ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису

ЛИХОДІЙ ОЛЕКСАНДР СЕРГІЙОВИЧ

УДК 629.3:629.06

ДИСЕРТАЦІЯ

ПІДВИЩЕННЯ МАНЕВРЕНОСТІ ДВОЛАНКОВОГО СІДЕЛЬНОГО АВТОПОЇЗДА З АКТИВНИМ КЕРУВАННЯМ ПОВОРОТОМ ПРИЧІПНОЇ ЛАНКИ

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

27 – транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

О. С. Лиходій (ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник Леонтьєв Дмитро Миколайович, кандидат технічних наук, доцент

АНОТАЦІЯ

Лиходій О. С. Підвищення маневреності дволанкового сідельного автопоїзда з активним керуванням поворотом причіпної ланки. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори (274 – автомобільний транспорт). – Харківський національний автомобільнодорожній університет МОН України, Харків, 2018.

Дисертація присвячена вирішенню питань щодо підвищення маневреності дволанкового сідельного автопоїзда за рахунок удосконалення розрахункових методів, враховуючи функціональні зв'язки між системою активного керування поворотом причіпної ланки та динамікою криволінійного руху автопоїзда, засобами імітаційного моделювання.

Актуальність дисертаційної роботи пов'язана з необхідністю підвищення безпеки експлуатації дволанкового сідельного автопоїзда за рахунок використання керованої причіпної ланки, що дозволяє комплексно вирішувати питання маневреності автопоїзда експлуатаційним покращення завдяки наступним перевагам: підвищення стабільності шляхом зменшення впливу руху неконтрольованих сил, що виникають при поперечному ковзанні шин напівпричепа; зменшення витрат потужності силової установки на подолання опору повороту; зменшення майже вдвічі необхідної дії водія на кермо; суттєве зменшення необхідного габаритного коридору при повороті та русі по колу; підвищення рівня безпеки інших учасників дорожнього руху на значно криволінійних ділянках дороги за рахунок зменшення часу перехідного процесу до моменту встановлення сталого руху КТЗ по колу; можливість реалізації різних алгоритмів для автоматичного або дистанційного керування поворотом коліс причіпної ланки окремо для кожного з мостів; організація безпеки руху заднім ходом за рахунок повороту керованих коліс причіпної ланки у необхідний бік. Зазначені переваги у повному обсязі можливо

1

забезпечити за рахунок використання системи активного керування поворотом непрямої дії.

Досягнення загальної мети щодо покращення маневреності сідельного автопоїзда можливо здійснити за наступними напрямками: 1) перехід до якісно нового моделювання при дослідженні експлуатаційних властивостей КТЗ із запропонуванням вітчизняним автомобілебудівним підприємствам готових програмних продуктів; 2) розробка мехатронних систем та алгоритмів керування ними для збільшення безпеки руху КТЗ з урахуванням умов перевезення вантажів; 3) передбачення можливості переобладнання некерованої причіпної ланки, яка знаходиться в експлуатації, у керовану з використанням системи активного керування поворотом.

Відсутність системного підходу при вирішенні задач щодо підвищення маневреності сідельного автопоїзда шляхом використання системи активного керування поворотом (САКП) причіпної ланки не дозволяє на етапі проектування здійснити вибір раціональних параметрів її елементів, що, в свою чергу, спонукає українських автовиробників причіпної техніки комплектувати свої вироби імпортними САКП разом з функціонально пов'язаними вузлами ходової частини та гальмівного керування. Тому, застосування системного підходу при створенні системи активного керування поворотом причіпної ланки сідельного автопоїзда з використанням засобів імітаційного моделювання, який полягає у поєднанні масових, геометричних та кінематичних параметрів ланок сідельного автопоїзда з робочими процесами, що відбуваються в апаратах гідравлічного приводу та елементах електричної й електронної складової САКП, є актуальною задачею.

Виконаний у першому розділі критичний аналіз існуючих розрахункових моделей встановив відсутність функціональних зв'язків при моделюванні динаміки руху сідельного автопоїзда та процесів, які відбуваються в елементах системи активного керування поворотом напівпричепа, що, в цілому, впливає на якість і собівартість їх проектування. Завдяки створенню комплексної імітаційної моделі, яка дозволяє досліджувати динаміку руху сідельного автопоїзда (Simulink-модель) з урахуванням впливу на показники його руху системи активного керування

поворотом напівпричепа (Simscape-модель) з безпосереднім дослідженням варіацій алгоритму керування елементами системи (StateFlow-модель), можна вирішувати безліч задач технічного характеру, навіть до рівня виготовлення електронних плат системи керування. Такий підхід до моделювання системи «Автопоїзд – САКП напівпричепа» може бути реалізований на основі сучасного методу проектування «Model Based Design».

