «Автомобільний транспорт»
275 «Транспортні технології»
133 «Галузеве машинобудування»

Тернопіль
2018

УДК 629.113+656+621.01
М54

Укладач:

Ясній П.В., докт. техн. наук, професор,
Гудь В.З., канд. техн. наук, доцент,
Пиндус Ю.І., канд. техн. наук, доцент,
Гудь М.І., асистент,
Коневич М.Р., викладач II категорії.

Рецензент:

Ляшук О.Л., докт. техн. наук, доцент,
Попович П.В., докт. техн. наук, професор.

Методичні вказівки розглянуто й затверджено на засіданні
методичного семінару кафедри автомобілів
Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.
Протокол № 3 від 21 вересня 2017 р.

Схвалено та рекомендовано до друку науково-методичною комісією
факультету інженерії машин, споруд та технологій
Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.
Протокол № 2 від 27 вересня 2017 р.

М54 Методи моніторингу та розрахунку експлуатаційних впливів і динаміки руху
колісних транспортних систем при транспортуванні великогабаритних вантажів :
навчальний посібник / Укладачі : Ясній П.В., Гудь В.З., Пиндус Ю.І., Гудь М.І.,
Коневич М.Р. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя, 2018. – 168 с.

УДК 629.113+656+621.01

У навчальному посібнику розглянуто основні розрахункові й експериментальні методи визначення характеристик криволінійного руху автопоїздів та дослідження стійкості й керованості колісних транспортних засобів при транспортуванні великогабаритних конструкцій. Викладено методологію прогнозування характеристик криволінійного руху колісних транспортних систем великої вантажопідйомності. Описано розрахункові схеми і рівняння динаміки криволінійного руху автопоїздів з урахуванням їх конструктивних особливостей. Наведено методики математичного моделювання взаємодії ланок автопоїзда, взаємодії колісного рушія з недеформівною опорною основою, моделювання сил повітряного опору.

Навчальний посібник адресований студентам, які навчаються за спеціальностями: 274 «Автомобільний транспорт»; 275 «Транспортні технології»; 133 «Галузеве машинобудування».

Відповідальний за випуск *Гудь В.З.*, канд. техн. наук, доцент.

© Ясній П.В., Гудь В.З., Пиндус Ю.І.,
Гудь М.І., Коневич М.Р., 2018
© Тернопільський національний технічний
університет імені Івана Пулюя, 2018

ЗМІСТ

Вступ	5
Розділ 1. Основні методи оцінювання параметрів криволінійного руху автопоїздів та їх стійкості й керованості	11
1.1. Розрахункові й експериментальні методи визначення характеристик криволінійного руху автопоїздів	11
1.2. Дослідження стійкості й керованості колісних транспортних засобів	17
1.3. Конструювання і розрахунок приводів рульового керування автопоїздів-вагозовів	36
Розділ 2. Методи прогнозування характеристик криволінійного руху колісних транспортних систем великої вантажопідйомності	47
2.1. Математична модель криволінійного руху дволанкового автопоїзда по недеформівній опорній основі	47
2.1.1. Загальні положення, що стосуються розроблення математичної моделі	47
2.1.2. Розрахункові схеми і рівняння динаміки криволінійного руху автопоїздів при різних конструктивних варіантах	47
2.1.3. Математичне моделювання взаємодії ланок автопоїзда через зчипні пристрої	54
2.1.4. Математична модель взаємодії колісного рушія з недеформівною опорною основою	59
2.1.5. Моделювання сил повітряного опору	67
2.1.6. Рівняння для визначення нормальних реакцій під колесами ланок автопоїзда	68
2.1.7. Математична модель трансмісії автопоїзда	69
2.1.8. Моделювання дій водія	75
2.2. Програмна реалізація математичної моделі	80
Розділ 3. Експериментальні дослідження руху дволанкового автопоїзда на недеформівній опорній основі	90

3.1. Умови та методика проведення експериментальних досліджень	97
3.2. Апаратурно-вимірювальний комплекс	108
3.3. Результати експериментальних досліджень. Оцінювання адекватності й точності математичної моделі руху автопоїзда	110
Розділ 4. Результати теоретичних досліджень криволінійного руху автопоїзда за різних законів керування поворотом коліс причіпної платформи	119
4.1. Підвищення безпеки руху великовантажних колісних транспортних систем при перевезенні великогабаритних неподільних вантажів	119
4.2. Методика і вихідні дані для проведення обчислювальних експериментів	120
4.3. Аналіз результатів моделювання	122
Основні висновки	150
Список літератури	152

ВСТУП

Більшість вантажів у різних галузях економіки можна перевозити як одиничними автомобілями, так і автопоїздами. Водночас транспортування великогабаритних великовагових вантажів (ВВВ) здійснюється виключно спеціалізованими автопоїздами-ваговами з сидальними або баластними позашляховими автомобілями-тягачами. Область застосування таких транспортних засобів дуже широка: перевезення неподільних агрегатів, машин і обладнання до місця монтажу на промислових об'єктах; готових неподільних будівельних блоків і конструкцій до місця будівництва; різних будівельних, дорожніх, землерийних, інших подібних машин і устаткування до місця експлуатації (рис. В.1). Залежно від характеру вантажу, що перевозиться, і дорожніх умов буксирування причепів або напівпричепів з вантажем можна здійснювати одним або кількома автомобілями-тягачами.



Рис. В 1. Автопоїзди-ваговоди, що перевозять ВВВ

Автопоїзди-ваговози принципово різняться від транспортних засобів загального призначення. В автопоїзді-вагозові домінуюче значення має причіпна ланка, параметри якої – вантажопідйомність, осьове навантаження, габаритні розміри, маневрові якості є основними, визначальними експлуатаційними властивостями автопоїзда в цілому. Застосовувані в складі причіпного автопоїзда-ваговоза тягові автомобілі найчастіше є баластними і на відміну від автомобілів загального призначення в якості одиничних не часто використовуються для перевезення вантажів.

Комплектування автопоїзда передбачає підбір до даного конкретного причепа-ваговоза одного або кількох тягачів, що забезпечують можливість його буксирування в заданих експлуатаційних умовах. При цьому істотні для автопоїздів загального призначення швидкісні й динамічні якості для більшості автопоїздів-ваговозів мають другорядне значення. На перший план виходять показники, що визначають безпеку руху.

Використання багатовісних транспортних засобів великої та особливо великої вантажопідйомності, що відрізняються габаритними розмірами й осьовими навантаженнями, є проблемою вписування цих машин у заокруглення й повороти існуючої дорожньої мережі та забезпечення маневру при русі на місцевості, будівельних майданчиках та в інших умовах.

Маневреність транспортних засобів великої вантажопідйомності характеризується такими показниками:

- мінімальним радіусом повороту по осі сліду переднього зовнішнього колеса;
- зовнішнім габаритним радіусом повороту;
- шириною коридору, займаного автомобілем або автопоїздом при повороті з заданим зовнішнім габаритним радіусом.

Основним показником маневреності слід вважати ширину коридору, яка визначається як різниця радіусів двох точок машини – найвіддаленіш від центру повороту і найближчої до нього, яка характеризує можливість руху в проїздах заданої форми і розмірів.

Досвід експлуатації автопоїздів-вагозовів вітчизняними й закордонними підприємствами підтверджує, що проблема забезпечення руху транспортної системи в заданому коридорі, часто обмеженому специфікою дорожньої мережі, є однією з основних в аспекті безпеки руху та реалізації максимальної середньої швидкості руху на заданому маршруті.

Для мінімізації коридору руху, і, тим самим, скорочення ширини дорожнього полотна, необхідного для повороту, колеса причіпних ланок виконують керованими. Найбільшого поширення в якості систем керування поворотом коліс причіпних ланок, що входять до складу багатоланкових колісних транспортних комплексів, отримали системи з гідравлічним силовим слідкуючим приводом, що працюють у функції кута складання ланок автопоїзда. Відома велика кількість конструктивних варіантів організації систем керування ланками автопоїзда, а також алгоритмів і законів для їх функціонування.

Важливість завдання поліпшення маневреності підтверджується також тією обставиною, що найчастіше до місць призначення вантажі необхідно доставляти без додаткових капітальних вкладень на вдосконалення доріг.

Очевидно, що розвиток конструкції автопоїздів повинен йти, в тому числі, шляхом удосконалення поворотних пристроїв, упровадження автоматизованих систем керування, розроблення нових законів і алгоритмів для роботи системи рульового керування з метою забезпечення вписуваності всіх ланок у габаритну смугу. Водночас для синтезу раціональних конструкцій систем рульового керування автопоїздів-вагозовів, перевірки працездатності та ефективності пропонованих законів і алгоритмів, а також для підвищення безпеки руху під час перевезення ВВВ необхідно володіти інструментарієм для вирішення таких завдань на стадії проектування техніки й на етапах підготовки перевезення.

Конструктивні особливості автопоїздів, з одного боку, дозволяють реалізовувати різноманіття схем і законів роботи для систем рульового

керування, з іншого, – ускладнюють прогнозування показників маневреності навіть якщо обмежуються невеликими швидкостями руху.

У зв'язку з цим, завдання розроблення математичної моделі руху багатоланкового автопоїзда з урахуванням можливості реалізації різних законів керування автомобілем-тягачем і причіпними ланками, яка дозволить прогнозувати характеристики криволінійного руху на стадії проектування техніки й підготовки перевезення ВВВ, є актуальним науковим і практичним завданням.

На етапі розроблення найефективнішим є прогнозування характеристик рухливості колісних транспортних засобів під час функціонування різних законів і алгоритмів для систем керування з використанням імітаційного математичного моделювання на ЕОМ. Проведення обчислювальних експериментів на ранніх стадіях створення техніки дає можливість досліджувати ефективність різних законів і алгоритмів на сукупності дорожніх умов, при виконанні різноманітних маневрів, у тому числі відповідних галузевим стандартизованим випробуванням. Це дозволяє розробникам визначатися з вимогами до систем керування транспортними засобами, скорочувати терміни доведених випробувань і знижувати вартість розроблення, прогнозувати експлуатаційні властивості на стадіях проектування техніки і підготовки до перевезення ВВВ.

У першому розділі навчального посібника наведено аналіз розрахункових і експериментальних методів визначення параметрів криволінійного руху транспортних засобів. Представлено дослідження вітчизняних і зарубіжних учених, стосовно оцінювання маневреності, керованості й стійкості автопоїздів, а також можливості підвищення даних експлуатаційних властивостей за рахунок удосконалювання систем керування причіпними ланками. Оцінено методи розрахунку систем рульового керування, а також особливості математичного моделювання руху колісних транспортних засобів.

Виконані в першому розділі дослідження вказують на необхідність вирішення таких завдань:

- розроблення нового методу підвищення безпеки руху автопоїздів на стадії проектування техніки й підготовки перевезень великогабаритних великовагових вантажів;

- створення нової математичної моделі руху дволанкового автопоїзда з поворотним дишлом по нешаткій опорній поверхні для оцінювання безпеки і тягово-динамічних властивостей при транспортуванні великогабаритних великовагових вантажів, у якій враховується можливість реалізації різних законів і алгоритмів рульового керування автомобіля-тягача і причіпних ланок;

- проведення експериментальних досліджень маневреності автопоїзда при русі по недеформівних опорних поверхнях з метою порівняння результатів імітаційного моделювання та натурних експериментів для оцінювання його розробленої математичної моделі руху;

- проведення теоретичних досліджень криволінійного руху автопоїзда при перевезенні ВВВ у разі різних законів функціонування систем рульового керування, в тому числі й всеколісного для автомобіля-тягача;

- обґрунтування вибору раціональних схем рульового керування автопоїздів-вагозовів, призначених для перевезення ВВВ.

У другому розділі описано особливості імітаційного математичного моделювання динаміки автопоїзда, математичну модель взаємодії колісного рушія з недеформівною підставкою, яка базується на уявленні про еліпс тертя й коефіцієнт тертя часткового ковзання, математичну модель взаємодії ланок автопоїзда, математичну модель дій водія з метою підтримання постійної швидкості руху, а також особливості програмної реалізації розробленої математичної моделі. Представлена математична модель руху багатоланкового автопоїзда, як сукупності твердих тіл, придатна для дослідження працездатності й оцінювання ефективності різних законів керування поворотом коліс автомобіля-тягача і причіпної ланки.

У третьому розділі наведено результати експериментальних досліджень. Описано об'єкт досліджень, апаратурно-вимірювальний комплекс, умови й методики проведення експерименту. На основі порівняння отриманих

результатів із розрахунковими даними оцінено адекватність і точність математичної моделі руху автопоїзда.

У четвертому розділі представлено результати теоретичних досліджень криволінійного руху автопоїзда на різних типах опорної підставки за різних законів керування поворотом коліс автомобіля-тягача і причіпної ланки. На основі отриманих результатів обґрунтовано рекомендації щодо практичної реалізації систем керування автопоїздів-вагозовів.

Наприкінці дано загальні висновки.

РОЗДІЛ 1. ОСНОВНІ МЕТОДИ ОЦІНЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ АВТОПОЇЗДІВ ТА ЇХ СТІЙКОСТІ Й КЕРОВАНOSTI

1.1. Розрахункові й експериментальні методи визначення характеристик криволінійного руху автопоїздів

Найбільш ранні роботи з теорії криволінійного руху автопоїздів були присвячені вивченню маневреності, а також визначенню її основних показників.

Під маневреністю розуміють сукупність таких властивостей, які забезпечують можливість безперешкодного руху по опорній поверхні, що має обмеження в розмірах площі й у формі [1]. Такі обмеження можуть бути просторовими, пов'язаними з довжиною і висотою автопоїзда. Існують обмеження, які визначаються формою і розмірами дорожнього полотна, яке слугує опорною поверхнею для руху ланок автопоїзда-ваговоза.

При русі автопоїзда усі його точки здійснюють поступальне переміщення по своїх траєкторіях, що створює в сукупності смугу руху, яку дуже важко визначити розрахунковим шляхом і неможливо оцінити невеликим набором параметрів. Тому для оцінювання маневреності використовують такі показники, як [1,2]: мінімальний і максимальний габаритні радіуси повороту, параметр маневреності при круговому русі, поворотна ширина по сліду коліс, габаритна смуга руху, апроксимована габаритна смуга руху (ГСР), концентрична апроксимована ГСР, фактор і показник маневреності, під якими йдеться про величину зміщення траєкторії руху веденої ланки щодо ведучої.

Одними з найперших досліджень криволінійного руху автомобільних поїздів є роботи К. Біна, М.М. Бергмана, К. Schraeder [3]. У них автори графічно досліджують траєкторію руху автопоїзда.

Перші спроби дослідити аналітично рух автопоїзда в повороті були зроблені W. Schaargw. Пізніше це ж завдання вирішували Житов І.М. [4] і Fazekas C. [5].

Рух автомобільного поїзда при повороті розглядали навколо одного центру повороту з чисто геометричним підходом до аналізу маневреності автопоїзда.

Найбільш значні роботи, пов'язані з дослідженнями автомобільних поїздів, проведені Я.Х. Закину [1,2,6,7,8]. Він виконав детальні дослідження з проблем горизонтальної стійкості автопоїзда і його маневреності. Детально розглянув питання маневреності автомобільних поїздів, засноване на базі кінематичних положень з урахуванням режиму повороту, тобто швидкості руху автопоїзда, кута і швидкості повороту рульового колеса тягача. У роботах Я.Х. Закину відзначається, що на поворотах і заокругленні доріг ГСР автопоїзда збільшується, що погіршує всі показники маневреності.

У роботах [9 – 13 та ін.] відзначається, що показники маневреності автопоїзда можуть бути істотно поліпшені за рахунок повороту осей (коліс) причіпної ланки щодо його поздовжньої осі за допомогою тієї чи іншої системи керування поворотом, яка характеризується передавальним відношенням

$$i_n = \alpha / \gamma' ; \quad (1.1)$$

$$i_o = \beta / \gamma'' , \quad (1.2)$$

де i_n , i_o – відповідно передавальні відношення системи прямого і зворотного керувань;

α , β – перший і другий кути складання автопоїзда;

γ' , γ'' – наведений середній кут повороту відповідно керованих коліс напівпричепа і його візки.

Дослідженнями А.П. Колпакова [11], С.Я. Марголіс [12], П.П. Ширяєва [13] та ін. показано, що для забезпечення руху коліс веденої ланки по траєкторії тягової, передавальне відношення привода керування в процесі одного повороту повинно мати змінні значення й змінюватися з різною швидкістю в широкому діапазоні – від нескінченності до нуля на вході в поворот і на виході

з повороту. Швидкість зміни передавального відношення залежить від багатьох факторів, у тому числі від режиму руху K_n тягача на повороті [1]:

$$K_n = \theta / V_a \quad (1.3)$$

де θ – наведена кутова швидкість повороту керованих коліс тягача, рад/с;

V_a – поступальна швидкість руху тягача, м/с.

Питання кінематичного розрахунку привода керування з постійними значеннями передавальних відношень розглянуто в роботах І.І. Кришеня [14,15], С.С. Атаева і Б.Ф. Кулика [16], В.П. Лахно і Р.П. Лахно [17], В.І. Приходько [18], Е. Ферріні [19] та ін. У них відзначено, що при несталому повороті траєкторії ланок автопоїзда не збігаються. При цьому встановлено таку закономірність: в автопоїзді з системою прямого керування траєкторія руху напівпричепа зміщується відносно основної траєкторії тягача на вході в поворот – у зовнішній бік (негативний зсув), а на виході з повороту – у внутрішній (позитивний зсув). На противагу цьому в автопоїзді з системою зворотного керування зміщення траєкторії руху на вході в поворот – до центру повороту (позитивний зсув), на виході з повороту – у зовнішній бік (негативний зсув) [6] (рис 1.1). Ці зміщення траєкторій руху напівпричепа призводять до помітного збільшення ГСР. Для автопоїзда з системою прямого керування (база напівпричепа 20 м) смуга руху на повороті радіуса 20 м збільшується в порівнянні з прямолінійним ділянкою у понад 3,5 раза [20]. Смуга руху автопоїзда на повороті, що залежить від величини зсуву ланок автопоїзда одієї щодо іншої, може бути визначена графічним, аналітичним та іншими методами.

В основу графічного методу покладена відома теорема Шаля про переміщення плоскої фігури [21]. Цей метод використаний в ранніх роботах А.К. Блоха, М.П. Раєвського, Г.Ф. Терскова та ін. Багато дослідників відзначають, що метод досить громіздкий і не дозволяє проаналізувати вплив окремих параметрів автопоїзда на траєкторію руху веденої ланки, бо кожна побудова відповідає лише цілком конкретному співвідношенню прийнятих величин. У цілому даний метод має невисоку точність через набігання похибок у процесі побудови. Крім того, результати значною мірою залежать від масштабу побудови і навичок виконавця [22, 23].

Графо-аналітичний метод, використаний у роботах С.М. Григор'єва [24], Я.Х. Закину [44] та ін., заснований на тому, що траєкторія тягача задається з урахуванням режимного коефіцієнта повороту. Це дозволяє отримати більш реальні значення відхилень траєкторії веденої ланки щодо ведучої. Однак і цей метод має ті ж недоліки, що й графічний.

У роботах [23 – 27 та ін.] застосовано аналітичний метод визначення траєкторії веденої ланки, а в [28] на основі попередньо проведених розрахунків – графіки, що забезпечують побудову траєкторії веденої ланки. Окремі рекомендації щодо визначення траєкторій ланок автопоїзда наведено в роботах [29]. Як зазначається в [1, 2, 28 та ін.], негативний зсув траєкторії руху (зовнішнє зміщення), характерний для керованих напівпричепів, не піддається аналітичному розрахунку. З цієї причини кілька дослідників використовували метод фізичного моделювання процесу руху автопоїзда [28, 30, 31 та ін.]. Перевагою даного методу є можливість виключити вплив водія, конструктивні особливості й масові параметри автомобіля-тягача, багаторазовість повторення дослідів в ідентично стабільних умовах, що не залежать від дорожнього покриття, а також можливість аналізу й оцінювання конструктивних рішень до їх практичної реалізації, що особливо важливо при створенні нових зразків [22].

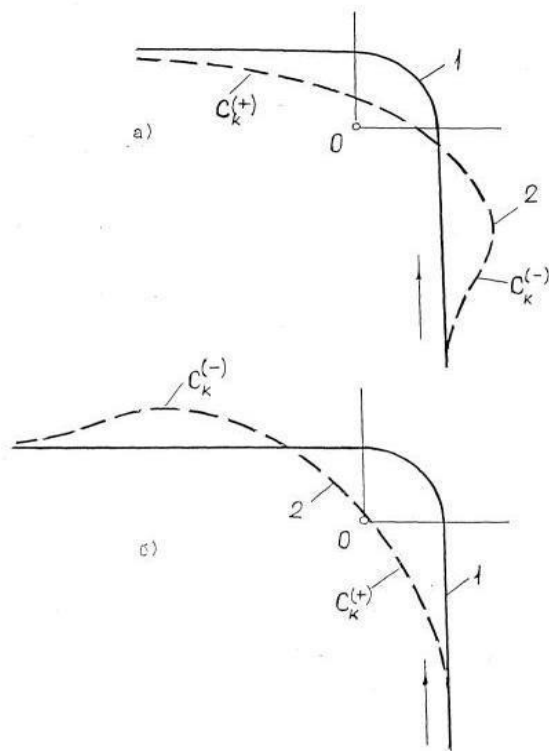


Рис. 1.1. Схеми траєкторій руху тягача (1) і напівпричепа (2) на повороті:

- а) автопоїзда з прямим керуючим зв'язком;
- б) автопоїзда зі зворотним керуючим зв'язком.

У розглянутих роботах реалізується так званий «кінематичний підхід» до вирішення завдання маневреності, який, однак, дещо обмежує коло інших вирішуваних завдань. Більші можливості має динамічний метод, заснований на складанні диференціальних рівнянь руху механічних систем [32 – 34], вирішення яких дозволяє визначати як параметри траєкторій ланок, так і параметри їх поворотливості.

У відповідності з роботою [32] поворотливість – це здатність машини (автопоїзда) до подолання поворотів на місцевості або дорогах. З метою спрощення аналізу криволінійного руху транспортних машин поворотливість підрозділяється на статичну й динамічну. Статична поворотливість характеризує здатність машини здійснювати рівномірні повороти з малими радіусами при невисоких швидкостях руху. Основним критерієм або оцінювальним параметром є мінімальний радіус повороту [35]. Динамічна поворотливість характеризує те, за який час і на який кут може повернути машина [35]. Основним критерієм для оцінювання є ступінь зниження середньої швидкості руху через повороти, що зустрічаються на трасі [32].

Для одиночних автомобілів і дволанкових автопоїздів застосування цього методу було виправдано. Однак складання рівнянь сил і моментів для багатоланкових автопоїздів в епоху низького рівня розвитку обчислювальної техніки супроводжувалося значними труднощами, бо для автопоїзда з n динамічними ланками необхідно скласти $3n$ рівнянь і n рівнянь зв'язку [36]. Ще один недолік методу – необхідність визначення сил та моментів між ланками, що також призводить до ускладнення розрахунків. Для спрощення завдання усі причіпні ланки приймалися однаковими.

На основі методу Лагранжа в роботі [37] виведено рівняння плоского руху багатоланкового автопоїзда в загальному вигляді. У спільності цих єдиних у даний час рівнянь для всіх типів автопоїздів їх перевага. Однак, внаслідок прийнятих специфічних узагальнених координат, кінцевий вигляд формул вийшов громіздким і не наочним.

Великий вплив на аналітичні методи дослідження криволінійного руху багатоланкових автопоїздів зробило застосування аналогової й цифрової обчислювальної техніки. Застосування ЕОМ полегшує вирішення складних завдань, пов'язаних з визначенням впливу різних конструктивних і експлуатаційних факторів на маневреність автопоїзда, дозволяє врахувати різні нелінійні характеристики, а також використовувати в розрахунках складні моделі просторових схем автопоїздів. Результати досліджень маневреності автопоїздів із використанням ЕОМ містяться в роботах [2,23,29,38-42].

Експериментальному дослідженню параметрів маневреності ТС присвячено роботи [43 – 45] та ін.

Найбільш простим і точним методом визначення траєкторій руху ланок МС є метод відмітчиків траєкторій. На кожній ланці встановлюється бачок з фарбувальною рідиною. При русі по заздалегідь розміченому майданчику рідина, надходячи через краники і трубки, позначає траєкторію на дорожній поверхні.

На полігоні НАМІ розроблено інший метод [43], який використовує координатну сітку в дорожньому покритті для визначення параметрів руху автомобіля. Сітка розташована під динамометричною дорогою. Тензонесучий ізольований сталевий дріт укладений у формі драбини з кроком 1 м і шириною 10 ... 11 м. Загальна довжина ділянки становить 4400 м, глибина – 6 ... 10 см. Точність вимірювань дорівнює $\pm 0,3$ м на 1000 м. Зчитування сигналів здійснюється індукційними датчиками. Прилади розміщені або в самій машині, або стаціонарному пункті, або машині-лабораторії.

Для дослідження динамічних параметрів руху сидельних автопоїздів автори [44] запропонували тензометричний опорно-зчіпний пристрій, виконаний у вигляді хрестоподібної балки прямокутного, змінного по довжині, перетину. Тензорезистори з'єднані в три вимірювальних мости й розміщені так, щоб кожен міст реагував на дію сили по одній з координатних осей і залишався нечутливим до сил з інших осей. Допускається буксирувати напівпричіп вагою до 100 т і вертикальним навантаженням на опорно-зчіпний пристрій до 400 кН.

У практиці дослідження плаваючих машин широко використовується фотограмметричний метод [45]. Суть його полягає в наступному: на певній відстані від досліджуваного об'єкта встановлюють одну або дві аерофотокамери, що здійснюють знімки із заданою частотою. На об'єкті встановлено марковані точки, координати яких на негативах можуть бути перераховані в реальні координати на місцевості (на воді) у функції часу.

Аналіз розглянутих робіт показує, що для поліпшення маневреності причіпні ланки автопоїздів повинні бути обладнані більш-менш складними системами керування. Для створення ефективних конструкцій причіпної техніки вигідно використовувати модульний принцип. За такого підходу елементи причіпної ланки конструюють і виготовляють окремо, а потім збирають у потрібну конструкцію. Завдяки такій уніфікації можна значно прискорити створення високоефективної причіпної техніки.

Розглянуті способи підвищення маневреності можуть бути застосовані як для причіпних, так і для сидельних автопоїздів.

Однак поліпшення маневреності за рахунок застосування керованих осей (коліс) напівпричепів призводить до погіршення стійкості прямолінійного руху автопоїздів.

1.2. Дослідження стійкості й керованості колісних транспортних засобів

В умовах постійно зростаючих швидкостей руху, а також щільності транспортного потоку, важливого значення набувають конструктивні параметри та експлуатаційні властивості автотранспортних засобів (автопоїздів зокрема), що забезпечують безпеку руху. З безпекою транспортного засобу нерозривно пов'язана стійкість його руху.

Першими роботами, в яких розглянуто питання стійкості автомобіля, є дослідження Н.Є. Жуковського, Ю. Гіттиса, Е.А. Чудакова [46], Я.М. Певзнера [47], Г.В. Зимелева [48], Б.С. Фалькевич [49].

Досить детальний огляд різних формулювань поняття «стійкість» навів А.С. Литвинов [34]. В роботі [50] одним із основних показників стійкості руху на поворотах рекомендується приймати мінімальну швидкість, за якою відбувається перекидання, занос або не вписування у ГСР автомобіля чи автопоїзда.

Як наголошується в роботах [50 – 55] при теоретичних дослідженнях стійкості керованого руху автомобіля в системі «автомобіль – водій – дорога», поперечні коливання (виляння) автомобільних причепів та інших аналогічних проблем найскладніше вводити в розрахунок характеристики взаємодії коліс з дорогою. Вибір цих характеристик і їх визначення є важливим завданням, спробам вирішення якого присвячені численні теоретичні експериментальні роботи.

В експериментальних роботах визначено, головним чином, реактивні сили, що діють на колеса з боку дороги, і виведено залежності цих сил від узагальнених координат і швидкостей колеса або їх лінійних комбінацій (наприклад, кута відведення).

Найповніше аналіз робіт із визначення характеристик взаємодії колеса з дорогою виконано А.С. Литвиновим [34], Агейкінім Я.С. [56] і Д.А. Антоновим [51]. Згідно з [51] усі роботи можна поділити на дві групи. До першої, найпоширенішої групи, відносяться роботи [33, 34, 46 – 55 та ін.]. У них зв'язок колеса з дорогою вважається геометричним, а реакції дороги прийнято функціями узагальнених координат і швидкостей. Причому вид і значення цих функцій визначено експериментально. До другої групи належать роботи [56 – 59 та ін.], в яких характеристики взаємодії колеса з дорогою виражено рівняннями кінематичних (неголономних) зв'язків, а реакції дороги виражено лінійними функціями узагальнених координат і швидкостей. У роботах цієї групи наведено точніший розгляд кочення колеса з еластичною шиною.

В теорії дослідження динаміки руху транспортних засобів одним з найважливіших напрямків є питання про взаємодію пружного колеса з дорожнім покриттям. Всебічне дослідження пружності шини вкрай важке, бо

система колесо – дорога має всі шість напрямків пружної взаємодії. Розрізняють шість видів жорсткості шини: нормальну, що діє вздовж вертикальної осі, дотичну бічну, що діє вздовж осі колеса, дотичну тангенціальну, що діє вздовж осі, ортогонально першим двом, а також три види крутильних жорсткостей навколо трьох ортогональних осей. Для дослідження теорії пружності еластичного пневматика доцільно всі силові фактори, що діють на нього, поділити на шість складових відповідно до прийнятих жорсткостей [60].

При коченні колеса виникає явище бічного відведення. У теорії автомобіля бічним відведенням називають відхилення вектора швидкості осі автомобільного колеса від площини його обертання, що викликається осьовою силою, яка зумовлює осьове переміщення колеса в процесі кочення.

Існують кілька принципово різних підходів до вивчення даного явища. Доцільно виділити три основних напрямки: аналітичне моделювання пневматичного пружного колеса, отримання емпіричних залежностей, проведення експериментальних досліджень.

Основоположником аналітичного підходу до вивчення даного питання є Келдиш М.В. [61], який розробив математичну модель взаємодії пружного тора з опорною поверхнею. Диференціальні рівняння середньої лінії плями контакту тора з дорогою дозволяють описувати бічне відведення залежно від бічної сили й нормального навантаження.

Одними з перших до детального вивчення пружності шин підійшли автори [62, 63] під керівництвом професора В.Л. Бідермана. В роботі [62] бігова частина шини розглядається як тришарова оболонка, мало відрізняється від циліндричної, бічні стінки – як монотропна оболонка обертання. Математична модель, що дозволяє визначати жорсткість шини залежно від внутрішнього тиску, розроблена на основі аналізу рівноваги елементарної ділянки шини. В роботі [63] викладено метод наближеного розрахунку шин радіальної конструкції при дії локального навантаження в площі контакту з дорогою. Використано теорію малих переміщень оболонки, навантажених внутрішнім

тиском. Рішення збудовано методом одинарних тригонометричних рядів у поєднанні з чисельною інтеграцією.

Аналітичне рішення явища відведення шини в лінійному діапазоні навантаження запропонував Вірабов Р.В. У роботі [64] рівняння для відведення отримано на основі трапецієподібної епюри нормальних реакцій у зоні контакту колеса з дорогою. Площу епюри знаходили підсумовуванням геометричних фігур під лінією бічного навантаження. На основі зміщення епюри визначали стабілізуючий момент шини, викликаний бічною силою і відведенням. У роботі [65] наведено теорію, доповнену з урахуванням впливу поздовжньої (гальмівної або тягової) сили на величини кутів відведення. Наведено порівняння деяких експериментальних і розрахункових значень, що доводить адекватність математичної моделі реальним процесам у колесі.

В роботі [66] розглянуто питання взаємодії колеса з пружною поверхнею при бортовому повороті колісної машини. Пляма контакту шини з ґрунтом розглянута як рівномірне середовище, навантажене силами тертя ковзання.

Великих успіхів у питаннях моделювання еластичного колеса домоглися зарубіжні вчені [67,68]. У статті [68] проаналізовано вплив нелінійності проковзування на стійкість руху автомобіля. Динаміка системи описана диференціальними рівняннями і передавальними функціями. Умови стійкості виведено з аналізу критеріїв стійкості за спрощеною лінеаризованою моделлю.

Великий внесок у дослідження взаємодії еластичної шини з дорожнім покриттям зробив Антонов Д.А. [51,52], який розробив глибокий теоретичний підхід до експериментальних досліджень. Вихідними даними для розрахунку за отриманими емпіричними залежностями є такі величини: кількість шарів корду шини, динамічний радіус кочення колеса, тиск повітря в шині, вільний діаметр шини, внутрішній діаметр шини, висота протектора, ширина профілю шини.

Формування бічної реакції при відведенні розглянуто як незалежний процес

$$R_y = K_y \delta, \quad (1.4)$$

де K_y – коефіцієнт опору бічному відведенню;

δ – кут відведення.

Коефіцієнт K_x розглянуто як характеристику шини. Однак K_x може сильно змінюватися залежно від тиску повітря в шині, ступеня зносу протектора і т. д.

Коефіцієнт K_y значною мірою залежить від нормального навантаження на колесо і багатьох інших факторів, що помітно зменшує точність описування взаємодії колеса з опорною поверхнею при великих кутах відведення й коливаннях нормального навантаження на колесо, кута розвалу коліс.

Для проведення розрахунків необхідно ряд величин по конкретній шині отримати експериментально (наприклад: максимальне значення коефіцієнта опору відведенню; коефіцієнт, що визначає ступінь навантаженості контакту силами і ін.).

Деякі експериментальні дані для розрахунку отримано в роботі [69]. На основі експерименту побудовано залежності відносного проковзування від нормального навантаження й бічні реакції від бокового зміщення за різних нормальних навантажень.

Простіша методика визначення параметрів кочення пневматичних шин запропонована в [70]. Пружність шини розбито за двома напрямками: нормальну (радіальну) C_z бічну C_s і тангенціальну C_t . Бічна і тангенціальна жорсткості шини залежать від радіальної жорсткості й для автомобільних і тракторних шин рівні:

$$C_s = (0,35 \dots 0,60)C_z;$$

$$C_t = (0,85 \dots 1,20)C_z.$$

Пружні якості шини в бічному напрямку характеризуються коефіцієнтом опору бічному відведенню K_s , який встановлює залежність між кутом відведення колеса δ_s і діє на нього бічною силою S :

$$K_s = S/\delta_s.$$

Значення коефіцієнта бічного відведення для твердих поверхонь кочення можуть бути визначені за емпіричними залежностями:

$$\text{при } \frac{r_k}{r} \leq 0,88 \quad K_s = 60 \cdot \left[1,7 \frac{C_z}{D} - 12,7 \left(\frac{C_z}{D} \right)^2 \right] \cdot b^2 \cdot p_{\text{ш}};$$

$$\text{при } \frac{r_k}{r} > 0,88 \quad K_s = 60 \cdot \left[0,095 - 0,049 \frac{C_z}{D} \right] \cdot b^2 \cdot p_{\text{ш}},$$

де r_k – радіус навантаженого колеса;

r – радіус шини у вільному стані;

b – ширина протектора;

$p_{\text{ш}}$ – тиск повітря в шині;

D – діаметр колеса.

Найбільш точними і достовірними є експериментальні методи отримання характеристик еластичних шин. При проектувальних і перевірочних розрахунках доцільно використовувати саме експериментальні характеристики, хоча способи їх отримання найбільш трудомісткі.

Відомий наступний підхід до визначення відведення великогабаритних шин: при русі автомобіля по колу за допомогою кінокамери роблять зверху зйомку колеса, що котиться. Причому вісь колеса встановлюється подовженого розміру. Після проявлення плівки вимірюють кути відведення безпосередньо на кадрі (риски на дорожньому покритті показують дійсне значення, перпендикуляр до осі колеса – площину обертання маточини колеса). Далі, з урахуванням відомих швидкості й радіуса руху, визначають бічну силу.

При розрахунку опору коченню автомобіля необхідно мати гістерезисні характеристики шин, для визначення яких існує кілька різних підходів.

У роботах Фаробіна Я.Е. проаналізовано диференціальне рівняння руху автомобіля по інерції

$$\frac{G}{g} + \frac{J_{mp}}{r_a^2} \cdot \frac{dV_a}{dt} = P_{mp} + P_f + P_w,$$

де r_a – узагальнений радіус кочення колеса;

J_{mp} – момент інерції трансмісії;

P_{mp} – опір трансмісії;

P_f – опір коченню;

P_w – опір повітря;

G – вага автомобіля;

V_a – швидкість руху.

Запропоновано методику обробки експериментальних кривих вибігу автомобіля за допомогою апроксимуючих поліномів.

Експериментальні втрати перевіряють по витраті палива.

В роботі [71] наведено короткий опис стенда, що являє собою додатковий напівпричіп, в якому досліджуване колесо може бути повернуто на кут до 45° . Реальний напрямок руху автопоїзда визначається за допомогою «п'ятого колеса». Зусилля вимірюють тензометрами в двох напрямках. У статті наведено формули перерахунку знятих характеристик у реальні. За результатами випробувань шини 18.00-24 побудовано графіки бічної сили і сили тяги від кута відведення, а також коефіцієнта відведення й радіуса колеса від нормального навантаження.

Широке коло завдань в області стійкості руху різних систем розглянуто Л.Г. Лобас [58 та ін.]. Зокрема, розроблено досконаліші математичні моделі механічних систем з коченням, дано нові постановки задач, розвинено методи їх дослідження, проаналізовано вплив конструктивних параметрів на рух невільних систем з класичними неголономними зв'язками, породженими абсолютно твердими тілами, що котяться, і з неголономними зв'язками, що виникають при коченні пружних тіл.

При застосуванні нелінійної теорії відведення результати теоретичного та експериментального досліджень зближуються. Крім того, встановлено, що при використанні спрощеної математичної моделі й нелінійної теорії відведення результати ближчі до експериментальних даних, ніж при застосуванні складної математичної моделі автомобіля з істотно меншим числом припущень у лінійній теорії відведення.

Разом з тим, у деяких джерелах зазначається, що лінійна і нелінійна теорії відведення дають добрий розрахунковий збіг до значень кутів відведення 4° . Розбіжності результатів не перевищують 15%. Надалі відмінності істотні [72].

Відомий підхід до розроблення моделі з «прямокутним відбитком», який описано в роботах [73 – 75]. У таких моделях для виведення розрахункових залежностей використовується уявлення про прямокутний майданчик контакту постійної довжини, який не спотворюється при бічному відведенні (рис. 1.2).

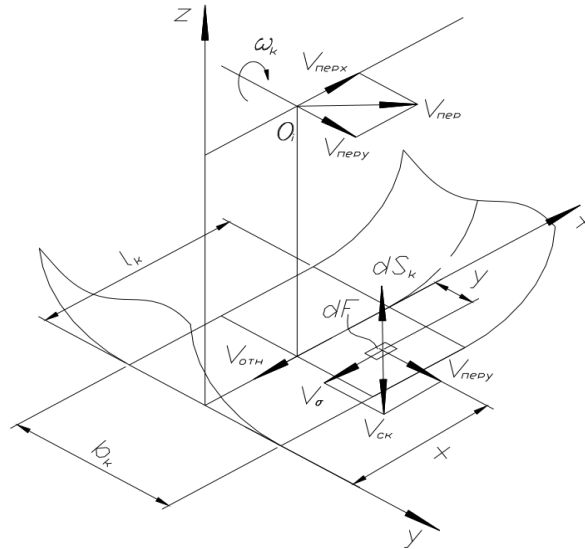


Рис. 1.2. Розрахункова схема моделі «з прямокутним відбитком»

При цьому точка шинного обвода, рухаючись по контактному відбитку, деформує протектор і опорну поверхню. Автори застосовують або експонентну залежність напружень зсуву від переміщення [75], зображену на рис. 1.3, або ідеальну пружинопластичність (рис. 1.4).

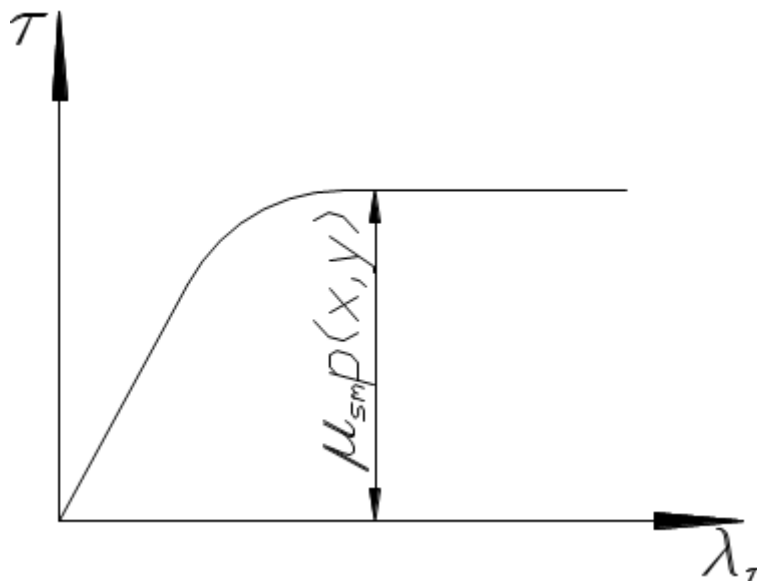


Рис. 1.3. Експоненціальна залежність напружень від зсуву

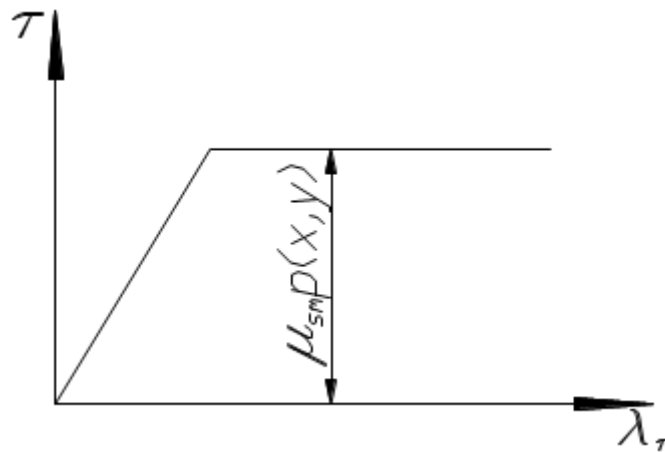


Рис. 1.4. Пружно-пластична залежність напружень від зсуву

Розподіл нормальних тисків, як правило, передбачається рівномірним по ширині й еліптичним по довжині контактної площадки.

При будь-якому режимі кочення колеса в передній частині відбитка присутня зона чистого кочення, а в задній частині присутня зона ковзання, тому вводиться поняття часткового ковзання колеса.

Як характеристики ковзання замість радіуса кочення застосовується коефіцієнт ковзання, який визначається залежністю:

$$S = \frac{V_{ск}}{V_{отн}} \quad (1.5)$$

Коефіцієнт ковзання є узагальненням поняття коефіцієнта юзубування.

В результаті, в загальному вигляді виходить залежність сили від коефіцієнта ковзання (рис. 1.5), яка цілком узгоджується з експериментальними даними. Величина критичного ковзання ($S_{кр}$), коефіцієнта взаємодії при критичному ковзанні ($S_{кр}$), коефіцієнта взаємодії при повному ковзанні ($\mu_{S_{кр}}$), кута початкового нахилу характеристики (τ) залежить від кута між швидкістю ковзання і серединною площиною колеса. У моделі [75] передбачається, що сила взаємодії протилежна швидкості ковзання.

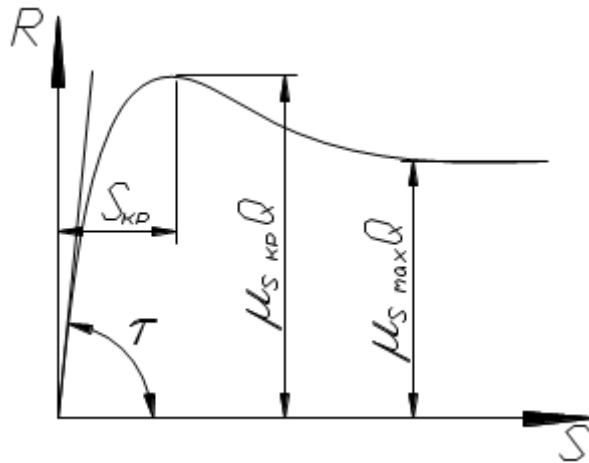


Рис. 1.5. Залежність сили взаємодії від коефіцієнта ковзання

Заслугує на увагу опис взаємодії пружного колеса з твердою опорною поверхнею, запропонований А.Б. Диком [74] і є розвитком робіт А.С. Литвинова. Автор описав і підтвердив експериментальну модель стаціонарного і нестаціонарного руху з відведенням колеса, що котиться. А.Б. Диком проведено значну кількість експериментів з різними моделями шин на спеціально створеному стенді. Як характеристика колеса прийняті так звані поздовжні й бічні проковзування, через які згідно з апробованою методикою виражаються поздовжні й бічні реакції в зоні контакту колеса з опорною поверхнею. У моделі [74] використано метод визначення кута між силою взаємодії та швидкістю ковзання, однак це відхилення, як правило, мале й у подальших побудовах не розглядається. При цьому переносна швидкість площадки контакту складається з двох швидкостей

$$\overline{V_{\text{пер}}} = \overline{V_{\text{пер.корп}}} + \overline{V_{\text{упр}}} \quad (1.6)$$

де $\overline{V_{\text{пер.корп}}}$ – переносна швидкість площадки контакту разом з корпусом машини;

$\overline{V_{\text{упр}}}$ – швидкість площадки контакту щодо корпусу машини, зумовлена наростанням деформації шини при нестаціонарному відведенні.

Компонента $\overline{V_{\text{упр}}}$ дозволяє внести динамічну поправку в коефіцієнт ковзання S . Однак автор не наводить повноцінних методів визначення швидкості $\overline{V_{\text{упр}}}$ і в подальших побудовах обмежується аналізом сталих реакцій.

В роботі Ю.Л. Різдяного, В.Н. Наумова та А.Ф. Батанова [76] запропоновано методику визначення реакцій при коченні пружного колеса по недеформівній основі. Автори вводять спеціальний коефіцієнт опору ковзанню, за допомогою якого визначають поздовжні й бічні реакції колеса і таким чином забезпечується їх взаємний вплив один на одного.

Перевага моделей з «прямокутним відбитком» в їх універсальності. Подібні моделі однаково добре описують практично будь-які режими роботи колеса (бортовий поворот [75], рух з великими відведеннями [74], розгони й гальмування). Також подібні моделі ефективно працюють у випадку, коли відсутня вичерпна інформація про систему, яка моделюється, а необхідну інформацію можна отримати з нескладного експерименту. Моделі порівняно прості й не вимагають значних обчислювальних ресурсів.

У зв'язку з цим, для дослідження криволінійного руху на рівній горизонтальній недеформівній основі автопоїзда з керованими причіпними ланками доцільно використовувати моделі з «прямокутним відбитком».

Одиночний автомобіль, кваліфіковано керований у нормальних безаварійних умовах, робить цілком певні, передбачені й контрольовані водієм руху. Автопоїзду ж, як зазначається в роботі [77], навіть при найкваліфікованішому керуванні властива деяка невизначеність його руху, яка характеризується наявністю горизонтальних коливань (виляння) веденої ланки. Додатковий негативний вплив на стійкість руху, як відзначається в багатьох роботах, надає система керування поворотом коліс веденої ланки. Критична швидкість автопоїздів з керованими ланками завжди нижче, ніж у автопоїзда із некерованими ланками [10, 22, 78]. Питання стійкості руху причіпних ланок автопоїзда в числі керованих розглянуто в роботах З.Л. Сироткіна і М.П. Кухарчика [79], Н.А. Взятишева, Ю.М. Власко і А.А. Хачатурова [80], М.М. Бахмутського і В.В. Шарапова, Я.Х. Закину [1], В.В. Нікольського і

Т.Р. Паненко [81], А.А. Асріянца, А.А. Хачатурова і Є.І. Яковлєва [82, 83], Л.В. Грішакова і Ю.Б. Вендніцького [84], Л.В. Гячева, А.С. Павлюка, А.В. Величко [85], Я.Е. Фаробіна [33], Д.Р. Елліса [86], В.Б. Дайбола і Д.Х. Хагена [87] та ін.

Окремі питання стійкості сидельних автопоїздів і напівпричепів розглянуті Ю.А. Козленком, Л.Н. Гродком і Ю.А. Ечеїстовим [88], а також зарубіжними дослідниками [89, 78 та ін.].

У переважній більшості всі розглянуті роботи висвітлювали питання закономірностей руху автопоїздів з одно- і двовісними як некерованими, так і керованими візками напівпричепів. Аналізу піддані в основному візки з механічним (рідше з гідрооб'ємним або гідромеханічним) приводом керування на обидві осі або на одну вісь, а також візки з двома або однією осями, що самі встановлюються.

Рівняння руху складали, як правило, з використанням методу Лагранжа. В якості збуджуючого параметру приймали кут повороту керованих коліс тягача, або кут формування ланок автопоїзда. При розробленні матмоделей у більшості випадків приймалися такі припущення: динамічний перерозподіл навантажень на колеса автопоїзда відсутній; кути бічного відведення коліс прямо пропорційні бічним силам; маса поворотної осі не враховується; тертя у вузлах механізму керування відсутнє; кути бічного відведення досить малі, так що $\sin \delta = \delta$, $\delta = l$, де δ – кут відведення.

Основні результати розрахунку зводяться до положень візка напівпричепів з поворотними осями, в порівнянні з некерованими, забезпечують істотне зменшення ширини проїжджої частини, займаної автопоїздом на повороті. Виграш тим більший, чим менший радіус повороту. При дуже малих відцентрових прискореннях найефективніші конструкції візків з двома поворотними осями. При збільшенні відцентрового прискорення (до $0,2g$) ефективність конструкції з двома й однією поворотною віссю практично однакова. Збільшення відцентрових прискорень призводить до зменшення ширини проїжджої частини, займаної автопоїздами як з керованими, так і

некерованими візками напівпричепів. Пояснюється це збільшенням кутів відведення коліс напівпричепа. Поліпшення маневреності досягається також шляхом збільшення відношення кута повороту передньої осі напівпричепа до кута повороту його задньої осі. При русі автопоїзда по прямій при синусоїдальній зміні кута повороту керованих коліс тягача спостерігаються резонансні кутові коливання напівпричепа з керованими осями візка з частотами 0,2 ... 0,4 Гц. Збільшення швидкості руху автопоїзда викликає збільшення амплітуди коливань візка напівпричепа. У разі використання самовстановлюваних осей спостерігається збільшення амплітуди поперечних коливань напівпричепа (приблизно в два рази при вхідній частоті рульового механізму 0,4 ... 0,7 Гц) у порівнянні з некерованим.

Тенденція до самоповороту коліс осі, що сама встановлюється під дією бічної сили, знижує загальний коефіцієнт опору відведенню напівпричепа, що призводить до виникнення низькочастотних коливань. Зменшення амплітуди поперечних коливань може бути забезпечено застосуванням демпфера в рульовому приводі, а також шляхом зменшення відношення кутів повороту передньої й задньої осей напівпричепа.

Закономірності, отримані при вивченні криволінійного руху автопоїзда з одно- і двоосьовим напівприцепом, не можуть бути механічно перенесені на напівпричепа з великою кількістю осей (наприклад, тривісні), а тим більше на багатоланкові автопоїзди.

Деякі питання теорії руху автопоїздів з тривісними напівпричепами розглянуто в роботах Я. Фаробіна, М. Мичка, І. Вонга і ін.

Проведеними дослідженнями встановлено, що передавальне відношення привода керування повинно забезпечити помірні кути складання ланок автопоїзда. Відстань між центром поворотного круга і центром мас вантажу не повинна перевищувати певного значення й вибирати її так, щоб тягач не набував надлишкової поворотності, а напівпричіп – недостатньої. Переважно потрібно розташовувати центр поворотного круга трохи попереду центру мас тягача для того, щоб забезпечити деяку надлишкову обертальність

напівпричепа. При цьому зменшується відведення його коліс при збільшенні швидкості руху автопоїзда.

Некеровані осі візків повинні бути якомога ближче розташовані одна до одної з метою зменшення кутів складання ланок автопоїзда.

Дуже важливі практичні результати у порівнянні двох- і триланкових автопоїздів отримані в Мічиганському університеті [89, 90]. Для зазначених автопоїздів визначали показники курсової стійкості й бічних прискорень при різкому маневрі. Моделювання двох- і триланкових автопоїздів показало, що при різкій зміні смуги руху бічні прискорення напівпричепа в дволанковому автопоїзді прирівнюються до прискорення тягача. У разі триланкового автопоїзда бічні прискорення третьої ланки в 1,4 ... 2 рази перевищують бічні прискорення тягача. Бічний зсув задньої осі при різкому повороті у триланкових автопоїздів майже в два раз більший, ніж у дволанкового. У триланкових автопоїздів, утворених двома напівпричепами, незважаючи на високі значення бічних прискорень не спостерігалися значні кути крену останньої ланки. Статична стійкість автопоїзда визначається, в основному, стійкістю тягача, навантаженого зусиллям на тягово-зчіпному пристрої.

Однак найсуттєвіші наукові й практичні результати в області триланкових автопоїздів отримали Я.Е. Фаробін і його учні [32, 33]. Зокрема, вони вирішили питання оптимального формування магістральних автопоїздів, маневреності, стійкості й керованості при русі по дорогах вищих технічних категорій.

На особливу увагу заслуговує питання про запобігання «складання» автопоїзда при гальмуванні. Схема заносу осей одиночного автомобіля розглянута в багатьох роботах [46 – 49 та ін.].

Докладно розглянута бічна стійкість автомобіля при гальмуванні в працях Е.А. Чудакова [46]. В роботі [47] виведено рівняння руху автомобіля в горизонтальній площині, але не розглянуто й не проаналізовано випадки гальмування автомобіля при дії обертового моменту, що виникає від бортової нерівномірності гальмівних сил.

У деяких дослідженнях стверджувалось, що з точки зору втрати стійкості автопоїзда найнебезпечніший занос осі напівпричепа, бо він може збільшуватися дією відцентрової сили. Однак в пізніших роботах доведено, що найнебезпечнішим з точки зору втрати стійкості сидельного автопоїзда є занос задньої осі тягача [91, 92].

90% дорожньо-транспортних пригод (ДТП), що здійснюються автопоїздами при гальмуванні, відбувається через втрату поперечної стійкості при блокуванні коліс (причому понад 55% ДТП через погані дорожні умови). Не менш важливо забезпечити таке протікання процесу гальмування, при якому транспортний засіб буде залишатися в межах смуги безпеки, тобто смуги, знаходження в якій виключає в нормальних умовах зіткнення із зустрічними або транспортними засобами, що паралельно рухаються. В роботі [93] для визначення умов стійкості руху сидельного автопоїзда при гальмуванні введено числові критерії (для прямолінійного руху, за наявності бічної сили, для оптимального розподілу гальмівних сил). Основними вимогами для досягнення абсолютної стійкості сидельного автопоїзда при гальмуванні в разі прямолінійного руху автори вважають такі:

- відсутність штовхаючих зусиль, спрямованих від напівпричепа до тягача;
- рівність парціальних уповільнень усіх осей автопоїзда, що зберігаються на всіх режимах гальмування;
- дотримання нерівності $R_i \cdot \varphi \geq T_i$ для кожної осі автопоїзда, де R_i – величина опорної реакції на колесах i -ої осі; T_i – гальмівна сила на колесах i -ої осі; φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою.

Відношення $K_i = T_i / R_i \varphi_i$ є критерієм стійкості прямолінійного руху при гальмуванні. Для випадку оптимального розподілу гальмівних сил цей вираз записано у вигляді

$$K_i = X_i(t) / \varphi \cdot g, \quad (1.7)$$

де $X_i(t)$ – уповільнення i -тої ланки автопоїзда;

g – прискорення вільного падіння.

За наявності бічної сили F_1 (відцентрова сила, вітер і т.д.) критерієм стійкості є вираз

$$K_y = \sqrt{T_i^2 + F_i^2} / (R_i \cdot \varphi). \quad (1.8)$$

При значенні K_i більше одиниці в наведених виразах рух стає нестійким. Для скорочення гальмівного шляху, а також підвищення стійкості руху, автори обґрунтовують необхідність встановлювати на автопоїзд систему з автоматичним регулюванням тиску в гальмівних механізмах коліс. Подібні регулятори забезпечать рівність парціальних уповільнень усіх осей за різних режимів гальмування.

В роботі [94] відзначається доцільність застосування в якості узагальненого критерію, що дозволяє оцінювати стійкість автомобіля при гальмуванні з урахуванням нерівномірності роботи гальмівних механізмів, критичне уповільнення, яке визначається за початком бічного ковзання задніх коліс.

Різні показники характеризують стійкість транспортного засобу в процесі гальмування, але в граничному випадку важливим є визначення його абсолютного за час гальмування бокового та кутового зсувів [95,96], які визначають собою габаритний коридор руху. Габаритний коридор відображає реальний стан автопоїзда на дорозі і має вирішальне значення для безпеки дорожнього руху, бо залежить від геометричних параметрів автопоїзда, швидкості руху, дорожніх умов і т.д. [97].

Під габаритним коридором йдеться про максимальну ширину проїжджої частини дороги, яку займає автопоїзд у кожен момент часу, й обмежена його крайніми по відношенню до центру повороту габаритними точками.

У літературі також зустрічається термін «динамічний коридор» [98]. Йдеться про ширину проїжджої частини дороги, обмежену двома паралельними вертикальними площинами, які проходять через бічні крайні точки ланок автопоїзда, що рухається, і «коридор безпеки», який визначається за формулою

$$B_g/2 \leq y + L_a \cdot \sin(\beta) + B_a/2 \cdot \cos(\beta), \quad (1.9)$$

де B_g – ширина смуги руху;

L_a, B_a – габарити транспортного засобу (довжина, ширина);

y – поперечне відхилення центру мас;

β – кут розвороту поздовжньої осі.

Питанням стійкості при гальмуванні автотранспортних засобів присвячені праці багатьох дослідників: Д.А. Антонова, Н.А. Бухаріна, Ю. Б. Беленького, Л.В. Гуревича, Я.Х. Закина, В.А. Іларіонова, Г.М. Косолапова, А.С. Литвинова, Н.Ф. Метлюка, В.В. Осепчугова, Я.М. Певзнера, А.А. Ревіна, Я.Е. Фаробіна, А.К. Фрумкіна, Е.А. Чудакова, М. Мичке, Д. Елліса та ін.

У Лобаса Л.Г. викладено нетрадиційні питання стійкості руху колісних транспортних машин, побудовано траєкторії руху для випадку екстреного гальмування. На основі сучасних досягнень в області аналітичної механіки встановлено нові залежності, що дозволяють замінити дорогі натурні експерименти щодо забезпечення безпеки колісних транспортних машин аналітичними розрахунками або моделюванням на ЕОМ.

У роботах Г.М. Косолапова розглянуто питання ефективності дії гальмівних систем і стійкості руху при гальмуванні автомобілів і автопоїздів за наявності нерівномірності дії гальмівних механізмів. Результати теоретичних досліджень впливу на стійкість руху в режимі гальмування конструктивних параметрів автотранспортних засобів, експлуатаційних факторів при нерівномірності дії гальмівних механізмів підтверджуються експериментальними даними. Аналіз результатів показав, що зі збільшенням початкової швидкості й величини нерівномірності дії гальмівних механізмів на

колесах однойменних осей автомобілів й автопоїздів значно зростає довжина гальмівного шляху, поперечні і кутові відхилення.

Раціональне використання зчіпної ваги автотранспортного засобу при гальмуванні, тобто створення такого положення, коли всі колеса починають ковзати одночасно, є важливою умовою збереження стійкості руху. Це дає можливість отримати максимальні гальмівні сили на дорогах з різним коефіцієнтом зчеплення. Найпростіше питання використання зчіпної ваги вирішується введенням у систему привода автоматичних регуляторів гальмівних сил, які змінюють співвідношення приводних зусиль, а, отже, і гальмівних сил на колесах осей автотранспортного засобу.

Іншим вирішенням питання раціонального використання зчіпної ваги при гальмуванні є застосування на автотранспортних засобах протиблокувальних пристроїв (ПБП). Вони не допускають блокування й ковзання на дорозі загальмованих коліс, автоматично знижуючи приводне зусилля на гальмі того колеса, яке починає ковзати по поверхні дороги. Підтримуючи всі колеса транспортного засобу на кордоні блокування на дорогах, що мають різний коефіцієнт зчеплення, подібні ПБП дозволяє отримати мінімальний гальмівний шлях і забезпечують стійкий рух автомобіля (або автопоїзда) при гальмуванні навіть на слизьких дорогах. Питання, пов'язані із застосуванням ПБП на автотранспортних засобах, розглянуто в роботах [99, 100].

Бриків А.С. у працях досліджував питання раціонального використання зчіпної ваги в процесі гальмування автомобілів і автопоїздів, виходячи при цьому з умови збереження стійкості. Аналізуючи недоліки постійного співвідношення гальмівних сил на осях, автор доводить необхідність регулювання цього співвідношення, розглядаючи при цьому обидва види регулювання: статичне і динамічне.

Метлюк Н.Ф. [101] досліджував розподіл і регулювання гальмівних сил на осях автопоїздів, що мають пневматичний привод гальмівної системи. Досліджено, головним чином, динамічну стадію процесу гальмування, тобто період наростання тиску робочого тіла в гальмівному приводі. На основі

результатів дослідження зроблено висновок про залежність асинхронності наростання гальмівних сил на осях тягача і напівпричепа від темпу натискання на педаль гальма: при швидких гальмуваннях у зчепленні виникають надмірні зусилля стиснення, а при частих і повільних – зайві зусилля розтягування. Те й інше з відомих причин неприйнятно. В роботі викладено схему позбавленого вказаних недоліків пневматичного привода, в якому при відповідному регулюванні динамічних опорів окремих контурів забезпечується синхронна робота при будь-яких швидкостях переміщення педалі, т. н. за різних експлуатаційних умов. Теоретичні дослідження підтверджені експериментальними.

З аналізу літературних джерел випливає, що введення в конструкцію гальмівних систем підсилювачів, обмежувачів, регуляторів, різних ПБП безумовно є доцільним, бо знижує довжину гальмівного шляху й підвищує стійкість автопоїзда при гальмуванні. Однак введення зазначених пристроїв не вирішує повністю питання стійкості багатоланкового автопоїзда, особливо за наявності бортової нерівномірності гальмівних сил. ПБП, який слід вважати найбільш результативним з усіх зазначених конструктивних рішень, автоматично знижує приводне зусилля в момент початку блокування будь-якого колеса і не вирівнює гальмівні сили коліс однойменної осі.

Особливу групу питань в області стійкості й керованості автопоїздів становлять питання забезпечення руху їх заднім ходом при маневруванні на складських майданчиках, у місцях навантаження-розвантаження вантажів.

Для причіпних автопоїздів такий пристрій запропоновано в роботі [102]. Він містить діагональну ланку, шарнірно пов'язану передньою і задньою поворотними осями причепа та два пальці для шарнірного кріплення дишля, передню і задню передачі. Встановлено геометричні параметри цього пристрою.

В роботі [103] відзначається, що втрата керованості зчленованих автопоїздів при русі заднім ходом пов'язана з перевищенням заданого кута складання, залежить від кількості ланок і умов руху автопоїзда.

За допомогою плоскої спрощеної математичної моделі, що не враховує відведення осей в [103] досліджували кінематику дволанкового сидельного і причіпного автопоїздів при русі заднім ходом. Рівняння кінематики отримано для довільної кількості ланок. Модель перевіряли експериментально на автопоїзді, який рухався на малій швидкості й максимально поверненими колесами автомобіля-тягача. З використанням теорії оптимального керування розглянуто зміну смуги руху заднім ходом при заїзді на стоянку. Показано можливість здійснення маневру, але при цьому закон керування рульовим колесом відрізняється підвищеною складністю, яка посилюється підвищенням ланковості автопоїзда.

У зв'язку з цим є актуальною задача розроблення математичної моделі руху автопоїзда, що дозволяє прогнозувати показники криволінійного руху за різних законів керування поворотом коліс тягача і причіпних ланок.

1.3. Конструювання і розрахунок приводів рульового керування автопоїздів-ваговозів

Завданням рульового привода є забезпечення необхідного напрямку руху ТЗ шляхом роздільного й узгодженого між собою повороту керованих коліс [104]. Основною вимогою до рульового привода є підтримка такого співвідношення між кутами повороту коліс, за якого кочення всіх коліс ТЗ не супроводжується їх ковзанням. Виконання цієї вимоги зменшує зношування шин і шарнірів рульової системи, зменшує зусилля на тяги механізму й зусилля, прикладені до керма, а також зменшує витрату пального, необхідного ТЗ для виконання віражу.

Найбільш прості і конструктивно легко реалізовані закони повороту коліс одиночного автомобіля з'явилися на початку автомобілебудування:

графічна конструкція Козана і пропозиції Камма:

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = b/l \cdot L \quad (1.10)$$

рівняння Фокеля-Хассельгрубера:

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = b/2 \cdot (l/2 + h) \quad (1.11)$$

пропозиція Буссіна як компромісне рішення:

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = b/2 \cdot (0,5 \cdot L \pm h) \quad (1.12)$$

рівняння Ошнера, виведене для прямолінійного руху:

$$\operatorname{tg}(\varphi_0/2) = b/2 \cdot (L + 2a) \quad (1.13)$$

У рівняннях (1.10 ... 1.13) прийнято такі позначення: φ_0 – кут нахилу рульових сошок щодо осі автомобіля; b – відстань між цапфами моста з керованими колесами; L – база автомобіля; a – довжина рульових важелів; h – висота трапеції. Припущення (1.10) без математичного обґрунтування передбачає зчленування рульових важелів із задньою віссю автомобіля, водночас як рівняння (1.11.), (1.13.) припускають наявність такого зчленування з передньою віссю. Так як жодне з припущень (1.10 ... 1.13.) не задовольняє достатньою мірою умови кочення коліс без відведення, тобто по концентричних колах, постало завдання визначення оптимальних геометричних параметрів схеми рульової трапеції з урахуванням закону передавання механізму.

Для повороту керованих коліс на бажаний напрямок при повороті автомобіля застосовуються шарнірні механізми, що складаються з чотирьох, шести, восьми і навіть десяти елементів.

Першими по шляху вдосконалення рульових трапецій пішли У. Шамм і К. Шлаефке [10], застосували розрахункові методи при підборі шин важелів і тяг.

Розрахунок складних рульових механізмів у будь-якому випадку може бути розчленований на підрозрахунки простіших шарнірних механізмів. Аналіз найпростіших плоских шарнірних механізмів докладно описав Арболевський І.І. [105]. Багато кермових трапецій можуть бути приведені до таких механізмів і розраховані методами класичної теоретичної механіки.

Аналіз складніших плоских механізмів розглянув Амбарцумянцев Р.В. у роботах [106, 107]. Шляхом розчленування замкнутого кінематичного ланцюга в два відкриті отримані поліноми, що дозволяють при використанні методів наближення функцій визначити різні поєднання параметрів чотирьох і п'ятиланкових механізмів.

У роботах Manolescu N. і Alexandru P. наведено докладний висновок рівнянь і метод аналізу звичайної рульової трапеції автомобіля, розглянуто механізм керування з центральною сошкою, принципи його розрахунку й рекомендації з проектування, описано механізм керування центральним паралелограмом. У [108] автори проаналізували закони передавання всіх механізмів керування, встановлено порівняльний вплив геометричних параметрів рульового керування й зазначено спосіб отримання оптимальних кінематичних схем.

Бабук В.Я. в статті [109], кажучи про кінематичні неузгодженості повороту коліс самоскида БелАЗ, експериментальним шляхом оцінює його вплив на навантаженість елементів рульового привода в різних дорожніх умовах.

У роботі [110] відзначається, що для повного геометричного узгодження повороту коліс однієї осі необхідно застосовувати механізм з чотирнадцятьма шарнірами. Реальна ж рульова трапеція завжди дає деяку похибку, визначення якої проводиться експериментальним шляхом. У статті наведено результати досліджень трапеції навантажувача.

Питанням проектування рульових трапецій одиночного автомобіля з урахуванням відведення еластичного колеса присвячено роботи [111, 112].

В [111] Фаробін Я.Е. пропонує зменшити додаткову силу тяги автомобіля, необхідну на подолання повороту, за рахунок проектування трапецій з урахуванням статичних кутів відведення. Крім терміна «обертальність» Фаробін Я.Е. введено поняття «статична і динамічна обертальність». Статична обертальність характеризується відведенням шин при малих швидкостях руху. Викликане це відведення, по-перше, недосконалістю

рульових трапецій і, по-друге, неповоротними колесами автомобіля. У статті надано рекомендації щодо вибору кутів повороту коліс двох передніх осей чотиривісного автомобіля із заднім неповоротним колісним ходом.

Робота [30] присвячена висновку теоретичних залежностей роботи рульового керування й незалежної підвіски. У ній дано рекомендації з вибору деяких кінематичних параметрів.

Уникнути недоліків, викликаних неузгодженістю повороту рульової трапеції, й усунути вплив підвіски можуть, на думку авторів, деякі інші системи, відмінні від традиційних [113 та ін.].

Пропоноване в роботі [114] рульове керування колісної машини, що має передній керований міст і задні колеса з незалежним приводом, містить поворотні цапфи зі змонтованими на них керованими колесами та важелями, й поперечні тяги, шарнірно з'єднані одними своїми кінцями з важелями, а іншими – зі штоками, розміщеними в корпусі гідроциліндра, керування якими здійснюється рульовим колесом.

Система рульового керування багатоланкового ТЗ поряд із керуючими трапеціями, що зв'язують поворотні колеса однієї ланки між собою, повинна мати систему, що забезпечує поворот коліс кожної ланки у функції якого-небудь задавального сигналу. До недоліків некерованих причіпних ланок відносяться такі: великий опір повороту, бічне проковзування шин, збільшена витрата пального й зношування шин, ймовірність занесення на слизьких дорогах, інтенсивне руйнування дорожнього покриття.

В окрему групу можуть бути виділені приводи рульових керувань, виконані спільно зі зчіпними пристроями передавальної довжини [116 – 118]. Необхідність створення таких приводів викликана обмеженою 18м (в Європі) загальною довжиною автопоїздів. При русі по прямій причіп і тягач такого автопоїзда мають мінімальний зазор в 200 ... 400 мм. При повороті ж дишло причепа подовжується до величини, необхідної для кінематичного узгодження повороту обох ланок.

Триланкові причіпні (автомобіль-тягач і 2 причепа) й змішані (автомобіль-тягач, напівпричіп і причіп) автопоїзди набули поширення як за кордоном, так і в нашій країні.

Переваги триланкових автопоїздів можуть бути реалізовані, якщо показники експлуатаційних властивостей, у тому числі маневреності, повороткості й стійкості, забезпечать їх рух у загальному транспортному потоці або в складних умовах (дорожніх, бойових).

На рис. 1.6. наведено класифікацію систем керування поворотом напівпричепів, що застосовуються на довгобазних автопоїздах. З розглянутих систем керування найбільшого поширення набули системи автоматичного керування безпосереднього впливу. При цьому поворот керованих осей (коліс) напівпричепа здійснюється за рахунок їх «жорсткого» кінематичного зв'язку, що задаються органами (керованими колесами, рамою тягача або напівпричепа) при взаємному повороті ланок транспортного засобу.

Зусилля, необхідне для взаємного повороту ланок автопоїзда й забезпечення повороту керованих осей (коліс) напівпричепа створюється за рахунок реакцій бічних сил на колесах автомобіля-тягача і передається механічними тросовими або важільними або гідравлічними (гідростатичними) системами. Найбільшого поширення в приводах керування напівпричепами в даний час отримали механічні системи прямої дії. Задаючим параметром для них зазвичай служить складання ланок. При зміні кута складання змінюються положення тягових елементів (канатів, штанг та ін.), у результаті чого виникають сили, що передаються на виконавчий орган і повертають об'єкт керування (візок, осі, колеса та ін.). Приклади таких пристроїв наведено, зокрема, в роботах [119 ... 121 та ін.].

Дані конструкції найпростіші у виготовленні й експлуатації.

Гідростатична система керування поворотом напівпричепа [122] складається з двох гідроциліндрів: передній гідроциліндр заміряється задаючим, а задній – виконавчим. Корпус переднього гідроциліндра шарнірно закріплений на рамі напівпричепа, а його шток через кривошип з'єднаний з

верхньою плитою сидельно-зчіпного пристрою. Задній гідроциліндр також корпусом шарнірно закріплений до рами напівпричепа, а його шток з'єднаний з керованою віссю (рульовою трапецією керованих коліс). При повороті автомобіля-тягача шток переднього гідроциліндра переміщається, в результаті чого по трубопроводах перетікає рідина, приводячи до переміщення заднього гідроциліндра, а, значить, і повороту керованого візка напівпричепа.

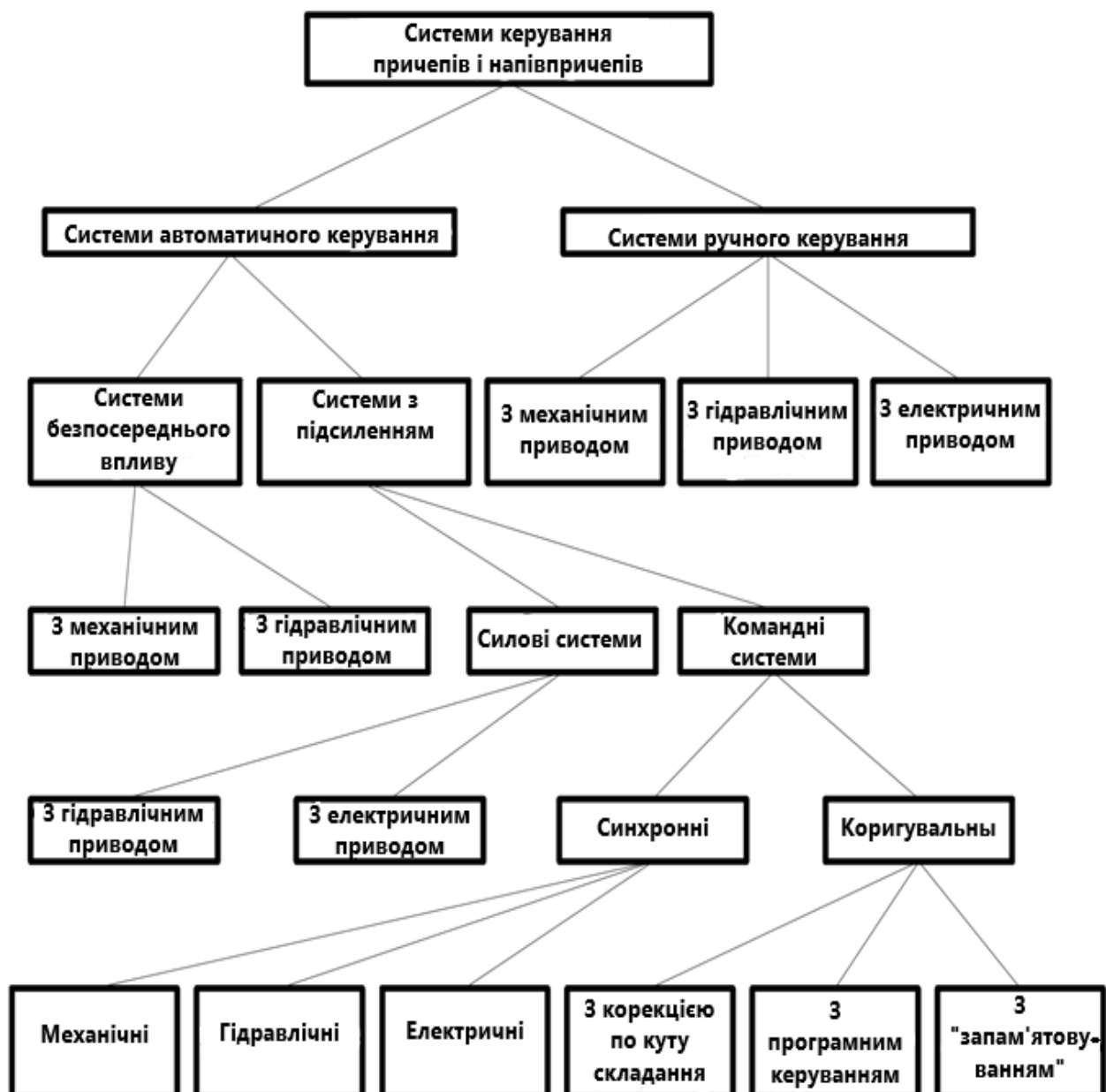


Рис. 1.6. Класифікація систем керування поворотом

Аналізуючи розглянуті системи керування, відзначимо, що в приводі керування елементи передавання задаючих параметрів виконавчого механізму (троси, тяги, трубопроводи тощо) повинні розташовуватися по всій довжині напівпричепа: від сидельно-зчіпного пристрою автомобіля-тягача до візка напівпричепа. Це робить привод громіздким, важким, ускладнює або часом виключає можливість його експлуатації (наприклад, для причепа-розпуску трубовоза, лісовозів). Зазначених недоліків позбавлені приводи керування, що реалізують зворотний керуючий зв'язок, при якому поворот керованих осей (коліс) візка напівпричепа визначається другим кутом складання автопоїзда. Це означає, що обертальний механізм або пристрій повинні розташовуватися поруч з ручкою зчеплення основи напівпричепа і його візка, а елементи передавання, що задають параметри до виконавчого механізму, можуть бути скомпоновані на візку напівпричепа.

У роботах [120 – 122] представлено результати експериментальних досліджень моделі, а також натурного зразка – автопоїзда з різними типами зворотного привода (важільного, кулісного, шестерінчастого) і механічною системою керування візка напівпричепа. У важільному приводі керування осі візка, маючи можливість обертатися щодо рами візка, шарнірно з'єднані з каркасом напівпричепа так, що у разі виникнення другого кута складання повертаються в протилежні сторони, забезпечуючи можливість руху візка напівпричепа по криволінійній траєкторії. У кулісному приводі важіль – вилка, будучи жорстко пов'язаною з поворотною віссю візка, контактує з пальцем каркаса напівпричепа. У свою чергу, передня вісь за допомогою тяги шарнірно з'єднана з задньою поворотною віссю так, що при повороті автопоїзда поява другого кута складання викликає поворот осей у протилежні сторони. Подібний привод за типом керуючого зв'язку описано також у роботі [123].

Незважаючи на порівняльну простоту конструкції різних систем зворотного керування, вони, як і системи прямого керування, мають ряд недоліків. По-перше, для свого функціонування механічні системи прямого і зворотного керувань використовують сили зчеплення керованих коліс

автомобіля-тягача з дорогою і тому за несприятливих дорожніх умов (брудні мокрі дороги, ожеледь та ін.) керування автопоїздом стає неможливим. По-друге, при збільшенні вантажопідйомності або бази причіпної ланки в передавальних органах виникають великі зусилля, що значно ускладнює конструкцію. По-третє, системи мають практично незмінну залежність між задаючими і керованими параметрами (сталість передавальних відношень привода), що не є оптимальним з точки зору маневреності. Численними дослідженнями [1, 14, 119, 122 та ін.] встановлено, що для поліпшення маневреності передавальне відношення системи керування поворотом напівпричепа має бути змінним. З цією метою в пристроях керування з причіпними ланками широко використовуються всілякі куліси, копіри змінного профілю, кулачки, додаткові пелюстки, обмежувачі [119,124,125 та ін.], модернізований «зворотний» привод [126 та ін.], а також «подвійний» привод [127, 128]. «Подвійний» привод керування, який реалізує прямий і зворотний керуючі зв'язки, запропонував А.П. Колпаков і детально розглянув у кандидатській роботі А.С. Курочкін [128]. Зокрема, в цій роботі встановлено, що «подвійний» привод керування значно покращує показники маневреності довгобазних автопоїздів. Однак і ці конструктивні рішення не можуть повністю вирішити проблему поліпшення маневреності. Оскільки передавальне відношення привода керування є функцією двох змінних – радіуса повороту автопоїзда й швидкості його руху, то механічна і гідростатична системи безпосереднього впливу лише зменшують зсув траєкторії руху причіпної ланки, не забезпечуючи проходження коліс причіпної ланки по колії тягача. Для подолання цієї перешкоди необхідний інший рівень системи керування поворотом напівпричепа.

Такий рівень представляють системи керування непрямої дії: електричні, електромеханічні й електрогідравлічні.

Характерними прикладами електричних і електромеханічних систем керування непрямої дії є конструкції, що описані в роботах [119, 122].

Відповідно до вимог часу з'явилися розробки систем керування з бортовою ЕОМ, що на основі вхідних параметрів здійснює вироблення керуючого сигналу [129, 130].

У системах непрямої дії дуже важливою проблемою є вибір джерела енергії для виконавчого пристрою системи керування. Для забезпечення енергією можна використовувати встановлені на причіпній ланці електричні акумулятори. Вони постачають з вала відбору потужності енергію двигуна та ін. подібні їм рухи.

Вигіднішим є обладнання причіпної ланки пристроями, що забезпечують відбір потужності від коліс його візка. Є ряд розробок у цьому напрямку [131 та ін.] Саме вони складаються з великої кількості елементів, тому ускладнюють конструкцію причіпної ланки. Для реалізації цього способу необхідно знайти простіше технічне вирішення.

Відомо, що для забезпечення проходження коліс напівпричепа тягача залежність між задаючими і керованими параметрами повинна утворювати так звану «петлю вписуваності». Її можна апроксимувати прямолінійними ділянками, на основі чого запропоновано алгоритм керування напівприцепом [2], який, на жаль, також не позбавлений недоліків. Розроблено алгоритми керування з використанням чистого запізнювання сигналу, а також інші способи [132, 133 та ін.]. Однак вони відрізняються великою потужністю і передбачають для своєї реалізації наявність мікропроцесорної техніки.

Забезпечити високий якісний рівень у цьому питанні дозволить глибокий рівень теоретичних досліджень особливостей кінематики й динаміки криволінійного руху автопоїзда, що з урахуванням сучасного рівня розвитку обчислювальної техніки повинно бути реалізовано за допомогою апарата імітаційного математичного моделювання.

Сучасна колісна машина – складна динамічна система яка, інтенсивно взаємодіє з зовнішнім середовищем і водієм. Очевидно, без оцінювання цієї взаємодії на стадії проектування нової машини вирішити таке завдання неможливо. Отримати оцінку в повному обсязі можливо тільки при

використанні математичного моделювання. Причому, моделювання відображає складний взаємозв'язок робочих процесів у підсистемах машини. При моделюванні можна враховувати також реальний рівноважний вплив з боку водія і зовнішнього середовища. Крім того, воно дозволяє поряд із завданнями "зовнішньої" динаміки (тягова, гальмівна динаміка, паливна економічність, стійкість, керованість) вирішувати широке коло проблем динаміки «внутрішньої», пов'язаної, в першу чергу, з динамічним навантаженням підсистем, прогнозуванням навантажувальних режимів і оцінюванням довговічності деталей проекрованої колісної машини.

Математичною моделлю називають сукупність математичних об'єктів (чисел, символів, множин і т. д.) та зв'язків між ними, що відображають найважливіші для проектування властивості проектованого технічного об'єкта. До математичних моделей висувають вимоги універсальності, адекватності, точності й економічності [134].

Вимоги високої точності, універсальності, широкої області адекватності, з одного боку, і високої економічності, – з іншого, суперечливі. Кожен конкретний випадок вимагає окремого підходу і вибору пріоритетів.

У рамках імітаційного математичного моделювання процес руху колісної машини вимагає розроблення розрахункової динамічної схеми для математичного описування системи, вибору методу реалізації на ЕОМ, розроблення алгоритмів і програм розрахунків, чисельного дослідження на ЕОМ.

Відомі два різних класи математичних моделей руху автомобіля: з урахуванням системи підресорювання [35, 51, 53] і без урахування роботи системи підресорювання [86]. У першому випадку враховується динаміка невіднесених елементів ходової системи, нелінійність характеристик пружних і демпфуючих елементів. Такі моделі ефективні як при дослідженні динаміки автомобіля при русі по нерівностях, так і по рівній опорній основі. Другий клас моделей розглядає рух автомобіля як твердого тіла. Ці моделі придатні для дослідження руху автомобіля по рівній опорній поверхні. Для

реалізації цих моделей не потрібно додаткової інформації про характеристики системи підресорювання, пружні й демпфуючі характеристики шин і т. д.

Виконаний у першому розділі аналіз досліджень, присвячених розрахунковим і експериментальним методам визначення характеристик криволінійного руху автопоїздів, із дослідження стійкості й керованості колісних транспортних засобів, конструювання та розрахунку приводів рульового керування автопоїздів-вагозовів вказує на необхідність:

- розроблення нового методу підвищення безпеки руху автопоїздів на стадії проектування техніки й підготовки перевезень великогабаритних великовагових вантажів;

- створення нової математичної моделі руху багатоланкового автопоїзда по нешаткій опорній основі для оцінювання безпеки й тягово-динамічних властивостей при транспортуванні великогабаритних великовагових вантажів, у якій враховується можливість реалізації різних законів і алгоритмів рульового керування автомобіля-тягача і причіпних ланок;

- проведення експериментальних досліджень маневреності автопоїзда при русі по недеформівних опорних основах з метою порівняння результатів імітаційного моделювання та натурних експериментів для оцінювання його розробленої математичної моделі руху;

- проведення теоретичних досліджень криволінійного руху автопоїзда при перевезенні ВВВ у разі різних законів функціонування систем рульового керування, в тому числі й всеколісного для автомобіля-тягача;

- обґрунтування вибору раціональних схем рульового керування автопоїздів-вагозовів, призначених для перевезення ВВВ.

РОЗДІЛ 2. МЕТОДИ ПРОГНОЗУВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ ВЕЛИКОЇ ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ

2.1. Математична модель криволінійного руху дволанкового автопоїзда по недеформівній опорній основі

2.1.1. Загальні положення, що стосуються розроблення математичної моделі

Створювана імітаційна математична модель призначена для прогнозування характеристик криволінійного руху автопоїзда в складі тягача з колісною формулою 8×8 і багатовісного причепа за різних законів керування поворотом коліс, спрямованих на підвищення маневреності та забезпечення попадання в заданий коридор руху, а також при різних тягових поєднаннях ланок і різних схемах трансмісії.

Поздовжньо-кутові й поперечно-вертикальні кути взаємного переміщення ланок при русі автопоїзда по горизонтальній основі не великі. У зв'язку з цим рух кожної ланки як твердого тіла розглядається в горизонтальній площині, з урахуванням кута підйому в напрямку руху, на рівній недеформівній опорній поверхні і складається з поступального й обертального руху центру мас.

2.1.2. Розрахункові схеми і рівняння динаміки криволінійного руху автопоїздів за різних конструктивних варіантів

Розрахункова схема руху автопоїзда наведена на рис. 2.1.

Для опису руху кожної з ланок автопоїзда введено такі системи координат: нерухома система координат $x' - y'$; рухомі системи координат $x - y$ і $x_{pr} - y_{pr}$, пов'язані з корпусами передньої і задньої ланок автопоїзда відповідно, а також системи координат $x'' - y''$ і $x''_{pr} - y''_{pr}$, пов'язані з i -тим колесом кожної з ланок відповідно. Початок координат систем $x - y$ і $x_{pr} - y_{pr}$ пов'язані з центром мас кожної ланки, осі x і x_{pr} спрямовані вздовж поздовжніх

осей переднього і заднього ланок автопоїзда відповідно, осі y і y_{pr} – уздовж поперечних.

Таким чином, системи рівнянь для опису руху тягача і причіпної ланки складаються відповідно до розрахункової схеми, представленої на рис 2.1.

З метою врахування взаємного впливу ланок автопоїзда однієї на одну система рівнянь (2.1), що описує рух однієї з ланок (в даному випадку автомобіля-тягача) й дозволяє розрахувати поточні прискорення за значеннями сил і моментів, що діють на корпус ланки, доповнюється силами і моментами, що діють у вузлі зчленування.

Останні три рівняння системи (2.1) встановлюють зв'язок між рухомою і нерухомою системами координат.

$$\left\{ \begin{array}{l} a_x = \frac{dV_x}{dt} - \omega_z \cdot V_y = \frac{1}{m} \cdot \left(\sum_{i=1}^8 R_{xi} - m \cdot g \cdot \sin(\alpha) + F_{x1} - P_{wx} \right), \\ a_y = \frac{dV_y}{dt} - \omega_z \cdot V_x = \frac{1}{m} \cdot \left(\sum_{i=1}^8 R_{yi} + F_{y1} - P_{wy} \right), \\ J_z \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = \sum_{i=1}^8 M_{nki} + \sum_{i=1}^8 M(R_i) + M_1, \\ V_{x'} = \frac{dx'}{dt} = V_x \cdot \cos(\theta) - V_y \cdot \sin(\theta), \\ V_{y'} = \frac{dy'}{dt} = V_x \cdot \sin(\theta) + V_y \cdot \cos(\theta), \\ \omega_z = \frac{d\theta}{dt}, \end{array} \right. \quad (2.1)$$

де m – маса передньої ланки автопоїзда;

J_z – момент інерції ланки відносно осі z ;

$\vec{V}$ – вектор швидкості центра мас ланки;

$\vec{a}$ – вектор прискорення центра мас ланки (абсолютна похідна від вектора швидкості центру мас ланки);

$\frac{d\vec{V}}{dt}$ – відносна похідна від вектора швидкості центра мас ланки;

$\vec{\omega}$ – вектор кутової швидкості повороту ланки;

θ – кут повороту ланки щодо осі x' ;

x', y' – координати центру мас ланки в нерухомій системі координат;

$x - y$ – рухома система координат, пов'язана з ланкою;

$\vec{R}$ – вектор сили взаємодії з ґрунтом, діючої на i -те колесо;

$\vec{P}_w$ – вектор сили опору повітря;

M_{nki} – момент опору повороту i -го колеса;

F_{x1} – сила, що діє на передню ланку автопоїзда з боку зчіпного пристрою по осі x ;

F_{y1} – сила, що діє на передню ланку автопоїзда з боку зчіпного пристрою по осі y ;

M_1 – момент, який передається на корпус передньої ланки автопоїзда з боку сил, що діють у зчіпному пристрої.

Для кожної з ланок автопоїзда складається окрема система рівнянь за принципом системи (2.1). Таким чином, рівняння динаміки причіпної ланки автопоїзда наведено в такому вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_x = \frac{dV_x}{dt} - \omega_z \cdot V_y = \frac{1}{m} \cdot \left(\sum_{i=1}^{24} R_{xi} - m \cdot g \cdot \sin(\alpha) + F_{x2} - P_{wx} \right), \\ a_y = \frac{dV_y}{dt} - \omega_z \cdot V_x = \frac{1}{m} \cdot \left(\sum_{i=1}^{24} R_{yi} + F_{y2} - P_{wy} \right), \\ J_z \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = \sum_{i=1}^{24} M_{nki} + \sum_{i=1}^{24} M(R_i) + M_2, \\ V_{x'} = \frac{dx'}{dt} = V_x \cdot \cos(\theta) - V_y \cdot \sin(\theta), \\ V_{y'} = \frac{dy'}{dt} = V_x \cdot \sin(\theta) + V_y \cdot \cos(\theta), \\ \omega_z = \frac{d\theta}{dt}, \end{array} \right. \quad (2.2)$$

де F_{x2} – сила, що діє на задню ланку автопоїзда з боку зчіпного пристрою по осі x_{pr} ;

F_{y2} – сила, що діє на передню ланку автопоїзда з боку зчіпного пристрою по осі y_{pr} ;

M_2 – момент, який передається на корпус задньої ланки автопоїзда з боку сил, що діють у зчіпному пристрої.

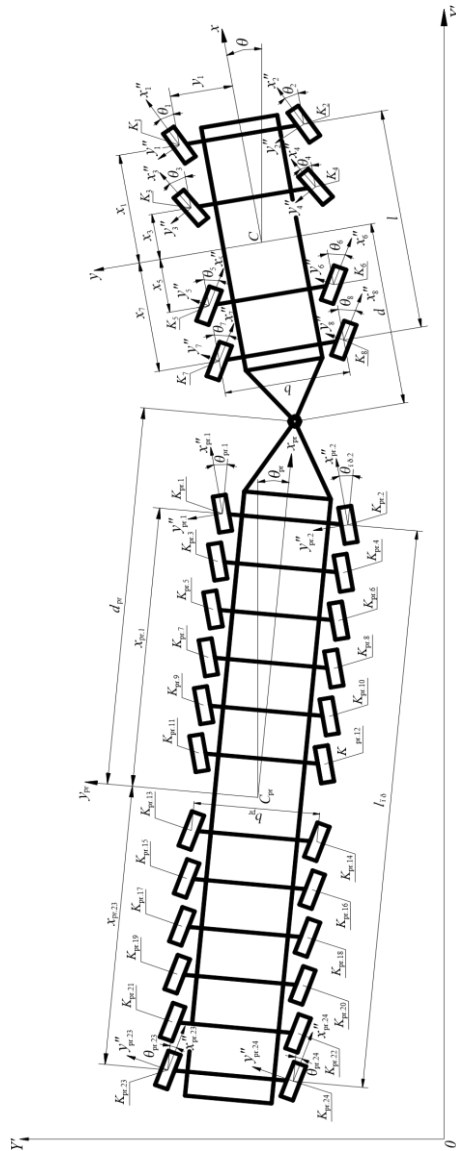


Рис. 2.1. Розрахункова схема руху дволанкового автопоїзда

Тягове поєднання ланок при цьому може бути різним, тобто причіпна ланка може бути як активною (з підведенням крутного моменту до коліс), так і пасивною. Можливі також випадки, коли активна задня ланка «штовхає» перед собою пасивну передню. Для реалізації різних тягових поєднань ланок математична модель руху автопоїзда доповнюється рівняннями, що описують динаміку того чи іншого типу трансмісії. Особливості математичного моделювання трансмісії автопоїзда розглянуто у відповідному розділі.

Представлений підхід до описування спільної динаміки дволанкових транспортних систем може бути поширений і на об'єкти з довільним числом ланок (рис. 2.3). Кількість коліс в опорно-ходовому модулі причіпної ланки може бути будь-яка, за необхідності може бути врахована установка здвоєних коліс на автомобілі-тягачі [135].

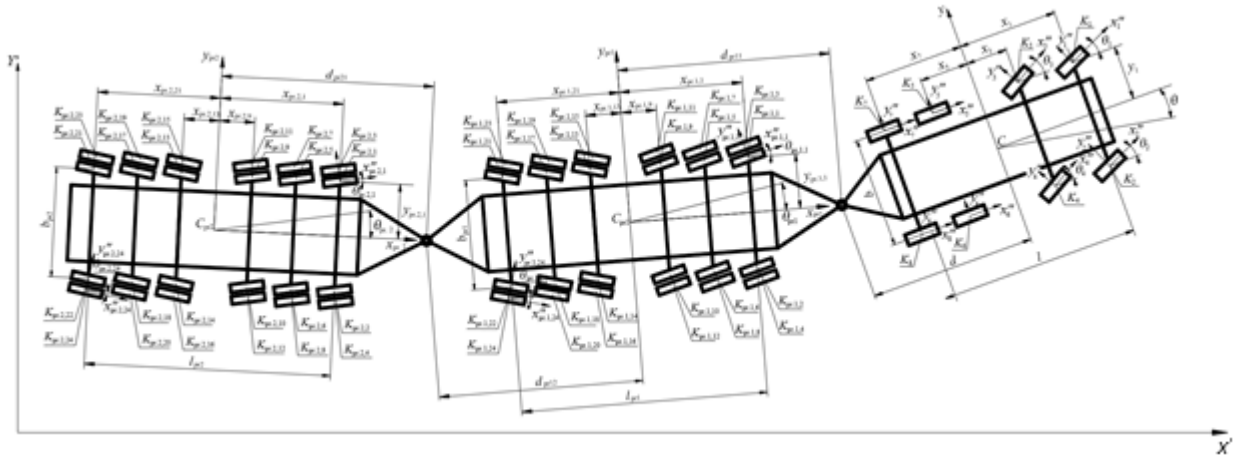


Рис. 2.3. Розрахункова схема руху триланкового автопоїзда

Система рівнянь, що описує динаміку центральної ланки автопоїзда, представленого на рис 2.3, повинна враховувати сили і моменти, що діють у двох вузлах зчленування.

$$\left\{ \begin{array}{l} a_x = \frac{dV_x}{dt} - \omega_z \cdot V_y = \frac{1}{m} \cdot \left(\sum_{i=1}^{24} R_{xi} + F_{x21} + F_{x22} - P_{wx} \right), \\ a_y = \frac{dV_y}{dt} - \omega_z \cdot V_x = \frac{1}{m} \cdot \left(\sum_{i=1}^{24} R_{yi} + F_{y21} + F_{y22} - P_{wy} \right), \\ J_z \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = \sum_{i=1}^{24} M_{nki} + \sum_{i=1}^{24} M(R_i) + M_{21} + M_{22}, \\ V_{x'} = \frac{dx'}{dt} = V_x \cdot \cos(\theta) - V_y \cdot \sin(\theta), \\ V_{y'} = \frac{dy'}{dt} = V_x \cdot \sin(\theta) + V_y \cdot \cos(\theta), \\ \omega_z = \frac{d\theta}{dt}, \end{array} \right. \quad (2.3)$$

де F_{x21}, F_{x22} – сили, що діють на центральну ланку автопоїзда з боку переднього і заднього зчіпних пристроїв відповідно по осі x_{pr1} ;

F_{y21}, F_{y22} – сили, що діють на центральну ланку автопоїзда з боку переднього і заднього зчіпних пристроїв відповідно по осі y_{pr1} ;

M_{21}, M_{22} – моменти, що передаються на корпус центральної ланки автопоїзда з боку сил, що діють у передньому і задньому зчіпних пристроях відповідно.

Конструкції систем керування причіпними ланками сучасних автопоїздів-вагозовів дуже різноманітні. Наприклад, у ряді з них реалізується принцип керування поворотом коліс причепа, заснований на величині кута складання дишла щодо причіпної ланки. В цьому випадку дишло має як ступінь свободи щодо причепа (т. н. можливість зміни кута в точці з'єднання), так і ступінь свободи щодо автомобіля-тягача.

Розрахункова схема руху для даного випадку наведена на рис. 2.4. При складанні математичної моделі динаміки системи в цілому прийнято такий підхід: дишло представляється у вигляді окремої ланки (з габаритними розмірами, ваговими характеристиками і т. д.), на яке з боку двох вузлів стикування діють сили і моменти. Таким чином, переміщення дишла в просторі в обраній системі координат відбувається тільки за рахунок сил і моментів у зчіпному пристрої. Оскільки маса дишла щодо маси ланок мала, то при визначенні нормальних реакцій коліс ланок з опорною поверхнею нею нехтуємо.

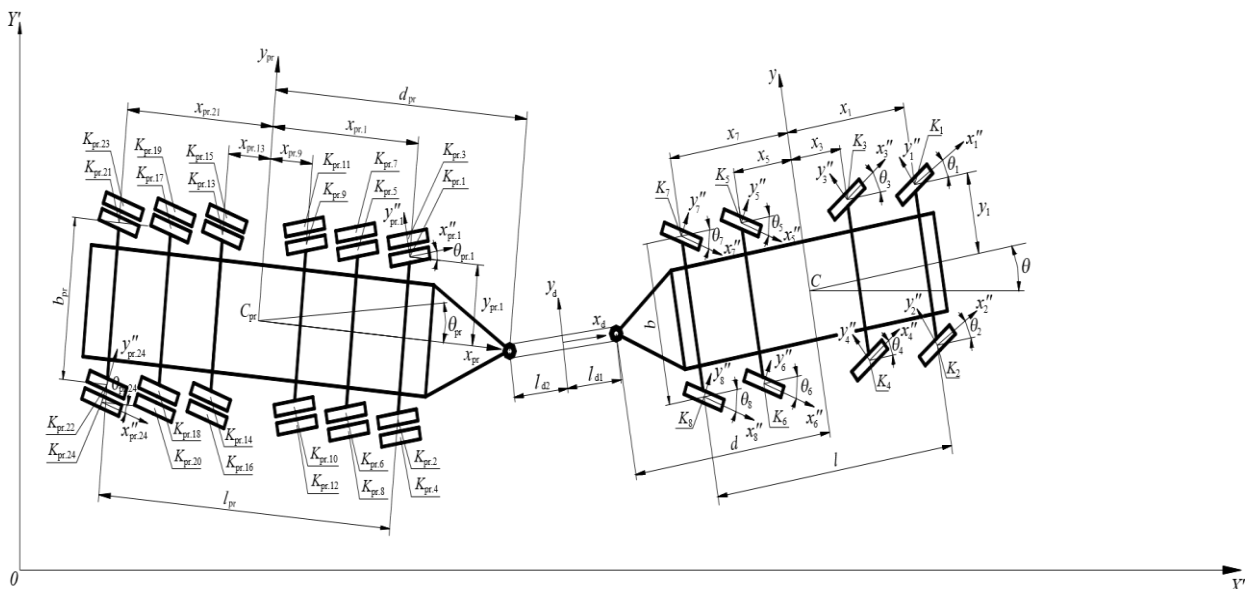


Рис. 2.4. Розрахункова схема руху дволанкового автопоїзда з поворотним дишлом

Систему рівнянь, що описує динаміку другої ланки системи (дишла), можна записати у вигляді

$$\left\{ \begin{array}{l} a_x = \frac{dV_x}{dt} - \omega_z \cdot V_y = \frac{1}{m} \cdot (F_{x21} + F_{x22}), \\ a_y = \frac{dV_y}{dt} - \omega_z \cdot V_x = \frac{1}{m} \cdot (F_{y21} + F_{y22}), \\ J_z \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = M_{21} + M_{22}, \\ V_{x'} = \frac{dx'}{dt} = V_x \cdot \cos(\theta) - V_y \cdot \sin(\theta), \\ V_{y'} = \frac{dy'}{dt} = V_x \cdot \sin(\theta) + V_y \cdot \cos(\theta), \\ \omega_z = \frac{d\theta}{dt}, \end{array} \right. \quad (2.4)$$

Для описування динаміки передньої і задньої ланок автопоїзда при з'єднанні через дишло для кожної складають окремі системи рівнянь, подібні (2.1).

2.1.3. Математичне моделювання взаємодії ланок автопоїзда через зчпні пристрої

Для теоретичного дослідження криволінійного руху автопоїзда на горизонтальній недеформівній опорній основі запропоновано зв'язок у вузлі зчленування (ВЗ) вважати пружно-демпфуючим. Відомо, що абсолютно жорсткий або кінематичний характер зв'язку накладають на модель ряд обмежень, найважливішим з яких є необхідність повної зміни математичної моделі в разі додавання одного або кількох ланок.

Реалізація пружно-демпфуючого зв'язку досягається таким чином. Автопоїзд умовно розривається у вузлі зчленування, на кожній ланці відкинута секція замінюється відповідними силами і моментами. Динаміку тягача і причепа розглядаємо окремо.

Сили і моменти у вузлі зчленування визначаються відповідно до схем, наведених на рис. 2.5 і 2.6.

Нехай на i -му кроці моделювання відстань між шарнірами секцій автопоїзда в нерухомій системі координат дорівнює Δ , а ступінь його зміни за часом $\dot{\Delta}$, тоді сила у вузлі зчленування визначається за виразом

$$\begin{aligned}
 F_s &= C_F \cdot \Delta + \mu_F \cdot \dot{\Delta}; \\
 \Delta &= \sqrt{(X'_1 - X'_2)^2 + (Y'_1 - Y'_2)^2}; \\
 \Delta &= \frac{(X'_1 - X'_2) \cdot (\dot{X}'_1 - \dot{X}'_2) + (Y'_1 - Y'_2) \cdot (\dot{Y}'_1 - \dot{Y}'_2)}{\Delta},
 \end{aligned}
 \tag{2.5}$$

де C_F – коефіцієнт жорсткості зчіпного пристрою в поздовжньому напрямку;

μ_F – коефіцієнт опору демпфера зчіпного пристрою в поздовжньому напрямку;

X'_1, X'_2, Y'_1, Y'_2 – проекції точок шарнірів зчіпних пристроїв ланок на осі нерухомої системи координат.

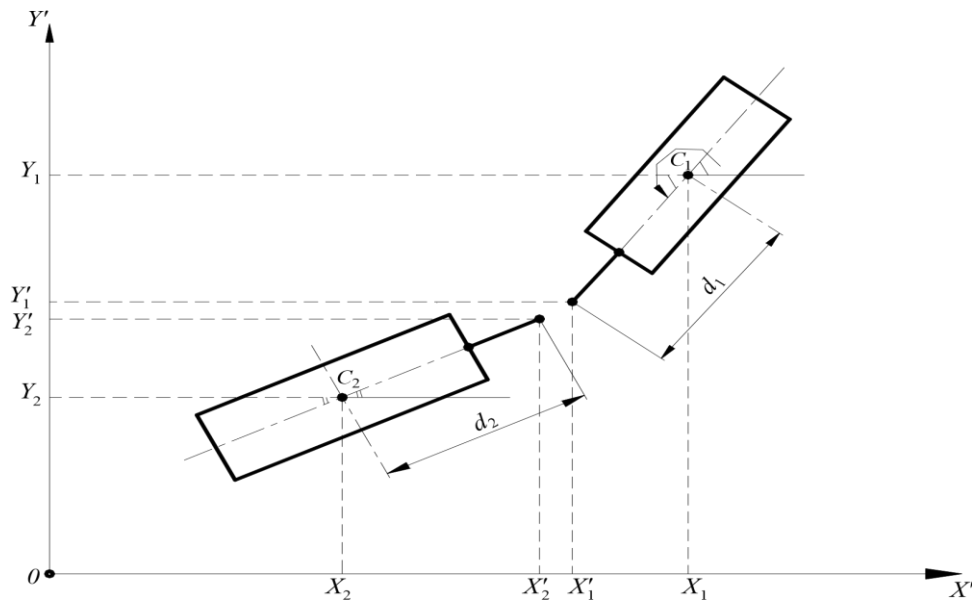


Рис. 2.5. Схема до визначення координат точок вузла зчленування:
дволанкова транспортна система

$$\begin{aligned}
 Y'_1 &= Y_1 + (\sin \theta_{c1} \cdot d_1); \\
 Y'_2 &= Y_2 + (\sin \theta_{c2} \cdot d_2); \\
 X'_1 &= X_1 + (\cos \theta_{c1} \cdot d_1); \\
 X'_2 &= X_2 + (\cos \theta_{c2} \cdot d_2),
 \end{aligned}$$

де θ_{c1} і θ_{c2} – кут повороту корпусу першої і другої ланок відповідно в нерухомій системі координат;

d_1 і d_2 – відстань від центру мас до шарніра зчіпного пристрою для першої і другої ланок відповідно.