Для ефективної реалізації цього задуму в рамках дисертаційної роботи розроблені певні заходи. Так, у першому розділі роботи за уточненою методикою, описаною у другому розділі, визначені максимальні значення кутів повороту коліс напівпричепа ($\Theta_{3max} = 15°17'$, $\Theta_{4max} = 26°42'$, $\Theta_{5max} = 36°15'$), що у порівнянні з існуючими методиками дозволяють значно підвищити маневреність автопоїзда (у середньому до 7,5 %), а у порівнянні з варіантом некерованого напівпричепа – у середньому до 22 %. Крім того, під час проектування САКП запропоновано механізм визначення типу та місця розташування на автопоїзді складових частин системи активного керування поворотом напівпричепа таких як: елемент задавання похідного параметру, привод, виконуючий елемент та елемент блокування.

У другому розділі запропоновано загальний підхід щодо створення комплексної розрахункової моделі, яка враховує взаємозв'язок між динамікою руху сідельного автопоїзда та робочими процесами, що відбуваються у системі активного керування поворотом напівпричепа. При моделюванні динаміки руху сідельного автопоїзда було скорочено час розрахунків на 50 % завдяки поєднанню методів класичної механіки та векторного числення з методом Фробєніуса, який застосовано для обернення матриці інерційних коефіцієнтів системи рівнянь руху дволанкового сідельного автопоїзда. Також встановлено, що вплив відведення шин на зміну габаритної смуги руху не перевищує 12 %.

Завдяки експериментальним дослідженням при використанні унікального вимірювально-реєструючого комплексу підтверджено адекватність запропонованої імітаційної моделі динаміки руху сідельного автопоїзда, загальна відносна похибка кутів складання його ланок у порівнянні з теоретичними дослідженнями не перевищила 5 %.

В рамках четвертого розділу дисертаційної роботи запропонована імітаційна модель системи активного керування поворотом напівпричепа з урахуванням нової концепції проектування керованих мостів. Основна увага, при цьому, була спрямована на визначення раціональних параметрів рульової трапеції керованих мостів напівпричепа та встановлення взаємозв'язків між різними за фізичними властивостями елементами САКП. При визначенні раціональних параметрів рульової трапеції варіювались довжина бокових важелів трапеції та кут початкового їх положення, контролювалась абсолютна похибка між теоретично необхідними та фактичними кутами повороту коліс, найбільше значення якої не перевищило 0,4°. Імітаційна модель системи активного керування поворотом напівпричепа тестувалась окремо від імітаційної моделі динаміки руху автопоїзда за критерієм кутів повороту коліс трьох мостів. Відносно малий відсоток розходження фактичних значень кутів повороту (до 1,5 %) у порівнянні з теоретично необхідними значеннями вказує на правильний вибір параметрів апаратури гідравлічного приводу та рульової трапеції мостів напівпричепа.

Розроблена методика визначення теоретично необхідних кутів повороту коліс напівпричепа та запропонований алгоритм керування поворотом напівпричепа дозволили зменшити габаритну смугу руху дволанкового сідельного автопоїзда на 30 % у порівнянні з некерованим напівпричепом, що є позитивним з точки зору безпеки його маневрування.

Наукова новизна визначається такими положеннями:

вперше:

– отримано взаємозв'язок між кутами складання автопоїзда та кутами повороту коліс його причіпної ланки за критеріями маневреності, який відрізняється від відомих координатами розташування точки задавання траєкторії руху та точки слідування цією траєкторією (а. с. 68730);

 встановлено взаємозв'язок між параметрами робочих процесів, що відбуваються у системі активного керування поворотом напівпричепа та параметрами криволінійного руху дволанкового сідельного автопоїзда, який відрізняється від відомих тим, що враховано особливості роботи електронних складових автоматизованої системи керування (а. с. 73938);

набули подальшого розвитку:

– концепція проектування керованих мостів причіпної ланки сідельного автопоїзда за рахунок уніфікації окремих частин балок мостів та з урахуванням особливостей керування поворотом їх коліс. (пат. на корисні моделі UA 99269 та UA 114382, а. с. 73938).

Робота також має практичне значення. Запропонований у роботі системний підхід при моделюванні динаміки криволінійного руху сідельного автопоїзда та процесів, що відбуваються в елементах системи активного керування поворотом напівпричепа разом з розробленим програмним продуктом значно скорочує час проектування системи активного керування поворотом, а також надає змогу створювати більш безпечні та комфортні сідельні автопоїзди, останнє спрямоване на досягнення соціального ефекту щодо покращення умов праці водія, зниження кількості дорожньо-транспортних пригод і підвищення ефективності вантажних перевезень.