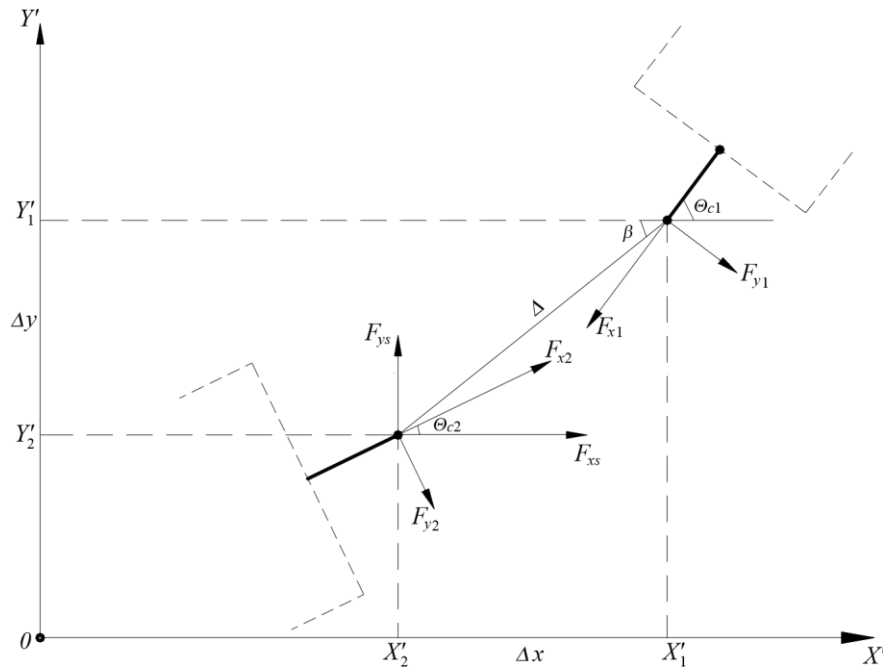


Рис. 2.6. Схема до визначення напрямку дії сил і моментів у вузлі зчленування:
дволанкова транспортна система

Проекції сили, що діє у вузлі зчленування, на осі нерухомої системи координат, можуть бути визначені з виразів

$$\begin{aligned}
 F_{XS} &= F_S \cdot \cos \beta ; \\
 F_{YS} &= F_S \cdot \sin \beta ; \\
 \frac{X'_1 - X'_2}{\Delta} &= \cos \beta ; \\
 \frac{Y'_1 - Y'_2}{\Delta} &= \sin \beta ,
 \end{aligned}
 \tag{2.7}$$

де β – кут, що характеризує напрямок дії сили у вузлі зчленування відносно нерухомої системи координат.

Проекції сили, що діє у вузлі зчленування, на осі систем координат, пов'язаних з корпусами ланок, а також моменти від цієї сили, визначаємо за залежностями:

$$\begin{aligned}
F_{X1} &= \cos\theta_{C1} \cdot (-F_{XS}) + \sin\theta_{C1} \cdot (-F_{YS}); \\
F_{X2} &= \cos\theta_{C2} \cdot F_{XS} + \sin\theta_{C1} \cdot F_{YS}; \\
F_{Y1} &= \sin\theta_{C1} \cdot F_{XS} + \cos\theta_{C1} \cdot (-F_{YS}); \\
F_{Y2} &= \sin\theta_{C2} \cdot (-F_{XS}) + \cos\theta_{C2} \cdot F_{YS}; \\
M_1 &= F_{Y1} \cdot d_1; \\
M_2 &= F_{Y2} \cdot d_2.
\end{aligned}
\tag{2.7}$$

Сили, що діють у вузлі зчленування, враховуємо при визначенні нормальних реакцій коліс з опорною поверхнею для кожної ланки.

Для триланкового комплексу складаємо розрахункову схему для визначення сил та моментів, що діють у вузлах зчленування (для даного випадку кількість вузлів зчленування дорівнює двом) (рис. 2.7, 2.8). Рівняння (2.5) – (2.7) для визначення сил та моментів між першою і другою ланками залишаються незмінними. Подібні рівняння складаємо і для вузла з'єднання другої і третьої ланок.

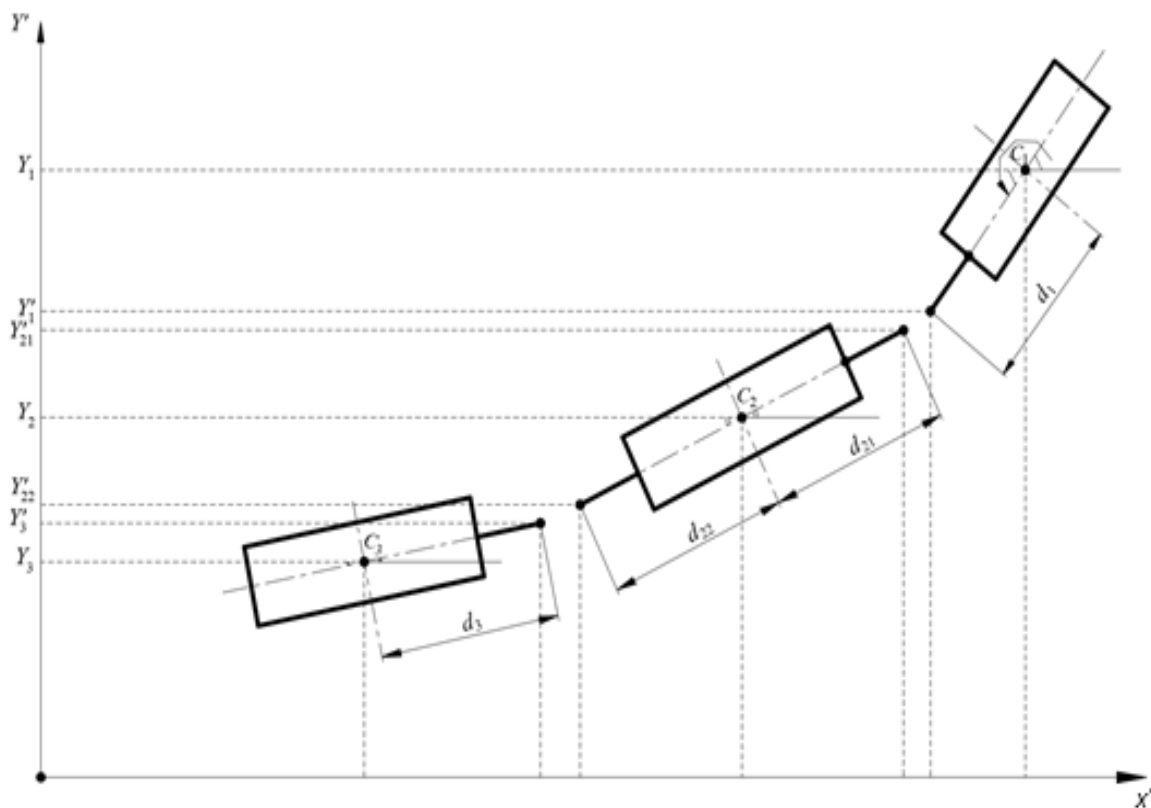


Рис. 2.7. Схема для визначення координат точок вузлів зчленування:
триланкова транспортна система

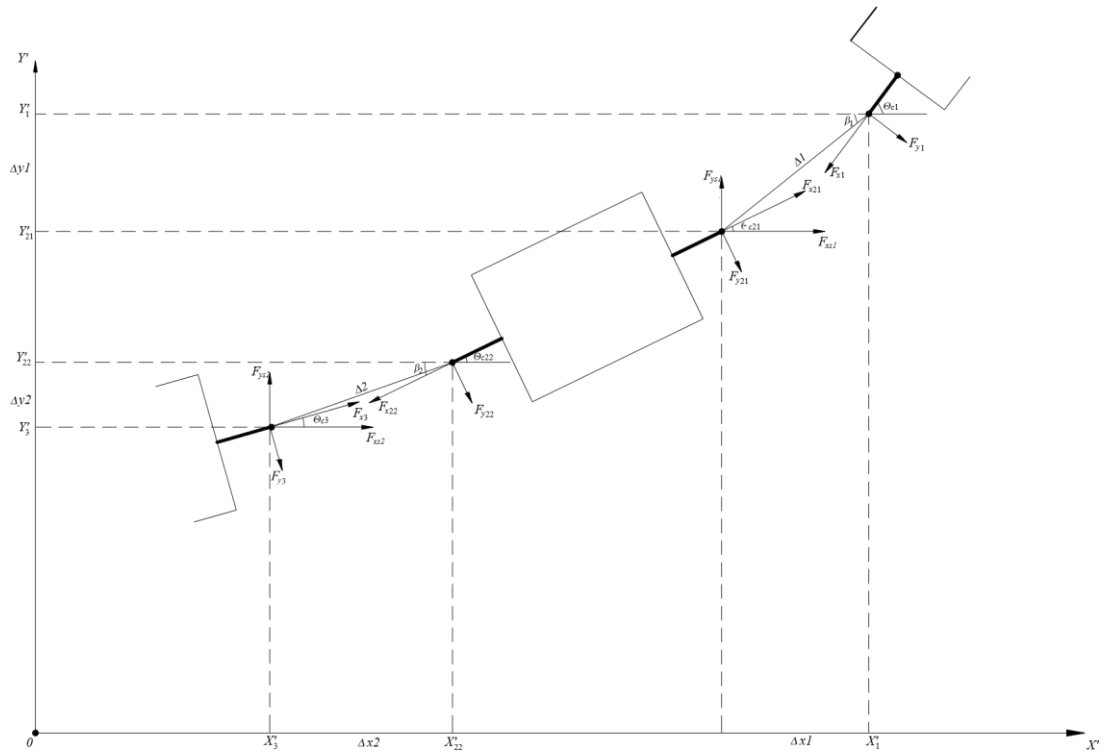


Рис. 2.8. Схема до визначення напрямку дії сил і моментів у вузлах зчленування: трьохланкова транспортна система

Детальніше схема сил, що діють між другою і третьою ланками, наведена на рис. 2.9.

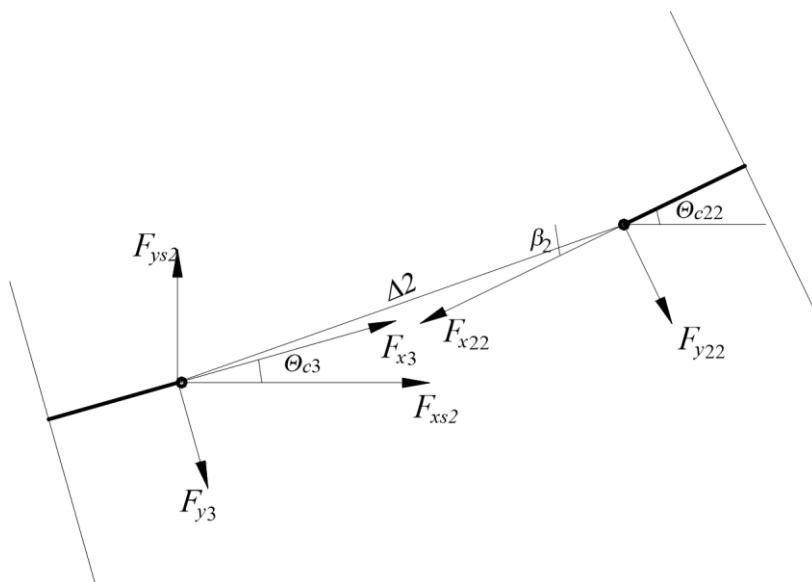


Рис. 2.9. Схема сил у зчпному пристрої між другою і третьою ланками

У разі моделювання взаємодії ланок автопоїзда через дишло (рис. 2.10) розрахункові схеми для визначення сил та моментів, що діють у вузлах з'єднання, не відрізняються від наведених на рис.2.8 – 2.9.

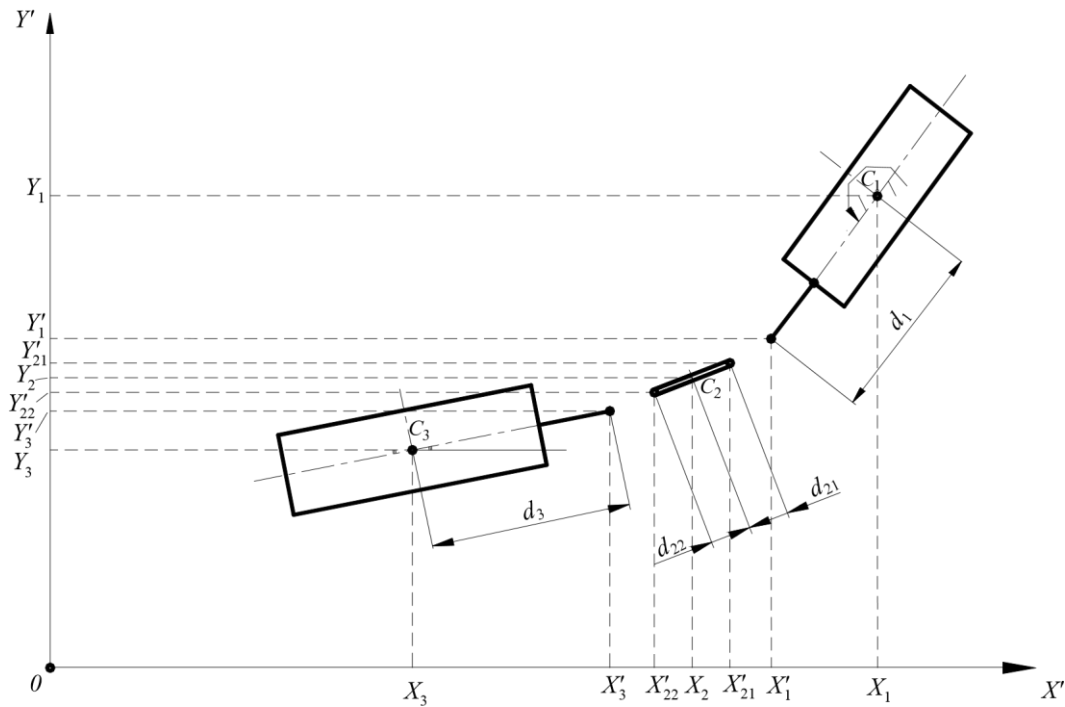


Рис. 2.10. Схема для визначення координат точок вузлів зчленування автопоїзда з дишлом

2.1.4. Математична модель взаємодії колісного рушія з недеформівною опорною основою

Розглянемо одне з коліс автомобіля-тягача (рис. 2.11). Вектор швидкості ковзання нижньої точки колеса $\overrightarrow{V''_{ск}}$ у системі координат $x'' - y''$ пов'язаної з колесом, визначаємо за виразом

$$\overrightarrow{V''_{ск}} = \overrightarrow{V''_{пер}} + \overrightarrow{V''_{відн}} \quad (2.9)$$

де $\overrightarrow{V''_{пер}}$ – вектор переносної швидкості в системі координат $x'' - y''$;

$\overrightarrow{V''_{відн}}$ – вектор відносної швидкості в системі координат $x'' - y''$.

$$\begin{aligned} V_{\text{пер}x''} &= (V_x - \omega_z \cdot y_k) \cdot \cos\theta_k + (V_y - \omega_z \cdot x) \cdot \sin\theta_k; \\ V_{\text{пер}y''} &= -(V_x - \omega_z \cdot y_k) \cdot \sin\theta_k + (V_y - \omega_z \cdot x) \cdot \cos\theta_k \end{aligned} \quad (2.11)$$

де θ_k – кут повороту колеса щодо корпусу ланки.

Проекції вектора відносної швидкості на осі системи координат $x'' - y''$:

$$\begin{aligned} V_{\text{відн}x''i} &= -\omega_{ki} \cdot r_{k0i}; \\ V_{\text{відн}y''i} &= 0, \end{aligned} \quad (2.12)$$

де r_{k0i} – радіус i -го колеса у вільному режимі кочення;

ω_{ki} – кутова швидкість обертання i -го колеса.

Радіус колеса у вільному режимі кочення r_{k0i} залежить від величини нормальної реакції R_z .

Тоді проекції вектора швидкості ковзання на осі системи координат $x'' - y''$ матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} V_{\text{пер}x''} &= (V_x - \omega_z \cdot y_k) \cdot \cos\theta_k + (V_y - \omega_z \cdot x) \cdot \sin\theta_k; \\ V_{\text{пер}y''} &= -(V_x - \omega_z \cdot y_k) \cdot \sin\theta_k + (V_y - \omega_z \cdot x) \cdot \cos\theta_k. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Кут повороту вектора швидкості ковзання α щодо осі x'' визначаємо за такими виразами:

$$\begin{aligned} \sin\alpha &= \frac{V_{\text{ск}y''}}{V_{\text{ск}}}; \\ \cos\alpha &= \frac{V_{\text{ск}x''}}{V_{\text{ск}}}; \\ V_{\text{ск}} &= \sqrt{V_{\text{ск}x''}^2 + V_{\text{ск}y''}^2}. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Величину сили взаємодії з ґрунтом відповідно до [137] визначаємо з залежністю:

$$R = \mu_S \cdot R_z, \quad (2.15)$$

де μ_S – коефіцієнт взаємодії рушія з опорною підставою;

R_z – нормальна реакція.

Для незв'язних ґрунтів характерна така залежність коефіцієнта взаємодії від коефіцієнта буксування:

$$\mu_S = \mu_{S\alpha \max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_K}{S_0}}\right), \quad (2.16)$$

де $\mu_{S\alpha \max}$ – коефіцієнт взаємодії при повному ковзанні для даного кута повороту вектора швидкості ковзання α щодо осі x'' ;

S_K – коефіцієнт ковзання;

S_0 – константа, яка визначає форму кривої.

Величина $\mu_{S\alpha \max}$ визначає максимальне значення функції $\mu_S(S_K)$, а в сукупності з константою S_0 – градієнт функції $\mu_S(S_K)$ у початку координат.

Для зв'язкових ґрунтів справедливий такий вираз для $\mu_S(S_K)$:

$$\mu_S = \mu_{S\alpha \max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_K}{S_0}}\right) \cdot \left(1 + e^{-\frac{S_K}{S_1}}\right), \quad (2.17)$$

де S_0 і S_1 – константи, що визначають форму кривої.

Величина $\mu_{S\alpha \max}$ визначає значення функції $\mu_S(S_K)$ при $S_K \rightarrow \infty$, а в сукупності з константами S_0 і S_1 – координати точки екстремуму функції $\mu_S(S_K)(S_{extr}, \mu_{extr})$.

Коефіцієнт взаємодії при повному ковзанні [137]

$$\mu_{S\alpha \max} = \frac{\mu_{sx \max} \cdot \mu_{sy \max}}{\sqrt{\mu_{sx \max}^2 \cdot \sin^2 \alpha + \mu_{sy \max}^2 \cdot \cos^2 \alpha}}, \quad (2.18)$$

де $\mu_{sx \max}$, $\mu_{sy \max}$ – параметри еліпса тертя (рис. 2.12).

При зміні величини нормальної реакції R_{zi} параметри еліпса тертя змінюються.

Коефіцієнт ковзання

$$S = \frac{V_{SK}}{\omega_K \cdot r_{K0}}. \quad (2.19)$$

Вектор сили взаємодії з ґрунтом $\vec{R}''$ спрямований протилежно вектору швидкості ковзання $\vec{V}_{СК}''$.

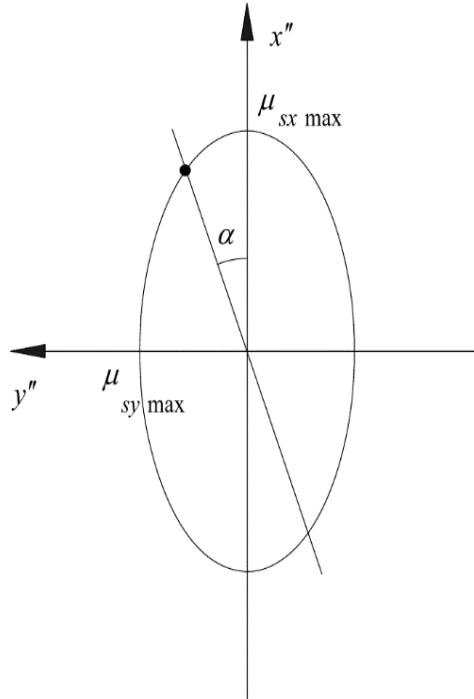


Рис. 2.12. Еліпс тертя

Проекції вектора сили взаємодії з ґрунтом на осі системи координат $x'' - y''$ (2.20).

Проекції вектора сили взаємодії з ґрунтом на осі системи координат $x - y$

$$\begin{aligned} R_x &= R_{x''} \cdot \cos\theta_K - R_{y''} \cdot \sin\theta_K; \\ R_y &= R_{y''} \cdot \sin\theta_K - R_{x''} \cdot \cos\theta_K. \end{aligned} \quad (2.21)$$

M_{fi} – момент опору коченню колеса, що діє у площині його обертання, згідно з [35] визначаємо за залежністю:

$$M_{fi} = f \cdot R_{zi} \cdot r'_{ki}, \quad (2.22)$$

де f – коефіцієнт опору прямолінійного руху колеса;

r'_{ki} – радіус кочення без ковзання i -го колеса.

Чисельне моделювання руху автопоїзда можна проводити на різних типах опорних поверхонь. Відзначимо, що для даної математичної моделі під

терміном «опорна поверхня» йдеться тільки про тверду недеформовану опорну поверхню.

Математична модель дозволяє варіювати вихідні параметри для описування характеристик недеформованих опорних поверхонь з метою вивчення поведінки об'єкта в заданих зовнішніх умовах. Розглянемо приклади моделювання трьох характерних для руху колісних транспортних систем типів опорних поверхонь.

«Лід зі снігом»

Нехай опорна поверхня «Лід зі снігом» характеризується такими параметрами: $\mu_{sx\ max} = 0,3$; $\mu_{sy\ max} = 0,3$; $S_0 = 0,05$; $S_1 = 0,1$; $f = 0,05$. Функція $\mu_s(S)$ для даного випадку зображена на рис. 2.13.

«Грунтова основа»

Нехай «Грунтова основа» характеризується такими параметрами: $\mu_{sx\ max} = 0,6$; $\mu_{sy\ max} = 0,6$; $S_0 = 0,05$; $S_1 = 0,1$; $f = 0,05$. Функція $\mu_s(S)$ для даного випадку зображена на рис. 2.14.

«Мікст»

Опорну поверхню «Мікст» задаємо таким чином. На першому етапі всю площадку розбиваємо на квадрати. Потім, з використанням генератора випадкових чисел, кожному квадрату присвоюємо властивості або «Льоду зі снігом», або «Грунтової основи». На рис. 2.15 зображено фрагмент згенерованих опорних поверхонь «Мікст».

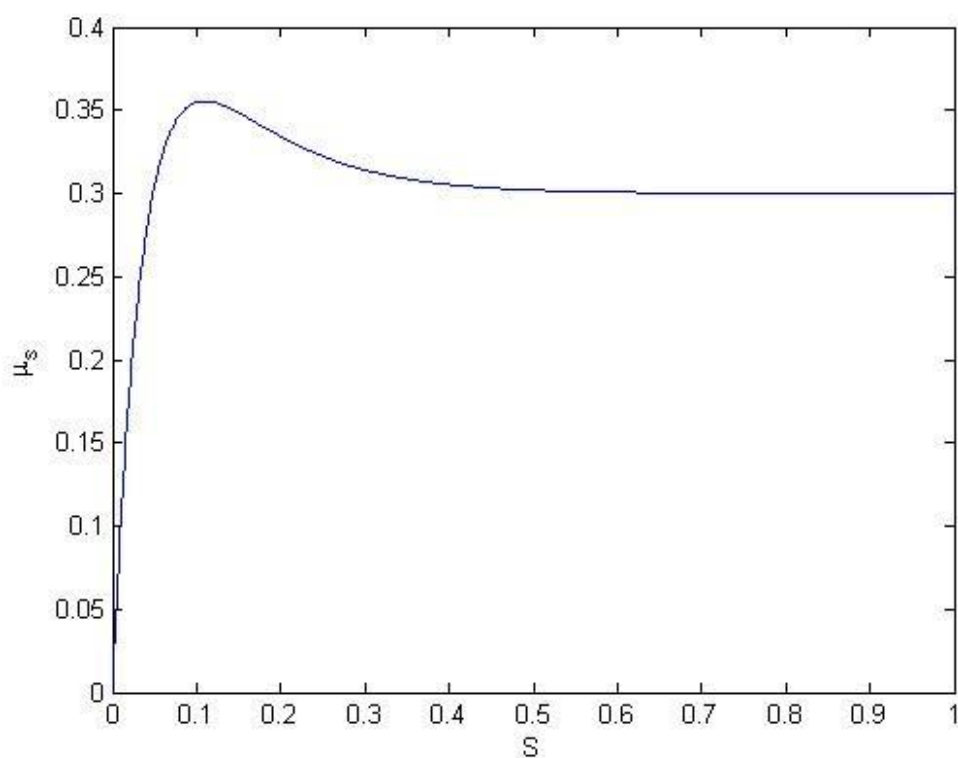


Рис. 2.13. Залежність $\mu_s(S)$ для опорних поверхонь «Лід зі снігом»

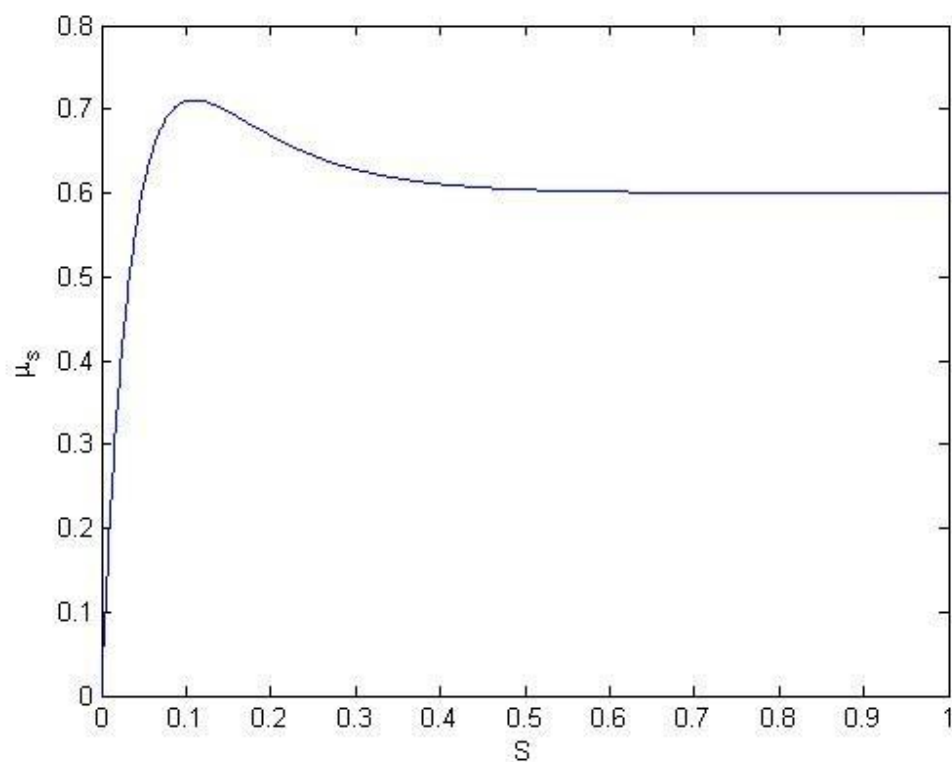


Рис. 2.14. Залежність $\mu_s(S)$ для опорних поверхонь «Грунтова основа»

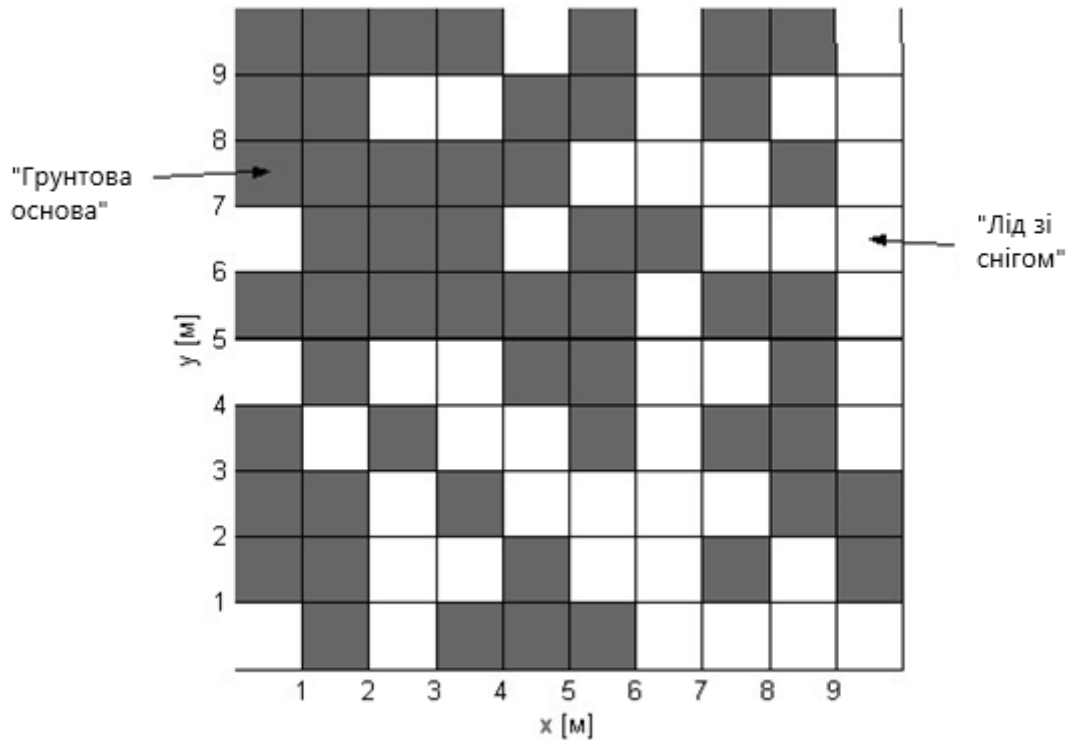


Рис. 2.15. Опорна поверхня «Мікст»

Для багатоланкового транспортного комплексу при визначенні моменту опору повороту M_{nki} для підстановки в (2.1 – 2.4) доцільно скористатися не теорією бічного відведення, а залежністю [35]

$$\begin{cases} M_{nk} = \frac{M_{nkMAX}}{1 + \frac{0,15}{k(s) \cdot B_K}}; \\ M_{nkMAX} = 0,375 \cdot \mu_{max} \cdot R_z \cdot \sqrt{\frac{\pi L_K B_K}{4}}, \end{cases} \quad (2.23)$$

де M_{nk} – момент опору повороту одиночного колеса, що котиться по дузі кривизною $k(s)$;

M_{nkMAX} – максимальний момент опору повороту на місці одиночного колеса;

L_K, B_K – довжина і ширина відбитка шини відповідно.

Обраний опис сили взаємодії найточніше характеризує рух колісних транспортних засобів під час великих кутів відведення, що характерно для пересування автопоїздів. Такий підхід запропоновано в роботах Ю.Л. Різдяного [137, 138] і А.Б. Діка [74].

2.1.5. Моделювання сил повітряного опору

Вектор сили опору повітря $\vec{P}_w$ спрямований протилежно вектору швидкості центру мас передньої ланки автопоїзда $\vec{V}_c$. Величина сили опору повітря залежить від аеродинамічних властивостей, швидкості центру мас, властивостей повітряного середовища і визначається за такими формулами [35, 139]

$$\{P_{wx} = c_x \cdot \frac{p_v}{2} \cdot F_{\text{лоб}} \cdot V_{cx}^2 \quad (2.24)$$

де c_x – коефіцієнт аеродинамічного опору;

$F_{\text{лоб}}$ – площа лобового перетину машини;

p_v – щільність повітря.

$$P_{wy} = c_y \cdot \frac{p_v}{2} \cdot F_{\text{бок}} \cdot V_{cy}^2 \quad (2.25)$$

де p_v – коефіцієнт бокового аеродинамічного опору;

$F_{\text{бок}}$ – площа бокового перетину машини.

Наближено площа лобового перетину визначається

$$F_{\text{лоб}} = k_{\text{лоб}} \cdot B \cdot H, \quad (2.26)$$

де $k_{\text{лоб}}$ – коефіцієнт форми лобової площі машини (0,8 – 0,95).

Транспортні завдання, які виконує даний автопоїзд, не передбачають руху з високими швидкостями, в зв'язку з цим силою опору повітря можна знехтувати. У разі ж необхідності оцінювання, наприклад, тягово-динамічних властивостей в усьому діапазоні можливих швидкостей, опір повітряного середовища може бути враховано за залежностями (2.24) – (2.26). Опір повітря для другої і наступних ланок автопоїзда не враховується.

2.1.6. Рівняння для визначення нормальних реакцій під колесами ланок автопоїзда

Визначення нормальних реакцій розглянемо на прикладі першої ланки автопоїзда (автомобіля-тягача).

Нормальні реакції коліс R_{zi} перерозподіляються внаслідок дії сили опору повітря, моментів опору коченню коліс, прискорення центру мас, а також сил, що діють у зчіпному пристрої

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{z1} + R_{z2} + R_{z3} + R_{z4} + R_{z5} + R_{z6} + R_{z7} + R_{z8} = m \cdot g \cdot \cos(\alpha); \\ R_{z1} \cdot x_1 + R_{z2} \cdot x_2 + R_{z3} \cdot x_3 + R_{z4} \cdot x_4 + R_{z5} \cdot x_5 + R_{z6} \cdot x_6 + R_{z7} \cdot x_7 + R_{z8} \cdot x_8 + \\ + \sum_{i=1}^8 M_{fi} \cdot \cos\theta_{ki} + P_{wx} \cdot H_{wx} = -m \cdot H_z \cdot (g \cdot \sin(\alpha) + a_x) + F_{x1} \cdot H_{кр}; \\ R_{z1} \cdot y_1 + R_{z2} \cdot y_2 + R_{z3} \cdot y_3 + R_{z4} \cdot y_4 + R_{z5} \cdot y_5 + R_{z6} \cdot y_6 + R_{z7} \cdot y_7 + R_{z8} \cdot y_8 + \\ + \sum_{i=1}^8 M_{fi} \cdot \sin\theta_{ki} + P_{wy} \cdot H_{wy} = -m \cdot a_y \cdot H_z + F_{y1} \cdot H_{кр}, \end{array} \right. \quad (2.27)$$

де x_i, y_i – координати i -го колеса в рухомі системі координат $x - y$;

H_z – висота центру мас ланки;

H_{wx}, H_{wy} – висоти точки докладання зусиль повітряного опору в лобовій і бічній проекціях ланки відповідно;

$H_{кр}$ – висота точки докладання зусиль у зчіпному пристрої.

Припустивши, що підвіска кожного колеса еквівалентна ідеальній лінійній пружині з жорсткістю k , що не опирається поперечно, і нехтуючи динамікою коливань корпусу, можна скласти співвідношення для спільних деформацій пружних елементів

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{R_{z1}}{k} = z + x_1 \cdot tg\phi + y_1 \cdot tg\psi; \\ \dots \\ \frac{R_{z8}}{k} = z + x_8 \cdot tg\phi + y_8 \cdot tg\psi. \end{array} \right. \quad (2.28)$$

Позначимо $A = k \cdot tg\phi$; $B = k \cdot tg\psi$; $D = k \cdot z$. Тоді систему рівнянь для спільних деформацій можна перетворити в такий спосіб:

$$\begin{cases} A \cdot x_1 + B \cdot y_1 - R_{z1} + D = 0; \\ \dots \\ A \cdot x_8 + B \cdot y_8 - R_{z8} + D = 0. \end{cases} \quad (2.29)$$

Отже, виходить вісім рівнянь однієї і тієї ж площини. З цього випливає, що кінці векторів нормальних реакцій лежать в одній площині.

Спільний розв'язок систем (2.27) і (2.29) дозволяє визначити значення нормальної реакції ґрунту під кожним колесом на кожному кроці моделювання. При цьому значення прискорень використовують з попереднього кроку моделювання.

Відомо, що зв'язок колеса з ґрунтом не є утримуючим, тому розв'язки, які містять негативні значення нормальних реакцій ґрунту, позбавлені фізичного сенсу. Якщо одна (або кілька) з нормальних реакцій виходить негативною, то ця реакція (реакції) дорівнюють нулю й систему розв'язуємо повторно (відповідно кількість рівнянь зменшується). Якщо при розв'язуванні системи отримуємо кілька негативних значень R_{zi} (чотири і більше), тоді зупиняємо процес чисельного моделювання, бо цей випадок відповідає перекиданню ланки автопоїзда.

Для другої ланки (а в разі необхідності й для кожної наступної) за аналогією з (2.27 – 2.29) складаємо окремі системи рівнянь, спільний розв'язок яких дозволяє визначити нормальну реакцію під кожним колесом відповідної ланки.

2.1.7. Математична модель трансмісії автопоїзда

Як уже зазначалося, тягове поєднання ланок може бути різним, тобто причіпна ланка може бути як активною, так і пасивною.

Розглянемо математичне моделювання характеристик приводу коліс автомобіля-тягача в разі різних схем трансмісії.

Динаміку трансмісії з умовним симетричним диференціалом описуємо системою рівнянь [140]

$$\begin{cases} \dot{\omega}_d = \frac{\dot{\omega}_1 + \dots + \dot{\omega}_8}{8}; \\ J_d \cdot \dot{\omega}_d = M_d - M_c; \\ J_{ki} \cdot \dot{\omega}_{ki} = \frac{M_c}{8} - M_{ki}, \end{cases} \quad (2.30)$$

де J_d – момент інерції двигуна;

$\dot{\omega}_d$ – кутове прискорення обертання вала двигуна;

M_d – момент, що розвивається двигуном на вихідному валу коробки швидкостей;

M_c – момент опору, приведений до вала двигуна;

$\dot{\omega}_{ki}$ – кутова швидкість i -го колеса;

J_{ki} – момент інерції i -го колеса;

M_{ki} – момент опору на i -му колесі.

$$M_{ki} = R_{ix''} \cdot r_{di} + M_{mi} + M_{fi}, \quad (2.31)$$

де M_{mi} – гальмівний момент на i -му колесі;

r_{di} – відстань від осі i -го колеса до опорної поверхні.

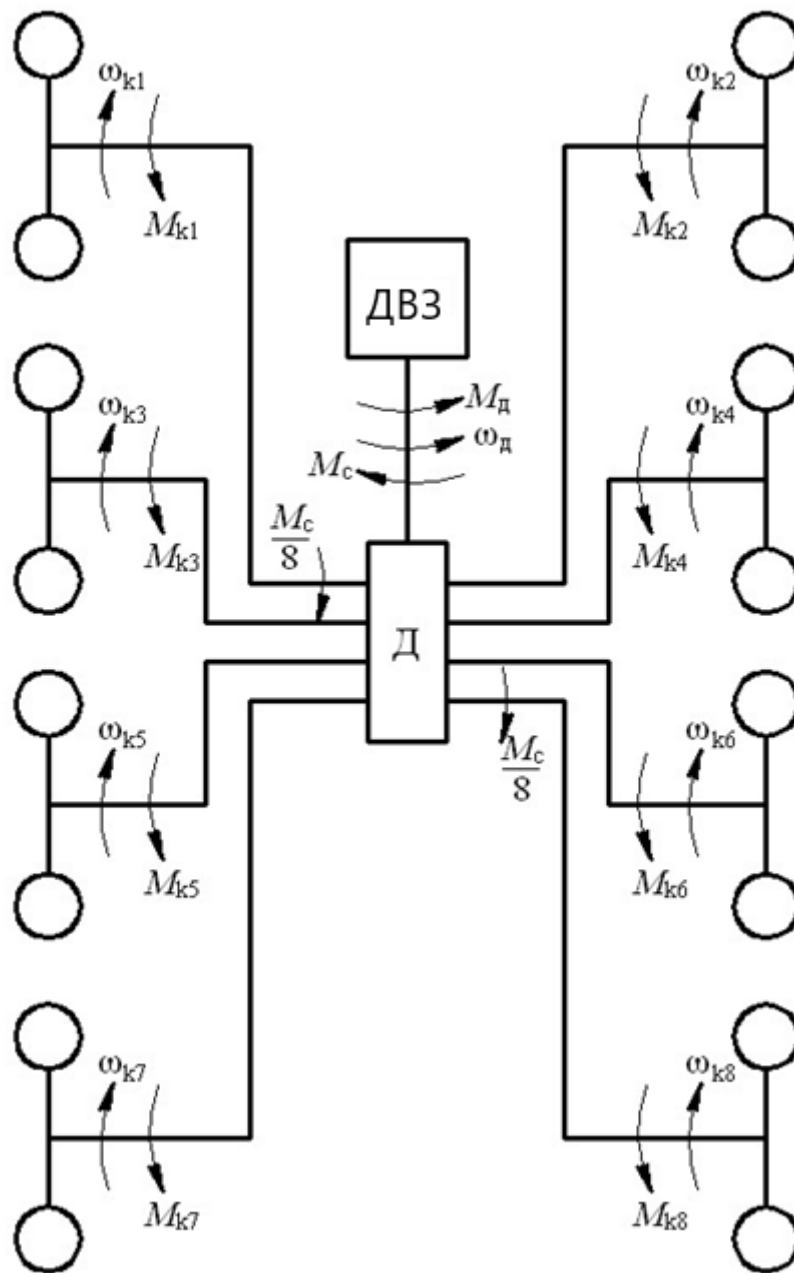


Рис. 2.16. Схема трансмісії з симетричним диференціалом

Система рівнянь (2.30) встановлює зв'язок між моментом двигуна, моментами, прикладеними до коліс, кутовою швидкістю обертання вала двигуна і кутовими прискореннями обертання коліс.

Динаміку трансмісії з роздаванням потужності по бортах і міжбортовим диференціалом описуємо системою рівнянь [140]

$$\left\{ \begin{array}{l} J_{\text{ТЛ}} \cdot \dot{\omega}_{\text{Л}} = \frac{M_{\text{с}}}{2} - M_{\text{Л}}; \\ J_{\text{ТП}} \cdot \dot{\omega}_{\text{П}} = \frac{M_{\text{с}}}{2} - M_{\text{П}}; \\ \dot{\omega}_{\text{Д}} = \frac{\dot{\omega}_{\text{Л}} + \dot{\omega}_{\text{П}}}{2}; \\ J_{\text{Д}} \cdot \dot{\omega}_{\text{Д}} = M_{\text{Д}} - M_{\text{с}}; \\ M_{\text{Л}} = M_{\text{к1}} + M_{\text{к3}} + M_{\text{к5}} + M_{\text{к7}}; \\ M_{\text{П}} = M_{\text{к2}} + M_{\text{к4}} + M_{\text{к6}} + M_{\text{к8}}; \\ \omega_{\text{Л}} = \omega_{\text{к1}} = \omega_{\text{к3}} = \omega_{\text{к5}} = \omega_{\text{к7}}; \\ \omega_{\text{П}} = \omega_{\text{к2}} = \omega_{\text{к4}} = \omega_{\text{к6}} = \omega_{\text{к8}}, \end{array} \right. \quad (2.32)$$

де $J_{\text{ТП}}$ – момент інерції елементів трансмісії і рушія правого борту;

$J_{\text{ТЛ}}$ – момент інерції елементів трансмісії і рушія лівого борту;

$\dot{\omega}_{\text{Л}}$ – кутове прискорення обертання вала трансмісії лівого борту;

$\dot{\omega}_{\text{П}}$ – кутове прискорення обертання вала трансмісії правого борту;

$M_{\text{Л}}$ – момент опору, приведений до вала трансмісії лівого борту;

$M_{\text{П}}$ – момент опору, приведений до вала трансмісії правого борту.

Схема трансмісії наведена на рис. 2.17.

Для випадку індивідуального привода кожного рушія схема трансмісії наведена на рис. 2.18.

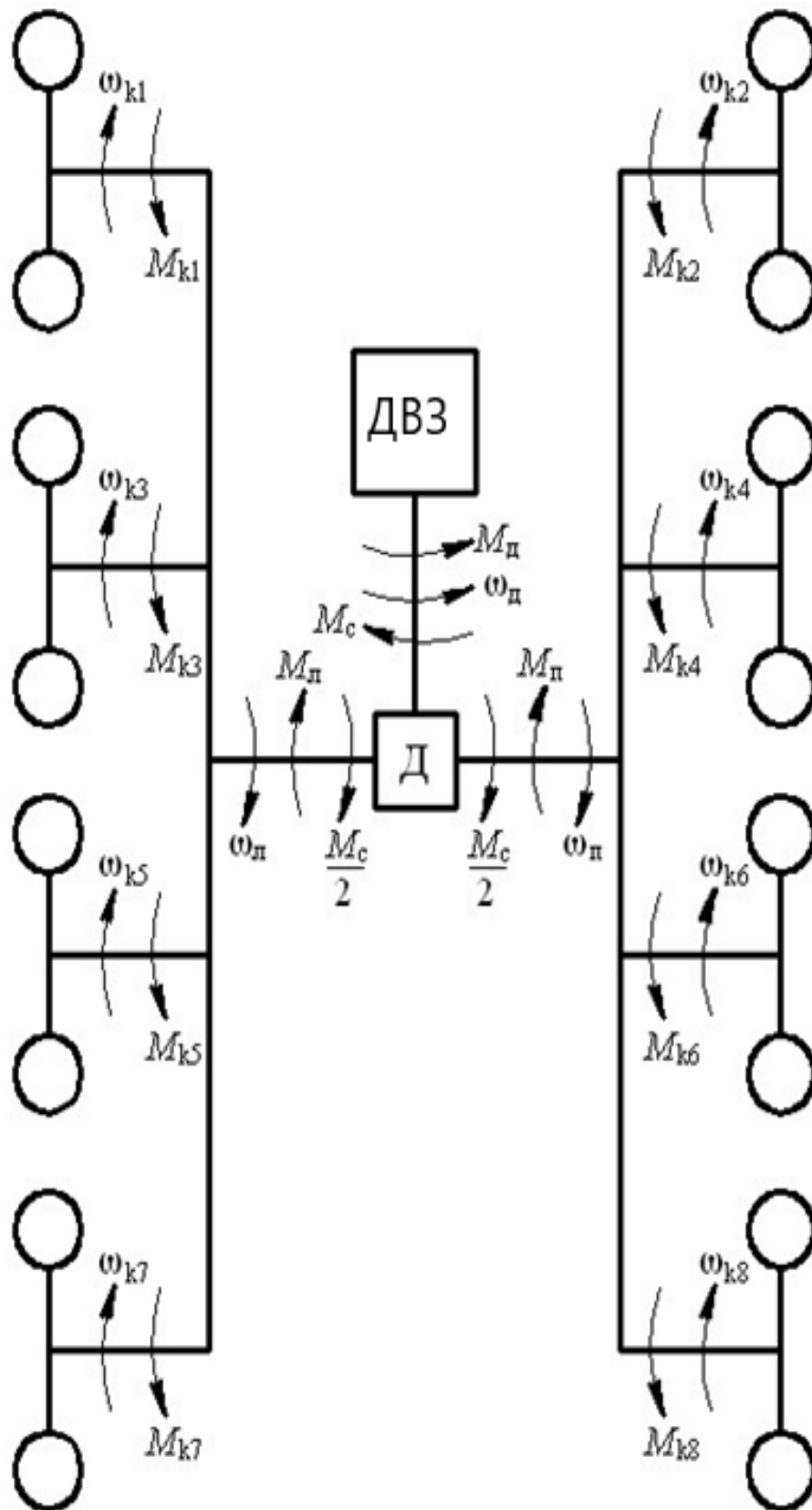


Рис. 2.17. Схема трансмісії з роздаванням потужності по бортах

2.1.8. Моделювання дій водія

У ряді випадків, наприклад при оцінюванні характеристик руху КМ за ГОСТом Р 52302-2004 при виконанні маневрів «поворот» і «перестроювання» необхідна підтримка постійної швидкості руху. Очевидно, що людина, яка керує КМ, підтримує постійну швидкість руху, виходячи зі своїх суб'єктивних відчуттів, шляхом зміни положення педалі «газ». У нашому випадку педаль «газ» визначає ступінь використання потужності ТЕД.

Для організації автоматичної системи підтримання швидкості руху КМ використовуємо алгоритм, заснований на використанні апарата нечіткої логіки.

Водій описується за допомогою апарата нечіткої логіки і задає такий вплив на педаль « h », щоб підтримувати задану швидкість руху. Реалізується це таким чином.

В якості вхідного сигналу фази-регулятора обрано величину ΔV , яка являє собою відносну різницю між швидкістю, з якою водій бажає рухатися V_{dr} , і дійсною швидкістю транспортного засобу V_c

$$\Delta V = \frac{V_c - V_{dr}}{V_{dr}}. \quad (2.33)$$

Вихідним параметром контролера є h – ступінь використання потужності (натискання на педаль "газ") для кожного з трьох ТЕД, яка може змінюватися в межах від «0» – немає впливу на педаль "газ", до «1» – 100% натискання.

Для вхідної величини, відповідно до алгоритму роботи з апаратом нечіткої логіки, складено функції належності сигналів (рис. 2.19), що описують такі лінгвістичні значення:

ΔV – негативне («-»), нульове («0»), позитивне («+»), лінгвістичні значення для вихідної величини:

h – немає впливу на педаль "газ" («0»), частковий вплив («+»), повний вплив («++»).

У розробленій системі застосовано нечіткий логічний висновок типу «Сугено», логічний висновок на основі бази нечітких правил типу «Якщо

x_1 =низький і x_2 =середній, то $y=a_0+a_1 \times x_1+a_2 \times x_2$ ». Ця нечітка база знань розділяє простір вхідних змінних на нечіткі області, в яких зв'язок між вхідною і вихідною змінними задається лінійною функцією. Результат нечіткого логічного висновку виходить як зважена лінійна комбінація результатів нечітких логічних висновків за кожним правилом.

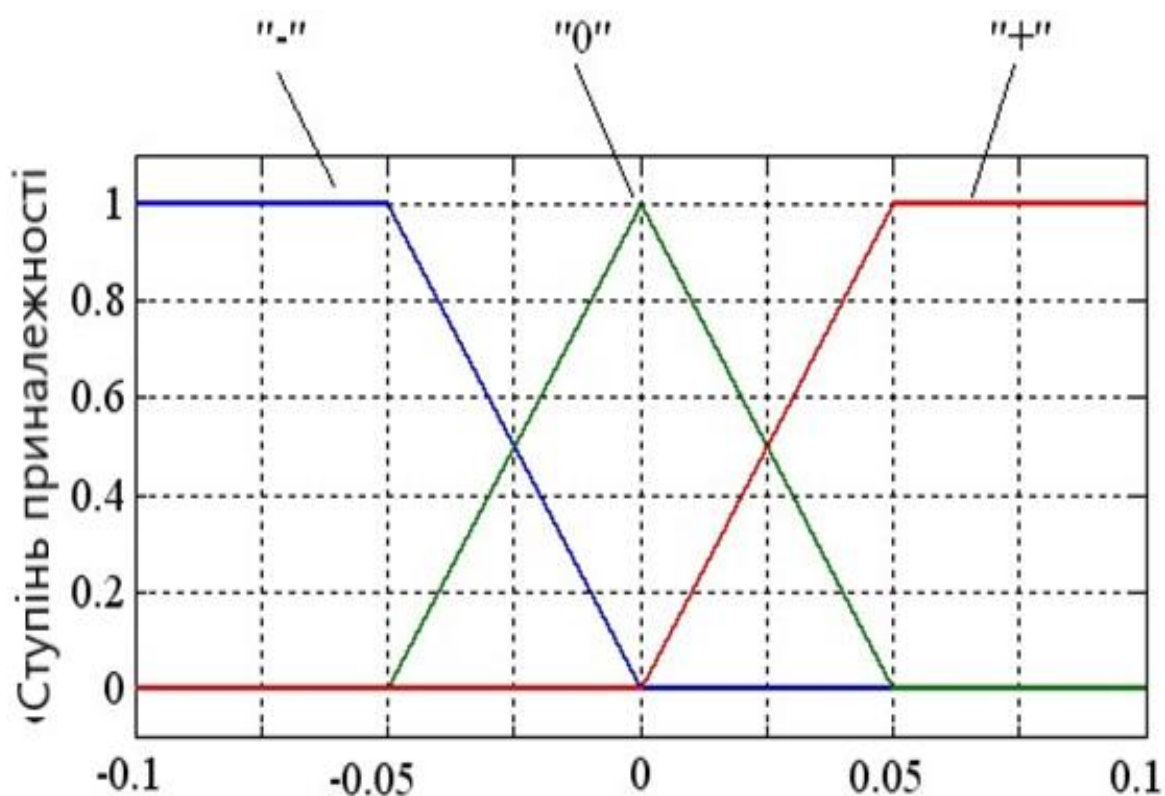


Рис. 2.19. Функції належності вхідного сигналу

На основі обраних значень (термів) складено 3 лінгвістичних правила, які пов'язують вхідний параметр з вихідною величиною та описом режиму руху для кожного випадку (табл. 1).

Таблиця 1

Лінгвістичні правила, які пов'язують вхідний параметр, вихідну величину та опис режиму руху

№	ΔV	h	Опис режиму руху
1	-	++	Поточна швидкість руху КМ менше бажаної швидкості. Повне натискання на педаль "газ"
2	0	+	Поточна швидкість руху КМ збігається з бажаною швидкістю. Можливе часткове натискання на педаль "газ"
3	+	0	Поточна швидкість руху КМ більше бажаної швидкості. Немає впливу на педаль "газ"

Представлені правила дозволяють побудувати графічну залежність «вхід-вихід» (рис. 2.20).

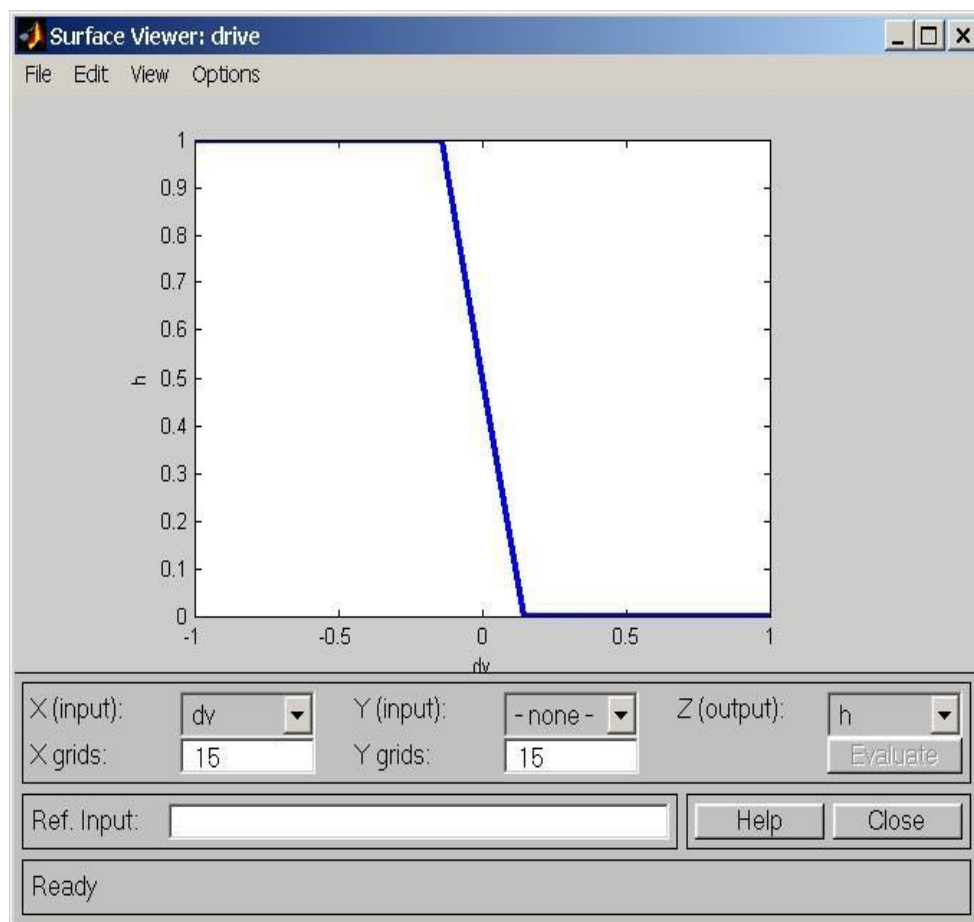


Рис. 2.20. Графічна залежність «вхід-вихід»

Середовище Matlab має вбудований пакетом Fuzzytoolbox зі створення систем з нечітким логічним висновком, які можуть бути вільно інтегровані в динамічні моделі, розроблені в системі Simulink.

На рис. 2.21 – 2.24 наведена програмна реалізація розробленого нечіткого виведення, яка ілюструє процес задавання функцій належності сигналів, лінгвістичних правил, а також деякі настройки Fuzzy системи.

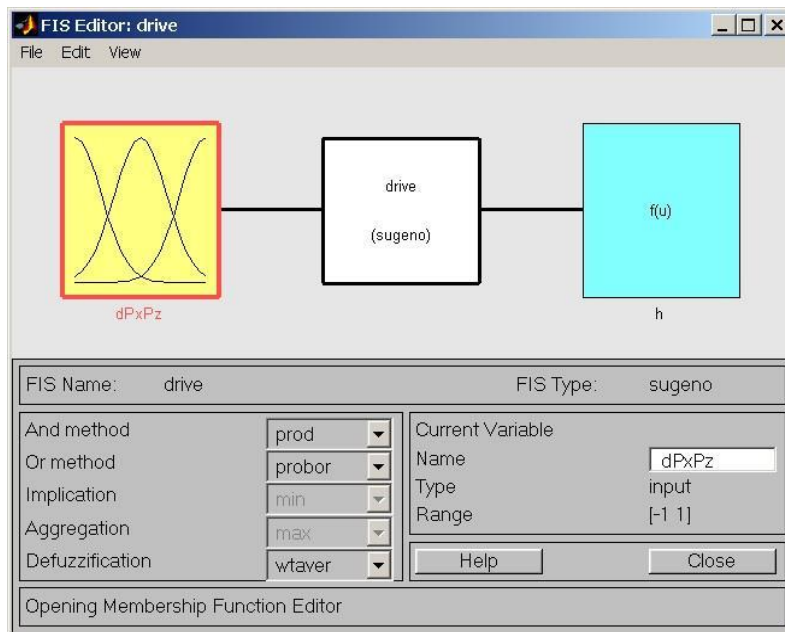


Рис. 2.21. Загальний вигляд нечіткого логічного висновку типу «Сугено»

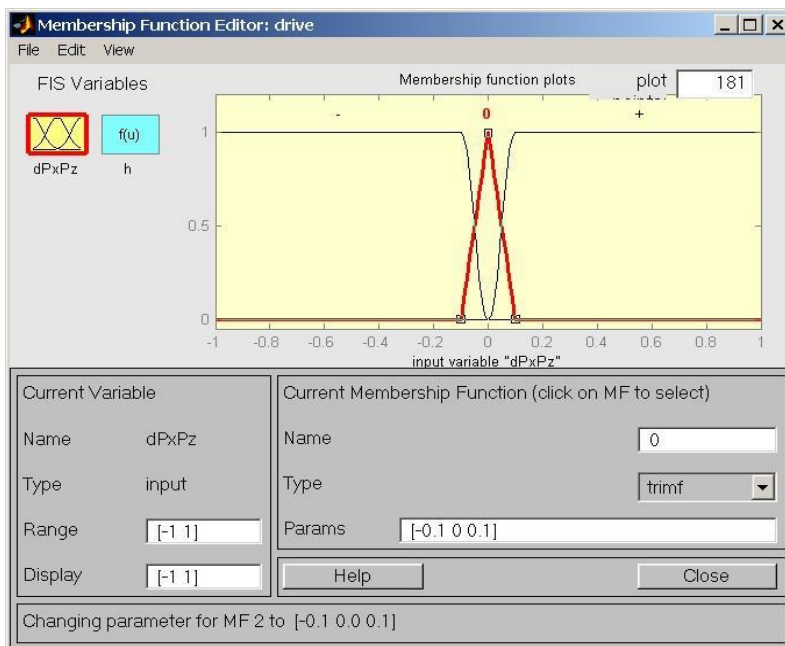


Рис. 2.22. Функції належності вхідного сигналу ΔV

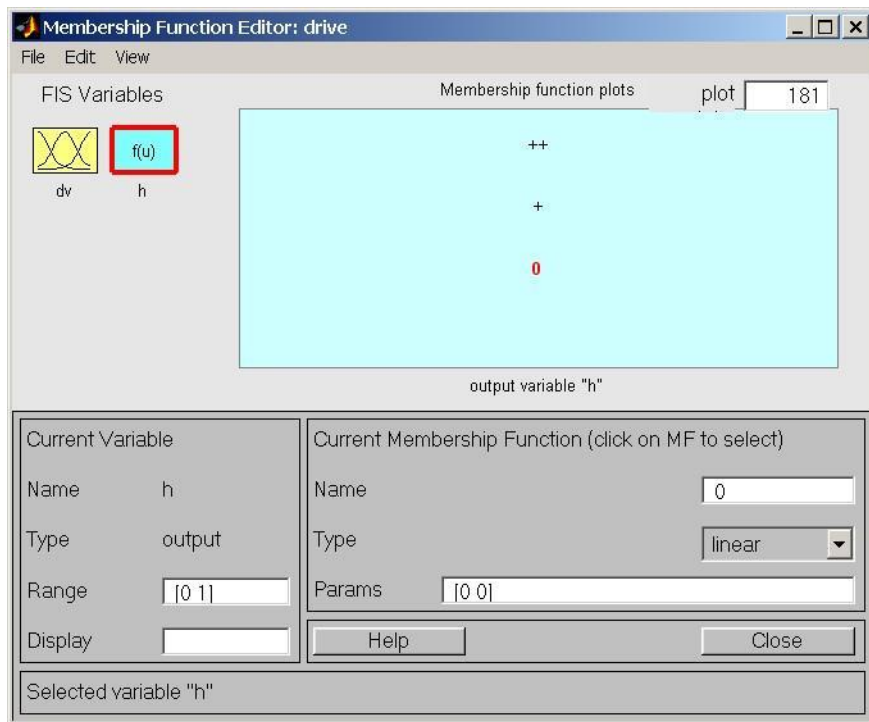


Рис. 2.23. Значення вихідного сигналу

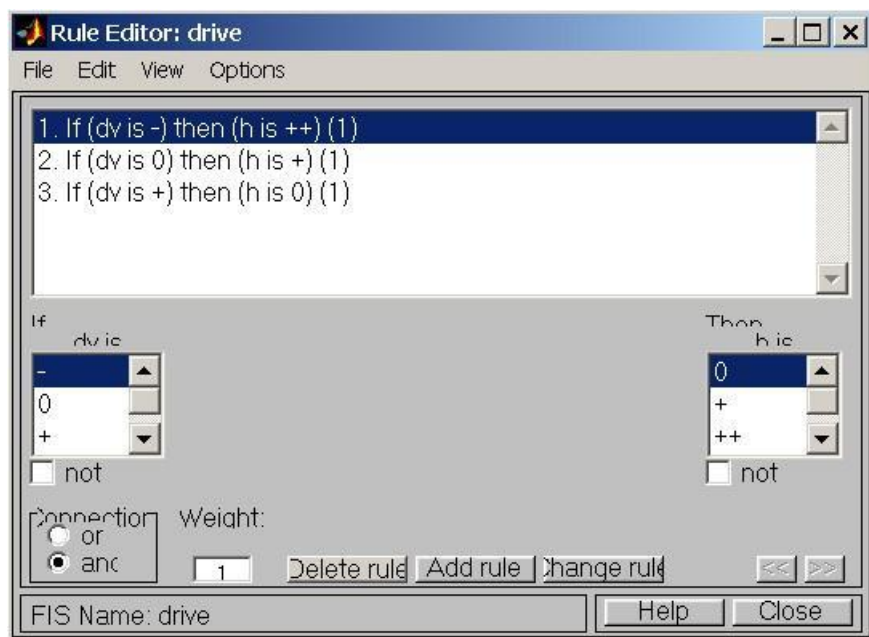


Рис. 2.24. Реалізація лінгвістичних правил

Діалогове вікно Fuzzy logic системи Simulink, наведене на рис. 2.25, дозволяє безпосередньо в процесі моделювання спостерігати за формуванням вихідного сигналу залежно від вхідної величини.

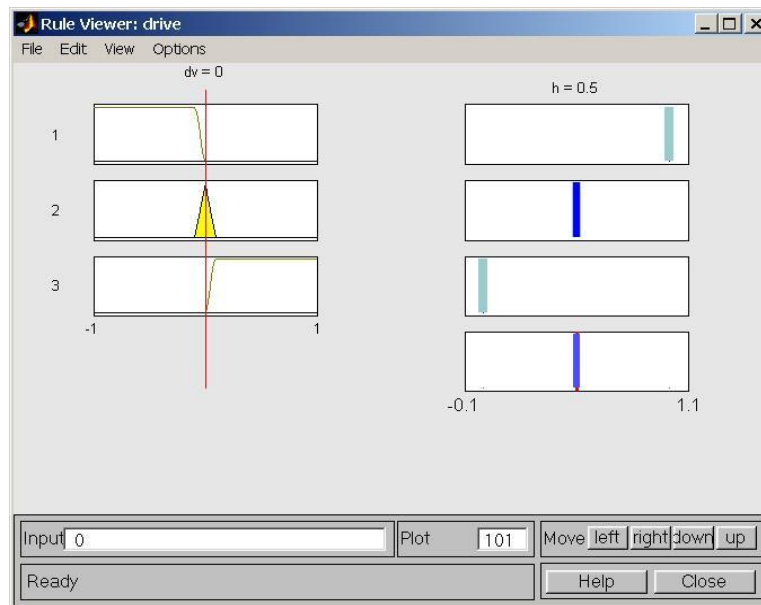


Рис. 2.25. Вікно показу нечіткого логічного висновку залежно від вхідного сигналу

2.2. Програмна реалізація математичної моделі

Числове моделювання руху колісного транспортного комплексу проводили в пакеті Simulink системи Matlab. Описана вище математична модель була реалізована у вигляді блок-схеми (рис. 2.26), що складається з трьох основних блоків: «Тягач» (Tyagach), в якому моделюється рух автомобіля-тягача; «Причіп» (Pritsep), в якому моделюється рух причіпної ланки; «Зчіпний пристрій» (Scepnoe), в якому розраховуються сили і моменти, що діють у вузлі зчленування.

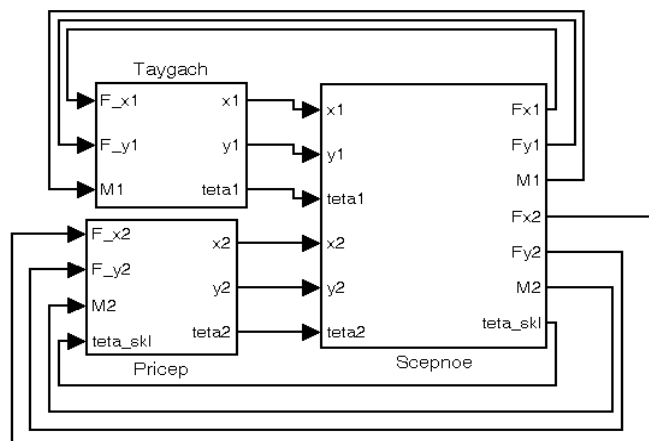


Рис. 2.26. Блок-схема математичної моделі руху автопоїзда

У разі введення третьої ланки в систему (незалежно від того, є ця ланка дишлом або окремим колісним модулем) змінюється число вузлів стикування отже, загальне число ланок. Рис. 2.27 відображає зміни для загальної блок-схеми динаміки транспортного комплексу в разі введення додаткової ланки (рис. 2.26). Доповнення кожної наступної ланки збільшує на одиницю число вузлів стикування (рис. 2.27 «Sceprnoe1», «Sceprnoe2» і т. д.), а також загальне сумарне число ланок.

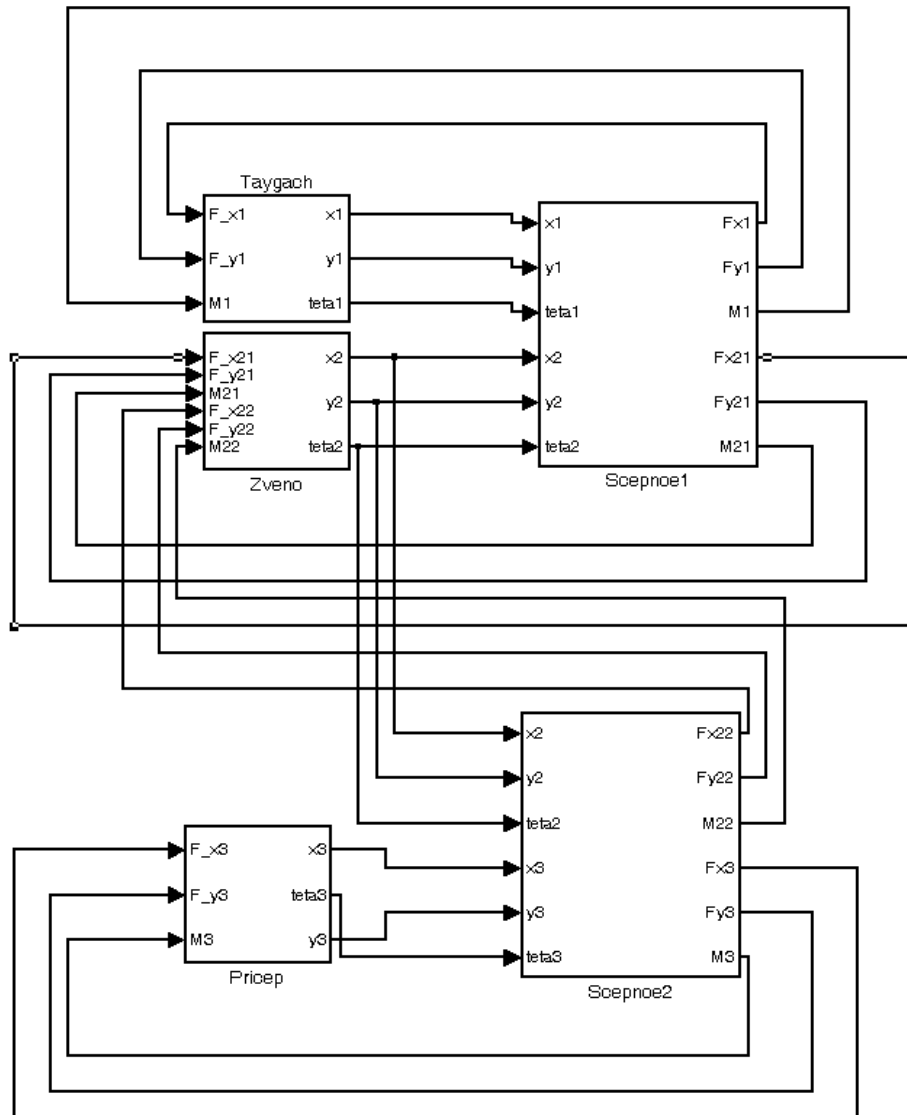


Рис. 2.27. Блок-схема математичної моделі руху триланкового транспортного комплексу

Внутрішньою мовою програмування середовища Matlab створені програми, що дозволяють візуалізувати процес руху комплексів (рис. 2.28) за результатами проведених обчислювальних експериментів.

Процес візуалізації руху необхідний для зниження трудомісткості при аналізі траєкторій руху ланок у разі маневрування, при порівняльному оцінюванні динаміки комплексів у разі різних варіантах конструкції, характеристиках зчпного пристрою, а також законах і алгоритмах рульового керування.

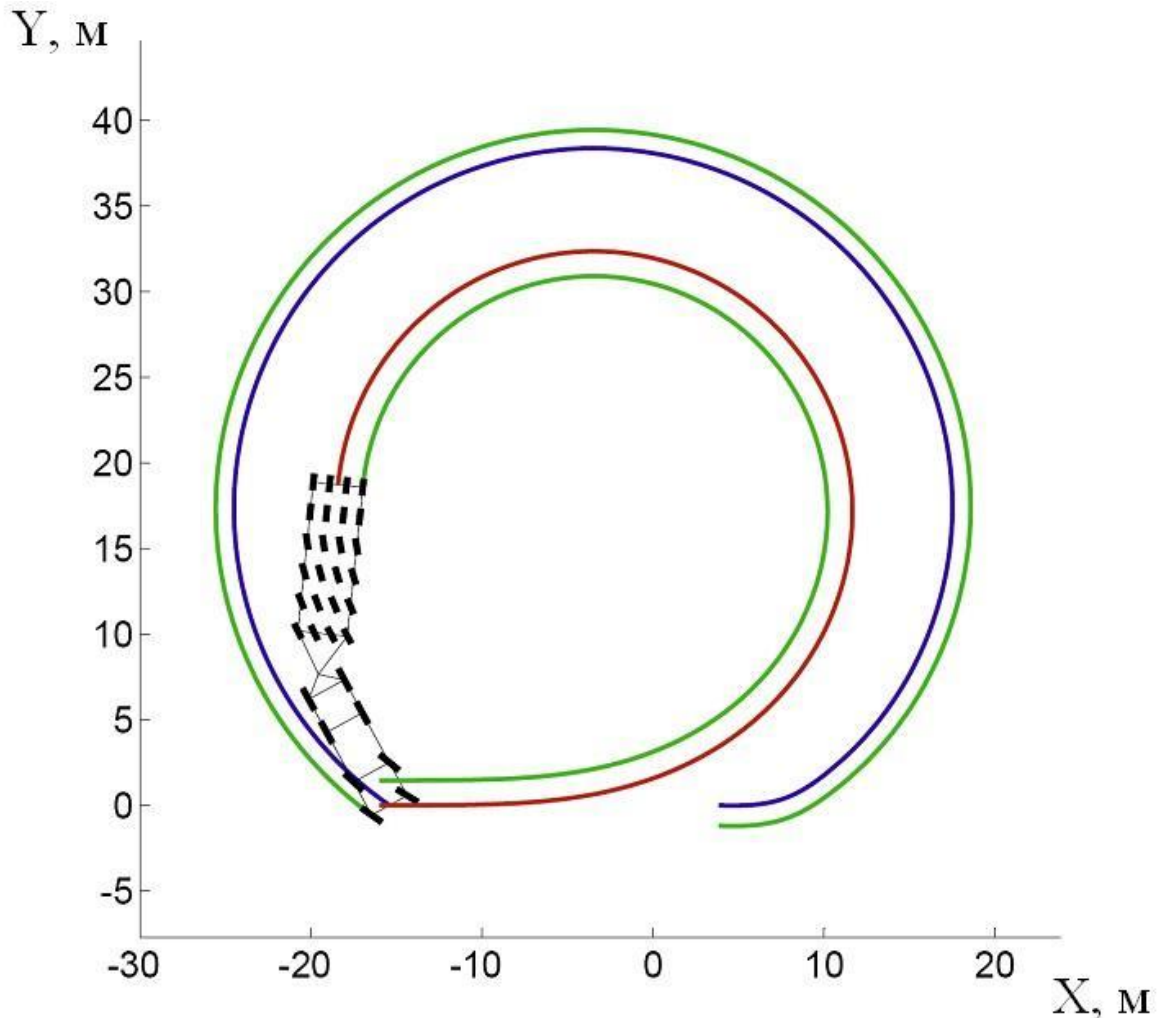


Рис. 2.28. Траєкторія руху дволанкового автопоїзда при виконанні маневру «Поворот»

Організацію внутрішньої структури блоків, що описують динаміку ланок, розглянемо на прикладі блока «Тягач» (Tyagach) (рис. 2.29).

Блок-схема, наведена на рис. 2.29, містить такі основні блоки: «Корпус» (Body), в якому розраховуються прискорення, швидкості й переміщення автомобіля; «Ходова частина» (Running gear), в якому розраховуються сили і

моменти, що діють на автомобіль; «Трансмiсія» (Transmission), в якому розраховуються кутові прискорення обертання вала двигуна і колiс; «Двигун» (Engine), в якому обчислюється поточне значення моменту двигуна; «Система керування» (Steering), в якому реалізуються різні закони керування поворотом колiс.

Блоки «Кути повороту колiс» ($teta_r$) і «Гальмівні моменти» (M_tormoz) призначені для подавання в модель керуючих впливів, що імітують дії водія. Блок «Дані для анімації» (animdata) зберігає в пам'яті ЕОМ дані, необхідні для показу анімаційного ролика, який демонструє рух об'єкта згідно з результатами обчислювального експерименту.

Схема блока «Корпус» наведена на рис. 2.30. Схема блока «Ходова частина» (рис. 2.30) містить блоки «Розрахунок сил» (рис. 2.32) і «Розрахунок нормальних реакцій» (рис. 2.33). Схема блока «Трансмiсія» зображена на рис. 2.34.

Блоки для «Системи керування» з різними алгоритмами представлені у відповідних розділах, де наведено їх докладний математичний опис і приклади практичної реалізації.

Схема блока «Двигун», файли з вихідними даними, програма для запуску анімаційного ролика, блок «Розрахунок сил», в якому моделюється опорна поверхня «мікст», а також ряд S-функцій, що використовуються в різних підрозділах моделі (рис. 2.33, 2.34), не несуть суттєвої інформативної навантаження і тому в роботі не представлені.

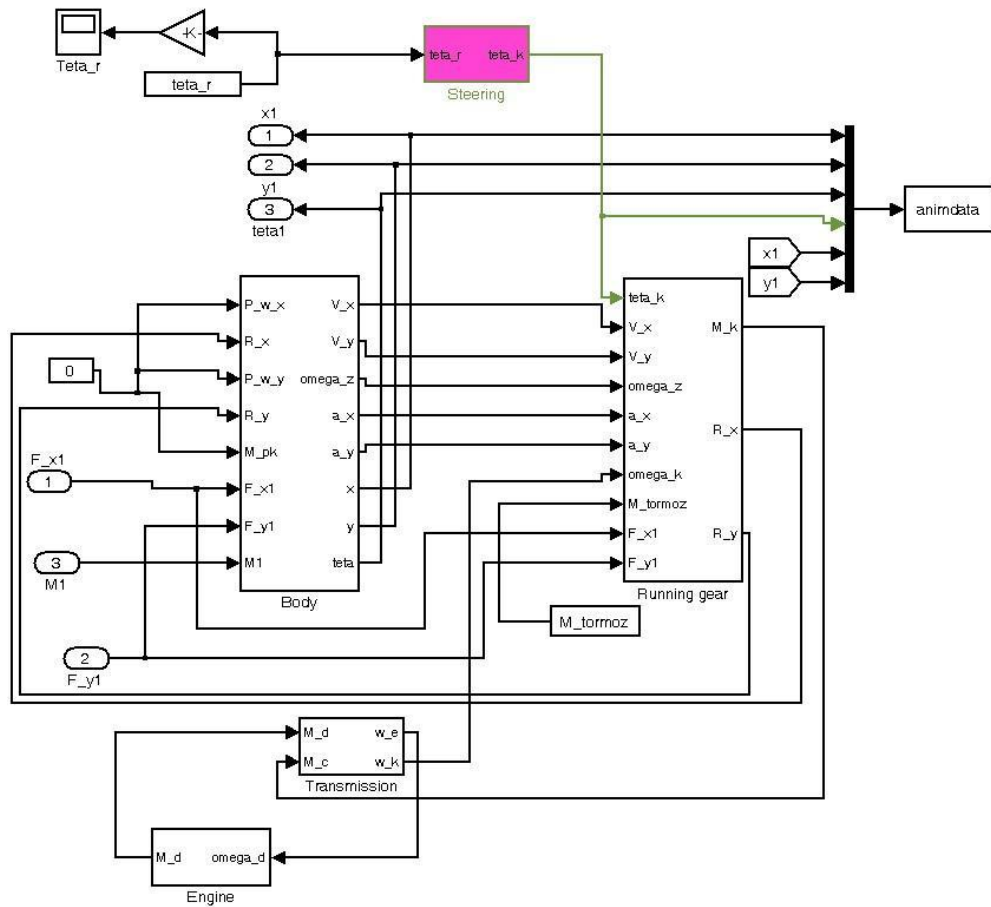


Рис. 2.29. Блок-схема динаміки автомобіля-тягача «Тягач» (Tyagach)

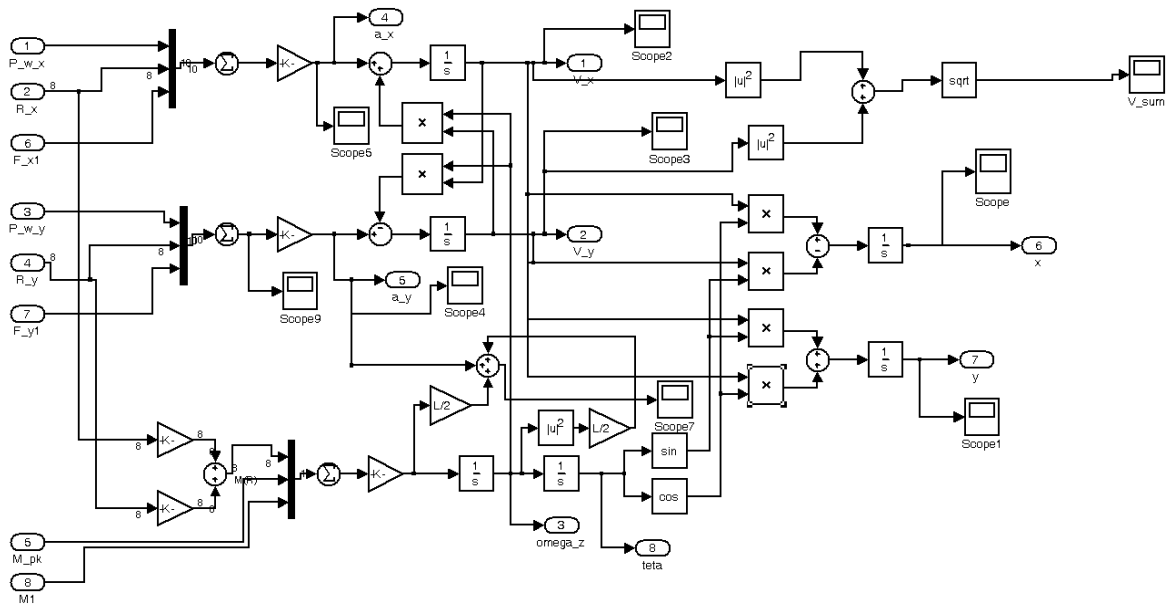
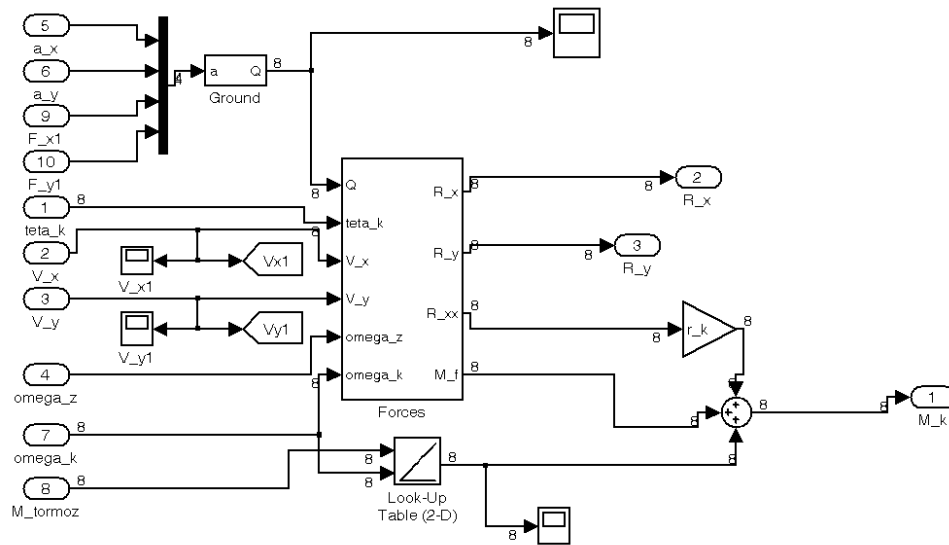
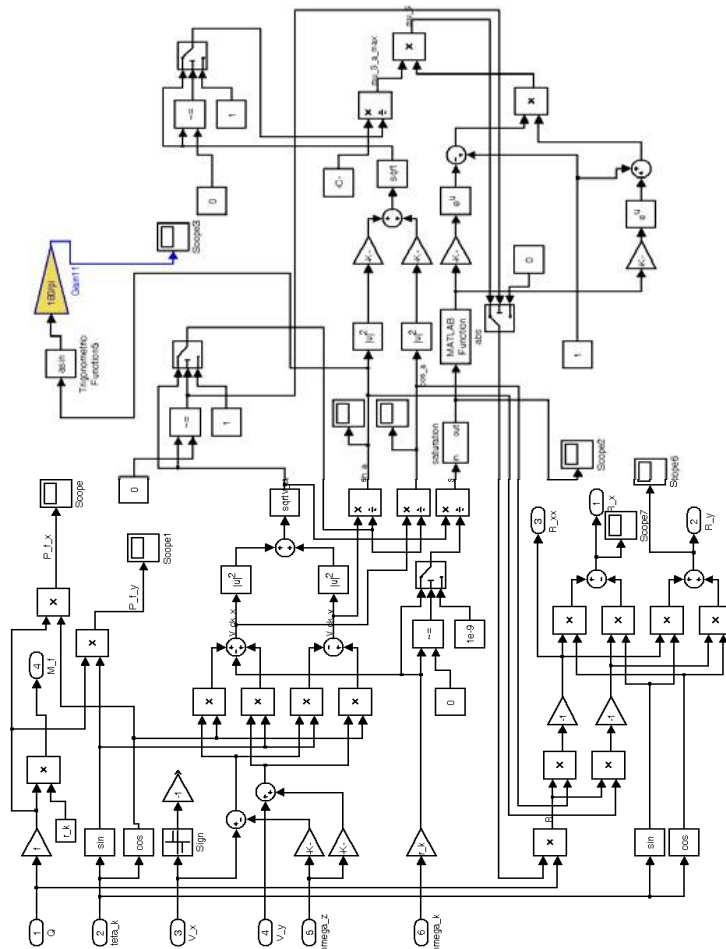
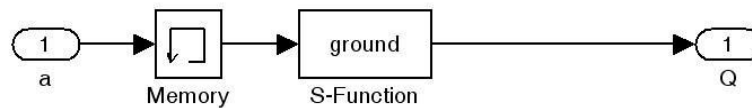
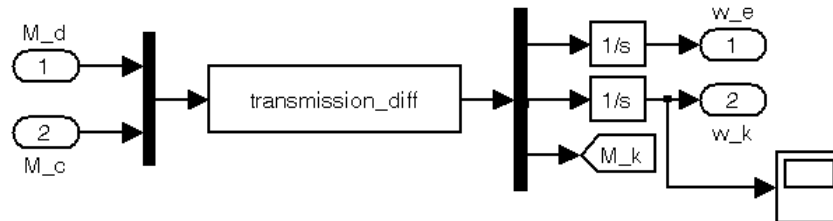


Рис. 2.30. Блок «Корпус» (Body)

Рис. 2.31. Блок «Ходова частина» (*Running gear*)Рис. 2.32. Блок «Розрахунок сил» (*Forces*)

Рис. 2.33. Блок «Розрахунок нормальних реакцій» (*Ground*)Рис. 2.34. Блок «Трансмiсія» (*Transmission*)

Блок-схема, що описує динаміку причепа («Причіп» (*Pritsep*)), структурно повністю повторює блок-схему детально розглянуту вище для автомобіля-тягача. У зв'язку з цим повне уявлення схеми для причепа не є доцільним. Однак необхідно уточнити те, що стосується опису привода причіпної ланки.

Як уже зазначалося, розроблений метод моделювання багатоланкових транспортних комплексів, а також створена й реалізована в середовищі Simulink математична модель криволінійного руху дволанкового автопоїзда дозволяють враховувати різні тягові поєднання ланок, а втім можлива, наприклад, реалізація привода коліс причіпної ланки (активізація коліс причепа) або моделювання пересування системи тільки за рахунок «штовхання» причепом першої ланки і т. д. Вирішення подібних завдань не пов'язане зі складнощами і не вимагає істотних доопрацювань математичної моделі, а також великого обсягу робіт при коригуванні реалізованих блок-схем. У представленій математичній моделі дволанкового автопоїзда причіп знаходиться в підпорядкованому режимі. Динаміку рушіїв визначаємо рівнянням

$$J_{ki} \cdot \dot{\omega}_{ki} = M_d - M_{ki}, \quad (2.34)$$

де J_{ki} – кутове прискорення i -го колеса;

J_{ki} – момент інерції i -го колеса;

M_{ki} – крутний момент на i -му колесі;

M_d – момент, що розвивається двигуном ($M_d = 0$ для веденого режиму).

$$M_{ki} = R_{xi} \cdot r_d + M_{ti} + M_{fi}, \quad (2.35)$$

де M_{ti} – гальмівний момент на i -му колесі;

M_{fi} – момент опору коченню i -го колеса;

R_{xi} – поздовжня реакція i -го рушія з ґрунтом;

r_d – відстань від осі колеса до опорної поверхні.

Блок-схема розрахунку динаміки рушіїв причіпної ланки наведена на рис.

2.35.

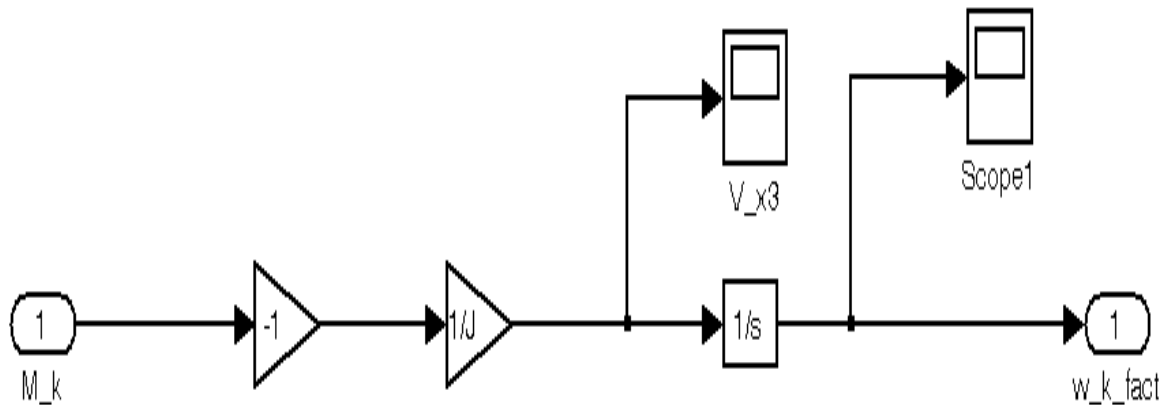


Рис. 2.35. Блок «Динаміка рушіїв»

На рис. 2.36 наведена блок-схема реалізації математичної моделі вузла зчленування ланок «Зчіпний пристрій» (*Sцепное*).

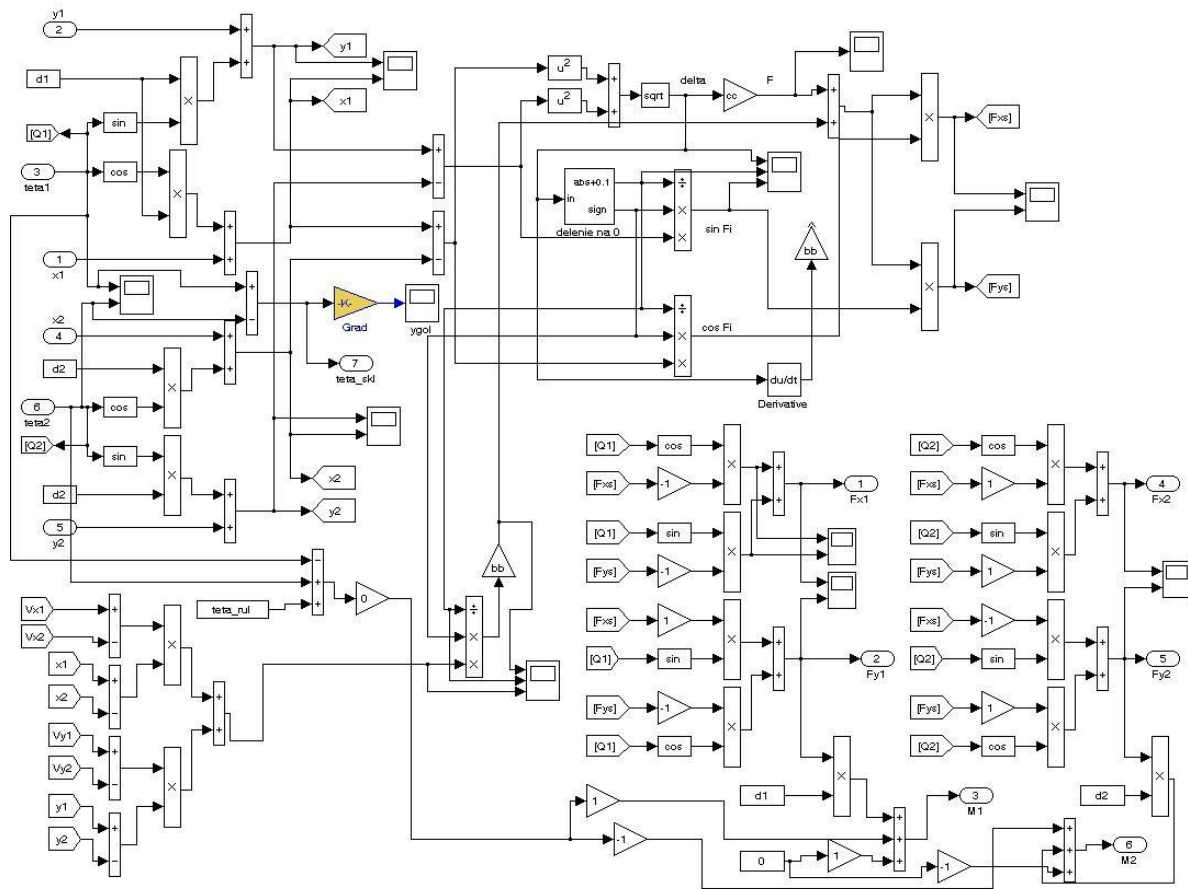


Рис. 2.36. Блок «Зчіпний пристрій» (Serpnoe)

З метою підтвердження адекватності створеної моделі й визначення її точності в роботі були проведені експериментальні дослідження. Об'єкт дослідження, умови та методика проведення, оцінювання збіжності результатів теоретичних і експериментальних досліджень, оцінювання похибки вимірювальної апаратури та інші питання, пов'язані з проведенням експериментальних досліджень маневреності автопоїзда, детально розглянуто в розділі 3.

Запропонована математична дає змогу прогнозувати характеристики криволінійного руху автопоїзда в складі автомобіля-тягача з колісною формулою 8×8 і причіпної ланки. Особливістю запропонованої моделі є можливість обліку різних законів керування поворотом коліс тягача і причепа, спрямованих на підвищення маневреності та забезпечення попадання в заданий

коридор руху, а також різних тягових поєднань ланок, схем трансмісії і характеристик зчіпних пристроїв.

На основі підходу, прийнятого при створенні математичної моделі руху дволанкового автопоїзда, розроблено метод математичного моделювання руху багатоланкових колісних транспортних комплексів по недеформівних опорних поверхнях з урахуванням особливостей конструкцій зчіпних пристроїв. Особливість методу полягає в можливості зміни числа ланок системи без істотних доробок вихідної математичної моделі руху, а також облік конструктивних особливостей вузлів зчленування.

Розроблена математична модель руху дволанкового автопоїзда і метод математичного моделювання руху багатоланкових колісних транспортних комплексів є базовими при прогнозуванні характеристик криволінійного руху на етапі проектування автопоїздів, а також при оцінювання безпеки перевезень по заданих маршрутах.

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ДВОЛАНКОВОГО АВТОПОЇЗДА НА НЕДЕФОРМІВНІЙ ОПОРНІЙ ОСНОВІ

Досліджували [42] характеристики криволінійного руху дволанкового автопоїзда в складі автомобіля-тягача з колісною формулою 8×8 і формулою рульового управління 12-00 і шестивісної пасивної причіпної ланки з всеколісним рульовим керуванням. До цілей досліджень також входить порівняння результатів, отриманих у ході натурних випробувань, з даними імітаційного моделювання для оцінювання його розробленої математичної моделі криволінійного руху автопоїзда по недеформівних рівних опорних поверхнях і визначення її точності.

Як об'єкт досліджень обрано дволанцюговий транспортний засіб, що складається з автомобіля-тягача марки МАЗ-7310 і причіпного модуля ЧМЗАП-83881 [42].

Загальний вигляд досліджуваного автопоїзда перед початком експериментальних заїздів наведено на рис. 3.1.

Шасі МАЗ-7310 (рис. 3.2) виробництва Мінського автомобільного заводу є модифікацією автомобіля МАЗ-543.



Рис. 3.1. Загальний вигляд автопоїзда [42]



Рис. 3.2. Загальний вигляд автомобіля-тягача МАЗ-7310 [42]

Основні технічні характеристики шасі МАЗ-543 і деяких модифікацій наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

Основні технічні характеристики модифікацій шасі МАЗ-543

Назва показника	Значення показника			
	МАЗ-543	МАЗ-543А	МАЗ-543В	МАЗ-543А
1	2	3	4	5
Прийнято на озброєння, рік	1966	1975	—	1976
Колісна формула	8×8.1	8×8.1	8×8.1	8×8.1
Формула рульового керування	12-00	12-00	12-00	12-00
Осьова формула	2-2	2-2	2-2	2-2
Тип	Рамний	Рамний	Рамний	Рамний
Число місць у кабіні	2+2	2+2	2+2	2+2
Неспоряджена «суха» маса, т	19,4	20,0	21,0	21,1
Споряджена маса, т	20,4	21,0	21,0	21,1
Вантажопідйомність	19,1	19,4	19,6	22,2
Маса екіпажу, кг	400	400	200	200
Повна маса, т	39,9	40,8	40,8	43,5

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5
Відносна вантажопідйомність, кг/кг	0,96	0,94	0,94	1,06
Розподілення спорядженої маси по осях, кг				
- перша вісь	7425	7600	7500	7650
- друга вісь	7425	7600	7500	7650
- третя вісь	2750	2900	3000	2900
- четверта вісь	2750	2900	3000	2900
Розподілення повної маси по осях, кг				
- перша вісь	10000	9850	9850	10525
- друга вісь	10000	9850	9850	10525
- третя вісь	9950	10550	10550	11225
- четверта вісь	9950	10550	10550	11225
Габаритні розміри, м:				
- довжина	11,24	11,47	11,47	11,47
- ширина	3,05	3,05	3,05	3,05
- висота по кабіні/по огороженню фари-шукачі	2,67/2,90	2,67/2,90	2,67/2,90	2,67/2,90
Колія коліс, мм	2375	2375	2375	2375
База, мм	7700	7700	7700	7700
Відстань між осями, мм	2200+ +3300+ +2200	2200+ +3300+ +2200	2200+ +3300+ +2200	2200+ +3300+ +2200
Кут переднього/заднього обвісу	28°/35°	28°/35°	28°/35°	28°/35°
Довжина переднього/заднього обвісу	2540/1000	2633/1132	2675/1000	2675/1000

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5
Дорожній просвіт, мм	400	400	400	400
Монтажна довжина рами, мм	6140	7070	—	8945
Монтажна висота рами, мм	1150	1135	—	1140
Висота переднього ТСУ, мм	1080	1070	—	1080
Потужність двигуна, кВт (к.с.)	386 (525)	386 (525)	386 (525)	386 (525)
Максимальний крутний момент двигуна Н×м (кгс×м)	2207 (225)	2207 (225)	2207 (225)	2207 (225)
Відносна потужність, кВт/т (к.с./т)	9,7 (13,2)	9,5 (12,9)	9,5 (12,9)	8,9 (12,1)
Максимальна швидкість, км/год	60	60	60	60
Мінімальна швидкість км/год	5	5	5	5
Середня швидкість руху по грунтових дорогах, км/год	25-30	25	25	25
Вибіг зі швидкості 50 км/год, м	500	500	500	500
Час розгону до швидкості 50 км/год, с	55	55	55	55
Контрольна витрата пального (50 км/год), л/100 км	80	80	80	80
Об'єм паливного бака (максимальний/витрачається двигуном), л	550/520	550/520	740/700	740/700
Запас ходу по контрольній витраті пального, км	650	650	875	875
Кут поперечної статичної стій- кості шасі спорядженої маси	35°	35°	35°	35°

Закінчення таблиці 1

1	2	3	4	5
Гальмівний шлях зі швидкості 40 км/год при застосуванні РТС за типом «0»/ «1», м	19,5/24,5	19,5/24,5	19,5/24,5	19,5/24,5
Рівень внутрішнього шуму, ДБ (А)	85	85	85	85
Найменший радіус повороту, м	13,5	13,5	13,5	13,5
Зовнішній габаритний радіус, м	15,5	15,5	15,5	15,5
Ширина габаритного коридору, м	7,0	7,0	7,0	7,0
Набільша глибина броду, який долається, без підготовки/з підготовкою, м	1,1/1,3	1,1/1,3	1,1/1,3	1,1/1,3
Найбільша ширина рову, який долається, м	2,5	2,5	2,5	2,5

Причіп ЧМЗАМ-83881 (рис. 3.3) призначений для перевезення негабаритних великовагових неподільних вантажів і транспортних засобів по дорогах з твердим покриттям. Допускається стикування до шести модулів (два по ширині, три – в довжину). На торцевій частині кожного модуля встановлено пульт ручного керування колесами (цей режим керування не є штатним, а вибирається за потребою).

Причіп має такі особливості конструкції:

- підвіска – важільна, гідробалансирна;
- гальма: робоче – барабанне, на всі колеса, з пневмоприводом; гальмо – з пружинними енергоаккумуляторами, об'єднаними з гальмівними камерами;
- колеса всіх осей, керовані від дишла.



Рис. 3.3. Загальний вигляд причіпного модуля [42]

Безпосередньо перед проведенням натурних випробувань автопоїздом вирішували транспортне завдання з перевезення великогабаритного обладнання [42]. У рамках цих робіт для причепа було обрано схему рульового керування, за якою колеса двох крайніх задніх осей заблоковані від повороту в обидва боки (кут повороту завжди дорівнює нулю), а колеса перших чотирьох осей організовані при повороті в рульову трапецію. При цьому полюс рульового керування знаходиться на останній осі причепа. Колеса лівого і правого борту відповідної осі повертаються на однакові кути за рахунок складання дишла. При проведенні експериментальних досліджень схема рульового керування причепа змінам не піддавалася.

Основні технічні характеристики причепа ЧМЗМ-83881 наведено в таблиці 2.

Основні технічні характеристики причепа ЧМЗАМ-83881

№	Найменування показників	Значення показників
1	Вантажопідйомність модуля, кг	153000
2	Споряджена маса, кг	27000
3	Повна маса модуля, кг	180000
4	Число осей модуля	6
5	Число коліс модуля	48+3
6	Допустима швидкість з вантажем, км/год	8
7	Навантажувальна висота, мм	1150
8	Мінімальний дорожній просвіт, мм	358
9	Габаритні розміри модуля, мм	
9.1	Довжина (з дишлом)	14140
9.2	Ширина	3350
9.3	Висота	1150
10	База модуля, мм	1750*5 (8750)
11	Колія (посередині здвоєних коліс), мм	
11.1	Внутрішніх	990
11.2	Зовнішніх	2910
12	Навантаження на дорогу через шину коліс кожної осі, Н	300000
13	Розмір шин	240-508
14	Тиск повітря в шинах, кН/м ²	700

3.1. Умови та методика проведення експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводили на придатному для відпрацювання маневрів відкритому майданчику (рис. 3.4), попередньо частково очищеному від снігу збиральною технікою.



Рис. 3.4. Загальний вигляд експериментального майданчика

Випробування проводили в ясну погоду з температурою навколишнього повітря близько -12°C на рівному обмерзлому асфальтованому майданчику, повністю покритому невеликим шаром снігу. Швидкість вітру не перевищувала 5 м/с. Перед початком випробувань досліджуваній об'єкт був попередньо прогрітий пробігом у межах кількох кіл по експериментальному майданчику, в ході якого було встановлено вписуваність об'єкта досліджень при маневруванні в задані габарити і, як наслідок, безпечне проведення випробувань.

Зазвичай для колісної автомобільної техніки в якості типових маневрів для дослідження криволінійного руху відповідно до ГОСТу Р52302-2004 «Автотранспортні засоби. Керованість і стійкість. Технічні вимоги. Методи випробувань»[141] приймають «Переставка $S_{\pi}=16,20$ м» і «Поворот $R=25$ і 35 м». Однак в даному випадку, в зв'язку зі специфікою об'єкта досліджень, експеримент за правилами, визначеними зазначеним нормативним документом,

не може бути проведено. У зв'язку з цим при розробленні методики випробувань за основу взято рекомендації, представлені в [2].

Програма випробувань статичної маневреності автомобілів і автопоїздів, представлена в [2], є повною для визначення маневрених властивостей автопоїздів. У ній закладено:

- визначення повної габаритної смуги руху на прямокутному (еталонному) повороті вліво і вправо;
- визначення повної габаритної смуги руху на розвороті й зворотному напрямку (на кут 180°) вліво і вправо;
- випробування під час руху заднім ходом на прямолінійній ділянці (не обов'язково).

При цьому в [2] зазначено, що дана програма повинна бути істотно розширена для всебічних випробувань маневрених властивостей автомобілів і автопоїздів із урахуванням динамічних взаємодій системи.

Випробування за запропонованою програмою проводили на горизонтальному рівному прямокутному майданчику, що має тверде покриття і розміри для вантажних автомобілів, автобусів і автопоїздів приблизно 50×80 м. На майданчик повинна бути нанесена незмивною фарбою полярна система координат. Уздовж більшої сторони прямокутника майданчика на відстані близько 5 м від її кордону наносили основну опорну пряму лінію *m-n* довжиною 80 м з позначками від 0 до 80 через кожен метр, з відновленими до них перпендикулярам довжиною 3 м кожен, теж розмічені по метру (рис. 3.5). Від позначки 40 м як з центру проводили і фіксували на майданчику 19 променів довжиною по 40 м кожен і нумерували їх від 2 до 20. Крайні промені 1 і 21 збігали з опорною лінією *m-n*. Центральний промінь 11 також розмічали через кожен метр, а на інших променях позначки наносили через кожні 10 м. Кути між променями 1-4, 8-14 і 18-21 повинні бути 5° , а між іншими – 15° .

Правильність розмітки випробувального майданчика визначали, заміряючи відстані між кінцями променів 1-7, 4-8, 5-11, 6-11, 7-16, 8-16, 11-17, 14- 18 і 15-21, яка повинна дорівнювати 40 м.

Перед початком випробувань по наміченій вище програмі визначали необхідні геометричні параметри випробовуваного транспортного засобу (габарити, бази, звіси, винос гака, довжину дишла від зчіпної петлі до передньої ходової осі, максимально можливі кути повороту керованих коліс автомобіля і причепа, а також максимальні, можливі за конструкцією кути складання та ін.).

У характерних точках випробовуваного об'єкта (точки 1, 2, 3 і 7 рис. 3.5), так звані в тих точках, траєкторії яких утворюють габаритну смугу, встановлювали лічильник траєкторій. Останні можуть бути будь-якого типу і конструкції, як механічні, так і пневмогідравлічні. Найпростіш і досить надійним є лічильник, який утворює на опорній поверхні мірного майданчика крейдяні траєкторії.