Ключові слова: дволанковий сідельний автопоїзд, система активного керування поворотом напівпричепа, технологія «steer-by-wire», імітаційне моделювання, раціоналізація конструкції технічних систем, алгоритм керування.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Леонтьєв Д. М. Методика визначення максимальних значень теоретично необхідних кутів повороту коліс напівпричепів / Д. М. Леонтьєв, М. В. Дячук, О. С. Лиходій, В. М. Малий, С. В. Мережко // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. №3(7) – Луцьк: Луцький НТУ, 2016. С. 84-88.

2. Лиходій О. С. Оцінка маневреності двохланкових автопоїздів з системами керування коліс напівпричепа «STEER-BY-WIRE» / О. С. Лиходій, М. В. Дячук // Вісник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ, 2011. – №121. – С. 143-145.

3. Лиходій О. С. Розробка пристосувань вимірювання кінематичних параметрів кермового керування для експериментальних досліджень керованості автопоїзда / О. С. Лиходій, М. В. Дячук // Вісник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ, 2012. – №135. – С. 34-37.

4. Лиходій О. С. Визначення оптимальних параметрів кермових трапецій керованих осей напівпричепа / О. С. Лиходій // «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – №30 (1003). – С. 49-54.

5. Лиходій О. С. Імітаційне моделювання керованої осі напівпричепа /
О. С. Лиходій // «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ»,
2014. – №10 (1053). – С. 146-152.

6. Лиходій О. С. Імітаційне моделювання гідроприводу управління поворотом керованих коліс причіпної техніки / О. С. Лиходій // Вісник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ, 2013. – №143. – С. 134-137.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

7. Лиходій О. С. Застосування сучасних САПР для конструювання складальних одиниць ланок сідельного автопоїзда / О. С. Лиходій, В. М. Малий, О. С. Костенко // Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» присвяченої 110-річчя з дня народження Кожевникова С. М., частина 2, 11-13 квітня 2017 року. – Дніпро: НМетАУ, 2017, С. 274-277. – ISBN 978-966-331-578-2.

8. Лиходій О. С. Планування проведення експерименту щодо визначення параметрів маневреності сідельного автопоїзда DAF XF-95+Fliegl / О. С. Лиходій // Збірник наукових праць: Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі : Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених та студентів. – Донецьк: ЛАНДОН-XXI, 2011, С. 49-51.

9. Лиходій О. С. Питання синтезу системи активного керування поворотом коліс причіпних ланок автопоїздів / О. С. Лиходій, М. В. Дячук // Тези доповідей: Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні (до 50-річчя інституту

Укравтобуспром/ВКЕІ Автобуспром) : Всеукраїнська науково-практична конфер. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2015, С. 20-22.

10. Лиходій О. С. Загальні положення алгоритмізації керування поворотом коліс причіпних ланок / О. С. Лиходій, М. В. Дячук // Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 19-21 жовтня 2015 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та ін.]. – Вінниця: ВНТУ, 2015, С. 145-147.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

11. А. с. 38737 Україна. Математична модель руху зчленованих пневмоколісних транспортних засобів по криволінійній траєкторії / О. С. Лиходій (Україна). – № 38920 ; заявл. 05.04.2011; зареєстр. 22.06.2011.

12. А. с. 73938 Україна. Імітаційна модель системи активного керування поворотом напівпричепу інтегрована з імітаційною моделлю динаміки руху автопоїзду / О. С. Лиходій (Україна). – № 74639 ; заявл. 31.07.2017; зареєстр. 26.09.2017.

13. А. с. 68730 Україна. Методика визначення геометричних параметрів трапецій для керованих мостів напівпричепів / О. С. Лиходій (Україна). – № 68681 ; заявл. 23.09.2016; зареєстр. 23.11.2016.

14. Пат. UA 97870 Україна, МПК G01B 5/24. Пристрій для вимірювання кута складання сідельного автопоїзду / Дячук М. В., Лиходій О. С. ; заявник та власник патенту ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури». – № и 201410909 ; заявл. 06.10.2014 ; опубл. 10.04.2015, Бюл. №7. – 4 с. : іл.

15. Пат. UA 99269 Україна, МПК B62D 7/15. Пристрій для блокування кермового приводу керованої осі причіпних ланок автопоїзда / Лиходій О. С. ; заявник та власник патенту ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури». – № и 201413562 ; заявл. 17.12.2014 ; опубл. 25.05.2015, Бюл. №10. – 4 с. : іл.