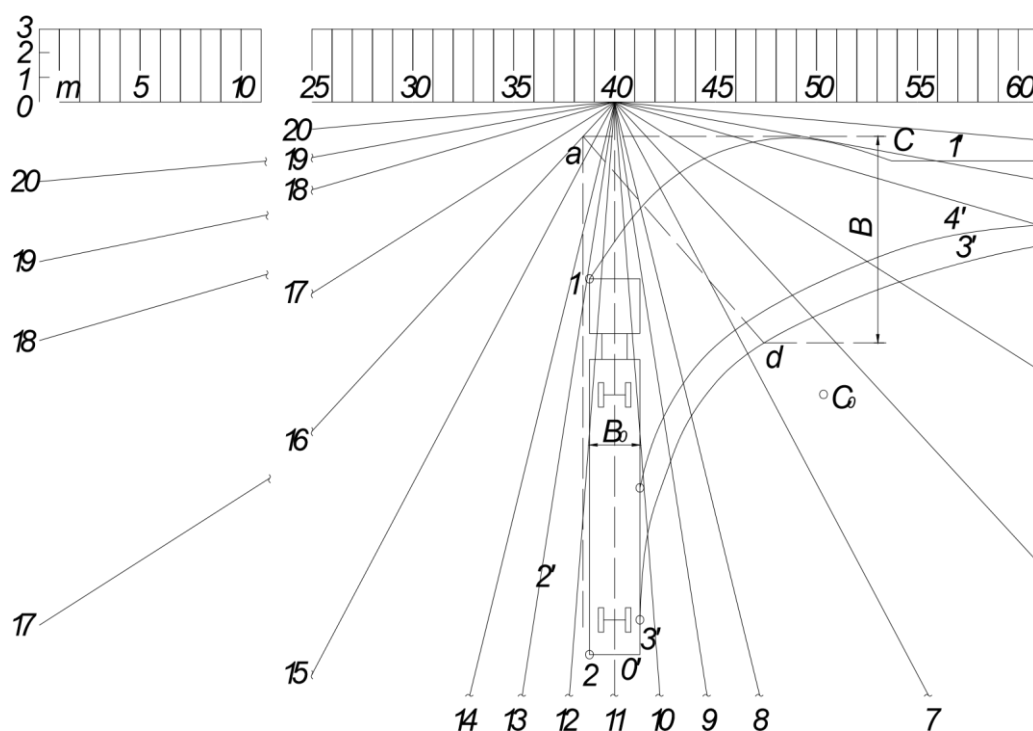


Рис. 3.5. Розмітка майданчика для випробування автопоїздів на маневреність:

1 - 4 – місця установки позначок траєкторій;

a - d – бісектриса прямого кута повороту

Поворот на кут 90° . Автомобіль або автопоїзд встановлюємо в початкове положення на центральному промені 11 строго прямолінійно (особливо слід стежити за установкою автопоїздів: середини всіх ходових осей його причіпних ланок повинні бути строго над лінією променя 11). Керовані колеса автомобіля повертаємо на місці на максимально можливий кут до упору (при випробуваннях автомобіля або автопоїзда на маневреність можливий рух з будь-яким режимом (k_n не дорівнює нескінченності) на повороті й при будь-яких допустимих швидкостях, при цьому фактор маневреності буде відрізнятися від його граничного значення). На малій швидкості (не більше 5 км/год) автомобіль робить поворот під прямим кутом до моменту виходу на траєкторію, паралельну опорній лінії $m-n$. При цьому слід уникати досить частої помилки, яка полягає в тому, що рух припиняють, коли керовані колеса виходять на пряму. На пряму повинні вийти ведучі колеса автомобіля так, щоб його поздовжня вісь стала паралельною опорній лінії $m-n$. Після зупинки рух продовжують по прямій з виведеними в нейтральне положення керованими колесами.

Для автопоїзда бажано, щоб за час прямолінійного руху причіпна ланка також вийшла на пряму. Рух припиняють, досягнувши кінця опорної лінії $m-n$.

Поворот на кут 180° . Автомобіль або автопоїзд встановлюють у вихідне положення так, щоб його поздовжня вісь була строго орієнтована вздовж опорної лінії, а ведуча ходова вісь (середня поперечна вісь візка у тривісного автомобіля-тягача) збігалася з центральним променем 11. Керовані колеса автомобіля-тягача при його русі по круговій траєкторії встановлюють так само, як і при поворотах на кут 90° .

Круговий рух припиняють, як тільки ведуча вісь автомобіля знову вийде на центральний промінь 11 і поздовжня вісь автомобіля або автомобіля-тягача знову буде паралельна до опорної лінії $m-n$, але тепер на відстані ширини розвороту. Подальший рух по вихідній прямій продовжують після повернення керованих коліс у нейтральне положення.

Результати цих випробувань опрацьовують по слідах траєкторій характерних точок, в яких були закріплені лічильник, або безпосередньо на майданчику, або після перенесення зафіксованих траєкторій на спеціальний планшет.

У першому випадку крейдою або іншим способом наносять взаємно перпендикулярні лінії, дотичні до зовнішньої габаритної кривої 1-1' (лінії *a-b* і *a-c*, рис. 3.5). Потім внутрішню габаритну криву 3-3' розмічають таким чином, щоб відстані від позначок до лінії *a-b*, дорівнюють ширині вхідного профілю, збільшувалися через 1, 1,5 або 2 м. Від цих позначок заміряють відстані до лінії *a-c*, отримуючи ширину вихідного проїзду, відповідну певній раніше ширині вхідного проїзду.

Результати записують у таблицю.

У другому випадку за допомогою мірних стрічок визначають полярні координати точок перетину траєкторій руху, нанесених на майданчик з променями її розмітки. За необхідності для більш повної характеристики траєкторій визначають її додаткові координати.

Отримані дані записують до відповідного протоколу випробувань на бланки з розміткою, ідентичному натурному на випробувальному майданчику, що в подальшому дозволяє перенести в певному масштабі (наприклад 1: 100) форму й розміри натурної габаритної смуги на папір (бланк) і визначити всі необхідні параметри маневрених властивостей об'єкта випробувань.

Аналогічно опрацьовують результати випробувань при повороті на 180°.

Рух заднім ходом. Випробування проводять в 2 етапи з закріпленням і незакріпленням рульовим колесом. Автомобіль або автопоїзд встановлюють у початкове положення уздовж опорної лінії *m-n*, теж розміченій паралельними прямими (див. верхню частину мірного майданчика на рис. 3.5), опорна лінія *m-n* служить водієві орієнтиром.

Автопоїзд, витягнутий в лінію паралельно опорній лінії, рухається рівномірно назад з мінімально можливою швидкістю без ривків, при нерухомому (закріпленому) рульовому колесі, до моменту початку складання.

Цей момент настає при такому положенні автопоїзда, коли зсув основної траєкторії (середини задньої осі), замикаючи причіпну ланку, досягне 0,3 м основної траєкторії автомобіля-тягача.

Довжина пройденого автопоїздом шляху до моменту початку складання є оцінювальним параметром, який не повинен бути менше, на думку [66, 68], 16 м для сидельного автопоїзда і 8 м – для причіпного, так як офіційний норматив відсутній.

Випробування з незакріпленим рульовим колесом проводять аналогічно попередньому етапу, тільки водій весь час коректує рух автопоїзда щодо опорної лінії, прагнучи зберегти відстань постійною між нею і автопоїздом. Оцінювальним параметром даного виду випробувань є кількість поворотів рульового колеса на 1 або 10 м шляху, пройденого заднім ходом. Офіційний норматив на зазначені оцінювальні параметри руху автопоїзда заднім ходом відсутній.

Траєкторії ланок автопоїзда фіксують на мірному майданчику тими ж лічильниками, які використовувалися при випробуванні «поворот». Для перенесення форми траєкторії руху заднім ходом на планшет з бланком або папером заміряють відстані від точок траєкторії до опорної лінії $m-n$ за прямими, проведеними через центр перпендикулярно опорній лінії.

Для дослідницьких робіт можна використовувати істотно досконаліші, але й складніші, й дорогі методи, включаючи гіроскопічні, з безпосереднім нанесенням курсового положення ланок автопоїзда на планшет, реєстрацією характеристик руху за допомогою GPS та ін.

Орієнтуючись на викладені вище рекомендації з урахуванням обмежень, зумовлених погодними умовами, місцем проведення випробувань, які є контрольно-вимірювальним обладнанням, була складена власна методика проведення випробувань.

У рамках проведених експериментів досліджували рух автопоїзда при виконанні двох типів маневрів: круговий рух з мінімальним радіусом (далі – «Поворот») і перестроювання на сусідню смугу руху (далі –

«Перестроювання»). Нижче розглянуто подробиці методики проведення випробувань для кожного з обраних видів маневру.

Дослідження маневру «Поворот з мінімальним радіусом»

Оскільки причіпна ланка транспортується автомобілем-тягачем у пасивному режимі, траєкторія криволінійного руху автопоїзда в повороті визначається конструкцією і характеристиками зчіпного пристрою, схемою рульового керування причепа і кутом повороту керованих коліс тягача. Водій, впливаючи на рульове колесо, визначає своє бажання рухатися по тій чи іншій траєкторії в бажаному напрямку. Складання ланок у характерних точках зчіпного пристрою для даного випадку викликано виключно напрямком руху активної задаючої ланки (в даному випадку автомобіля-тягача). Таким чином, при заздалегідь заданій і незмінній в усьому діапазоні досліджень схемі рульового керування причепа рух з мінімальним радіусом можливий у випадку, коли колеса автомобіля-тягача повернені на максимально можливі кути. Поворот з мінімальним радіусом в якості досліджуваного був прийнятий з таких причин: обмеженість розмірів випробувального майданчика, а також виключення похибок при утриманні водієм фіксованого кута повороту рульового колеса в усьому інтервалі досліджень (рис. 3.6).

Перед початком заїзду автопоїзд був встановлений в горизонтальне положення. Фіксація траєкторії проводилася по переміщенню базових точок, в якості яких були обрані: останнє колесо внутрішнього борту причепа (T_1), перше колесо зовнішнього борту причепа (T_2), останнім колесо внутрішнього борта автомобіля-тягача (T_3), крайня передня точка автомобіля-тягача по зовнішньому борту (по бамперу) (T_4). Траєкторія пересування фіксувалася шляхом розстановки лічильників траєкторії у певних точках (T_{ji}) (рис. 3.7). У зв'язку з тим, що після проведення очищення випробувального майданчика, шар снігового покриву все-таки був присутній, оцінювання траєкторії досить просто могло бути скориговане за на опорній поверхні після проходу коліс.



Рис. 3.6. Виконання маневру «Поворот з мінімальним радіусом» під час тестового попереднього заїзду [42]

«Всередині» траєкторії була обрана базова точка C_0 (рис. 3.7), від якої в подальшому проводилися всі вимірювання.

Після 10 секунд початку руху з мінімальною сталою швидкістю, що дорівнювала приблизно 3 км/год (за оцінюваннями, проведеним після закінчення заїзду – фіксували пройдений шлях і час заїзду), водій здійснював поворот рульового колеса в крайнє ліве положення. Фіксувався час повороту.

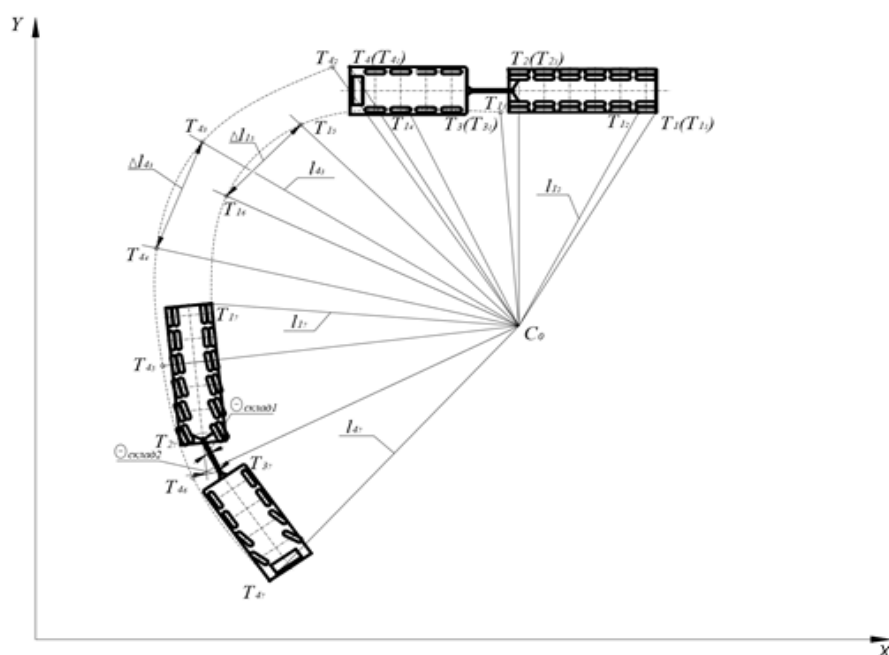


Рис. 3.7. Розрахункова схема проведення експерименту «Поворот»

У процесі руху по радіусу по команді координатора в характерних точках розставляли лічильники траєкторії. Рух було зупинено, коли автопоїзд подолав сектор з кутом 1000 від початкового положення. Розстановка лічильників траєкторії носила допоміжний характер, тому що при русі автопоїзда кожна з ланок залишала чіткий слід на сніговому покриві.

Отримані дані були записані у відповідний протокол випробувань під номером 1 на бланки з розміткою, ідентичною натурній на випробувальному майданчику (рис. 3.7).

Дослідження маневру «Переставка»

При виконанні маневру «Переставка» (рис. 3.8) з початкового положення при підтриманні такої ж швидкості, що й при круговому русі, автопоїзд 10 секунд рухався прямолінійно (водій намагався вести машину з мінімальним впливом на органи керування). Далі кути повороту коліс автомобіля-тягача змінювалися відповідно до рис. 3.9.



Рис. 3.8. Виконання маневру «Переставка»

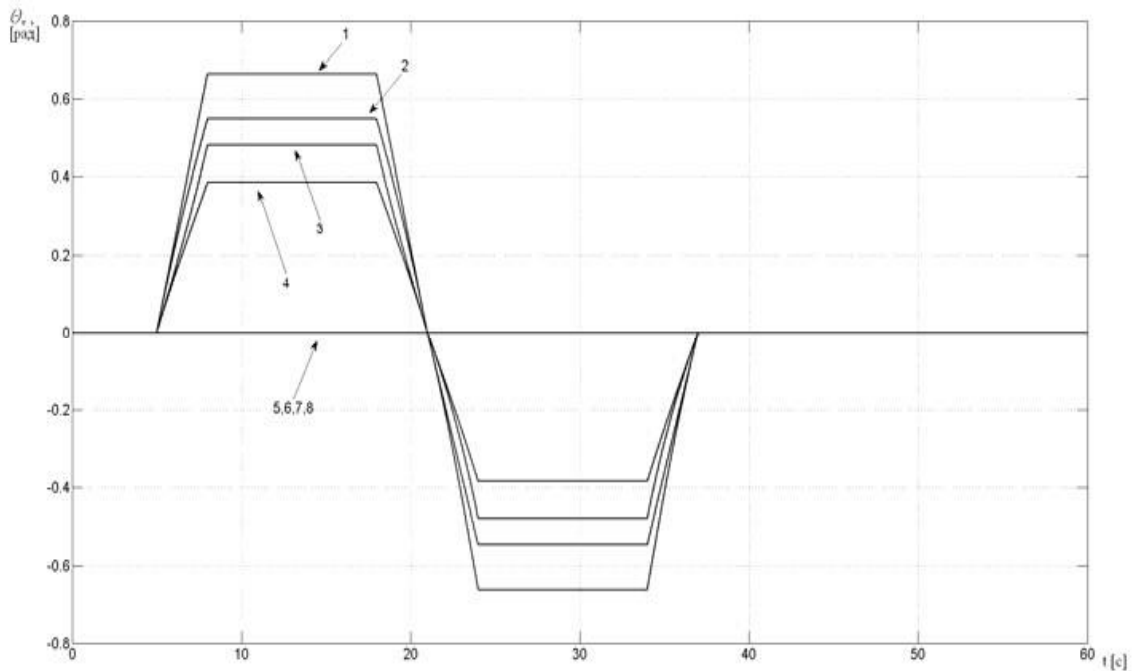


Рис. 3.9. Закон керування поворотом коліс при виконанні маневру
«Переставка»

Положення рук водія на рульовому колесі не фіксувалося, перехоплення рульового колеса допускалося тільки при досягненні кута повороту, при якому відбувається граничне перехрещення рук.

Рух автопоїзда припинявся, коли причіп слідом за автомобілем-тягачем вийшов на лінію прямолінійного руху.

Отримані дані були записані у відповідний протокол випробувань під номером 2.

Фіксувалася габаритна ширина коридору за двома характерними точками: заднє колесо зовнішнього борту причепа і крайня передня точка автомобіля-тягача по зовнішньому борту (по краю кабіни), а також довжина коридору до повного перестроювання в сусідню смугу (рис. 3.10).

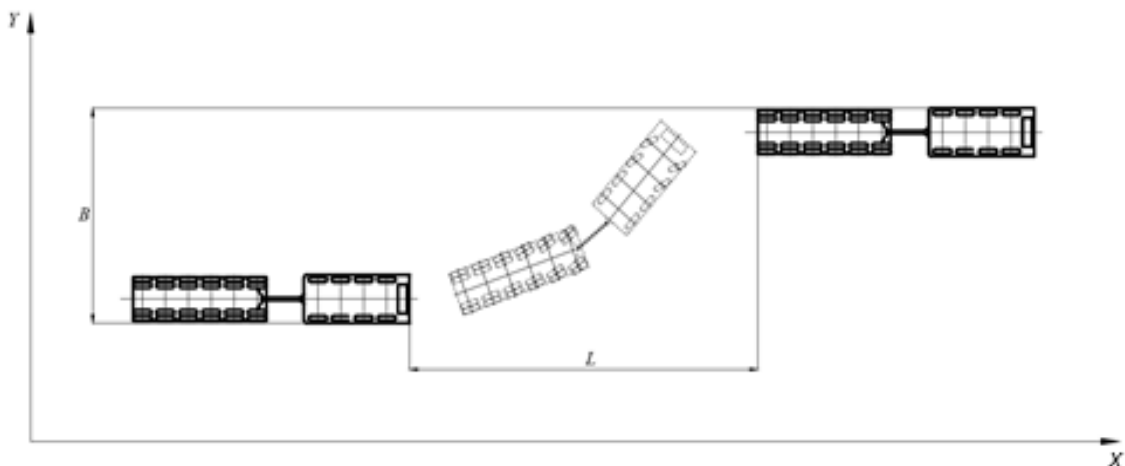


Рис. 3.10. Розрахункова схема проведення експерименту «Переставка»

Реєстровані параметри:

При маневрі «Поворот» (рис. 3.7)

Визначення положення опорної базової точки C_0 ; l_{1i} – відстані від точки C_0 до i -их положень (T_{1i}) базової точки T_1 ; l_{2i} – відстані від точки C_0 до i -их положень (T_{2i}) базової точки T_2 ; l_{3i} – відстані від точки C_0 до i -их положень (T_{3i}) базової точки T_3 ; l_{4i} – відстані від точки C_0 до i -их положень (T_{4i}) базової точки T_4 ; Δl_{1i} – відстані між i -ми найближчими точками траєкторії базової точки T_1 ; Δl_{2i} – відстані між i -ми найближчими точками траєкторії базової точки T_2 ; Δl_{3i} – відстані між i -ми найближчими точками траєкторії базової точки T_3 ; Δl_{4i} – відстані між i -ми найближчими точками траєкторії базової точки T_4 ; t – час виконання заїзду; t_p – час повороту керма до упору; $\theta_{\text{склад1}}$ – кут формування дишла щодо поздовжньої осі автомобіля-тягача; $\theta_{\text{склад2}}$ – кут формування дишла щодо поздовжньої осі причепа.

При маневрі «Переставка» (рис. 3.10)

B – ширина габаритного коридору руху по крайніх точках (передня точка лівого борту автомобіля-тягача – задня точка правого борта причепа);

L – довжина коридору при зміні смуги руху.

3.2. Апаратурно-вимірювальний комплекс

При проведенні випробувань використовували таке вимірювальне обладнання:

1. Механічний вимірювальний інструмент

- механічний вимірювальний інструмент для визначення геометричних розмірів – лінійка металева, рулетка металева вимірювальна фірми «Stabila 49W» (20 м);

- в якості лічильників (реєстраторів) траєкторії використовували пластикові пляшки, заповнені водою. З метою наочності й полегшення процесу реєстрації параметрів лічильники були розфарбовані в два кольори (білий і червоний) (рис. 3.11);

- штатив для фіксації відеоапаратури, лазерний далекомір і позначення базової для системи відліку точки (рис. 3.12).



Рис. 3.11. Лічильник траєкторії руху автопоїзда (до і після заїзду)



Рис. 3.12. Базова точка відліку

2. Електронний реєстраційний інструмент:

- електричний секундомір ЧС-01 з дискретністю відліку часу 0,01 с. для вимірювання часу виконання маневру й повороту рульового колеса;
- для вимірювання лінійних розмірів використовували цифровий лазерний далекомір Bosch DLE 50 Professional (рис. 3.13). Похибка вимірювань лазерного далекоміра Bosch DLE 50 по паспорту становить $\pm 1,5$ мм;
- відеокамеру Canon HV20 для відеореєстрації проведених експериментів (рис. 3.14).



Рис. 3.13. Загальний вигляд цифрового лазерного далекоміра
Bosch DLE 50 Professional



Рис. 3.14. Загальний вигляд відеокамери Canon HV20

3.3. Результати експериментальних досліджень. Оцінювання адекватності й точності математичної моделі руху автопоїзда

У таблицях 3 і 4 наведено отримані дані (рис. 3.15 і 3.16) експериментальних досліджень за двома видами маневрів – «Поворот» і «Переставка» відповідно до прийнятої методики випробувань (рис. 3.7 і рис. 3.10).

Експериментальні дані виконаного маневру

«Поворот» – це середнє арифметичне значення за результатами трьох заїздів на обраній швидкості. Для кожного заїзду значення реєстрованої величини було отримано шляхом усереднення масиву даних при сталому русі.

Дані, представлені для маневру «Переставка» по кожному параметру, це середнє арифметичне значення за результатами трьох заїздів на заданій швидкості.



Рис. 3.15. Збір даних щодо виконання маневру «Поворот»

Таблиця 3

Дані дослідженого маневру «Поворот»

Відстань від C_0 і між точками, м	№ базової точки			
	1	2	3	4
l_{1j}	16	15,8	13	21,85
Δl_{1j}	4,3	9,2	9,1	11,6
l_{2j}	13,85	18	18	26,5
Δl_{2j}	5,7	7,4	6	9,4
l_{3j}	12,5	21,2	20,1	26
Δl_{3j}	6,1	12,9	10,5	17,2
l_{4j}	13,6	22,2	19	19,4
Δl_{4j}	8,8	8,7	7,3	9,5
l_{5j}	16,3	20	15,8	16,7
Δl_{5j}	5,7	—	—	—
l_{6j}	15,6	—	—	—
Δl_{6j}	6,3	—	—	—
l_{7j}	14	—	—	—



Рис. 3.16. Збір даних щодо виконання маневру «Переставка»

Таблиця 4

Дані дослідженню маневру «Переставка»

Параметр	Тип дослідження	
	Теоретичне	Експериментальне
L , м	33,4	29,7
B , м	21,8	19,2

За даними, наведеними в таблиці 3, були побудовані траєкторії переміщення базових точок автомобіля-тягача (рис. 3.17) і причіпної ланки (рис. 3.18). Рис. 3.19 ілюструє поєднання траєкторій рис. 3.17 і 3.18.

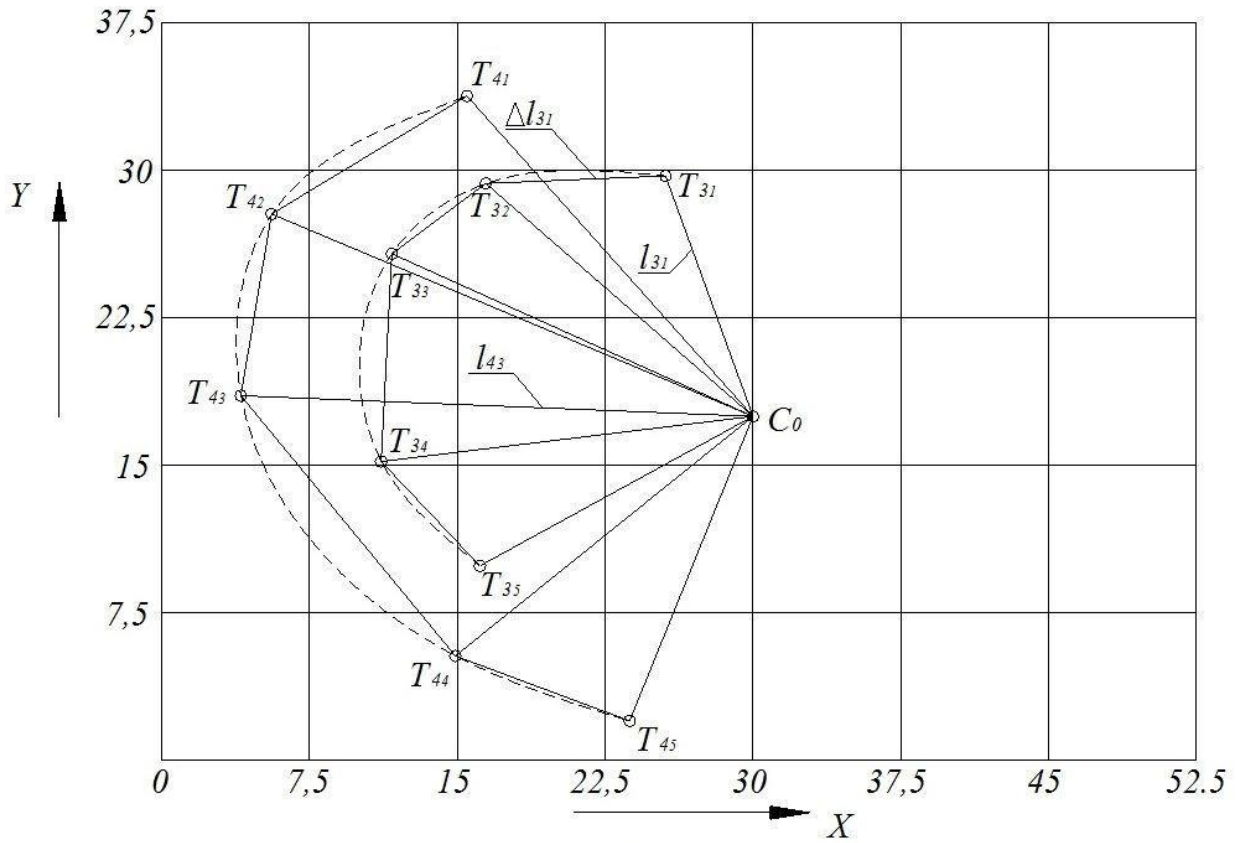


Рис. 3.17. Траєкторії переміщення базових точок тягача

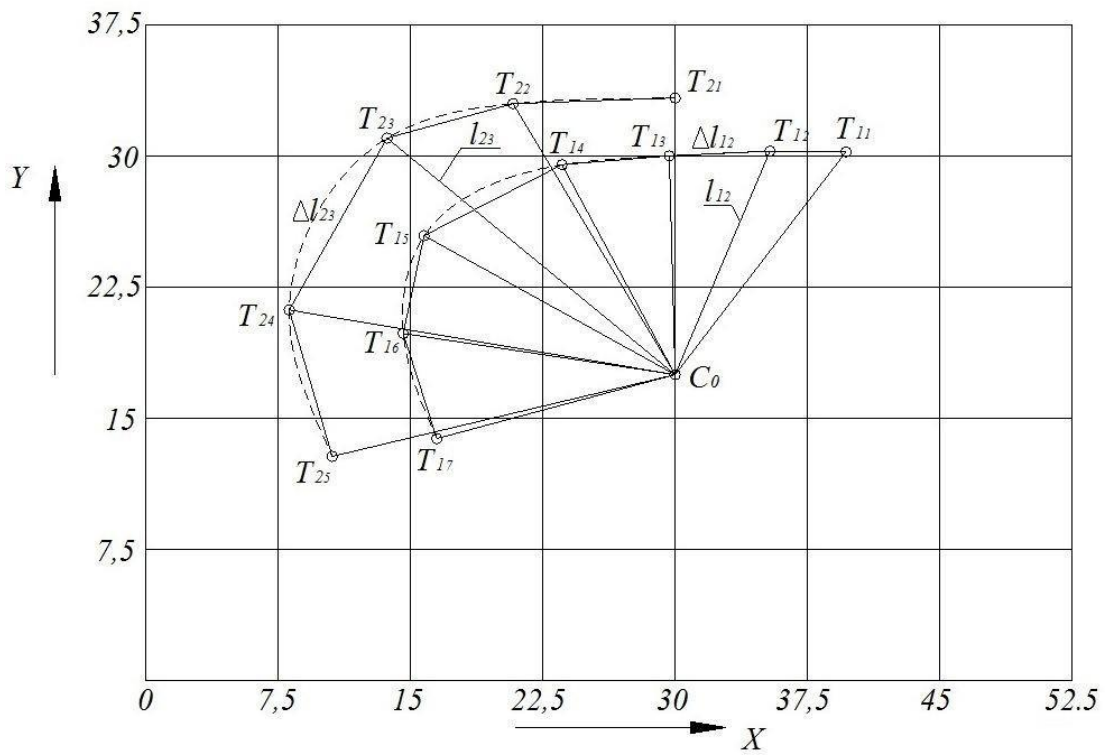


Рис. 3.18. Траєкторії переміщення базових точок причепа

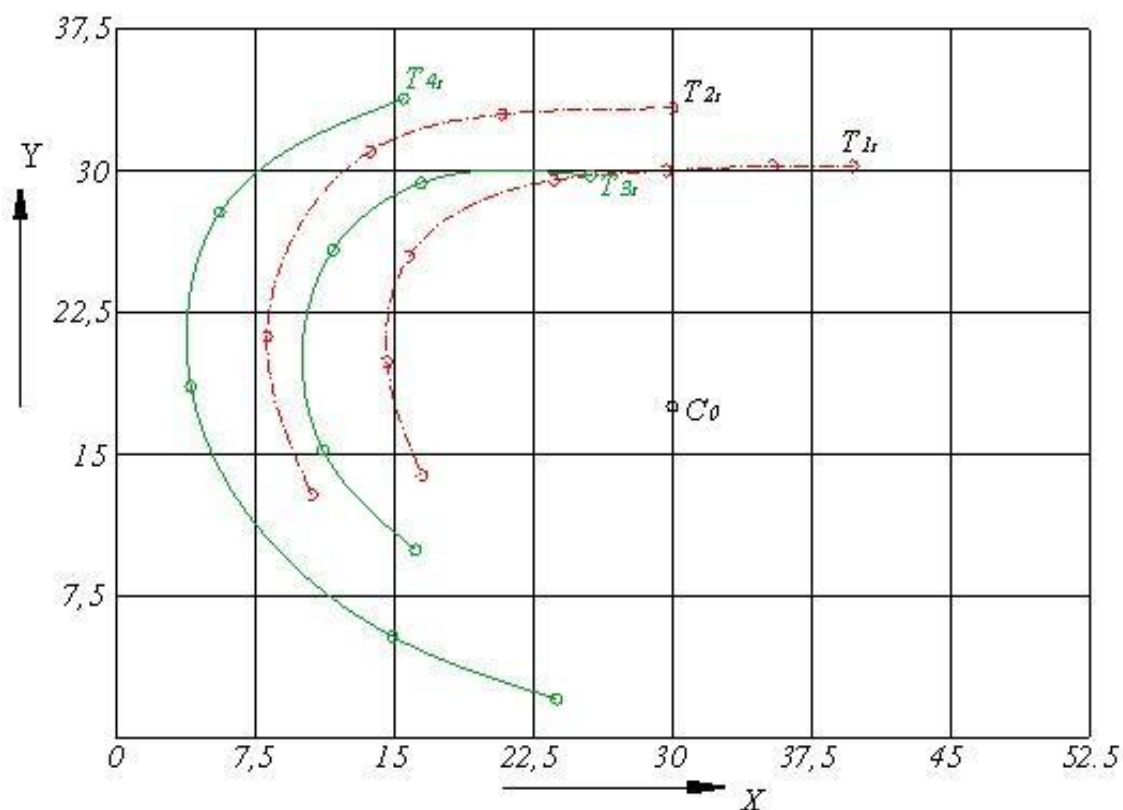


Рис. 3.19. Траєкторії переміщення базових точок тягача і причепа

Як уже зазначалося, внутрішньою мовою програмування середовища *Matlab* були створені програми, що дозволяють візуалізувати процес руху комплексів за результатами проведених обчислювальних експериментів.

За результатами обчислювального експерименту, при якому швидкісні параметри та керуючі в точності повторювали натурний експеримент, була побудована траєкторія руху автопоїзда при виконанні маневрів «Поворот» (рис. 3.20) і «Переставка» (рис. 3.21). Для порівняння результатів експериментальних і теоретичних досліджень при виконанні маневру «Поворот», отримані в ході розрахунків траєкторії базових точок були накладені на рис. 3.17 і 3.18. (рис. 3.22).

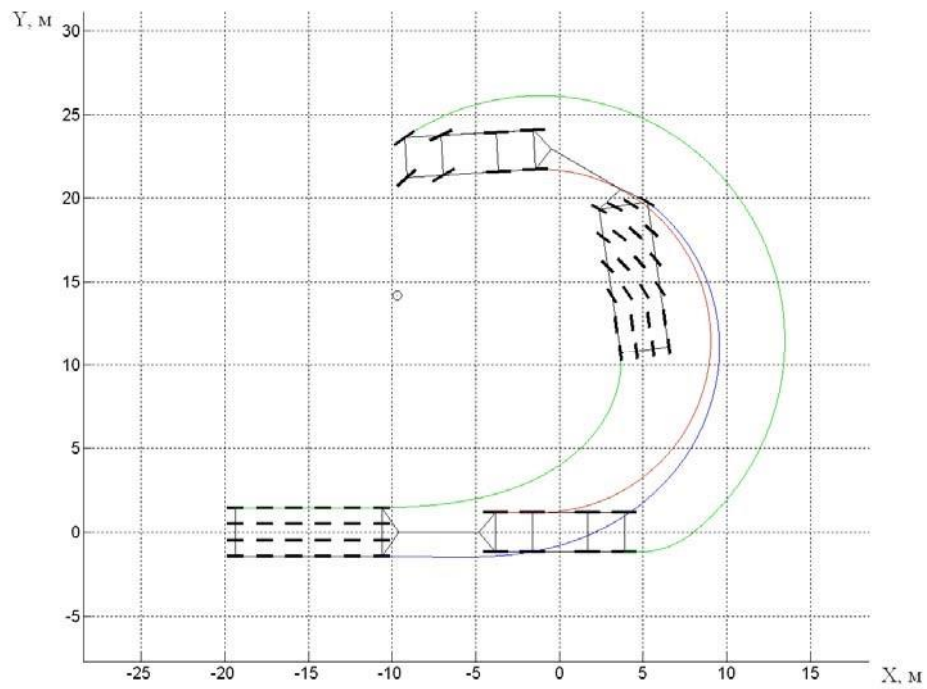


Рис. 3.20. Траєкторія руху автопоїзда при виконанні маневру «Поворот»

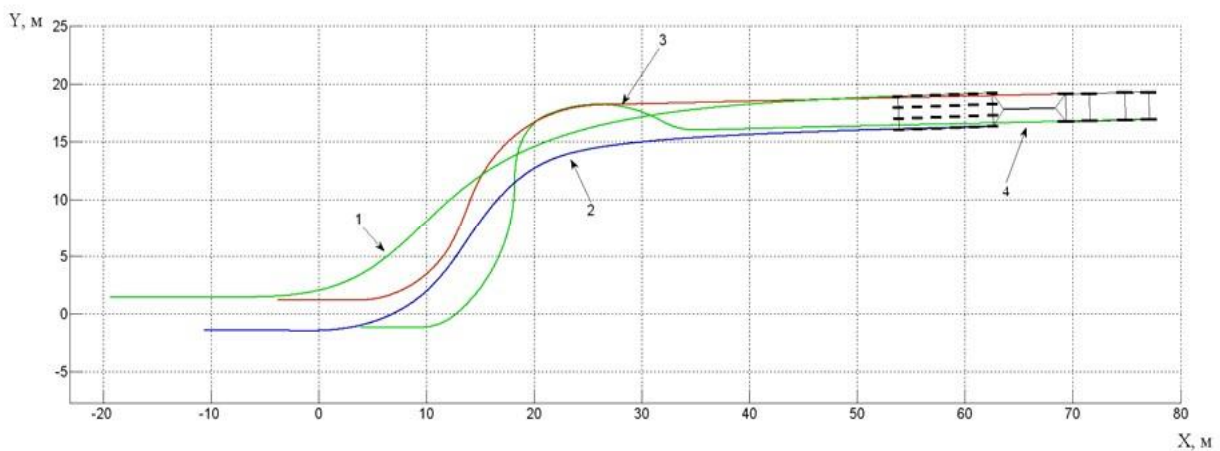


Рис. 3.21. Траєкторія руху автопоїзда при виконанні маневру «Переставка»

Збіжність результатів теоретичних і експериментальних була оцінена за випадковим збігом координат базових точок (рис. 3.22). Для кожного положення всіх базових точок було визначено розбіжність між теоретичною і експериментально визначеною відстанню до опорної точки C_0 .

Кут складання дишла щодо поздовжньої осі причепа ($\theta_{\text{склад}2}$) за результатами проведених досліджень при виконанні маневру «Поворот» після зупинки автопоїзда склав 54° .

При теоретичному дослідженні руху автопоїзда при виконанні маневру «Переставка» відповідно до методики проведення експерименту зафіксовані 2 показники: B – ширина габаритного коридору руху; L – довжина коридору при зміні смуги руху.

Отримані в ході експерименту дані при криволінійному русі досліджуваного автопоїзда на рівній недеформованій опорній основі мають прийнятну збіжність з результатами розрахунків для двох досліджуваних видів маневрів: «Поворот» і «Переставка». Розбіжність за такими основними показниками становить:

- по траєкторії руху базової точки T_1 (при виконанні маневру «Поворот») – не перевищує 6% для всіх фіксованих положень даної базової точки; по траєкторії руху опорної точки T_2 (при виконанні маневру «Поворот») – не перевищує 7% для всіх фіксованих положень даної базової точки;
- по траєкторії руху опорної точки T_3 (при виконанні маневру «Поворот») – не перевищує 5% для всіх фіксованих положень даної базової точки;
- по траєкторії руху опорної точки T_4 (при виконанні маневру «Поворот») – не перевищує 6% для всіх фіксованих положень даної базової точки;
- по ширині коридору руху (по точках T_1 - T_4) (при виконанні маневру «Переставка») – 11%;
- по куту складання ($\theta_{\text{склад}2}$) дишла щодо поздовжньої осі причепа (при виконанні маневру «Поворот») – 5%;
- по довжині шляху до повного перестроювання в сусідню смугу (по точці T_4) (при виконанні маневру «Переставка») – 12%.

Порівняння результатів, отриманих у ході експериментальних і теоретичних досліджень за різних умов, дало змогу зробити висновок про адекватність розробленої моделі та придатності її при прогнозуванні характеристик криволінійного руху автопоїздів на стадіях проектування, а також при дослідженні ефективності роботи різних законів і алгоритмів для систем рульового керування (як окремо для коліс причіпної ланки (при штатній системі керування тягачем), так і при спільних оригінальних системах рульового керування автопоїздами (наприклад, при всеколісному рульовому керуванні автомобілем-тягачем або при автоматичному керуванні поворотом коліс причепа).

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ АВТОПОЇЗДА ЗА РІЗНИХ ЗАКОНІВ КЕРУВАННЯ ПОВОРТОМ КОЛІС ПРИЧІПНОЇ ПЛАТФОРМИ

4.1. Підвищення безпеки руху великовантажних колісних транспортних систем при перевезенні великогабаритних неподільних вантажів

Багато компаній, що займаються перевезенням вантажів, при здійсненні перевезень важких великогабаритних вантажів постійно стикаються з проблемою забезпечення безпеки руху за критерієм невиходу транспортної системи з заданого коридору руху. Найчастіше при організації перевезення доводиться вирішувати проблему будівництва дорожнього полотна, причому в переважній більшості випадків при проектуванні розрахунки проводяться, виходячи з того, що дорожнє полотно буде використано разово тільки для даного перевезення. Очевидно, що для зниження фінансових витрат ширина створюваної тимчасової дороги повинна бути зведена до мінімуму. Водночас, прагнення до зменшення ширини дорожнього полотна становить високі вимоги до кваліфікації водія (або оператора) транспортної системи й підвищує ризик виникнення аварійної ситуації. Таким чином, завдання прогнозування характеристик маневреності автопоїзда на стадії підготовки перевезення має дуже важливе практичне значення.

Пропонований метод підвищення безпеки руху великовантажних колісних транспортних систем при перевезенні великогабаритних неподільних вантажів заснований на розробленій математичній моделі руху багатоланкового автопоїзда й полягає в наступному.

1. На етапі підготовки перевезення детально досліджуються найскладніші ділянки траси з мінімальною шириною дорожнього полотна, максимальною кривизною траєкторії, які необхідно подолати транспортній системі. Виробляється так зване оцифрування траси.

2. На наступному етапі в створених підпрограмах для візуалізації руху автопоїзда за результатами моделювання дані ділянки траси в точності відтворюються у вигляді розмітки траєкторії.

3. За допомогою розробленої математичної моделі водій (або оператор) підбирає такі схеми рульового керування, а також діють на рульове колесо (або безпосередньо на керовані колеса транспортної системи), які дозволяють з певним запасом по «вписуванні» долати задану ділянку маршруту.

4. Найкращий варіант керування фіксується й відтворюється на реальному об'єкті при виконанні перевезення.

Таким чином, заздалегідь на етапі підготовки перевезення на основі імітаційного математичного моделювання може бути підтверджена (або спростована) можливість маневрування в заданих умовах тим самим забезпечена й підвищена безпека, а також середня швидкість проходження складних ділянок маршруту.

4.2. Методика і вихідні дані для проведення обчислювальних експериментів

Автопоїзд з початковою швидкістю $V_0 = 4$ км/год здійснює прямолінійний рух. Причіпна ланка знаходиться в пасивному режимі. З першої секунди починається плавний поворот керованих коліс до максимального значення $\theta_{p\ max}=38^\circ$ до п'ятої секунди. Керуючі впливи підібрані таким чином, щоб автопоїзд зробив поворот на кут 90° . Початкова швидкість руху підтримується постійною з помилкою, зумовленою якістю регулятора. Досліджується чотири варіанти системи керування причіпною ланкою за стандартною схемою рульового керування автомобіля-тягача «12-00» (поліус знаходиться між 3-ою і 4-ою осями):

- 1) поліус рульового керування розташований у центрі бази причепа;
- 2) поліус рульового керування розташований на останній осі причепа;
- 3) поліус рульового керування зміщений на 1 м за останню вісь причепа;
- 4) поліус рульового керування розташований на першій осі причепа.

Методика моделювання руху автопоїзда для кожної зі схем рульового керування причіпної ланки однакова. Поворот коліс причіпної ланки визначається кутом складання між дишлом (проміжною ланкою) і причепом.

На наступному етапі на автомобілі-тягачі реалізується всеколісне рульове керування. За результатами численних обчислювальних експериментів був сформульований закон зміни положення полюса рульового керування від величини задаючого кута для автомобіля 8×8 :

$$X_p = L/2 \cdot \left[\frac{\theta_p - \theta_{зап}}{\theta_{max} - \theta_{зап}} \right] \quad (4.1)$$

При цьому на ВРУ накладаються такі обмеження: при положенні кута повороту задаючого колеса до 5° ($\theta_{зап}$) полюс рульового керування знаходиться на задній (останній) осі автомобіля (рис. 4.1); водночас, коли полюс РУ лежить за віссю №3, колеса цієї осі залишаються строго в нейтральному положенні, поворот їх починає реалізовуватися тільки при досягненні полюса РУ координати положення осі №3 по базі (рис. 4.1). Таким чином, досягається стійкість проти заносу при високих швидкостях руху й забезпечується усунення зміни напрямку в кутах повороту коліс третьої осі. Через особливості функціонування даний закон отримав назву «віяловий».

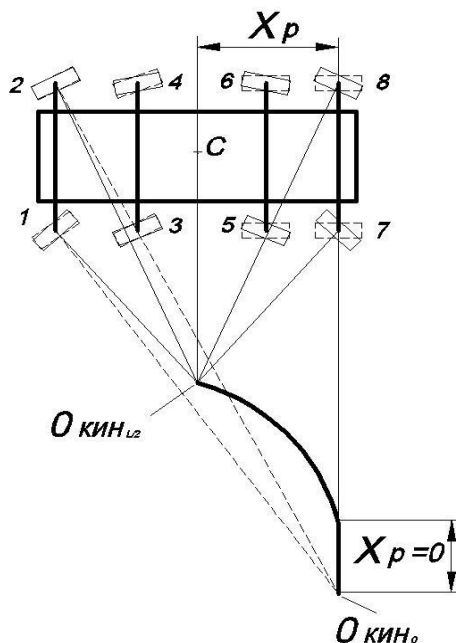


Рис. 4.1. Схема повороту колісної машини при «віяловому» законі ВРУ

4.3. Аналіз результатів моделювання

Поліус повороту причепа в центрі бази.

Результати моделювання наведено на рис. 4.1 – 4.19.

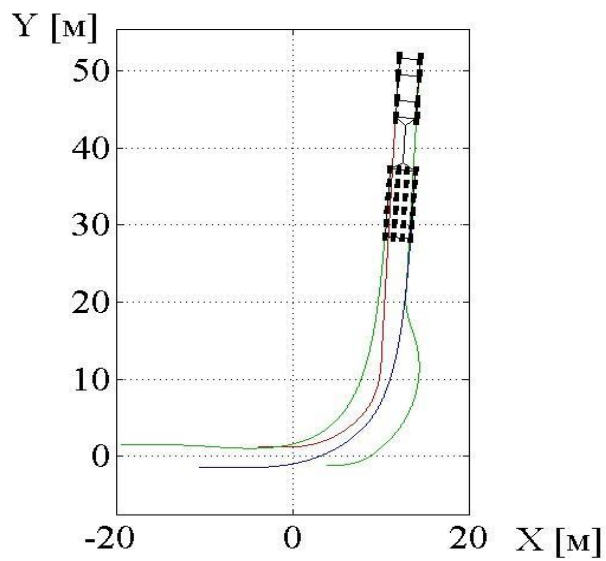


Рис. 4.2. Траєкторія руху автопоїзда

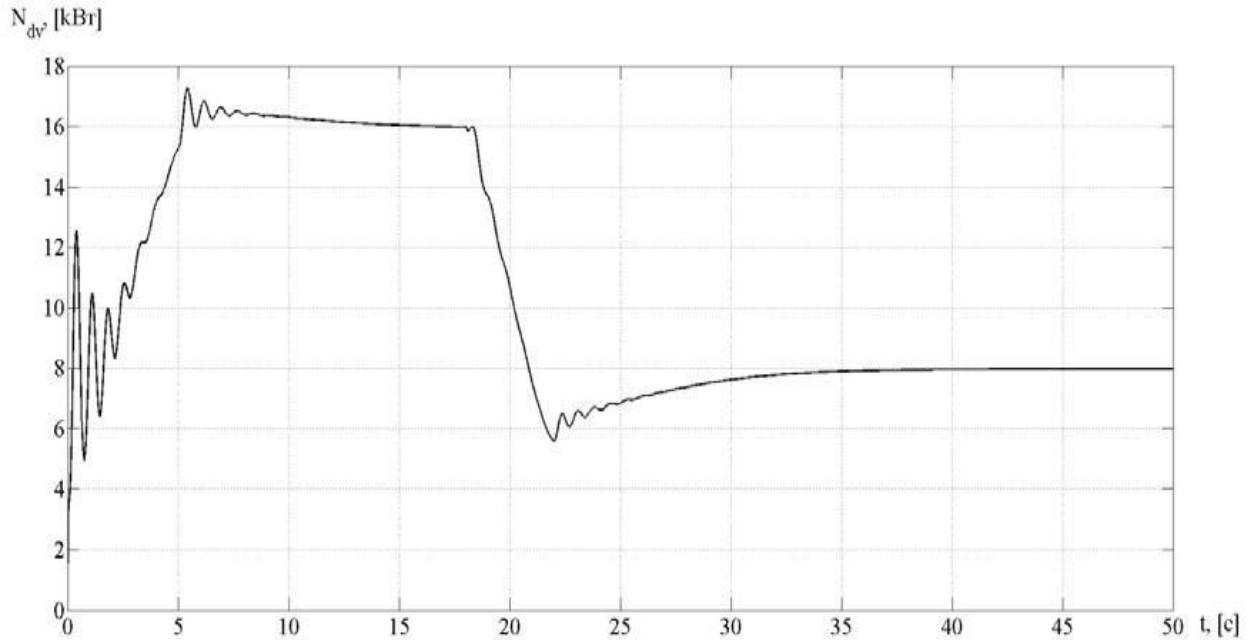


Рис. 4.3. Потрібна потужність двигуна для виконання маневру

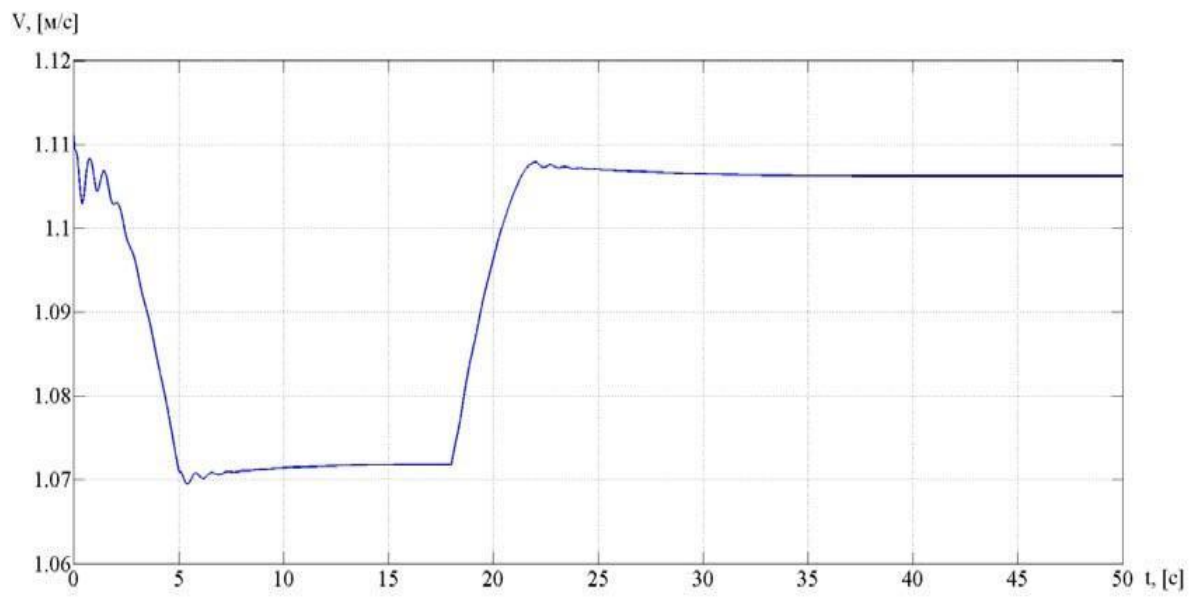


Рис. 4.4. Швидкість руху автомобіля-тягача

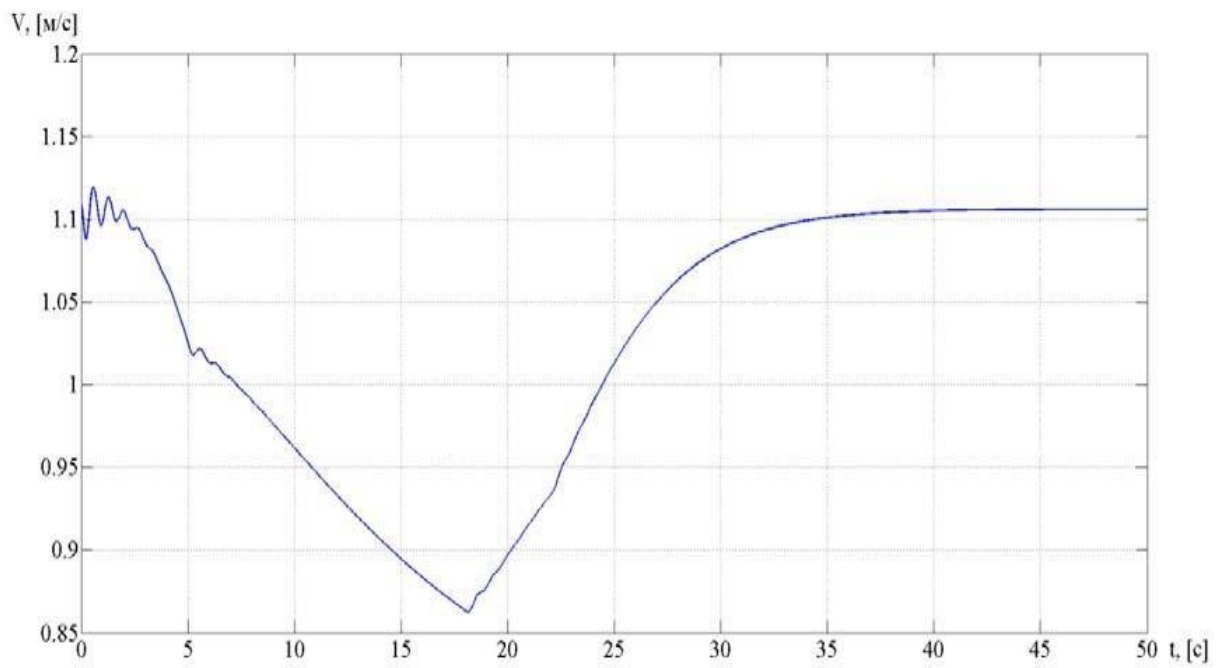


Рис. 4.5. Швидкість руху причіпної ланки

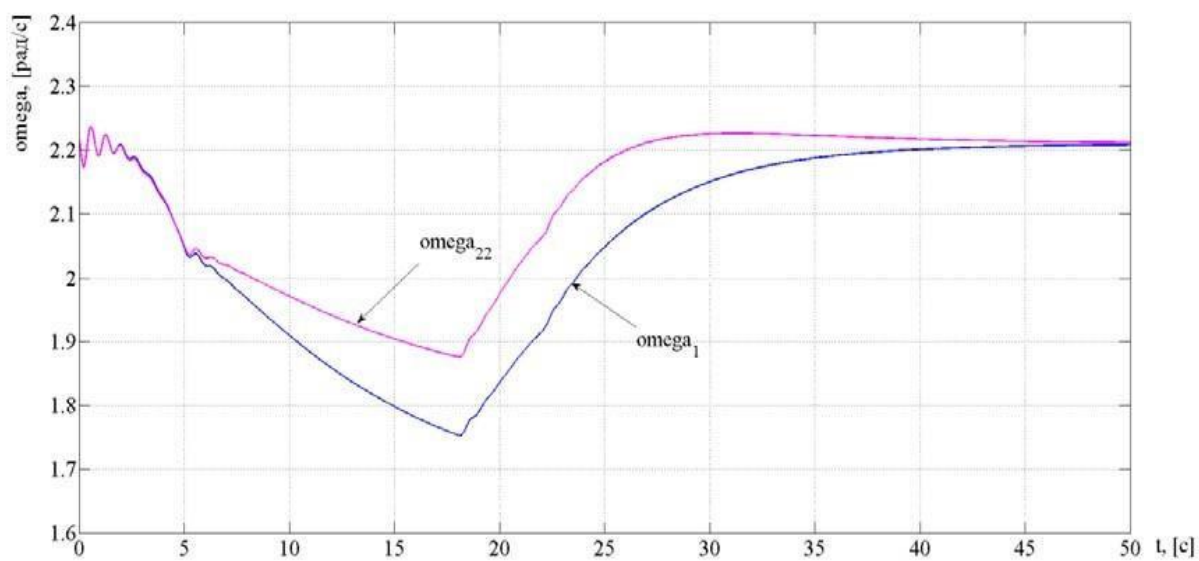


Рис. 4.6. Кутові швидкості коліс №1 і №22

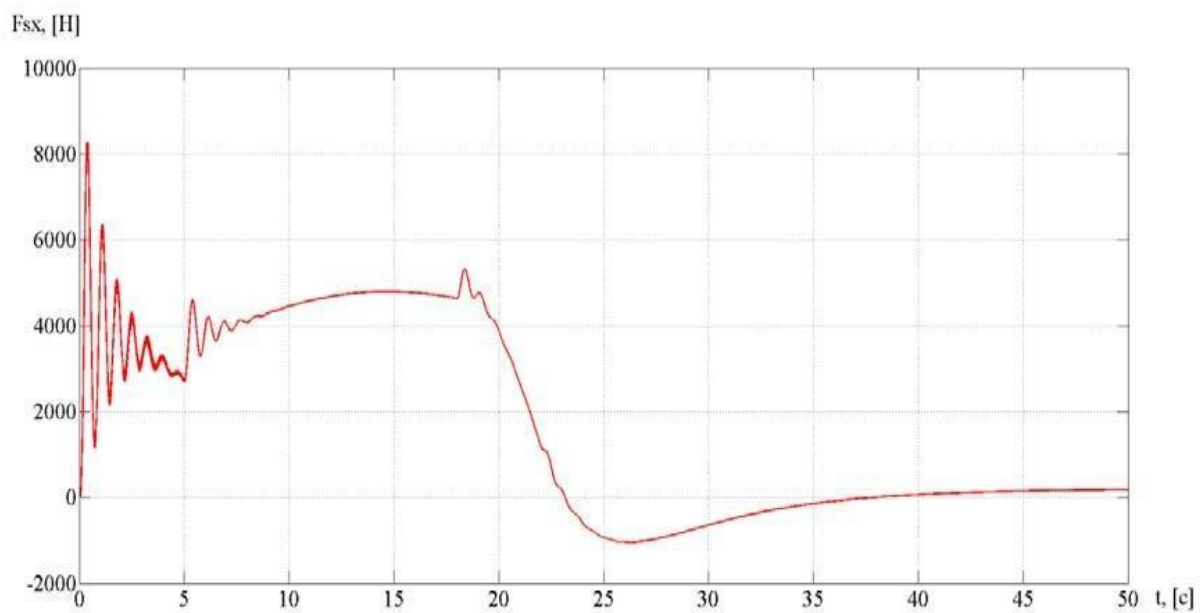


Рис. 4.7. Проекція сили, що діє у вузлі зчленування №1 на вісь X нерухомої системи координат

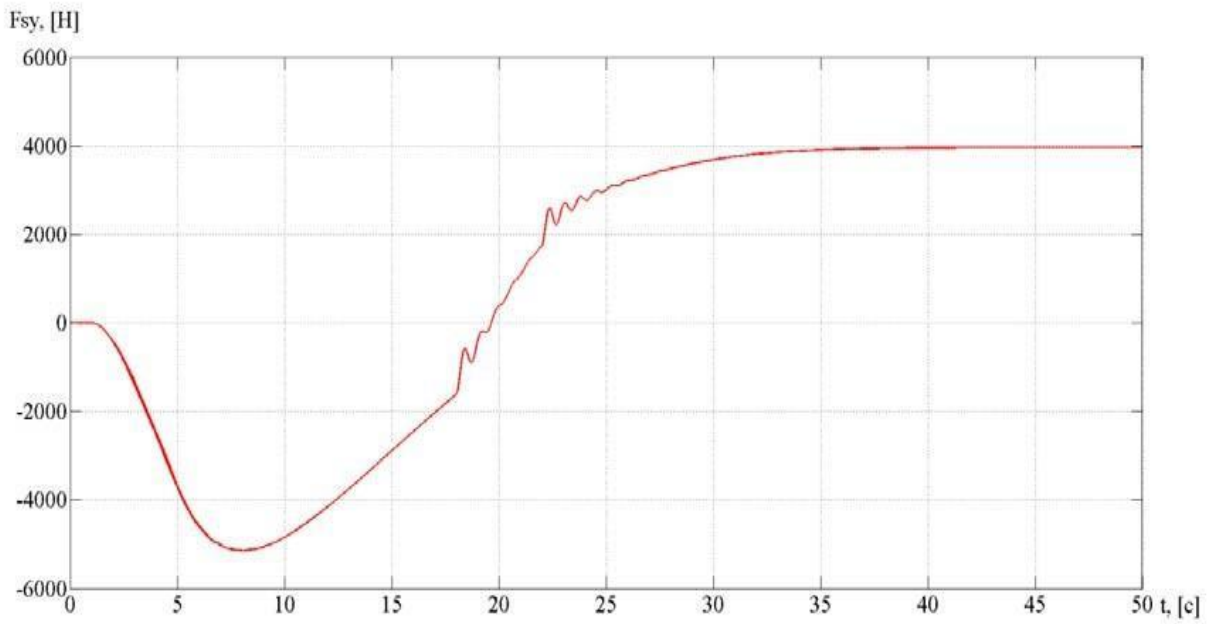


Рис. 4.8. Проекція сили, що діє у вузлі зчленування №1 на вісь Y нерухомої системи координат

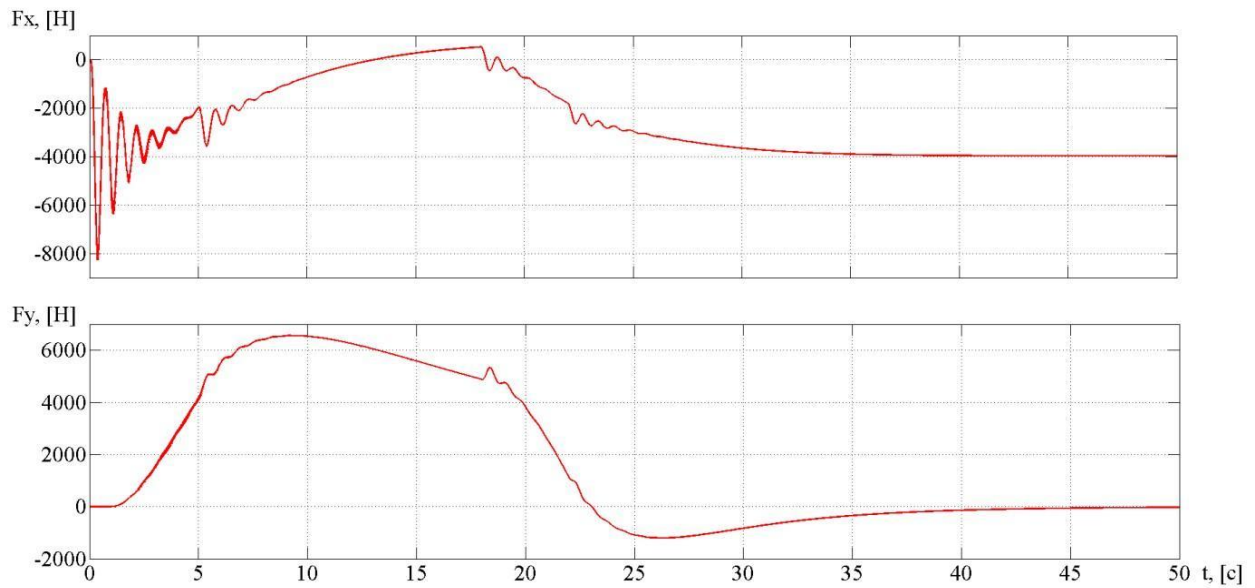


Рис. 4.9. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №1 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з корпусом автомобіля-тягача

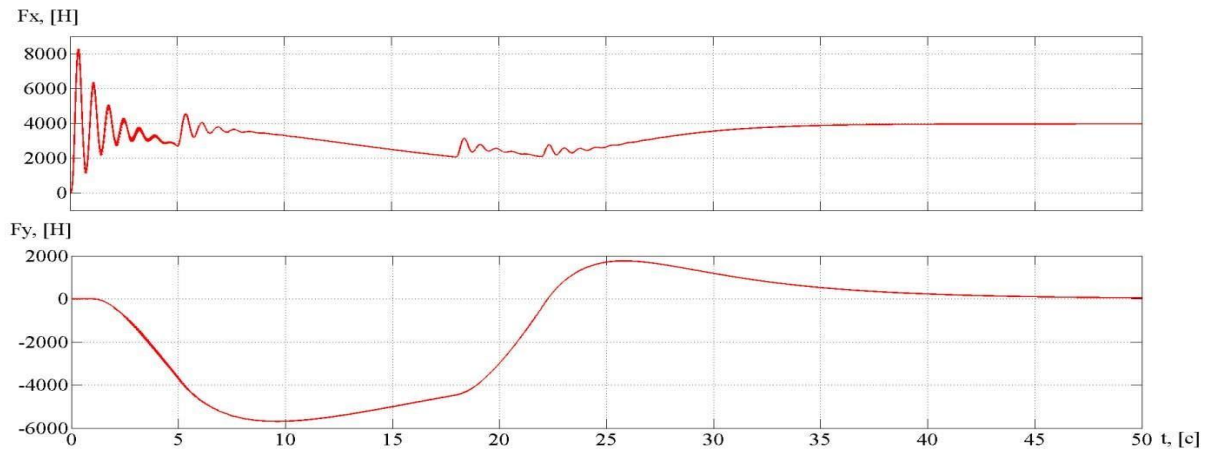


Рис. 4.10. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №1 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з проміжною ланкою

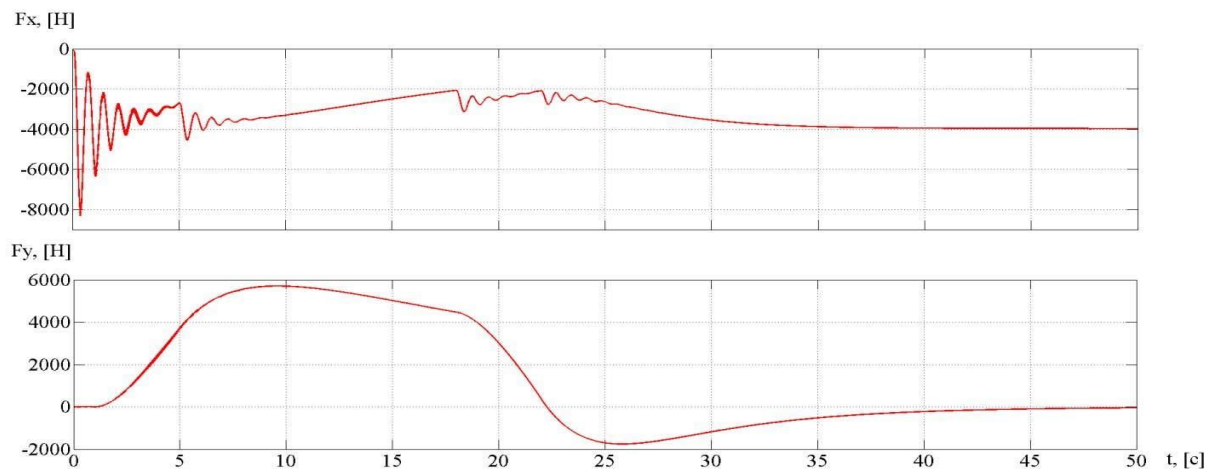


Рис. 4.11. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №2 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з проміжною ланкою

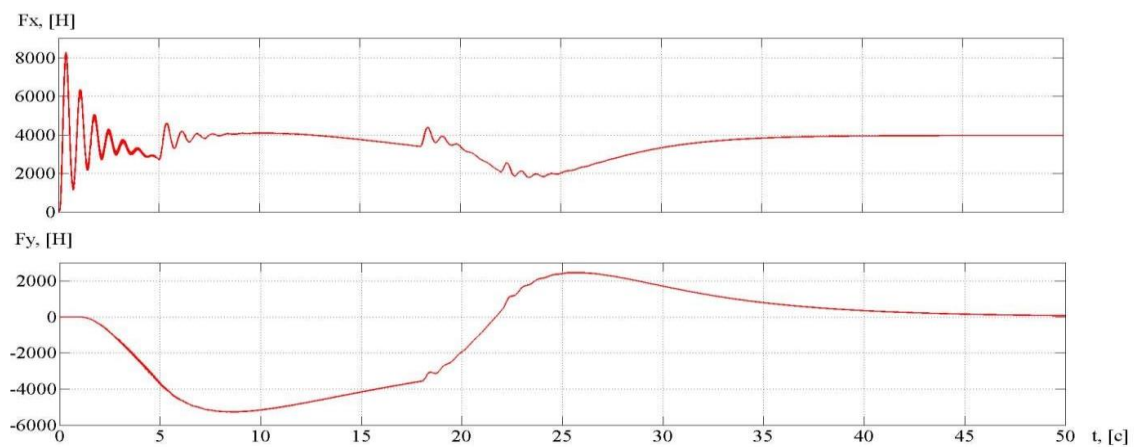


Рис. 4.12. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №2 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з корпусом причіпної ланки

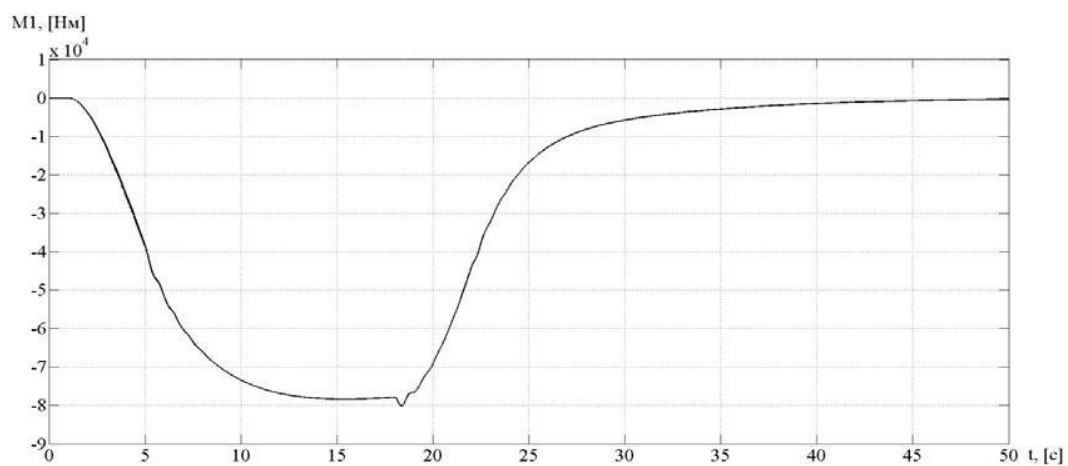


Рис. 4.13. Момент, що діє на автомобіль-тягач від сил у зчїпному пристрої №1

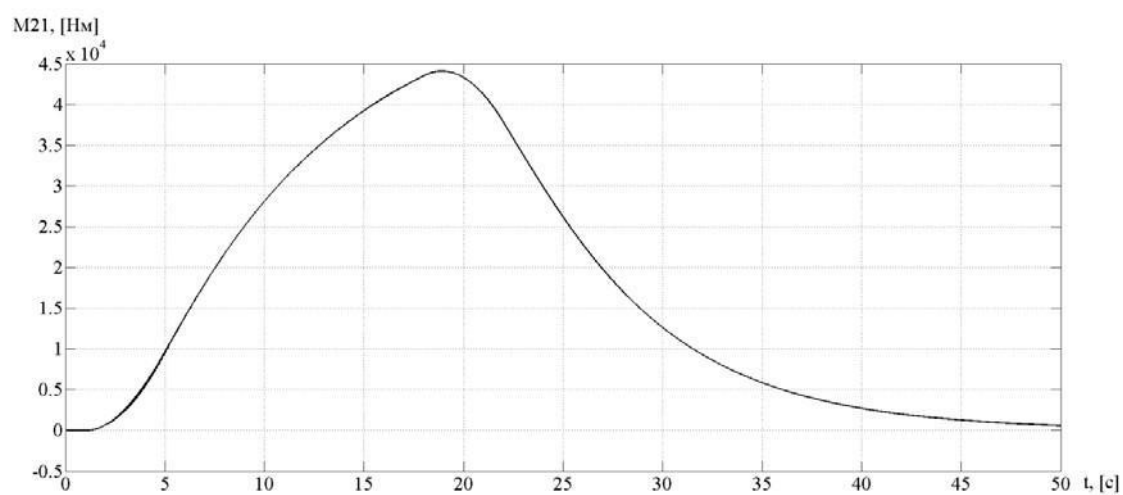


Рис. 4.14. Момент, що діє на проміжну ланку від сил у зчїпному пристрої №1

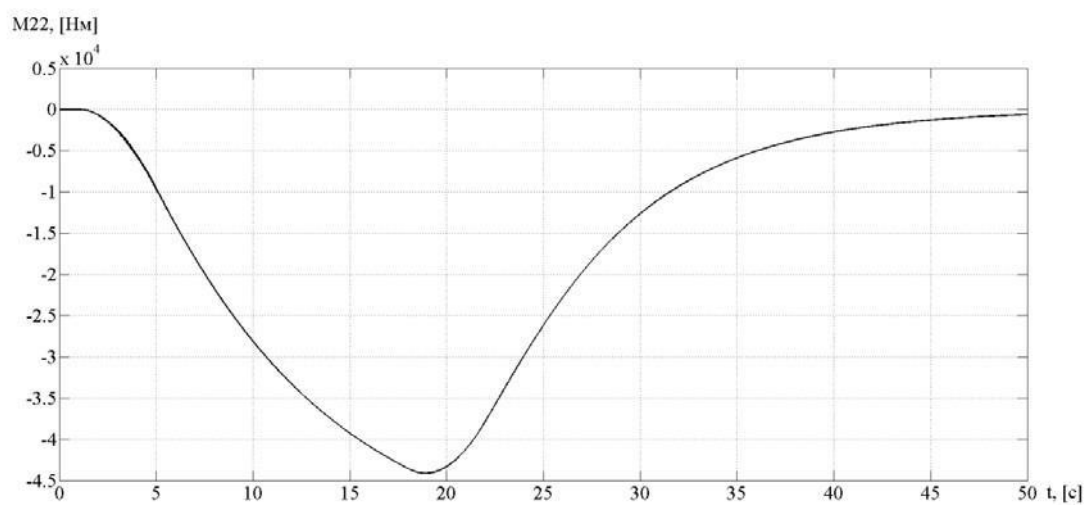


Рис. 4.15. Момент, що діє на проміжну ланку від сил у зчїпному пристрої №2

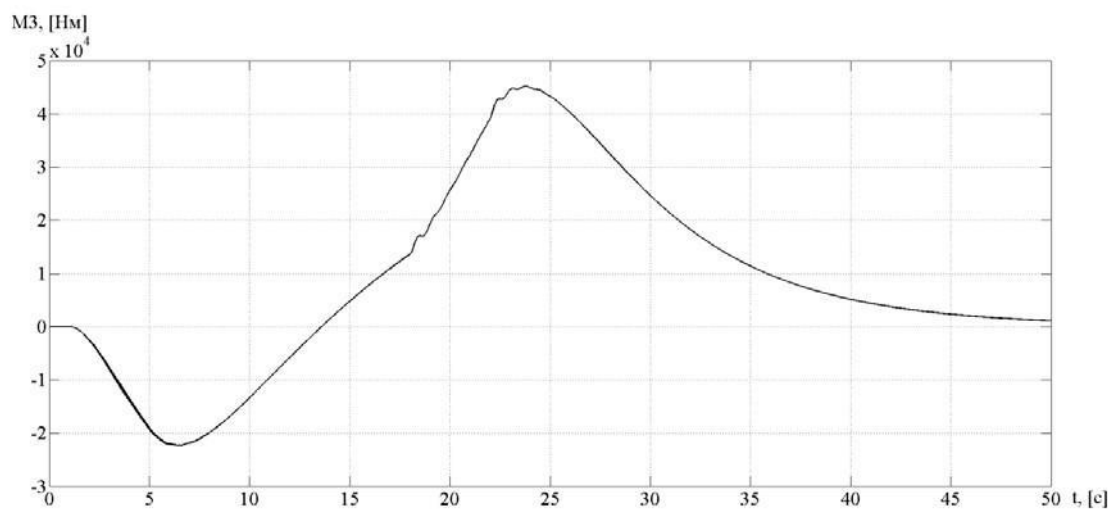


Рис. 4.16. Момент, що діє на причіпний ланка від сил у зчїпному пристрої №2

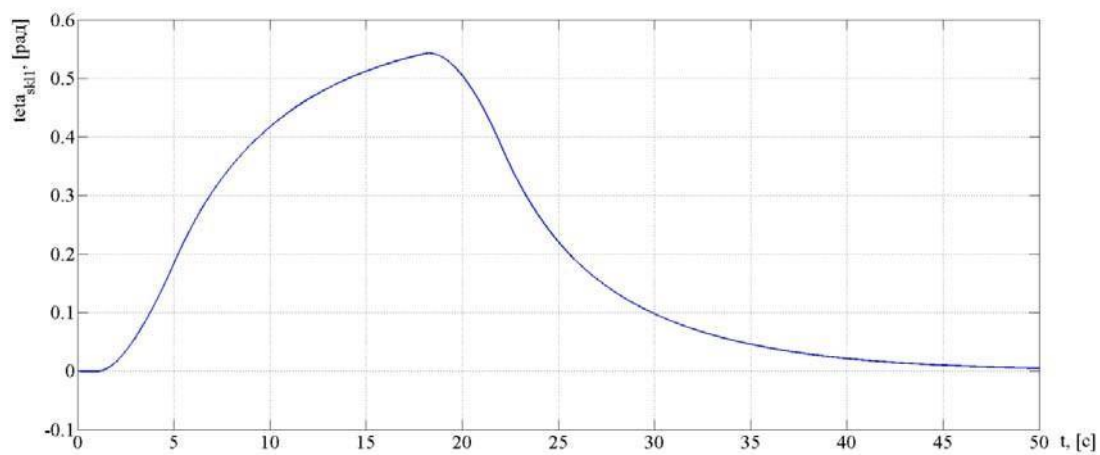


Рис. 4.17. Кут складання між автомобілем-тягачем і проміжною ланкою

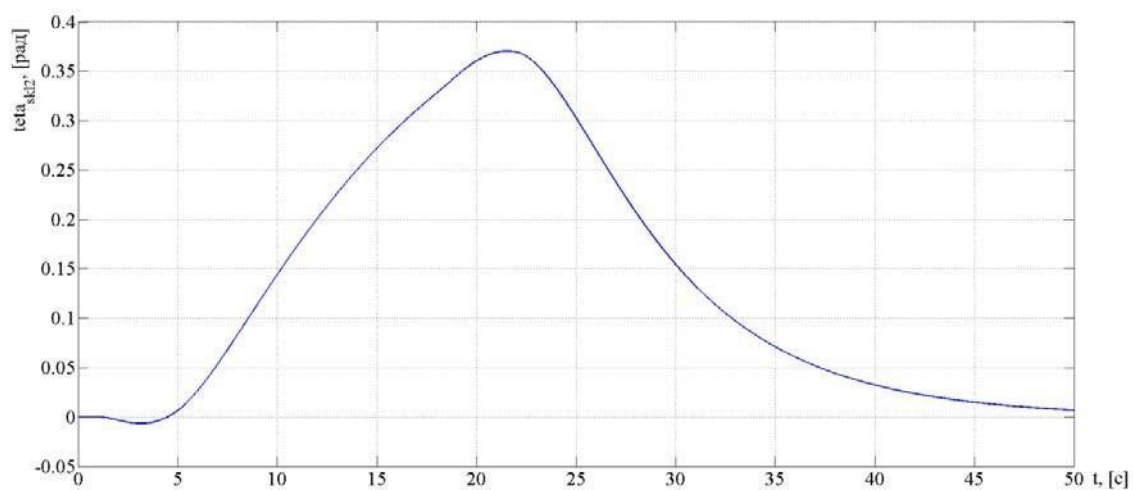


Рис. 4.18. Кут складання між проміжною і причіпною ланками

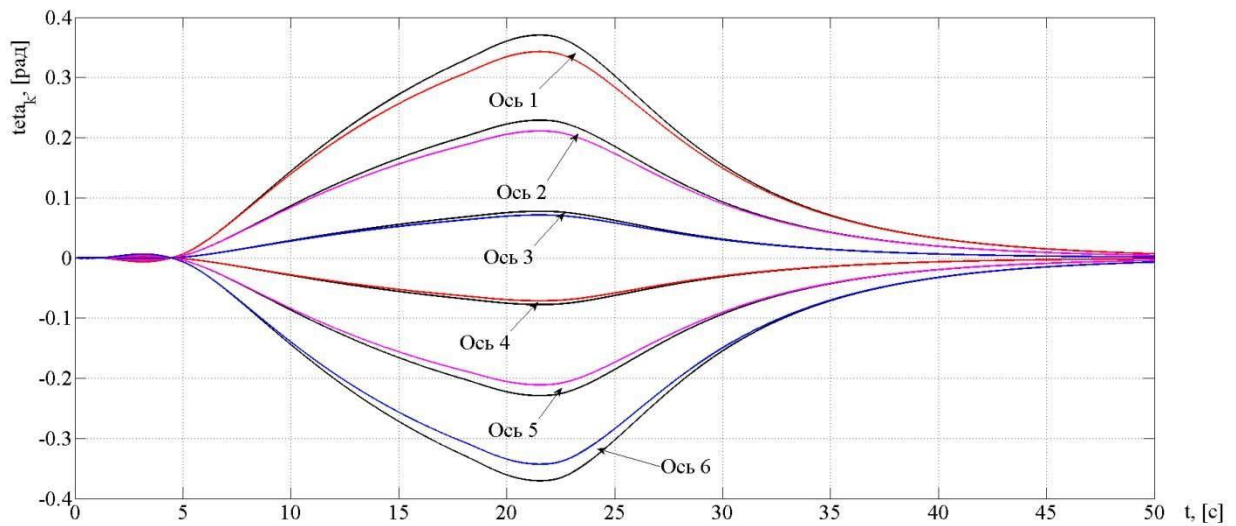


Рис. 4.19. Кути повороту коліс причіпної ланки

Поліус повороту причепа розміщений на останній осі.

Результати моделювання наведено на рис. 4.20 – 4.37.

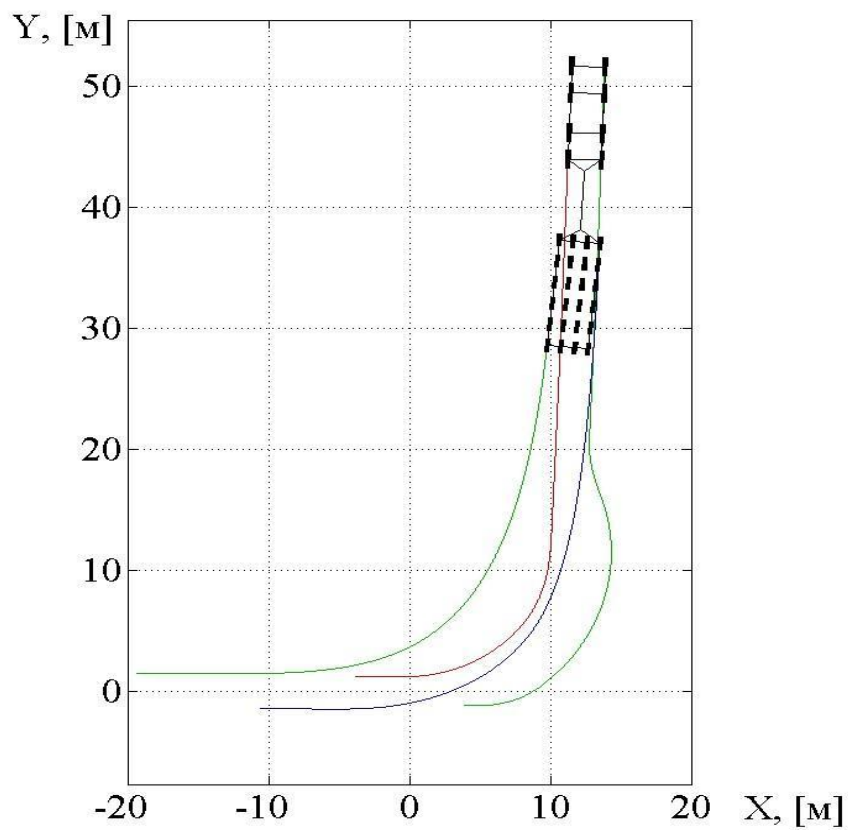


Рис. 4.20. Траєкторія руху автопоїзда

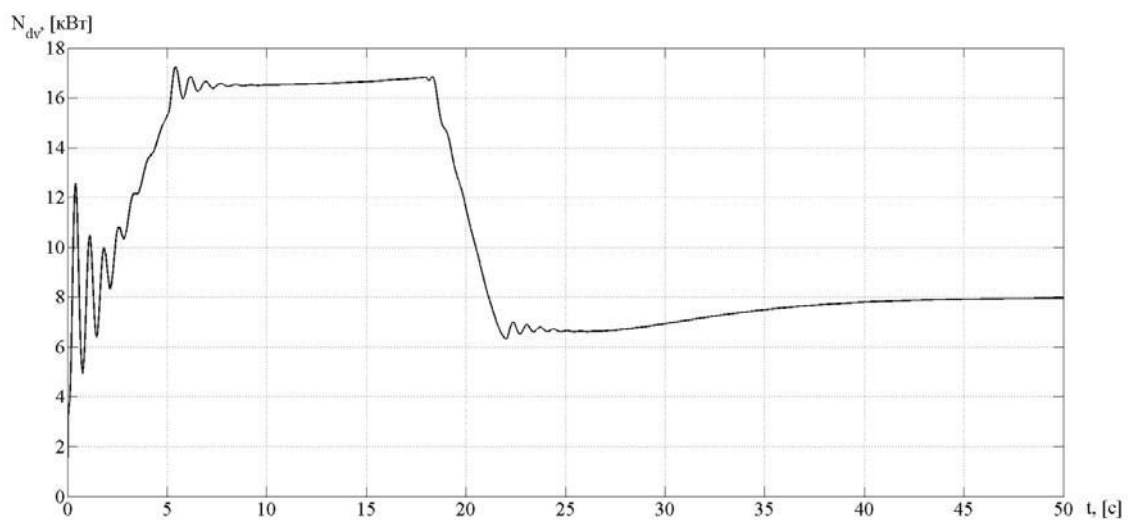


Рис. 4.21. Потрібна потужність двигуна для виконання маневру

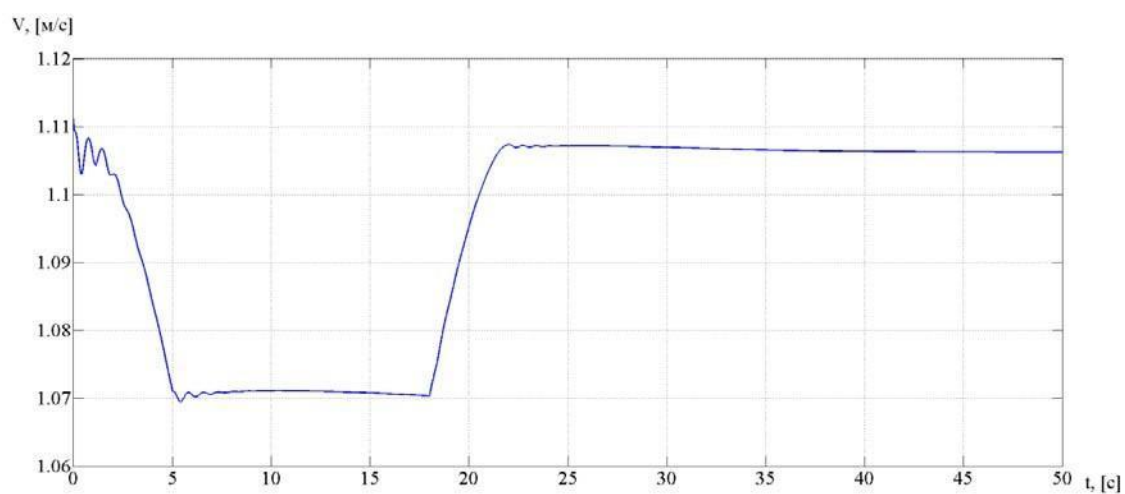


Рис. 4.22. Швидкість руху автомобіля-тягача

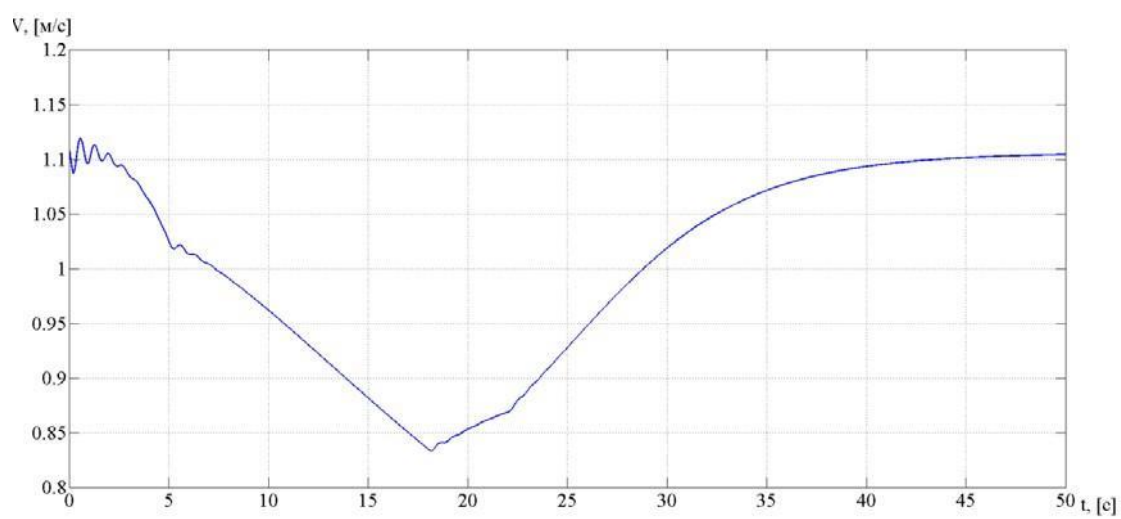


Рис. 4.23. Швидкість руху причіпної ланки

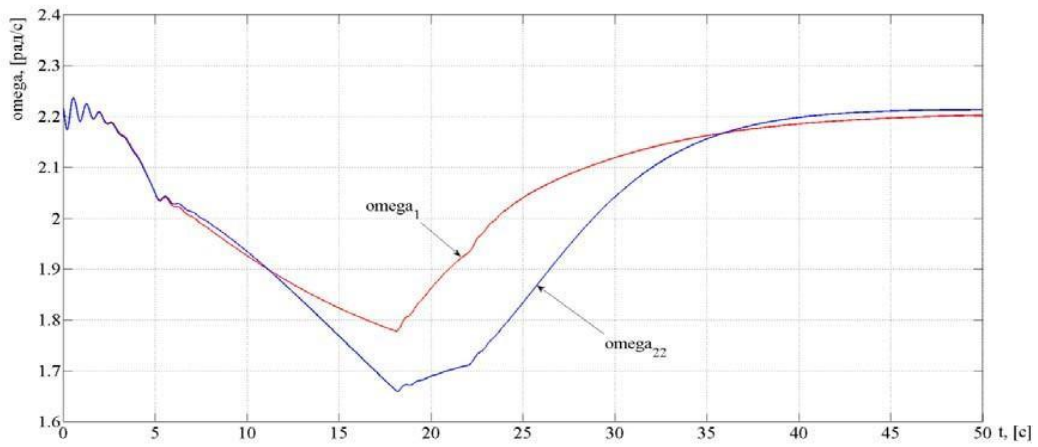


Рис. 4.24. Кутові швидкості коліс № 1 і № 22

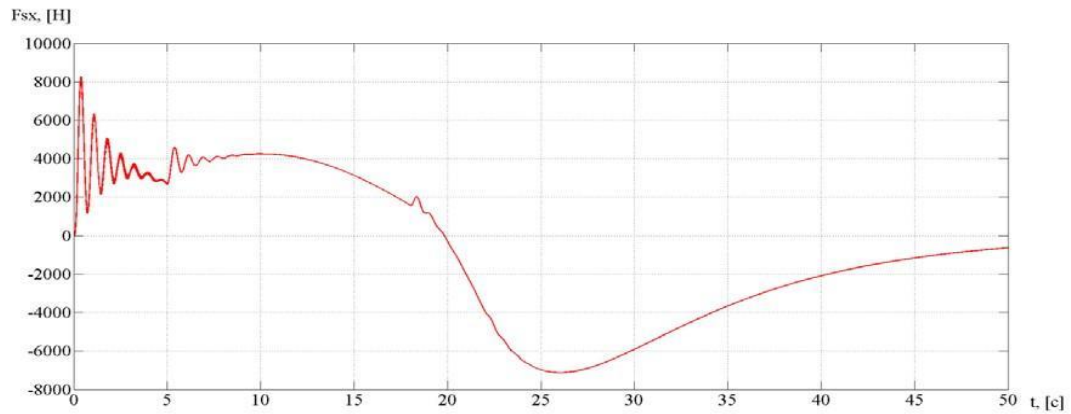


Рис. 4.25. Проекція сили, що діє у вузлі зчленування №1 на вісь X нерухомої системи координат

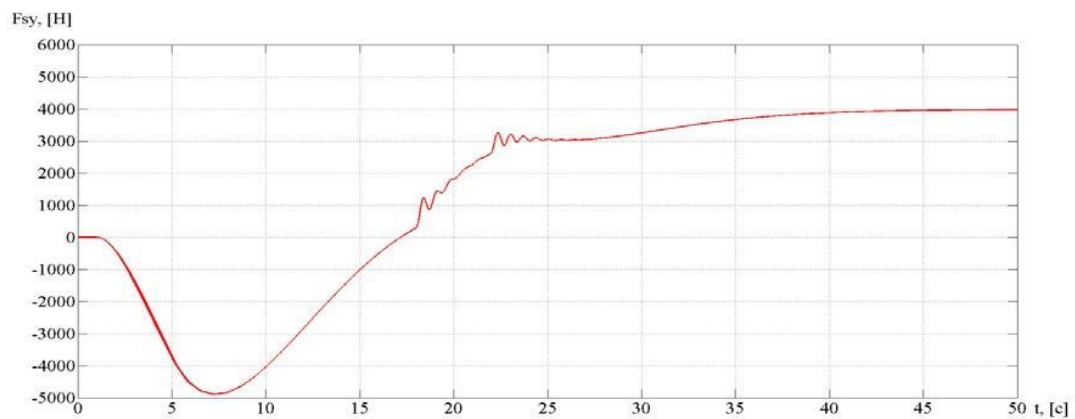


Рис. 4.26. Проекція сили, що діє у вузлі зчленування №1 на вісь Y нерухомої системи координат

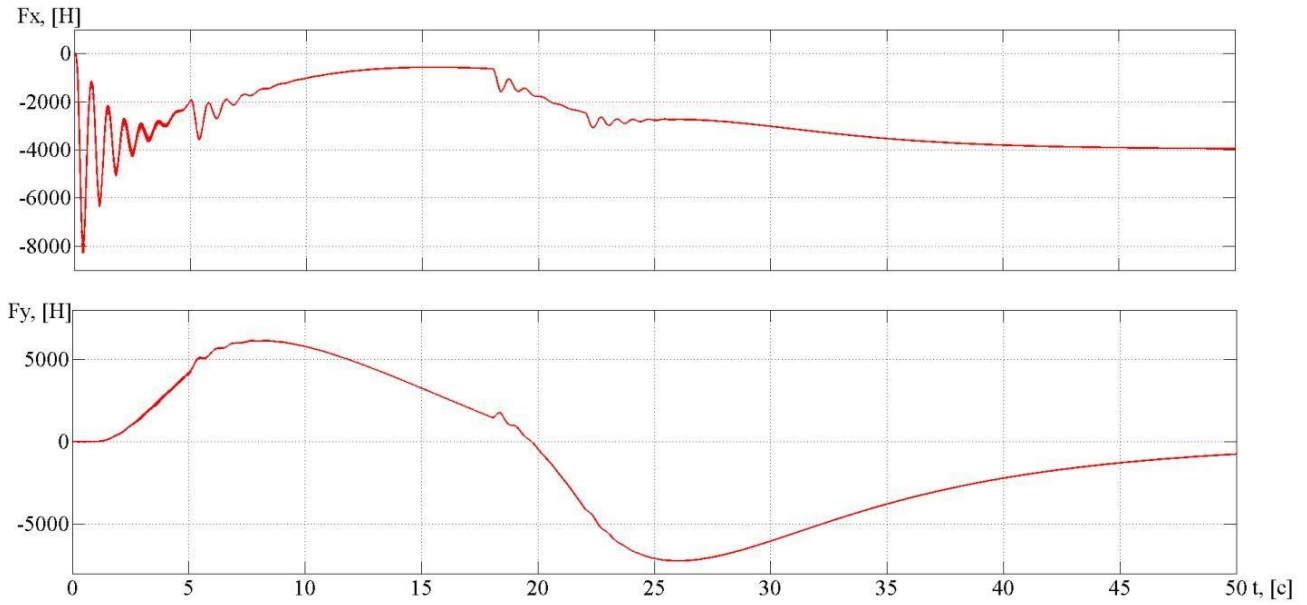


Рис. 4.27. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №1 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з корпусом автомобіля-тягача

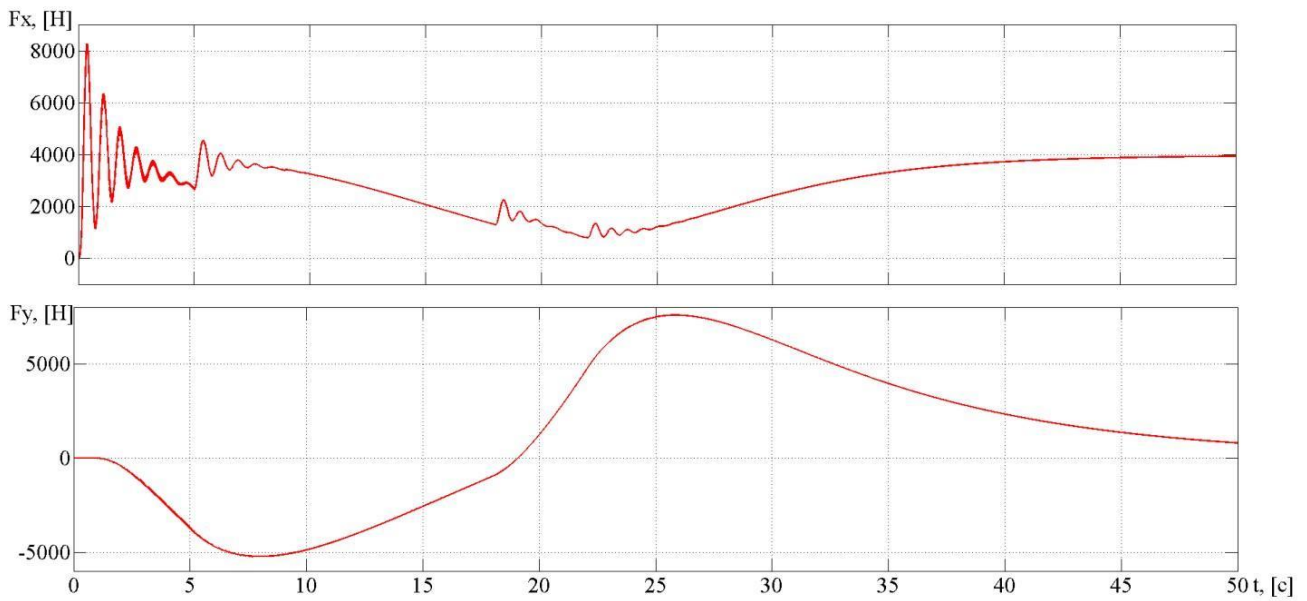


Рис. 4.28. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №1 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з проміжною ланкою

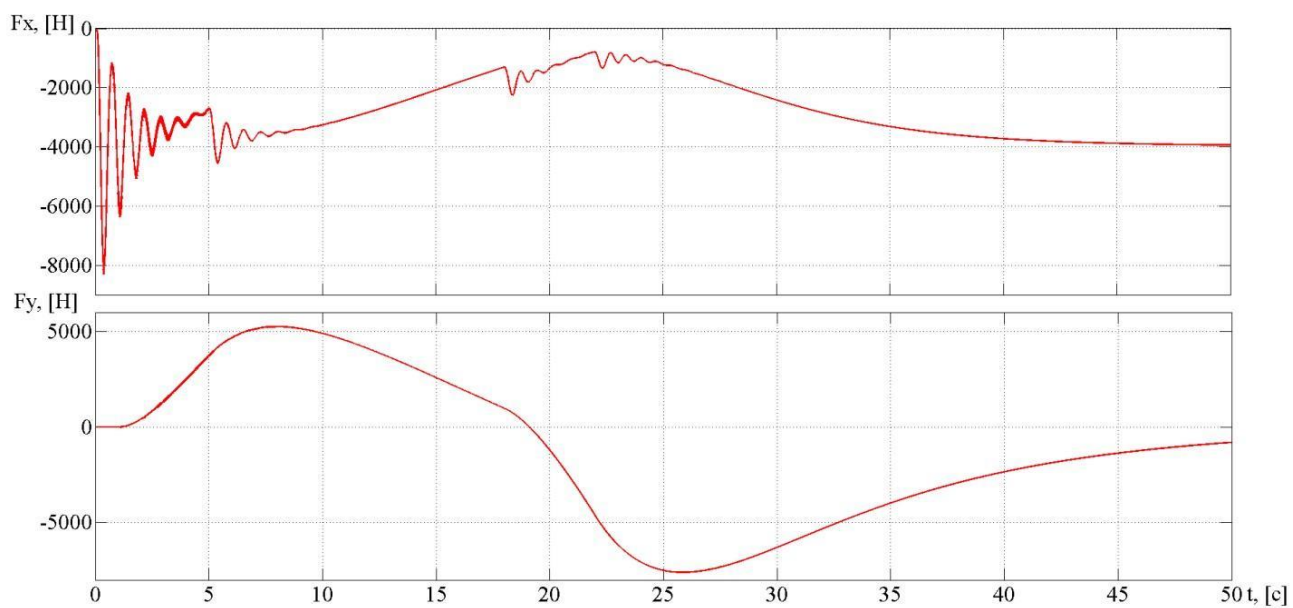


Рис. 4.29. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №2 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з проміжною ланкою

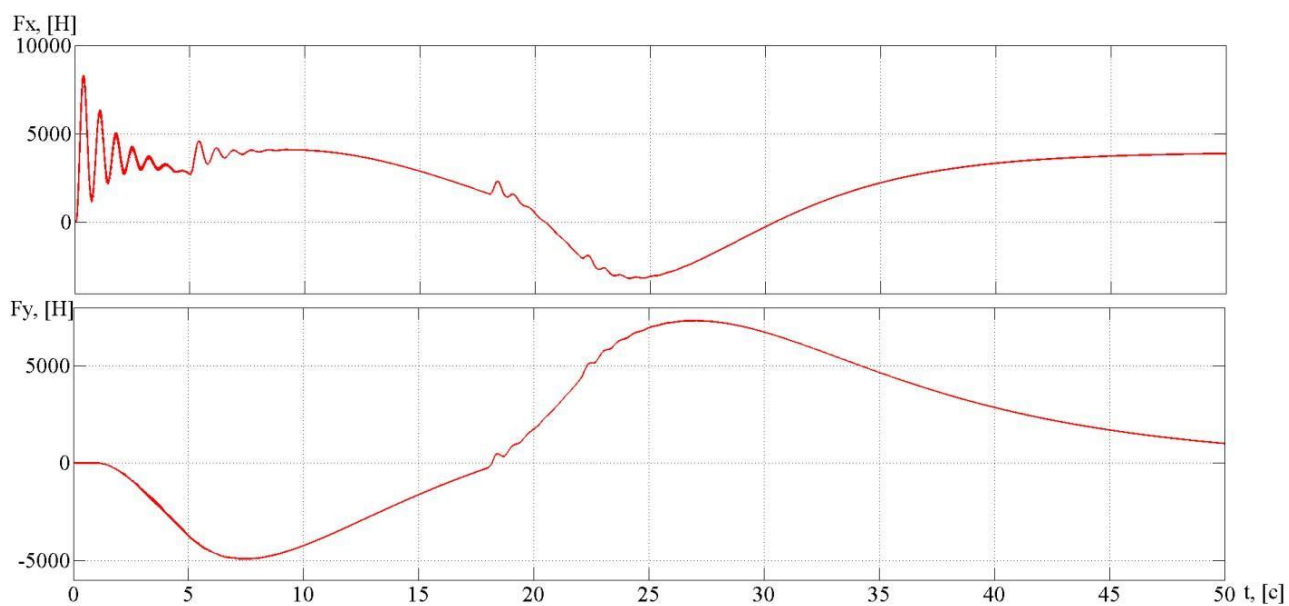


Рис. 4.30. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №2 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з причіпною ланкою

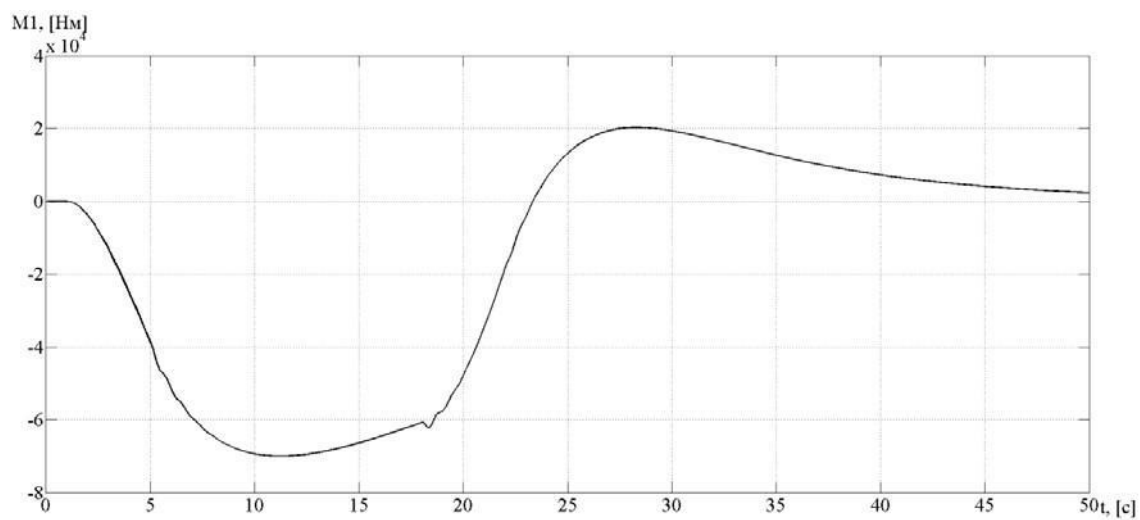


Рис. 4.31. Момент, що діє на автомобіль-тягач від сил у зчїпному пристрої №1

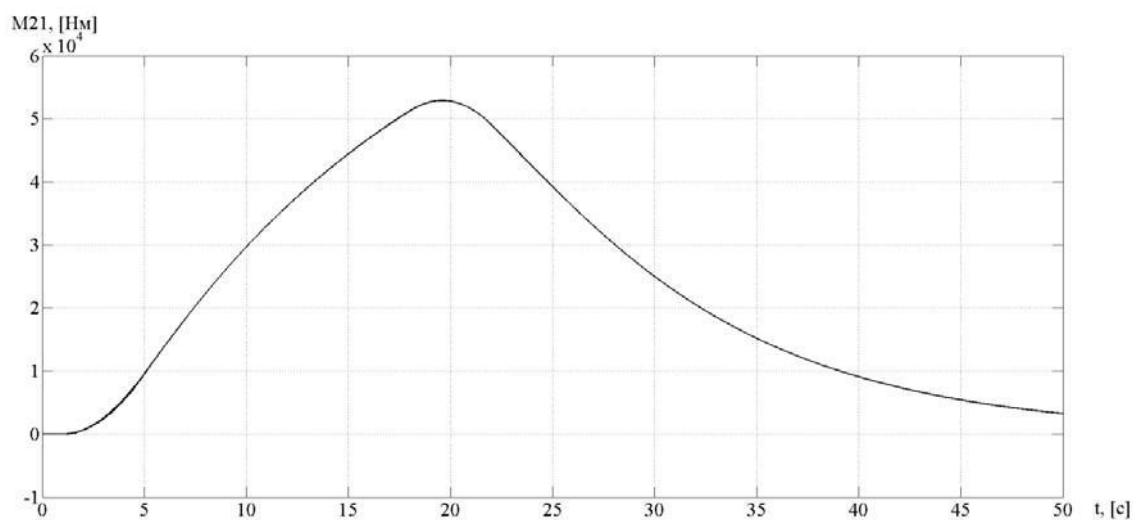


Рис. 4.32. Момент, що діє на проміжну ланку від сил у зчїпному пристрої №1

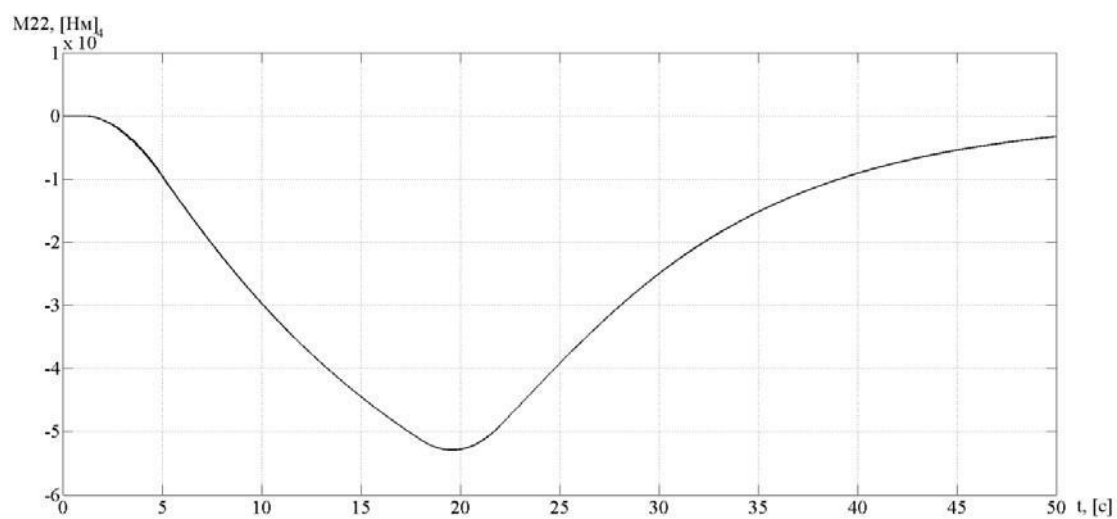


Рис. 4.33. Момент, що діє на проміжну ланку від сил у зчїпному пристрої №2

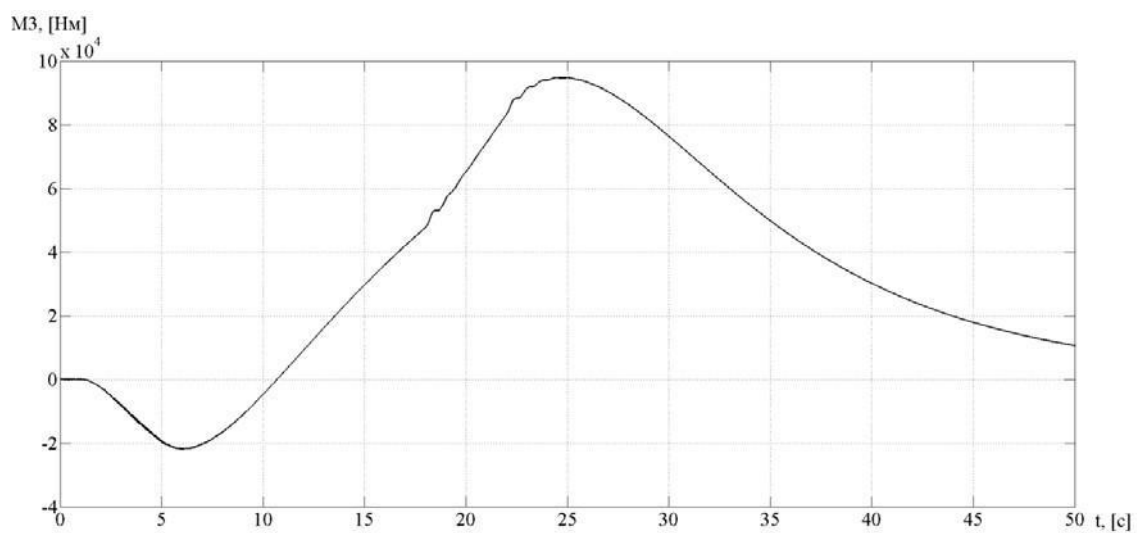


Рис. 4.34. Момент, що діє на причіпну ланку від сил у зчіпному пристрої №2

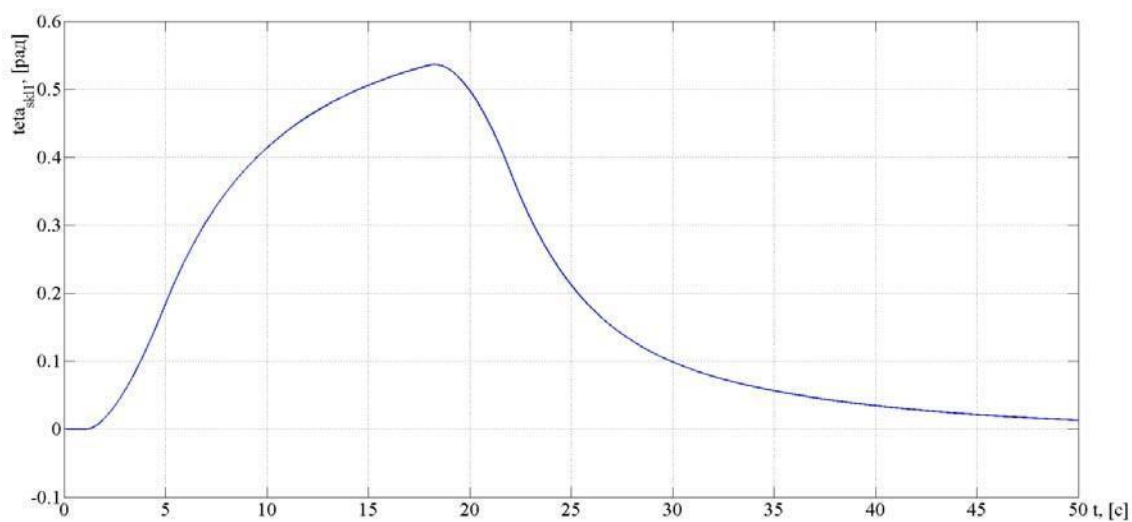


Рис. 4.35. Кут складання між автомобілем-тягачем і проміжною ланкою

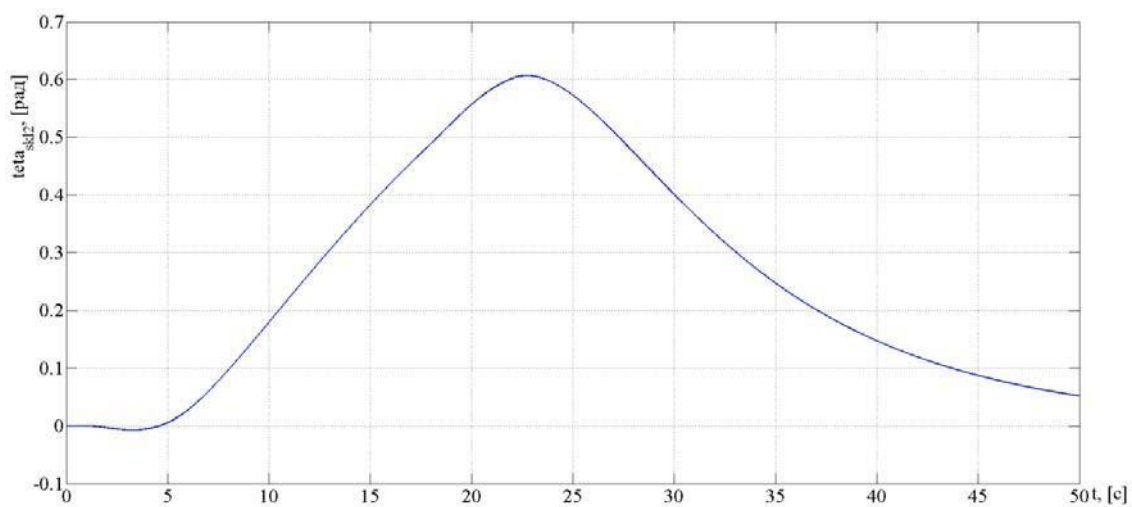


Рис. 4.36. Кут складання між проміжним і причіпним ланкою

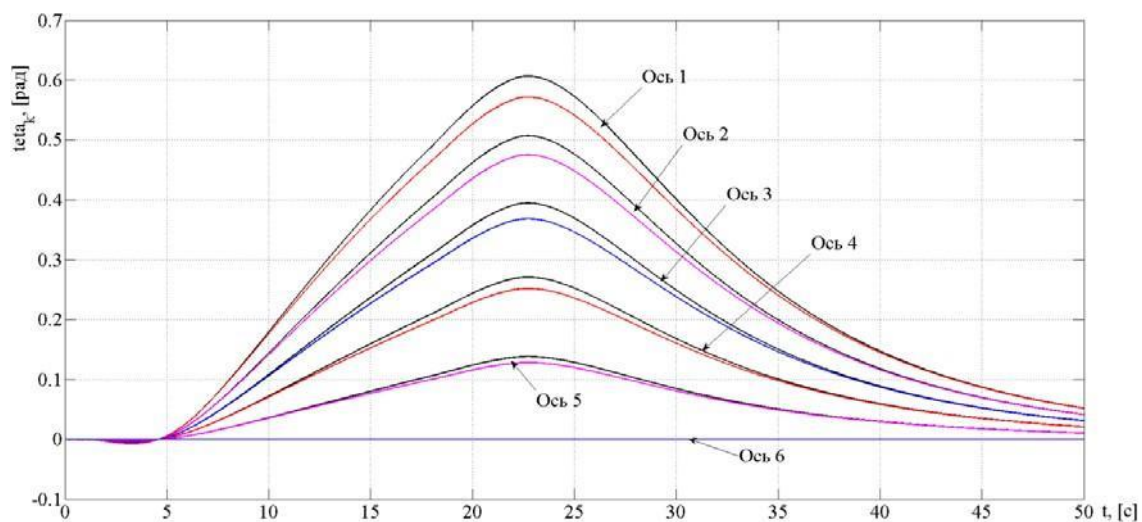


Рис. 4.37. Кути повороту коліс причіпної ланки

Полюс повороту причепа розміщений на 1 м за останньою віссю.

Результати моделювання наведено на рис. 4.38 – 4.55.

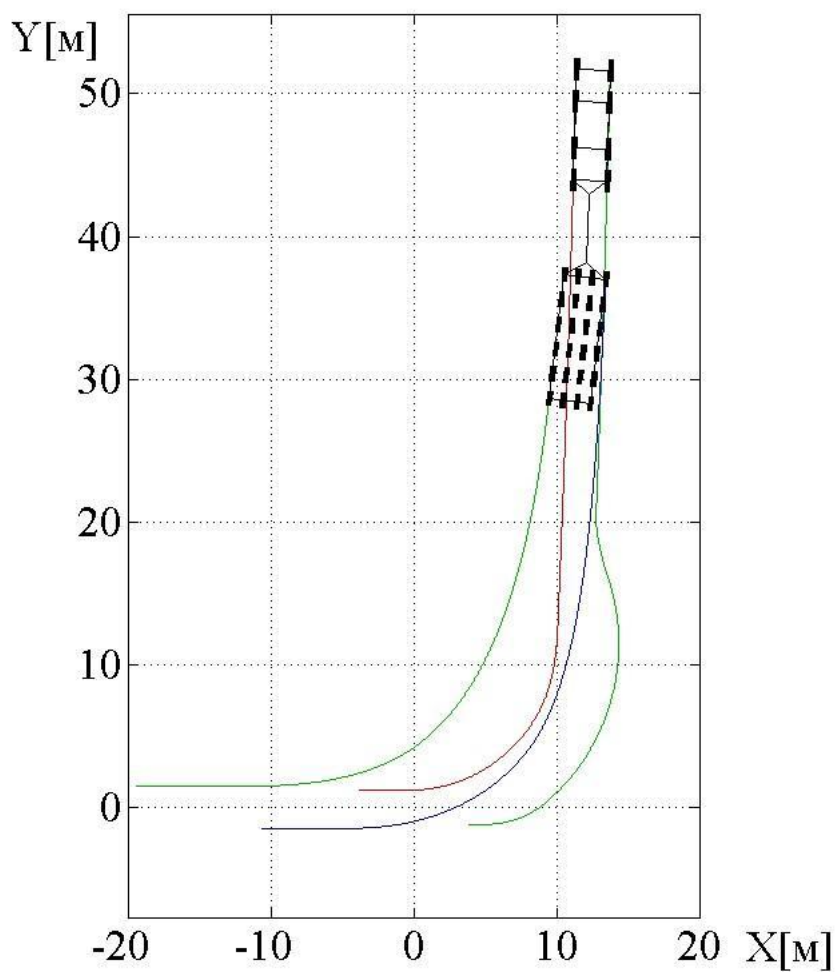


Рис. 4.38. Траєкторія руху автопоїзда

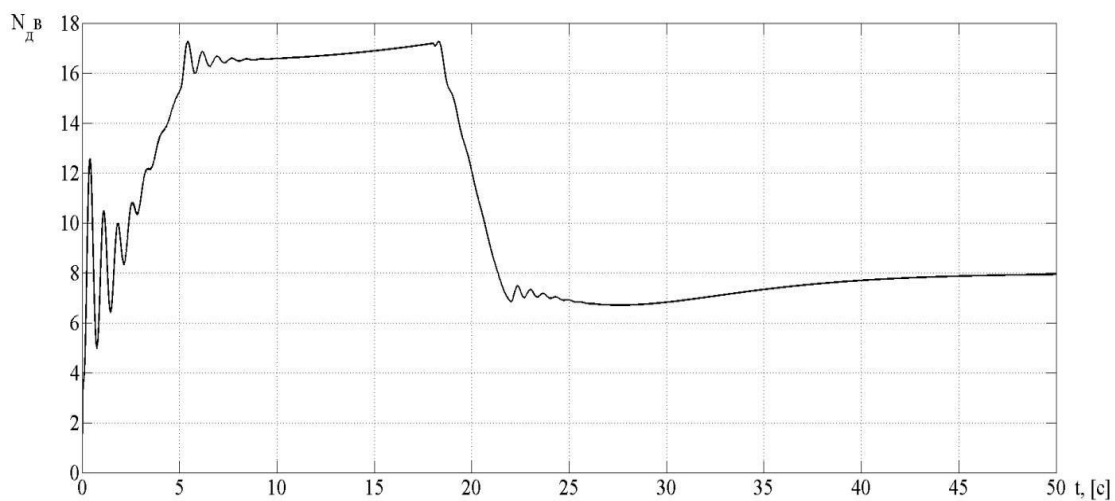


Рис. 4.39. Потрібна потужність двигуна для виконання маневру

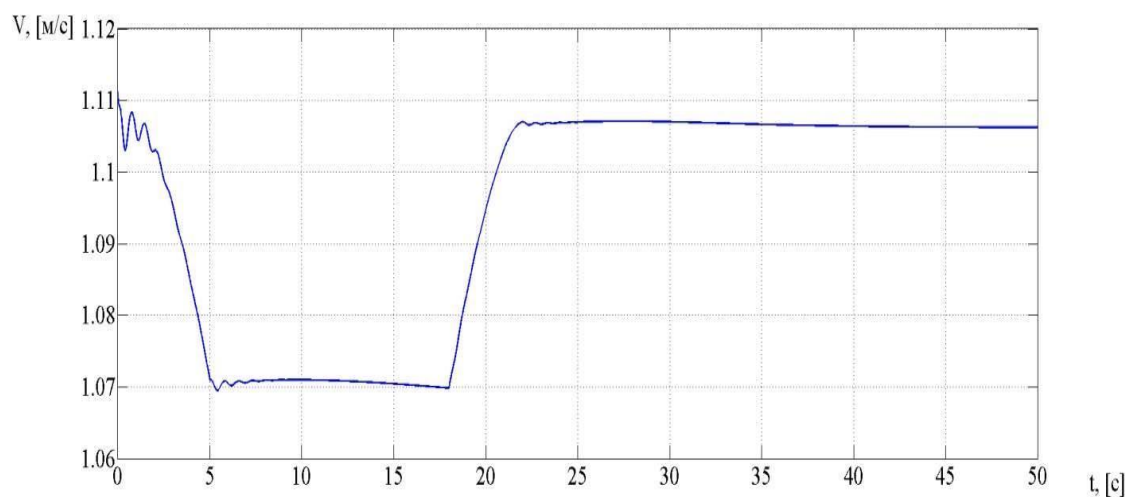


Рис. 4.40. Швидкість руху автомобіля-тягача

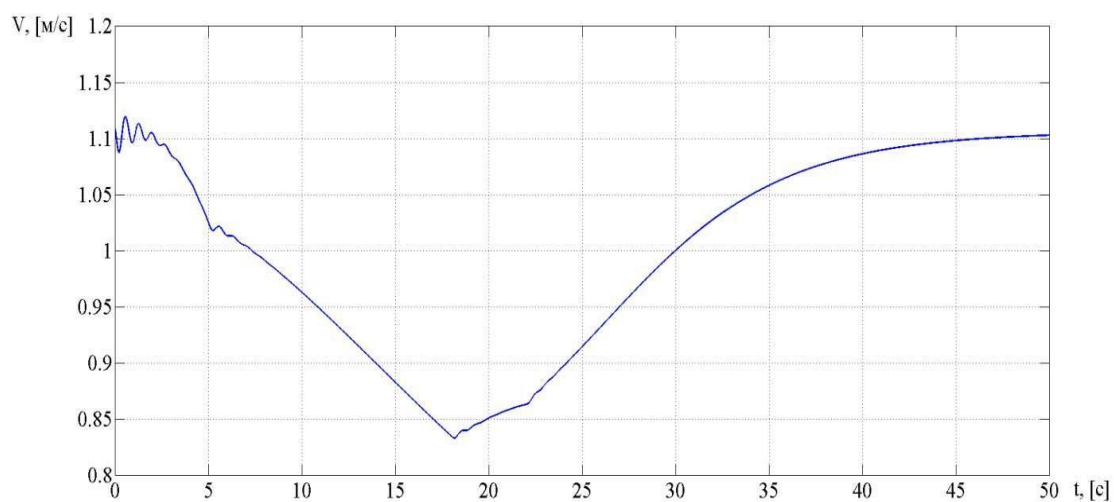


Рис. 4.41. Швидкість руху причіпної ланки

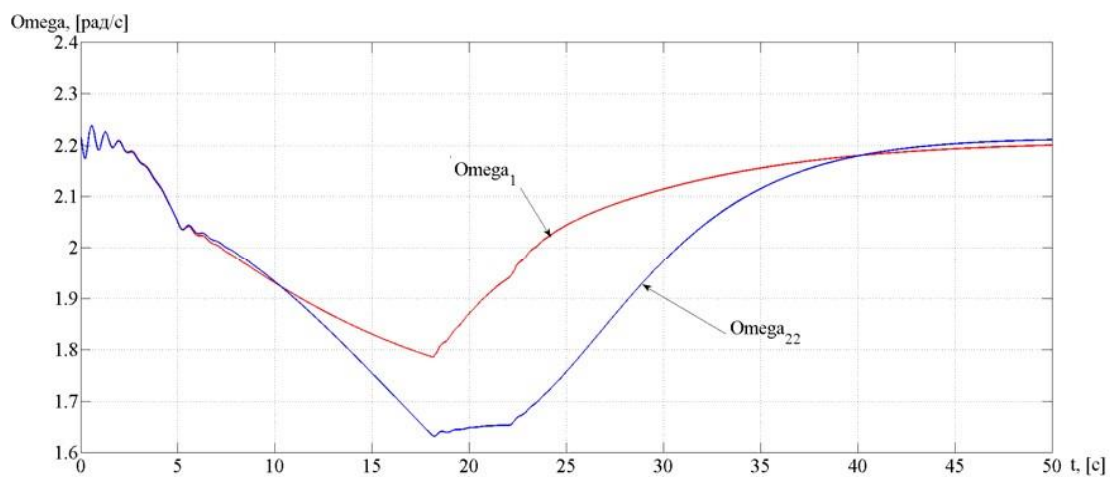


Рис. 4.42. Кутові швидкості коліс №1 і №22

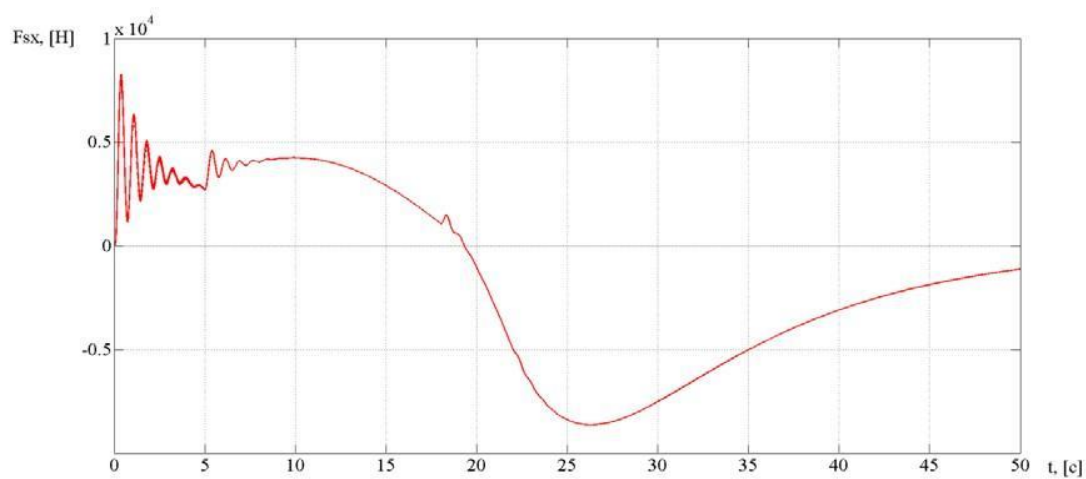


Рис. 4.43. Проекція сили, що діє у вузлі зчленування №1 на вісь X нерухомої системи координат

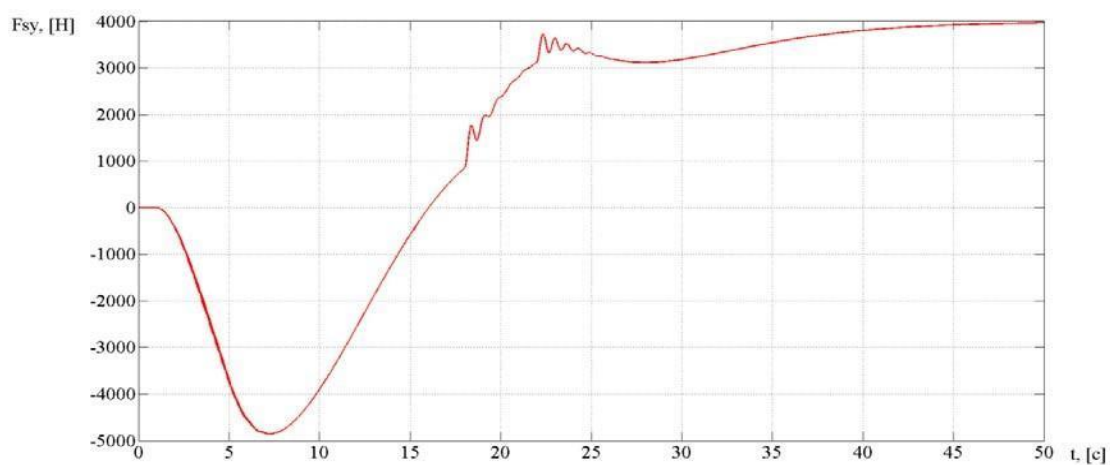


Рис. 4.44. Проекція сили, що діє у вузлі зчленування №1 на вісь Y нерухомої системи координат

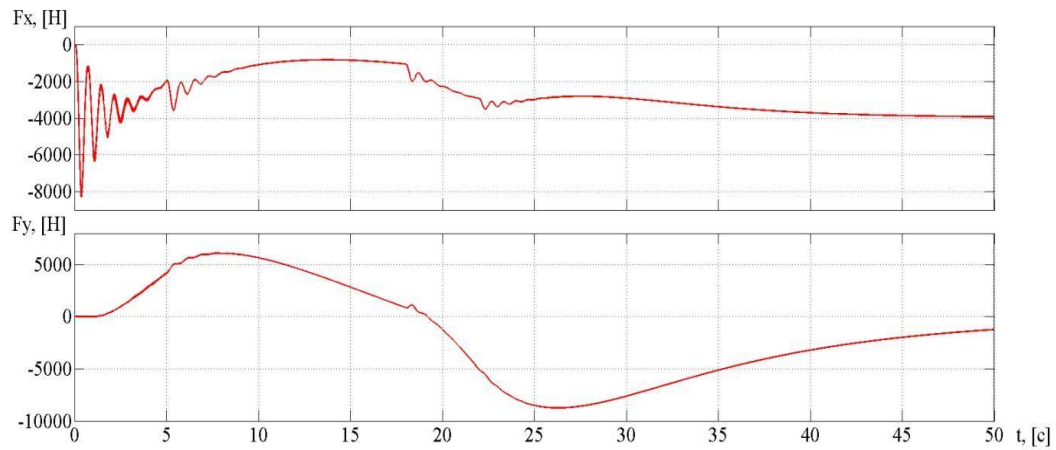


Рис. 4.45. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №1 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з корпусом автомобіля-тягача

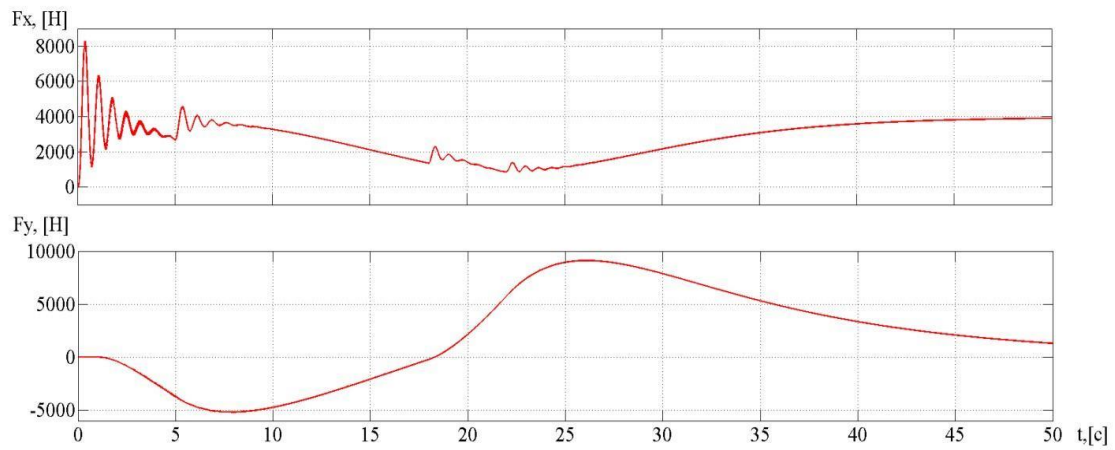


Рис. 4.46. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №1 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з проміжною ланкою

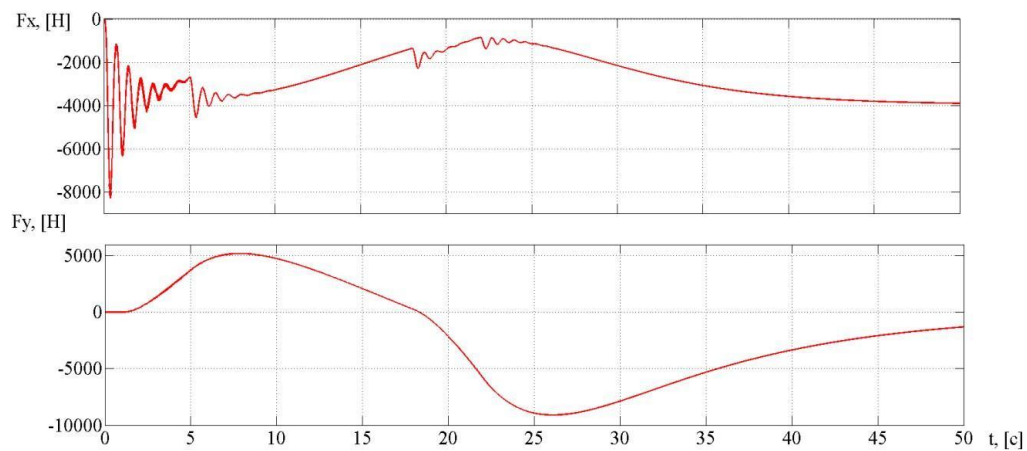


Рис. 4.47. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №2 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з проміжною ланкою

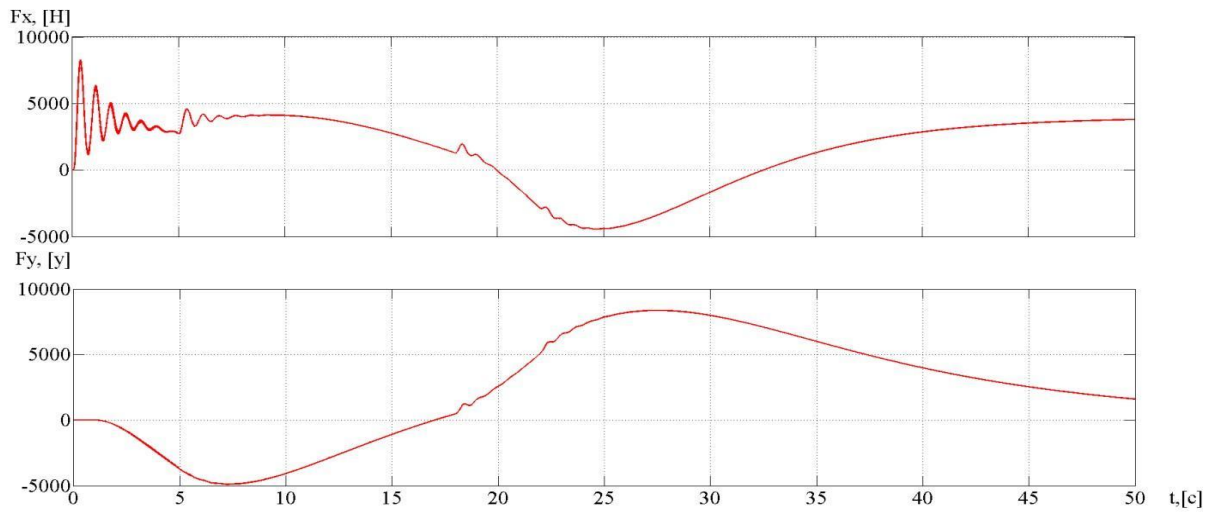


Рис. 4.48. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №2 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з корпусом причіпної ланки

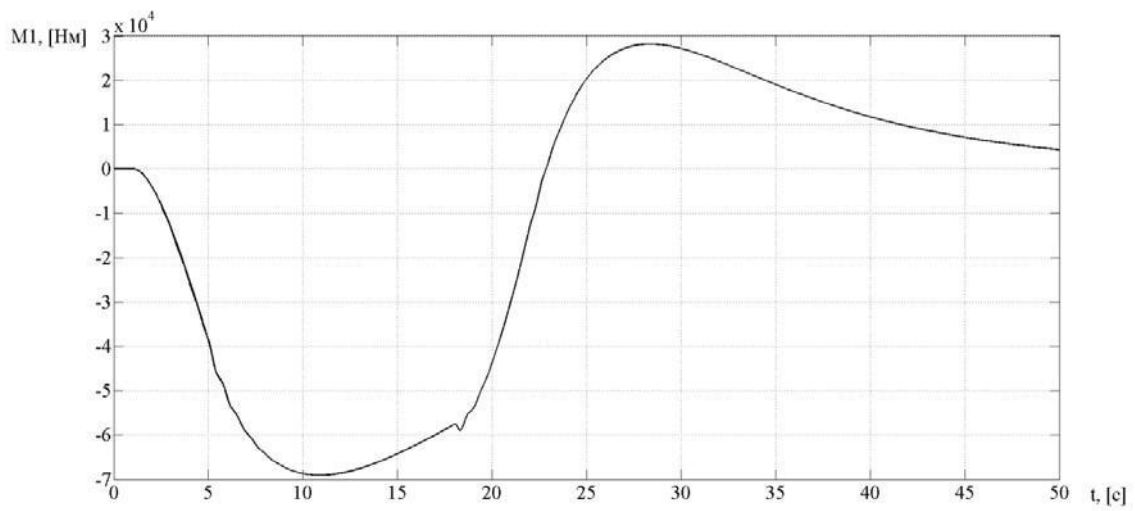


Рис. 4.49. Момент, що діє на автомобіль-тягач від сил у зчіпному пристрої №1

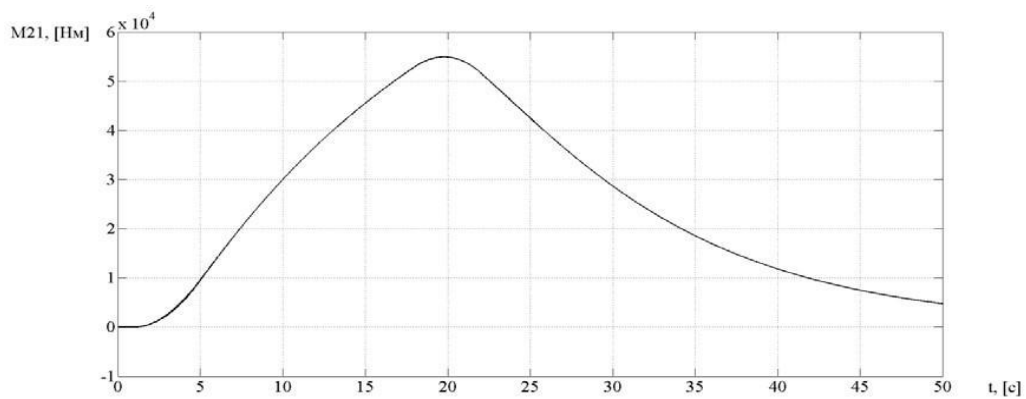


Рис. 4.50. Момент, що діє на проміжну ланку від сил у зчіпному пристрої №1

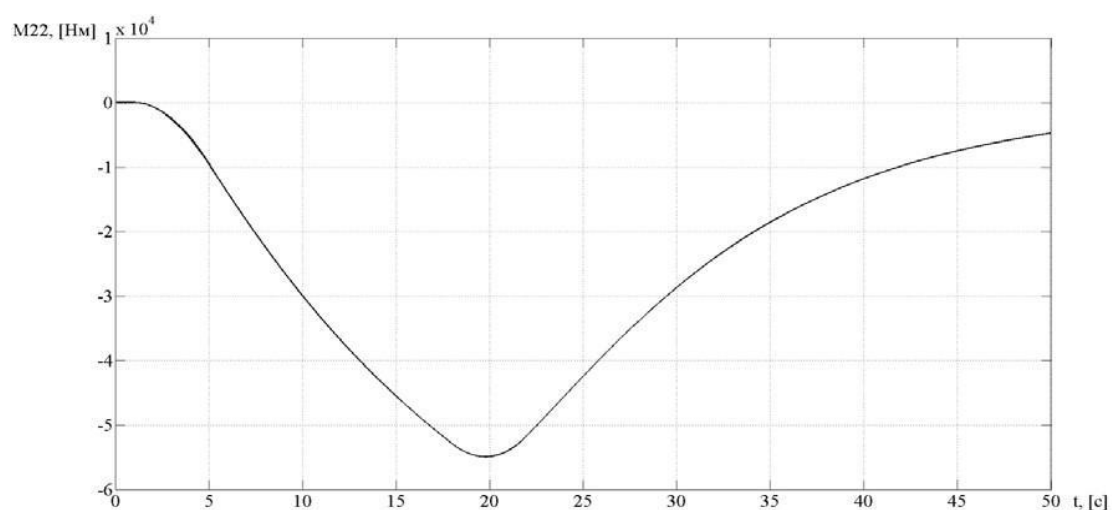


Рис. 4.51. Момент, що діє на проміжну ланку від сил у зчіпному пристрої №2

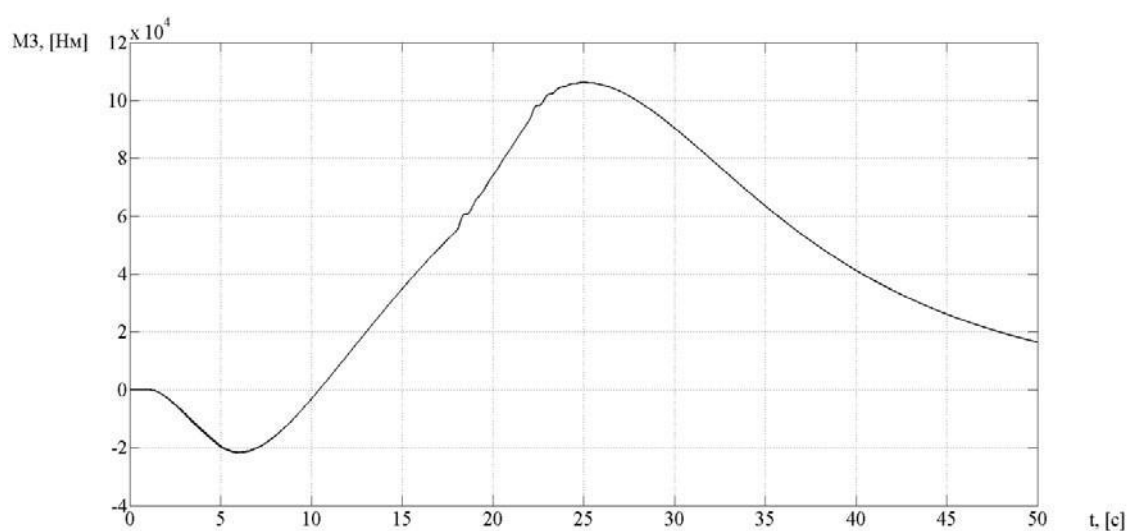


Рис. 4.52. Момент, що діє на причіпну ланку від сил у зчіпному пристрої №2

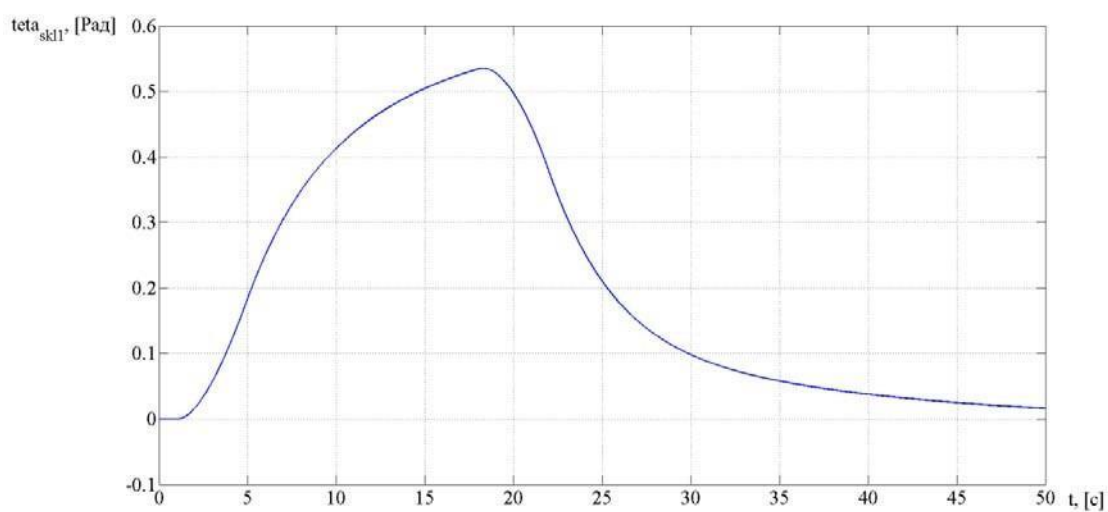


Рис. 4.53. Кут складання між автомобілем-тягачем і проміжною ланкою

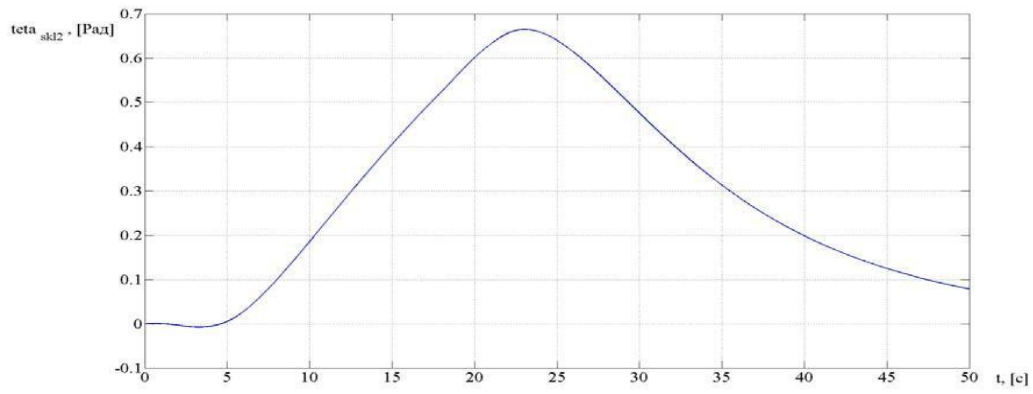


Рис. 4.54. Кут складання між проміжною і причіпною ланками

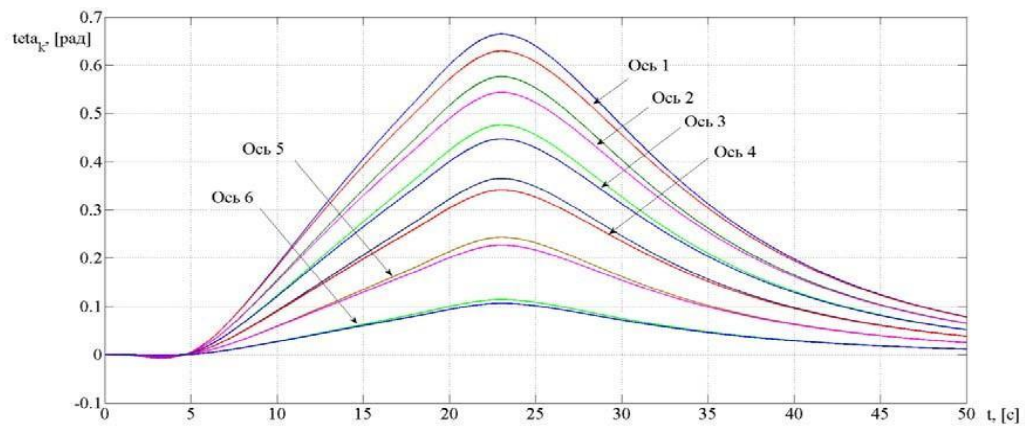


Рис. 4.55. Кути повороту коліс причіпної ланки

Поліус повороту причепа розташований на першій осі

Результати моделювання наведено на рис. 4.56 – 4.73.

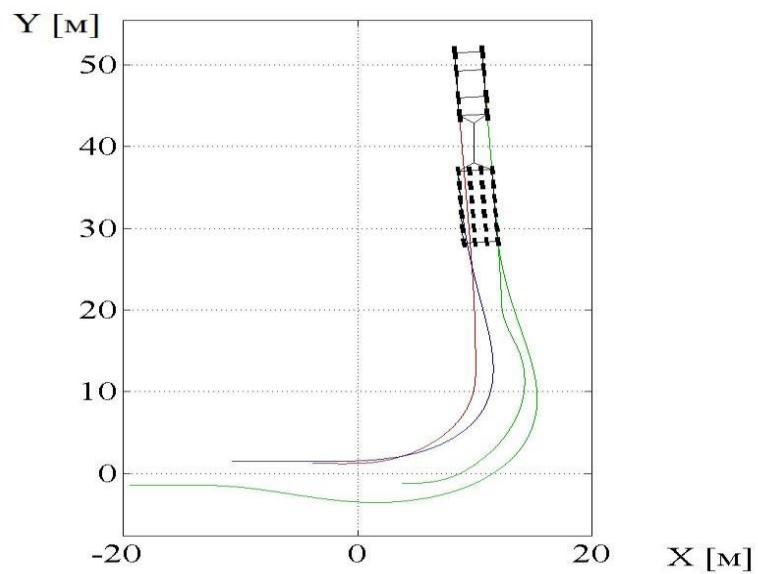


Рис. 4.56. Траєкторія руху автопоїзда

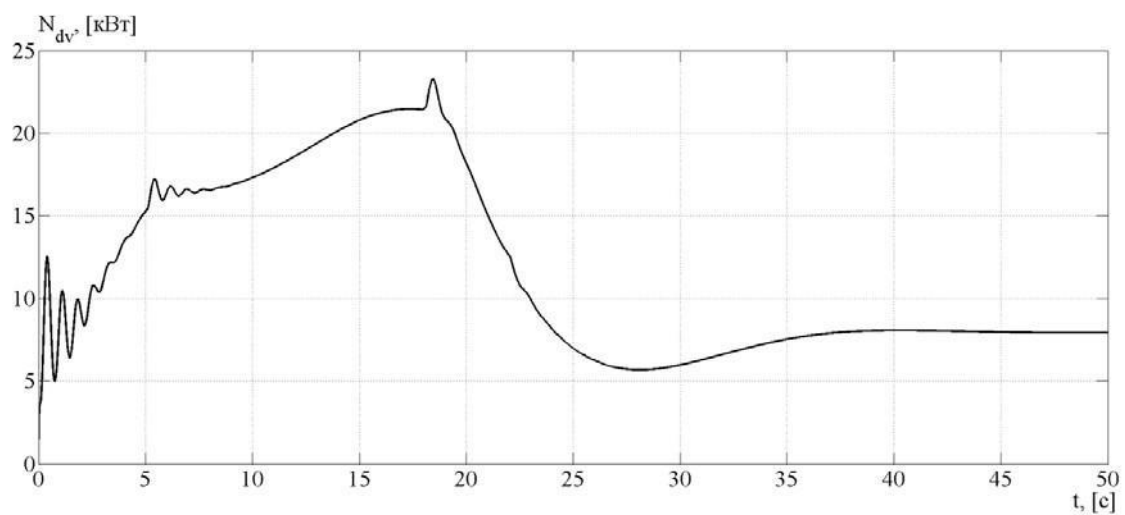


Рис. 4.57. Потрібна потужність двигуна для виконання маневру

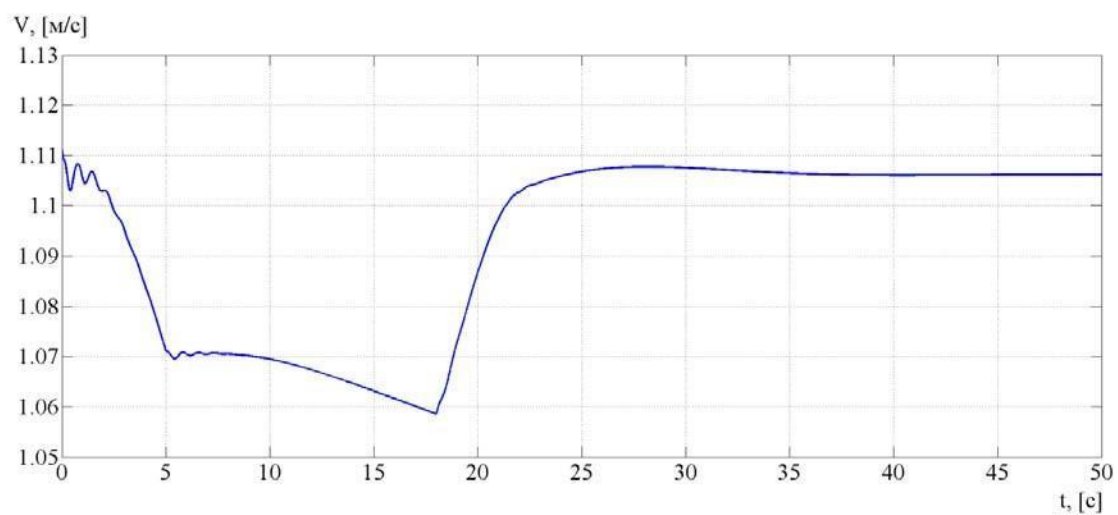


Рис. 4.58. Швидкість руху автомобіля-тягача

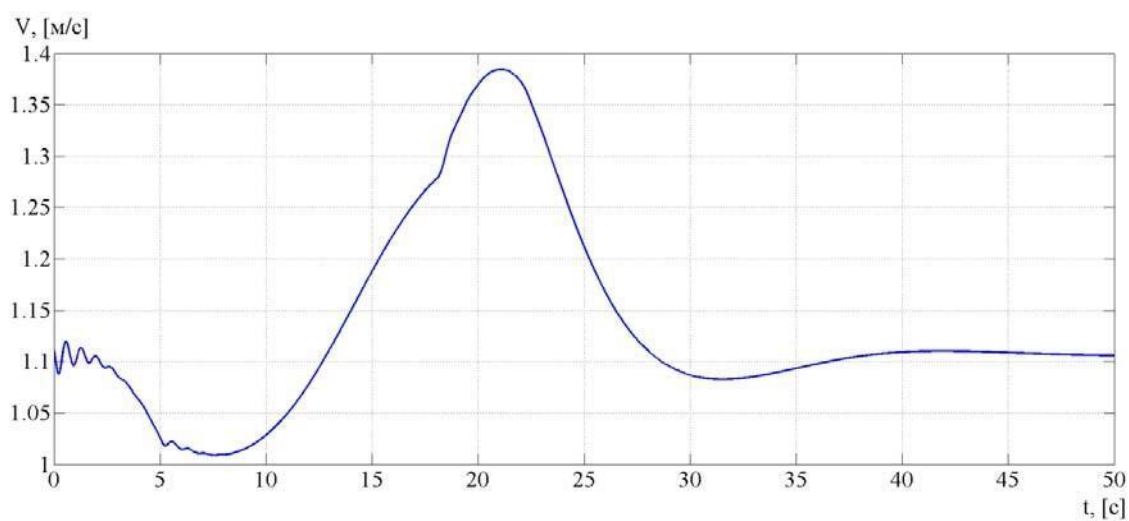


Рис. 4.59. Швидкість руху причіпної ланки

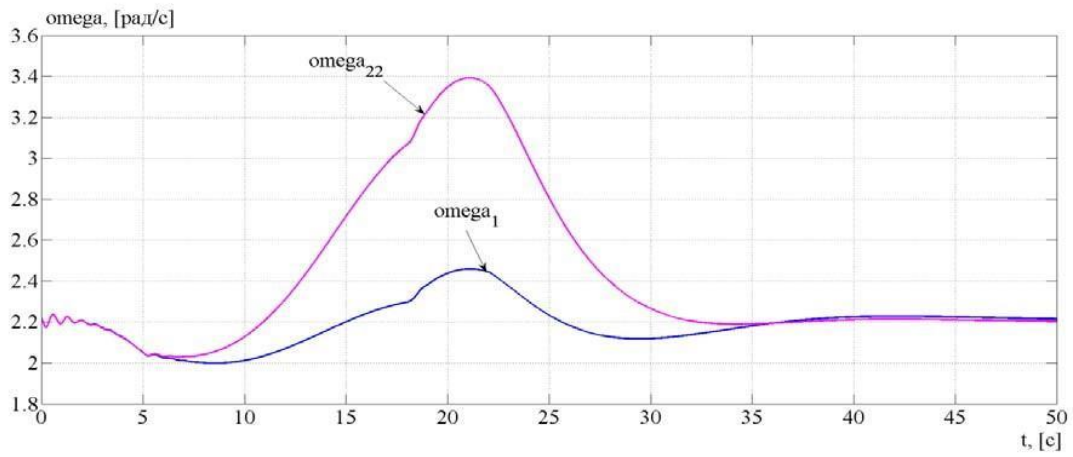


Рис. 4.60. Кутові швидкості коліс №1 і №22

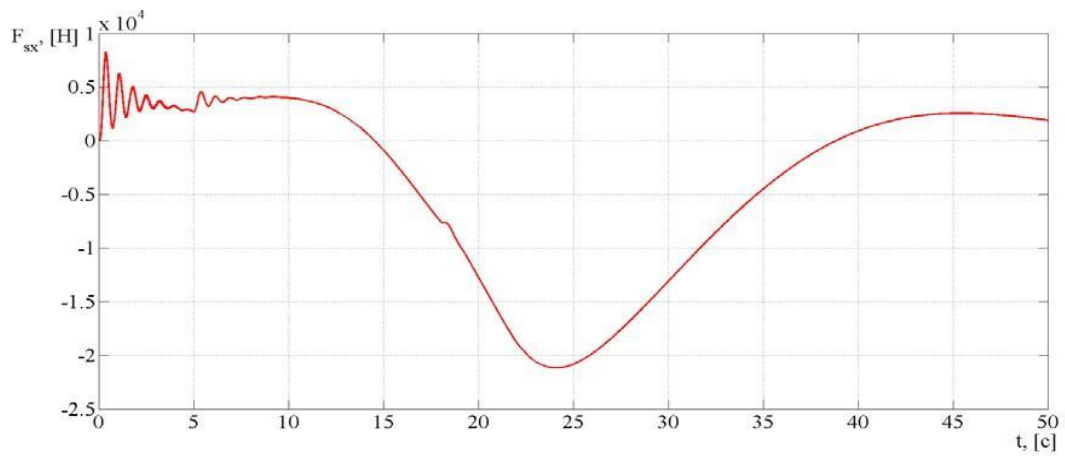


Рис. 4.61. Проекція сили, що діє у вузлі зчленування №1 на вісь X нерухомої системи координат

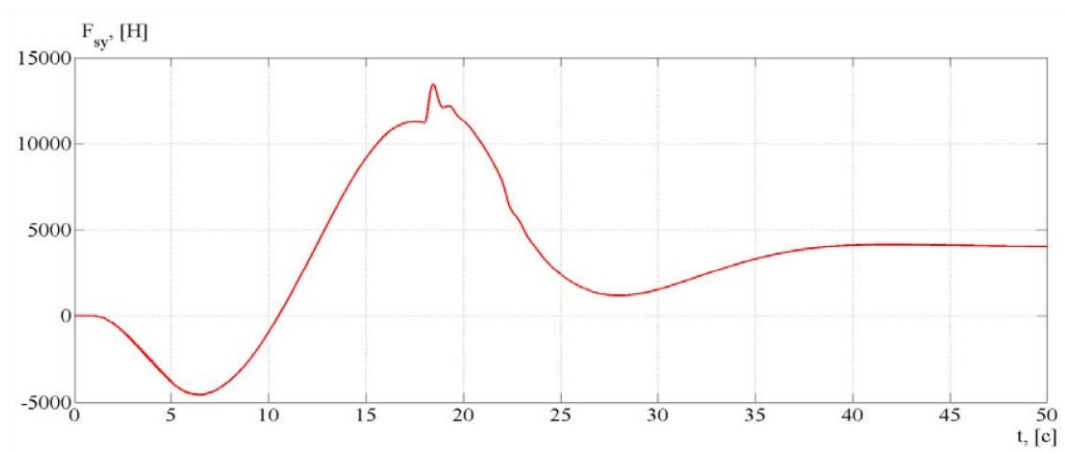


Рис. 4.62. Проекція сили, що діє у вузлі зчленування №1 на вісь Y нерухомої системи координат

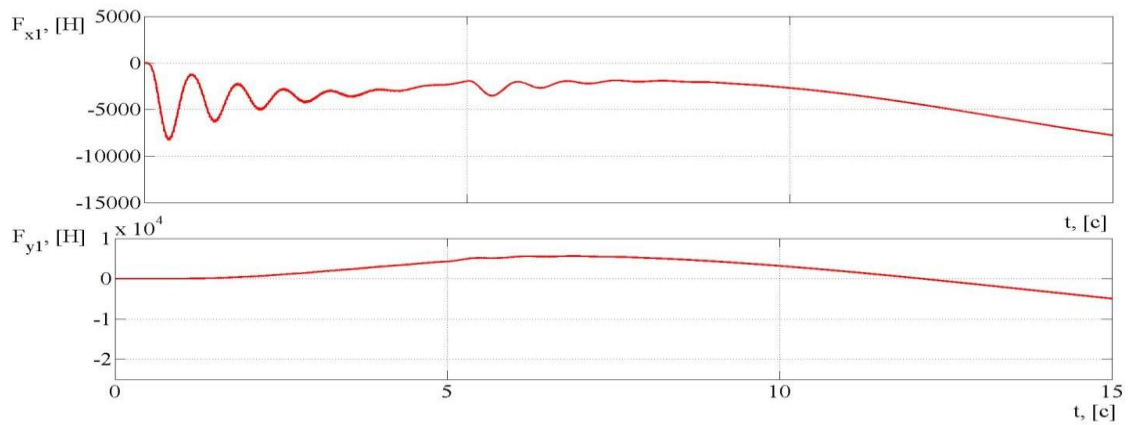


Рис. 4.63. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №1 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з корпусом автомобіля-тягача

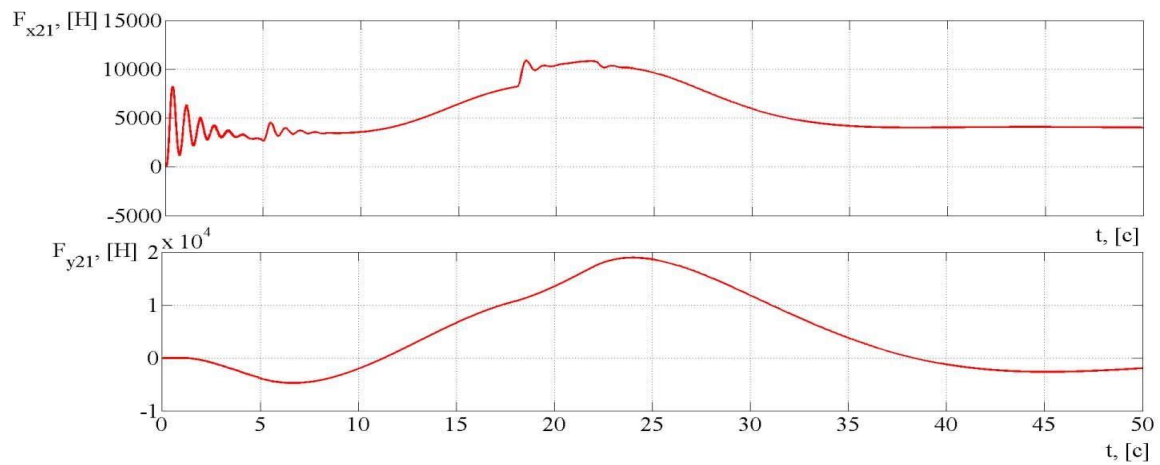


Рис. 4.64. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №1 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з проміжною ланкою

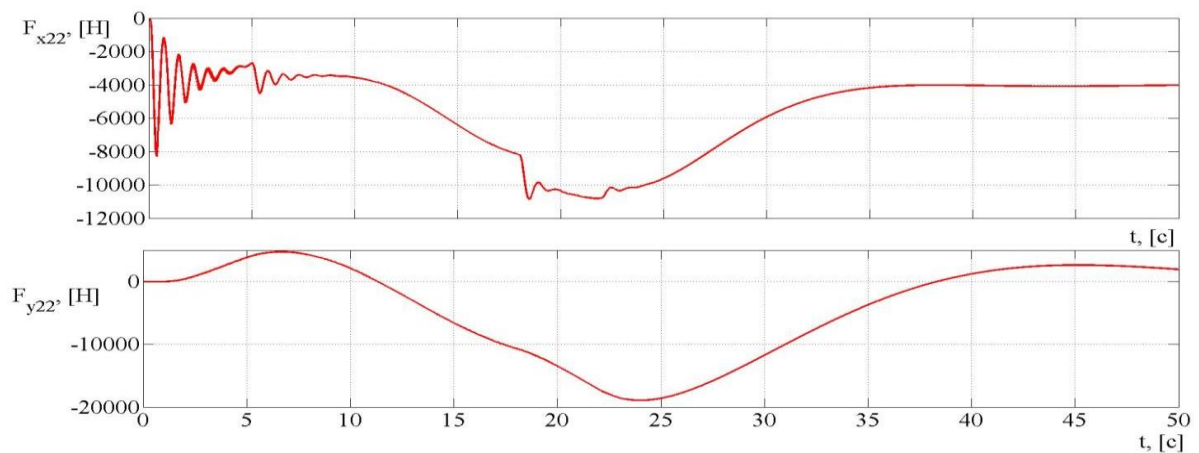


Рис. 4.65. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №2 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з проміжною ланкою

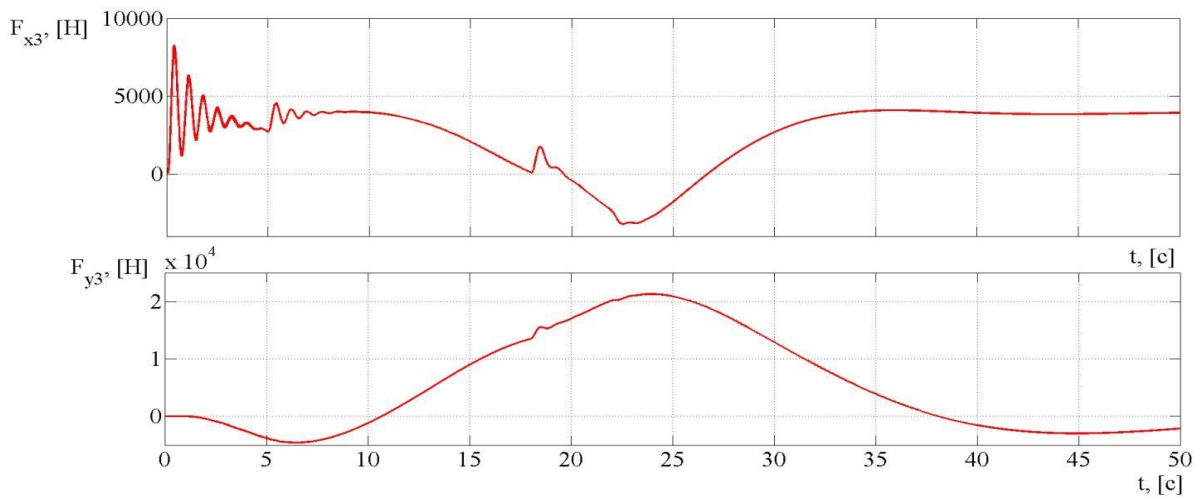


Рис. 4.66. Проекції сил, що діють у вузлі зчленування №2 на осі рухомої системи координат, пов'язаної з корпусом причіпної ланки

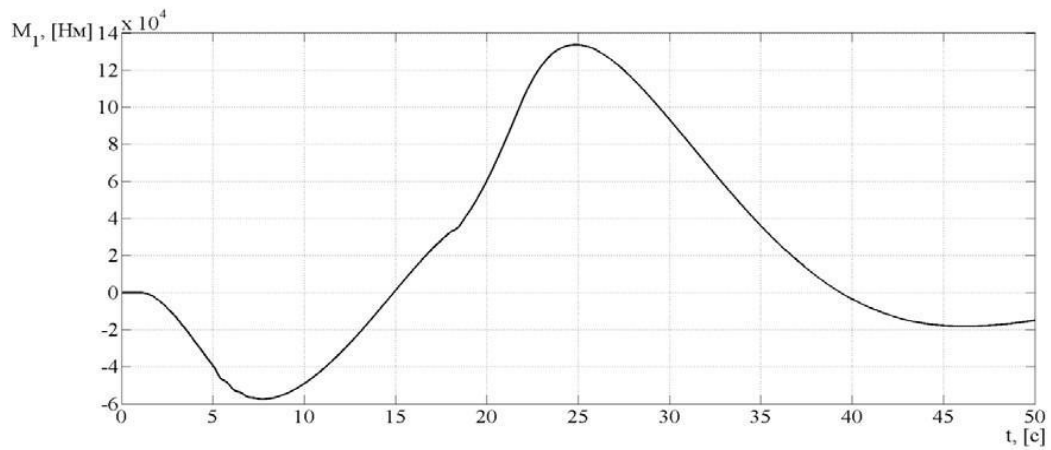


Рис. 4.67. Момент, що діє на автомобіль-тягач від сил у зчіпному пристрої №1

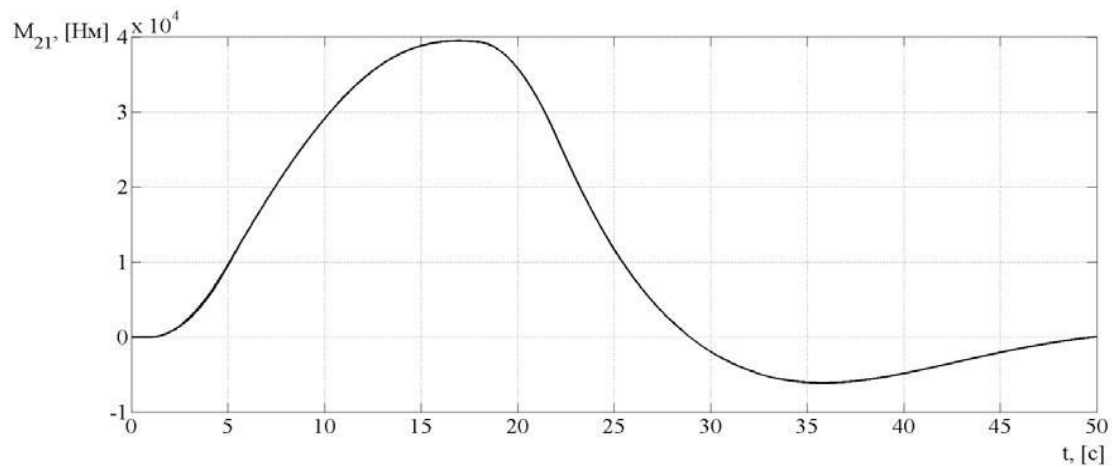


Рис. 4.68. Момент, що діє на проміжну ланку від сил у зчіпному пристрої №1

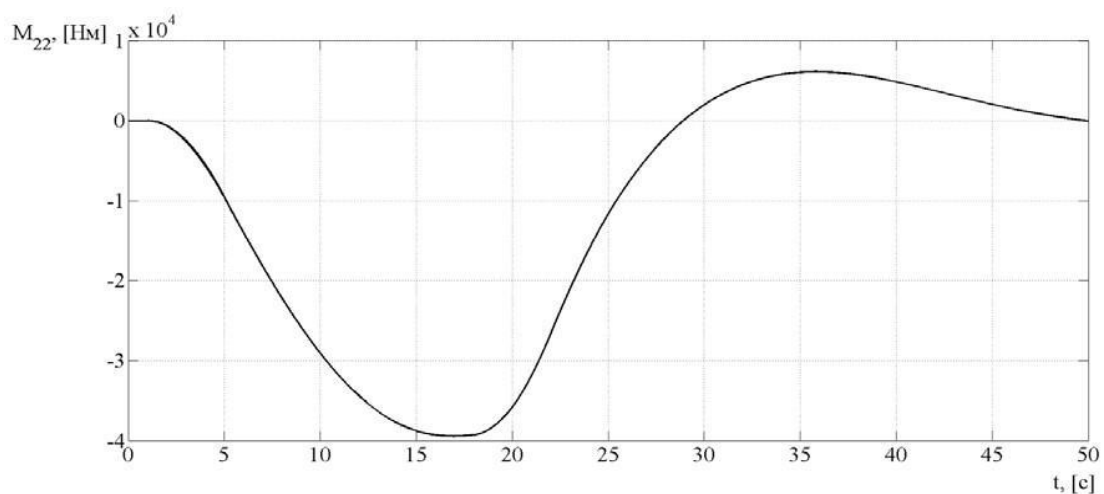


Рис. 4.69. Момент, що діє на проміжну ланку від сил у зчіпному пристрої №2

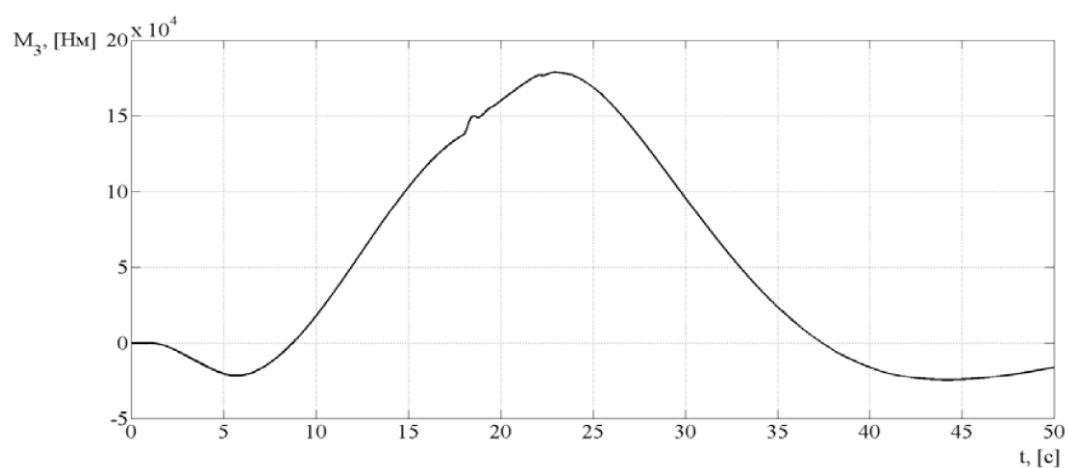


Рис. 4.70. Момент, що діє на причіпний ланка від сил у зчіпному пристрої №2

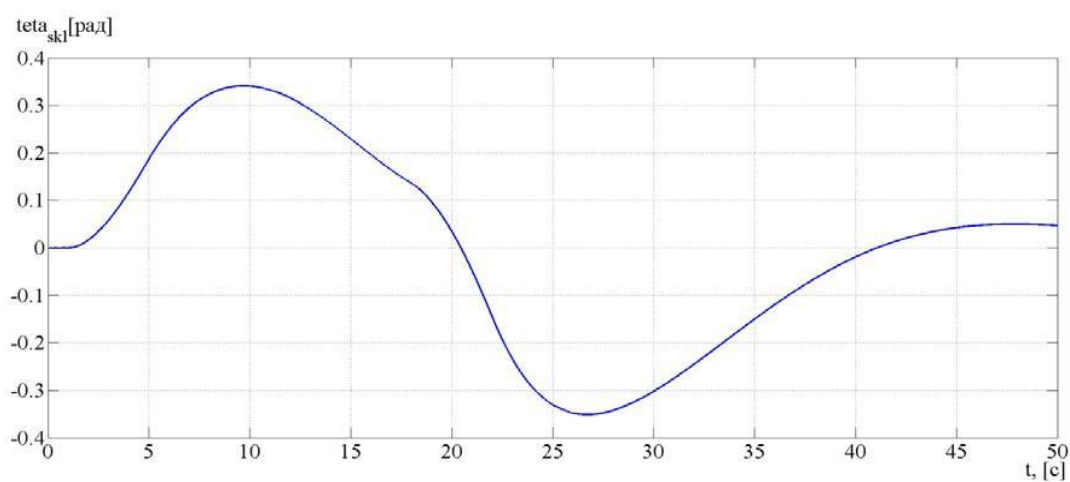


Рис. 4.71. Кут складання між автомобілем-тягачем і проміжною ланкою

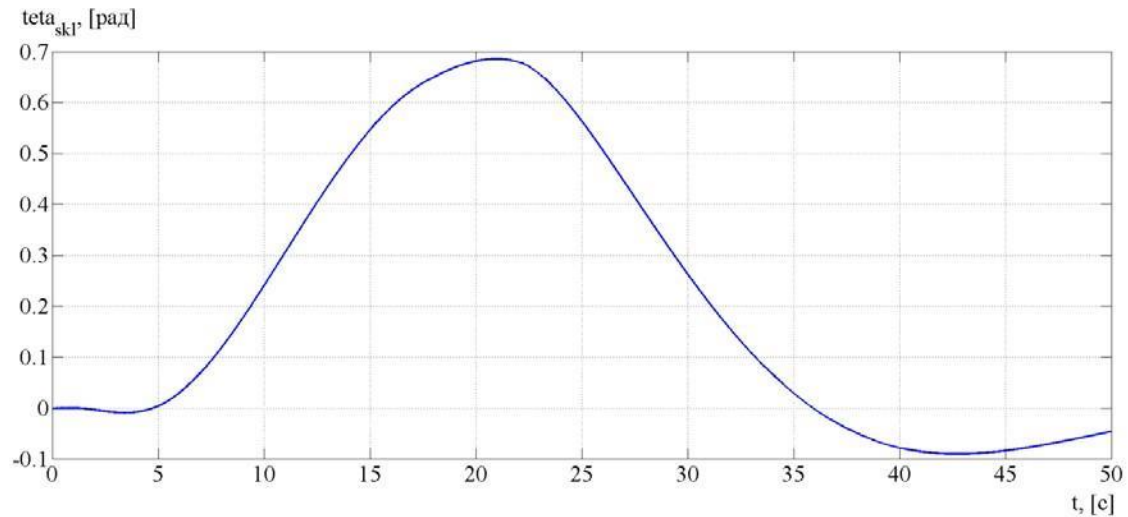


Рис. 4.72. Кут складання між проміжною і причіпною ланками

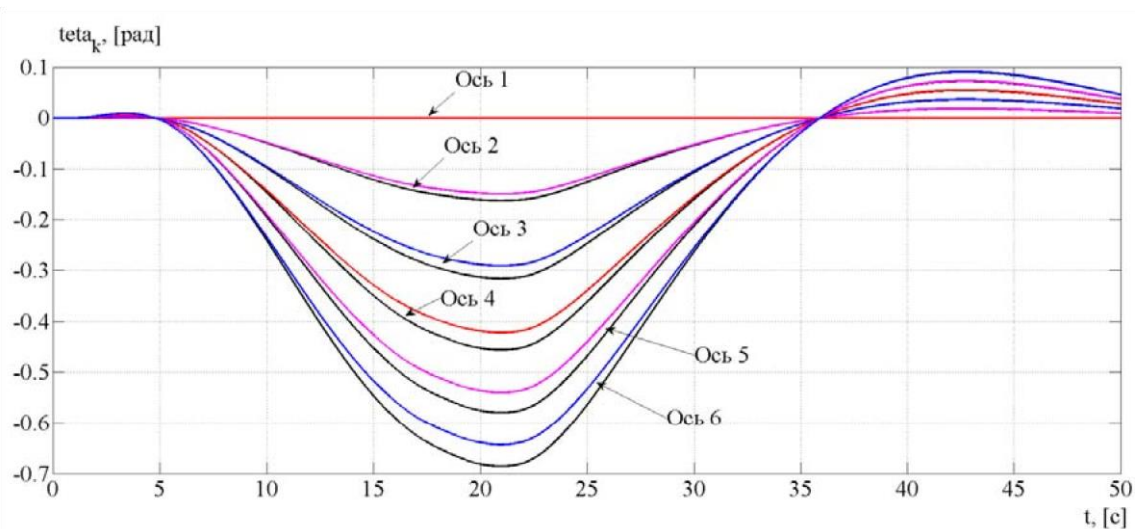


Рис. 4.73. Кути повороту коліс причіпної ланки

Аналіз результатів моделювання підтвердив адекватність і працездатність математичної моделі (кути складання секцій, кути повороту керованих коліс, кутові швидкості коліс причіпної ланки і т.п.). Габаритна ширина коридору руху при варіанті рульового керування №1 склала 6,7 м (рис. 4.2), при варіанті №2 – 8,67 м (рис. 4.20), при варіанті №3 – 9,3 м (рис. 4.38), при варіанті № 4 – 7 м (рис. 4.56). Значення сил у зчіпному пристрої для варіанта №1 по обох осях (X, Y) не перевищує 4500 Н, в той час як для всіх інших варіантів рульового керування значення сил було більше, ніж 4500 Н (рис. 4.7 і 4.8; 4.25 і 4.26; 4.43 і 4.44; 4.61 і 4.62).

Результати дослідження при всеколiсному рульовому керуванні, яке функціонує у відповідності з законом (4.1), показали, що застосування ВРУ для автомобіля-тягача не дозволяє досягти переваг у порівнянні з традиційними схемами рульового керування із забезпечення мінімальної ширини коридору руху при маневруванні, а також за критерієм мінімізації навантажень у зчiпному пристрої. Водночас, мінімально можливий радіус повороту автопоїзда зменшився на 25% у порівнянні з традиційними варіантами рульового керування автомобіля-тягача.

Результати моделювання вказують на адекватність математичної моделі руху автопоїзда з пасивною причіпною ланкою по недеформівних опорних поверхнях. Встановлено, що мінімальне значення ширини коридору руху автопоїзда при виконанні маневру поворот на 900 склав 6,7 м, що відповідає закону керування причіпною ланкою з положенням полюса рульового керування в центрі бази. Найнесприятливішим за критерієм мінімізації ширини коридору руху є варіант №3 зі зміщеним полюсом рульового керування за межі бази причіпної ланки (ширина коридору – 9,3 м).

Найнесприятливішим за критерієм мінімізації зусиль у зчiпних пристроях є варіант №4 з розташуванням полюса рульового керування на першій осі причіпної ланки, значення проекції сили, що діє у вузлі зчленування №1 на вісь X нерухомої системи координат F_{XS} перевищило 20000 Н, на вісь Y F_{ES} – 13000 Н.

Застосування всеколiсного рульового керування для автомобіля-тягача не дозволяє досягти переваг з мінімізації коридору руху і зниження сил, що діють у вузлах стикування. Водночас, слід зазначити, що при ВРУ було зафіксовано зниження радіуса повороту до 30% у порівнянні з традиційною схемою рульового керування автомобіля-тягача 12-00 з положенням полюса між двома задніми осями.

Основні висновки

У посібнику описано новий метод [42] підвищення безпеки руху автопоїздів на стадії проектування техніки й підготовки перевезень великогабаритних великовагових вантажів. Особливість методу полягає в можливості імітації впливів водія (оператора) на органи керування автопоїздом на стадії підготовки перевезення, а також у можливості дослідження ефективності різних схем рульового керування автомобіля-тягача і причіпної ланки на показники маневреності.

Запропонована [42] математична модель руху автопоїзда, що дозволяє прогнозувати характеристики маневреності при перевезенні ВВВ по рівній горизонтальній недеформівній опорній поверхні на етапі підготовки перевезення. Особливістю моделі є подавання поворотного дишла, який з'єднує автомобіль-тягач з причепом, у вигляді окремої ланки, що має ступінь свободи в площині руху щодо двох ланок автопоїзда. У математичній моделі враховано можливість реалізації різних законів і алгоритмів функціонування систем рульового керування, різних тягових поєднань ланок автопоїзда, а також конструктивних особливостей зчіпних пристроїв. Дія середньої ланки враховується при визначенні нормальних реакцій автомобіля-тягача і причіпної ланки.

Порівнянням результатів імітаційного моделювання та натурних випробувань доведено адекватність розробленої математичної моделі руху автопоїзда по рівній горизонтальній недеформівній основі з точністю, прийнятною для прогнозування характеристик криволінійного руху, її придатність для практичного використання при дослідженні ефективності функціонування різних законів керування поворотом коліс на сукупності дорожніх умов. Відносна похибка за основними показниками криволінійного руху при виконанні маневру «Поворот» не перевищує 8%, при виконанні маневру «Переставка» – 12%.

Імітаційне моделювання вказує, що новий метод підвищення безпеки руху автопоїздів на стадії проектування техніки й підготовки перевезень

великогабаритних великовагових вантажів дозволяє напрацювати керування автопоїздом без виходу будь-якої з ланок за межі заданого коридору руху і підвищити середню швидкість руху на 7-9% на маршруті.

Результати імітаційного моделювання вказують, що за критерієм забезпечення мінімальної ширини коридору руху за максимального кута повороту керованих коліс найсприятливішим є варіант №1 (схема рульового керування автомобіля тягача традиційна (12-00, полюс знаходиться між 3-ою і 4-ою осями); полюс рульового керування причіпної ланки знаходиться в центрі бази, поворот коліс причепа визначається кутом повороту дишла щодо причепа). Зменшення ширини коридору руху в порівнянні з трьома іншими варіантами при виконанні повороту з мінімальним радіусом склало від 10-28%. При цьому спостерігалось також зменшення сил, що діють у вузлі зчленування, на 18-20%.

Список літератури

1. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. – М.: Транспорт, 1967. – 225 с.
2. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. – М.: Транспорт, 1986. – 137 с.
3. Schraeder K. Die Radbahnek der Strassen – fahrzeuge. AT2, №11. – 1934, 71 – 77 p.
4. Житов И.Н. Теория вписывания подвижного состава в закругления безрельсовых дорог и применение ее к лесовозным экипажам: Автореферат дис. ... канд. техн. наук. – Киев, 1953. – 31 с.
5. Fazekas G.A. On the kinematik path of semitrailers // Journal of applied mechanics. – 1955. – №9. – P. 273–279.
6. Конструкция и расчет автомобильных поездов / Я.Х. Закин [та інш.]; Под ред. Я.Х. Закина. – Л.: Машиностроение, 1968. – 331 с.
7. Закин Я.Х. Основы теории движения транспортных и специальных автомобильных поездов: Дис. ... докт. техн. наук. – Л., 1960. – 379 с.
8. Закин Я.Х. Ширина проездов при движении автопоездов. – М.: Транспорт, 1968. – 81 с.
9. Курочкин А.С. Исследование маневренности и устойчивости автомобильного поезда с длиннобазным многоосным полуприцепом: Дисс. ... кандидата техн. наук. – Киев, 1978. – 161 с.
10. Ермилов С.С., Колпаков А. П. Результаты исследований автопоезда с управляемыми колесами полуприцепа // Автомобильная промышленность. – 1964. – № 9. – С. 28 – 32.
11. Колпаков А.П. Исследование поворотливости автопоезда с управляемыми и ведущими колесами полуприцепа: Автореферат дис. ... канд. техн. наук. – М., 1965. – 18 с.

12. Марголис Я.С. Исследование влияния конструкции поворотных устройств на маневренность и износ шин сочлененных автобусов и троллейбусов: Дис. ...канд. техн. наук. – М., 1966. – 175 с.
13. Ширяев П.П. Исследование влияния поворотных устройств прицепов и полуприцепов на устойчивость движения и поворотоспособность автомобильных поездов: Автореферат дис. ... канд. техн. наук. – М., 1963. – 27 с.
14. Крышень Н.И. О требованиях к рулевому приводу и к поворотным устройствам управляемых колес полуприцепов // Автомобильная промышленность. – 1965. – № 2. – С. 24 – 26.
15. Крышень Н.И. О требованиях к рулевым приводам управляемых колес полуприцепов // Автомобильная промышленность. – 1968. – № 6. – С. 29 – 31.
16. Атаев С.С., Кулик Б.Ф. К вопросу улучшения кинематики поворота длиннобазных полуприцепов для перевозки железобетонных конструкций // Автомобильная промышленность. – 1966. – № 6. – С. 29 – 32.
17. Лахно В.П., Лахно Р.П. Автомобильные лесовозные поезда. – М.: Гослесбумиздат, 1962. – 177 с.
18. Приходько В.И. Методика расчета крестообразной сцепки автопоезда при криволинейном движении // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 4. – С. 22 – 23.
19. Ferrigno E. Sul moto dei carrelli remorchiati in curva // АТА. – N 3. – 1968. – Р. 157 – 161.
20. Атаев С.С., Кулик Б.Ф. К вопросу улучшения кинематики поворота длиннобазных полуприцепов для перевозки железобетонных конструкций // Автомобильная промышленность. – 1966. – № 6. – С. 29 – 32.
21. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч. 1. – М.: Высшая школа, 1971. – 496 с.
22. Лысов А.М. Вопросы кинематики и динамики поворота тягача с прицепом // Труды НАТИ. – 1959. – Вып. 80. – 78 с.

23. Зисман Л.М., Гинцбург Л.Л. Методика аналитического определения взаимного положения прицепного звена и тягача на поворотах // Автомобильная промышленность. – 1973. – № 10. – С. 15 – 16.
24. Григорьев С.М. Исследование поворота тракторного агрегата // Труды ЛИМСХ. – 1950. – № 7. – С. 39 – 43.
25. Закин Я.Х. Методы анализа маневренных свойств автопоездов. – М.: Автотрансиздат, 1961. – 42 с.
26. Андреев А.С, Павлов В.А. Кинематический анализ криволинейного движения многосвязного прицепного автопоезда // Автомобильная промышленность. – 1969. – № 3. – С. 8 – 10.
27. Сигал Я.Е. К теории поворота автопоезда с неуправляемыми колесами прицепного звена // Автомобильная промышленность. – 1974. – № 10. – С. 23 – 25.
28. Hain K. Schleppkuzvenbestimmung mit Hilfe ven curventafeln // ATZ. – № 11. – 1952. – 269 s.
29. Фаробин Я.Е., Анисков Е.Д. Особенности расчета прицепной системы грузоподъемностью 180 т // Автомобильная промышленность. – 1974. – № 8. – С. 26 – 28.
30. Кончаковский В.И. Поворотные устройства прицепов // Автомобили и прицепы. – 1960. – № 3. – С. 7 – 11.
31. Колпаков А.П. та інш. Универсальные модели для исследования кинематики и устойчивости движения автопоездов // Автомобильная промышленность. – 1969. – № 2. – С. 10 – 11.
32. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.
33. Фаробин Я.Е., Овчаров В.А., Кравцева В.А. Теория движения специализированного состава. – Воронеж, 1981. – 160 с.
34. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.

35. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
36. Зыков В.К. Математическая модель многозвенного автопоезда // Моделирование и исследование предельных возможностей систем управления. 1976. – С. 114 – 117.
37. Брянский Ю.А. Управляемость большегрузных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1983. – 176 с.
38. Азбель А.Б., Беленький Ю.Ю., Мартыненко Г.В. Вписываемость длиннобазных седельных автопоездов на перекрестках дорог // Автомобильная промышленность. – 1984. – № 4, – С.19 – 20.
39. Асриянц А.А., Хачатуров А.А., Шестаков И.М. та інш. Исследование криволинейного движения автопоезда с помощью ЭВМ // Труды МАДИ. – 1974. – Вып. 91. – С. 51 – 58.
40. Беленький Ю.Ю., Азбель А.Б., Жуков А.В. та інш. Расчет ширины коридора вписывания автопоезда в поворот с применением ЭЦВМ // Автомобильная промышленность. – 1976. – № 12. – С. 24 – 25.
41. Додонов Б.М., Ильичев А.В. Алгоритм исследования на ЭВМ криволинейного курсового движения полуприцепа. Колебания и устойчивость движения автомобиля и автопоезда. – М.: МАДИ, 1981. – С. 92 – 99.
42. Тропин С.Л. Повышение безопасности движения большегрузных колесных транспортных систем при перевозке крупногабаритных неделимых грузов / Диссертация канд. техн. наук: 05.05.03. – НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Н. Новгород, 2014. – 185 с.
43. Синюшкин Ю.А. Координатная сетка в дорожном покрытии для исследования параметров движения автомобиля // Автомобильная промышленность. – 1985. – № 2. – С. 15 – 23.
44. Степанов Е.Ф., Сливинский В.И., Троицкий В.Т., Чугунов В.Е. Тензометрическое опорно-сцепное устройство // Автомобильная промышленность. – 1987. – № 4. – С. 38.

45. Степанов А.П., Давыдов Н.Г. Эксплуатация и безопасность движения плавающих машин. – М.: Транспорт, 1988. – 319 с.
46. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. – М.: Изд-во АН СССР, 1961. – 463 с.
47. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля. – М.: Машгиз, 1947. – 156 с.
48. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. – 2-е изд., перераб. – М.: Воениздат, 1957. – 455 с.
49. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машгиз, 1963. – 239 с.
50. Добрин А.С. Устойчивость и управляемость автомобиля при неустановившемся движении // Автомобильная промышленность. – 1968. – № 9. – С. 29 – 35.
51. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
52. Антонов Д.А. Расчёт устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.
53. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / Под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 286 с.
54. Артемьев А.Н. Системный подход в теории проектирования автомобиля. – М.: НИИНавтопром, 1981. – 113 с.
55. Артемьев А.Н. Управляемость и аналитическое конструирование автомобиля. – М.: НИИНавтопром, 1981. – 58 с.
56. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
57. Пчелин И.К., Хачатуров А.А. Уравнения кинематических связей колеса с эластичной шиной и исследование его качения при переменном угле увода // Автомобильная промышленность. – 1964. – № 12. – С. 12 – 15.
58. Лобас Л.Г. Анализ развития и современного состояния динамики колесных машин // Прикладная механика. – 1972. – № 5. – С. 3 – 12.

59. Метелицын И.И. Избранные труды. – М.: Наука, 1977. – 182 с.
60. Бухин Б.Л. Введение в механику пневматических шин. – М.: Химия, 1988. – 224 с.
61. Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси. – М.: Бюро новой техники НКАП, 1945. – С. 1 – 32.
62. Бидерман В.Л., Гершензон М.М. Расчет радиальной пневматической шины как трехслойной оболочки // Известия вузов. – 1979. – № 6.
63. Белкин А.Е., Ловцова Ю.Ю. Приближенный расчет радиальной шины как трехслойной оболочки на заданную контактную нагрузку // Известия вузов. – 1986. – № 9.
64. Вирабов Р.В. Тяговые свойства фрикционных передач. – М.: Машиностроение, 1982. – 263 с.
65. Вирабов Р.В., Мамаев А.Н., Маринкин А.П., Юрьев Ю.М. Влияние режима качения эластичного колеса на величину боковой силы при боковом уводе // Вестник машиностроения. – 1986. – № 1.
66. Рождественский Ю.М., Машков К.Ю. Математическая модель упругого колеса с деформируемым грунтом в режиме бортового поворота // Труды МВТУ им. Баумана. – 1984. – Вып. 411. – С. 85 – 108.
67. Pacejra N.B. Jaw and Camber Analysis. Mechanics of Pneumatic Tires & Samuel K. Eolitor, N BSMA, Washington. – 1971. – P. 757 – 837.
68. Uticaj nelinearnosti proklizavanja podonskin tockova na stsbilnost kretanja vozils Nikolic Bozidar, Durkovic Radovan, «Motor. Vozila. Motov». – 1985. – № 11, P 62 – 63.
69. Автотранспортные колеса. Балабин И.В., Вазингер В.К., Васильев А.К. та інш. – М.: Транспорт, 1983. – 220 с.
70. Самусенко М.Ф. Конструкция и расчет большегрузных транспортных средств. – М.: МАДИ, 1983. – 91 с.

71. Петренко А.М., Гуров М.М., Коптелов Г.Н. Экспериментальные зависимости бокового увода шины 18.00-24 // Автомобильная промышленность. – 1977. – № 6. – С. 18 – 19.
72. Kane T.R., Man G.K. The importance of slip law nonlinearity in the theory of steady turning of automobiles // Mech. Res. Commun. – 1977. – № 5. – P 315320.
73. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.
74. Дик А.Б. Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом: Дис. ...канд. техн. наук. – Омск: САДИ, 1988. – 224 с.
75. Рождественский Ю.Л., Машков К.Ю. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию // Труды МВТУ. – 1982. – № 390. – С. 56 – 64.
76. Наумов В.Н., Батанов А.Ф., Рождественский Ю.Л. Основы теории проходимости транспортных вездеходов. – М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1988. – 112 с.
77. Закин Я.Х. Поворотливость автомобиля с двухосным прицепом // Автомобиль. – 1957. – № 8. – С. 21 – 23.
78. Mac Adam C.C., Fahcher P.S. A study of the closedloop directional stability of various commercial vehicle configurations // Vehicle Syst. Dyn. – 1986. – 15 N Suppl. – P 367 – 382.
79. Сироткин З.Л., Кухарчик М.П. О факторах, влияющих на устойчивость автомобильного поезда большой грузоподъемности // Автомобильная промышленность. – 1962. – № 7. – С. 23 – 26.
80. Власко Ю.М., Хачатуров А.А. Исследование управляемости автопоезда. – М.: Транспорт, 1970. – 57 с.
81. Никольский В.В., Паненко Т.Р. Исследование устойчивости движения прицепов // Автомобильная промышленность. – 1971. – № 10. – С. 14 – 16.

82. Асриянц А.А., Хачатуров А.А., Яковлев Е.И. Передаточные функции прицепов // Труды МАДИ. – 1973. – Вып. 68. – С. 101 – 105.
83. Асриянц А.А., Хачатуров А.А., Яковлев Е.И. Аналитический метод расчета траекторий криволинейного движения звеньев автопоезда // Труды МАДИ. – 1975. – Вып. 105. – С. 99 – 110.
84. Гришаков Л.В., Вендницкий Ю.Б. О расчете устойчивости автопоездов для перевозки крупногабаритных аппаратов // Труды ВНИИ по монтаж, и специальным строительным работам. – 1974. – Вып. 11. – С. 62 – 69.
85. Гячев Л.В., Павлюк А.С, Величко А.В. Исследование устойчивости движения многоосного прицепа. – Редакция журнала «Автомобильная промышленность». – М., 1985. – 13 с. (Рукопись деп. в НИИНавтопроме, № 1201 – ап. 85).
86. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
87. Дайбол В.Б., Хаген Д.Х. Поперечная устойчивость автомобильных прицепов. – М.: Мир // Труды американского общества инженеровмехаников: Конструирование и технология машиностроения. – 1969. – № 4. – С. 153 – 159.
88. Гродко Л.Н., Ечеистов Ю.А., Левин Н.Е. Некоторые критерии устойчивости автопоезда // Автомобильная промышленность. – 1977. – № 2. – С. 20 – 22.
89. Ellis J.R. Articulated vehicle ride and haundling // Automobile engineer. – 1966. – № 11. – P. 438 – 446.
89. Mallikarjunarao C., Segel L. A study of the directional and roll dynamics of multiple-articulated vehicles // Vehicle Sys. Dyn. – 1981. – № 2–3. – P. 74 – 77.
90. Fancher Paul S. The static stability of articulated commercial vehicles // Vehicle Sys. Dyn. – 1985. – № 4–6. – P. 201 – 227.
91. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда. – М.: Машиностроение, 1964. – 243 с.

92. Павлов В.А., Муханов С.А. Транспортные прицепы и полуприцепы, – М.: Воениздат, 1981. – 191 с.
93. Беленький Ю.Б., Метлюк Н.Ф., Борисов Л.Л. Условия устойчивости движения седельного автопоезда при торможении. – В кн.: Автомобилетракторостроение. Динамика движения автомобилей и тракторов. Минск, 1970. – С. 97 – 111.
94. Косолапов Г.М., Климов Л.К. Исследование устойчивости автомобиля при торможении // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 10. – С. 20 – 21.
95. Косолапов Г.М., Сидоров Е.Н. Исследование устойчивости движения автомобиля при торможении // Автомобильная промышленность. – 1973. – № 2. – С. 26 – 30.
96. Смирнов Г.А., Ловцов А.Н., Игнатушин А.П. Устойчивость при торможении и поворачиваемость многоосных колесных машин // Труды МВТУ. – 1986. – Вып. 463. С. 14 – 35.
97. Армейские автомобили: Теория / А.С. Антонов та інш. – М.: Воениздат, 1970. – 526 с.
98. Власко Ю.М., Хачатуров А.А. Исследование управляемости автопоезда. – М.: Транспорт, 1970. – 57 с.
99. Ревин А.А. Устойчивость автомобиля на прямолинейном участке при торможении с независимой антиблокировочной системой // Автомобильная промышленность. – 1980. – № 3. – С. 20 – 24.
100. Косолапов Г.М., Ревин А.А., Комаров Ю.Я. та інш. АБС для легкового автомобиля // Автомобильная промышленность. – 1985. – №1 2. С. 19 – 21.
101. Метлюк Н.Ф., Дронин Н.И. К выбору рабочих характеристик тормозных приводов автопоездов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1965. – № 8 – С. 120 – 125.
102. Исидзука Хисахико. Рулевое устройство прицепа. – Японск. пат. кл.80 О, N 15532, заявл. 27.04.65. опубл. 30.05.70.

103. Kageuama Jchiro, Saito Jasuski. On the backward maneuverability of articulated vehicles // *Vehicle Syst. Dyn.* – 1985. – № 14. – P. 42 – 46.
104. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности "Автомобили и транспорт". – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.
105. Артоболевский И.И. та інш. Синтез плоских механизмов. – М.: Физматгиз, 1959. – 680 с.
106. Амбарцумянц Р.В. Проектирование шарнирного четырехзвенника по заданным конечным взаимоположениям всех его звеньев // *Известия вузов.* 1979. – № 6. – С. 38 – 41.
107. Амбарцумянц Р.В. К синтезу пятизвенного зубчато-рычажного передаточного механизма // *Известия вузов.* – 1975. – № 6. – С. 43 – 45.
108. Определение оптимальных кинематических схем механизмов управления автомобилей / ВЦП-МБП-81-13855-М., 8.06.81. – 7 с. – Пер.ст.: Alexandru, P., Manolescu, N., из журн: Buletinul Universitatia din Brasov: – 1977. – Vol. 17. – № 19A. – P. 63 – 71.
109. Бабук В.Я. Исследование нагруженности рулевого привода большегрузных самосвалов БелАЗ // *Автотракторостроение: теория и конструкция.* – 1985. – Вып. 20. – С. 3 – 5.
110. Иларионов В.А., Мерджанова Ц.П., Стоянов С.П. Экспериментальные исследования работы рулевой трапеции // *Автомобильная промышленность.* – 1971. – № 10.
111. Фаробин Я.Е. К вопросу о методике определения оптимальных углов поворота управляемых колес четырехосных автомобилей // *Автомобильная промышленность.* – 1969. – № 2. – С. 26 – 31.
112. Тимофеев С.А. Теоретические основы выбора кинематических характеристик рулевого управления подвески: Дис ... канд. техн. наук. – М., 1984. – 186 с.
113. Заявка 3812060 ФРГ, МКИ4 В 60 К 23/04. Механизм поворота / Iohanna P. F. [Hageman]. – 10с.

114. А.с. 1521652 СССР, МКИ4 В 62 Д 5/10. Рулевое управление колесной машины / Подгайный В.В., Красноха Н.А. [СССР]. – 5 С.
115. Каверин И.В., Берловский А.Ю. Поворотные устройства двухосной тележки полуприцепа // Автомобильная промышленность. – 1986. – № 3. – С. 16 – 18.
116. Влияние конструкции сцепных устройств на длину грузовых отсеков автопоезда / ВЦП N 85/7322. – Пер.ст.: Dalzell I. Из журн.: Commercial Motor. – 1984. NW/E VII, № 21. – Р. 36 – 38.
117. Уменьшение габаритной длины грузовых автопоездов за счет применения телескопических сцепных устройств / ВЦП N 85/4230. – М., Пер. ст.: Scott D. из журн.: Automotive Engineering. – 1984. – Vol. 92, № 6. – Р. 67 – 70.
118. Автопоезда с укороченным прицепным устройством / ВЦП N 84/16959. – Пер. ст.: Vik. F. из журн.: Automobil. – 1983. – vol. 29. № 8, – Р. 21 – 28.
119. Конструкция и расчет автомобильных поездов / Я.Х. Закин, М.М. Щукин, С.Я. Марголис та інш. Под ред. Я.Х. Закина. – Л.: Машиностроение, 1968. – 331 с.
120. Каверин И.В., Берловский Ю.А. Двухосные тележки полуприцепов с поворотными осями. – Автомобильная промышленность. – 1986. – № 2. – С. 18 – 19.
121. Динамика длиннобазных автопоездов / М.С. Высоцкий, А.В. Жуков, Г.В. Мартыненко та и др. – Мн.: Наука и техника, 1987. – 199 с.
122. Атаев С.С., Кулик Б.Ф. К вопросу улучшения кинематики поворота длиннобазных полуприцепов для перевозки железобетонных конструкций // Автомобильная промышленность. – 1966. – № 6. – С. 29 – 32.
123. А.С. СССР N 1121168, В 62 13/02. Устройство для управления поворотом двухосной тележки полуприцепа / И.В.Каверин. – 3515307/27-11; Заявлено 25. И. 82; Оpubл. 30.10.84, Бюл. N 40. – 3 с.

124. Крышень Н.И. Определение профилей копиров управления приводами поворота колес управляемых полуприцепов // Автомобильная промышленность. – 1976. – № 4. – С. 23 – 29.

125. Устройство для управления колесами полуприцепа: А.с. 1000331 СССР: МКИ В 62 D 13/02/ Жуков А.В., Кирильчик А.В., Смеян А.И., Семанович В.А.

126. Каверин И.В., Берловский Ю.А. Поворотные устройства двухосной тележки полуприцепа // Автомобильная промышленность. – 1986. – № 3. – С. 16 – 24.

127. Машины для транспортирования строительных грузов / Д.В. Булычев, М.И. Грифф, Д.М. Златопольский и др. Под. ред. С.П. Епифанова. – М.: Стройиздат, 1985. – 271 с.

128. Курочкин А.С. Исследование маневренности и устойчивости автомобильного поезда с длиннобазным многоосным полуприцепом: Дисс. ... канд. техн. наук. – Киев, 1978. – 161 с.

129. Автоматизированные системы управления АТС особо большой грузоподъемности / В.И. Соболев, Г.Д. Цейтлин, Н.М. Варыпаев, А.Г. Юзефович // Автомобильная промышленность, – 1986. – № 4. – С. 18 – 20.

130. Управление длиннобазных АТС и электроника / С.К. Богданов, В.И. Соловьев, Г.Д. Цейтлин та інш. // Автомобильная промышленность. – 1986. – № 12. – С. 22 – 23.

131. Устройство для обеспечения энергией прицепного звена транспортного средства: А.с. 1216037 СССР: МКИ В 60 К 25 /08/ Э.Н. Ибрагимов, А.М. Абрамов, А.М. Федотов и др.

132. Соловьев В.И., Цейтлин Г.Д., Юзефович А.Г. Алгоритмы действия следящей системы управления с запоминанием траектории // Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники. – М., 1983. – С. 86 – 89.

133. Цейтлин Г.Д. Основы создания автоматических систем управления, обеспечивающих совмещение траекторий передней и задней тележек

сочлененных транспортных средств: Автореферат дис. ... канд. техн. наук – М., 1984. – 24 с.

134. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н. Проектирование колёсных машин с использованием моделирования.: Учебное пособие по курсу «Моделирование систем колёсных машин». – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 27 с.

135. Горелов В.А. Научные методы повышения безопасности и энергоэффективности движения многоосных колесных транспортных комплексов: Дис. ...докт. техн. наук: 05.05.03. – М., 2012. – 336 с.

136. Павловский М.А., Путята Т.В. Теоретическая механика. – Киев: Вища школа, 1985. – 327 с.

137. Рождественский Ю.Л., Машков К.Ю. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию // Труды МВТУ. – 1982. – № 390. – С. 56 – 64.

138. Рождественский Ю.Л. Анализ и прогнозирование тяговых качеств колесных движителей планетоходов: Дис. ...канд. техн. наук: 05.05.03. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1982. – 260 с.

139. Аэродинамика автомобиля / Под ред. В.Г. Гухо. – М.: Машиностроение, 1987. – 424 с.

140. Ловцов Ю.И., Маслов В.К., Харитонов С.А. Имитационное моделирование движения гусеничных машин. – М.: МВТУ, 1989. – 60 с. 141. ГОСТ Р 52302-2004. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2005. – 31 с.

142. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.

143. Аксёнов П.В. Многоосные автомобили. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с.

144. Чайковский И.П. Исследование рулевых управлений боевых колёсных машин: Дис. ... канд. техн. наук. – М.: ВА БТВ. – 247 с.

145. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства: Теория: Учебник для вузов. / Под ред. Г.И. Гладова. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2006. – 215 с.: ил.
146. Гладов Г.И. Основы теории криволинейного движения и проектирования систем управления поворотом большегрузных транспортнотехнологических агрегатов: Дис. ...докт. техн. наук: 05.05.03. – М.: МАДИ, 1998. – 391 с.
147. El-Gindy M., Wong J.Y. Comparison of Various Computer Simulation Models for Predicting the Directional Responses of Articulated Vehicles // Vehicle Sys. Dyn. – 1987. – № 5–6. – P. 249 – 268.
148. Kageyama I., Saito Y. On the backward maneuverability of articulated vehicles // Vehicle Sys. Dyn. – 1985. – № 14. – P. 42 – 46.
149. Azad N.L., Khajepour A., Mcphee J. Robust state feedback stabilization of articulated steer vehicles // Vehicle Sys. Dyn. – 2007. – № 3. – P. 249 – 275.
150. Пахтер И.Х., Цейтлин Г.Д. Системы управления прицепов-тяжеловозов. – М.: НИИНавтопром, 1976. – 64 с.
151. Гладов Г.И., Морозова А.Ю. Системы управления поворотом специальных транспортных средств: Учебное пособие / МАДИ (ГТУ). – М., 2004. – 88 с.
152. Грузовые автомобили / М.С. Высоцкий [та інш.]. – М.: Машиностроение, 1979. – 384 с.
153. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства: Проектирование и конструкции: Учебник для вузов / Под ред. Г.И. Гладова. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2004. – 320 с.
154. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. – М.: Машиностроение, 1981. – 279 с.
155. Проектирование полноприводных колёсных машин: Учебник для вузов; В 3 т. / Б.А. Афанасьев [та інш.]; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – Т. 1. – 496 с.

156. Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля (прикладные вопросы оптимизации конструкции шасси). – М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2001. – 230 с.
157. Fuzzy Logic Toolbox. User's Guide, Version 2. – Natick: The MathWorks, Inc., 1999. – 203 p.
158. Штовба С.Д. Введение в теорию нечетких множеств и нечеткую логику. – www.exponenta.ru.
153. Малиновский М.П. Метод повышения активной безопасности путем предупреждающего управления движением автопоезда: Автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. – М.: МАДИ (ГТУ), 2009. – 20 с.
154. Zhang D.J., Tabarrok B. On Nonlinear Yaw Model for Directional Responses of Log Hauling Trucks. – Dordrecht: Kluwer Academic Publishers / Multibody System Dynamics, 1997. – N. 4 – P. 381 – 403.
155. Соловьев В.И., Цейтлин Г.Д., Юзефович А.Г. Алгоритмы действия следящей системы управления с запоминанием траектории // Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники. – М., 1983. – С. 86 – 89.
156. Цейтлин Г.Д. Основы создания автоматических систем управления, обеспечивающих совмещение траекторий передней и задней тележек сочлененных транспортных средств: Автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. – М., 1984. – 24 с.

[illegible]

Навчально-методична література

Ясній П.В., Гудь В.З., Пиндус Ю.І., Гуль М.І., Коневич М.Р.

**МЕТОДИ МОНІТОРИНГУ ТА РОЗРАХУНКУ
ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВПЛИВІВ І ДИНАМІКИ РУХУ
КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ ПРИ
ТРАНСПОРТУВАННІ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ВАНТАЖІВ**

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

для студентів усіх форм навчання

спеціальностей: 274 «Автомобільний транспорт»
275 «Транспортні технології»
133 «Галузеве машинобудування»

Редагування *Є.І. Гриценко*
Комп'ютерне макетування та верстка *А.П. Катрич*

Формат 60х90/16. Обл. вид. арк. 4,5. Тираж 100 прим. Зам. № 2982.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя.
46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4226 від 08.12.11.