16. Пат. UA 114382 Україна, МПК В60В 35/04. Балка комбінованого моста для причіпних ланок автопоїзда / Лиходій О. С., Малий В. М. ; заявник та власник патенту ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури». – № и 201608642 ; заявл. 08.08.2016 ; опубл. 10.03.2017, Бюл. №5. – 4 с. : іл.

17. Лиходей А. С. Анализ состояния и возможного развития вопроса «управляемость автомобиля» / А. С. Лиходей, М. В. Дячук // Новини науки Придніпров'я. Науково-практичний журнал. Серія: інженерні дисципліни. – Дніпропетровськ : ПДАБтаА, 2005. – №3. – С. 35-39.

18. Лиходій О. С. Визначення кута взаємного розміщення ланок сідельного / О.С. Лиходій, автопоїзда експериментальним шляхом М. В. Дячук, // Сб. процессов М. П. Литвиненко науч. тр.: Интенсификация рабочих строительных и дорожных машин; Вып. 66. – Днепропетровск: ГВУЗ ПГАСА, 2012, C. 211-216.

ABSTRACT

Lykhodii O. S. Increasing of maneuverability of two-link articulated vehicle with active turning of semitrailer. – Qualifying scientific work, manuscript copyright.

Dissertation on competition of a scientific degree of the Candidate of Engineering Sciences (Doctor of Philosophy) on specialty 05.22.02 – automobiles and tractors (274 – motor transport). – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2018.

The thesis is devoted to solve the problems to rise maneuverability of two-link articulated vehicleat the expense of improvement of calculation methods taking into account functional links between active turning control system of semitrailer and curvilinear motion of a vehicle, simulation modelling.

The relevance of the thesis is connected with the need to increase operational safety of two-link vehicles maintainence at the expence of the use of steering trailer of articulated vehicles, which allows to solve the problem to rise maneuverability of vehicle owing to the following operational advantages: increasing stability of motion by reduction of the influence of uncontrolled forces that arise in the transverse slip of tires of semitrailer; reduction of power losses of engine to overcome the resistance of the turn; reduction of almost twice the required action of a driver on the steering wheel; significant reduction of the required overall passage on turning and circular motion; increasing safety level of other participants of traffic on significantly curved sections of the road at the expense of reducing the time of the transition process to the moment of settled circular motion of WV; the possibility of implementing various algorithms for automated or remote control of the turn of weels separately for each axle; the organization of the safety of reverse motion due to the forced turning of the driven wheels of the trailer parts into the required direction. The mentioned above advantages can be fully used in active indirect turning control system.

In order to improve maneuvrebility of articulated vehicle there are the following ways: 1) the transition to a qualitatively new modelling in the study of the operational properties of the vehicles with the offer of domestic automotive companies the ready-made

10

software products; 2) the development of mechatronic systems and control algorithms to improve the safety of the motion of WV taking into account the conditions of cargo transportation; 3) to foresee the possibility of reassignment of uncontrolled trailer links that are in operation into controlled ones using the system of active turning control.

The lack of a systematic approach in the tasks of increasing maneuverability of articulated vehicles using active turning control system (ATCS) does not allow at the design stage to make a choice of rational parameters of its elements; for its turn, it forces Ukrainian auto manufacturers of trailing machinery to complete their products with the help of foreign ATCS and functionally connected units of running gear and brake control. Thus, the actual task is the application of systematic approach on forming ATCS with the use of simulation modelling that lies in combination of mass, geometric andkinematic parameters of the vehicles with the working processes observed in the parts of hydraulic drive and the elements of the electrical and electronic components of ATCS.

Implemented in the first part critical analysis of the present calculation models settled the absence of systematic approach on modelling the dynamics of the motion of articulated vehicle and the processes occurring in the elements of ATCS that totally influences the quality and cost of their design. Owing to the formation of complex simulation model which affords to investigate the dynamics of movement of articulated vehicle (Simulink-model) taking into account the influence on the indexes of its motion of ATCS (Simscape-model) with direct investigation of the variations of the algorithm of controlling the elements of the system (StateFlow-model), many technical tasks can be solved even to the level of production of electrical plates of controlling system. Such approach to model the system «Articulated vehicle – ATCS» can be implemented on the base of the modern design method «Model Based Design».

For efficient realization of this plan in the limits of the thesis some decisions were elaborated. So, in the first part of the work according to improved methods described in the second part there were determined the maximum values of the angles of turning wheels of a semitrailer ($\Theta_{3max} = 15^{\circ}17'$, $\Theta_{4max} = 26^{\circ}42'$, $\Theta_{5max} = 36^{\circ}15'$), that in comparison with present methods allow to increase significantly maneuverability of articulated vehicle (on average to 7,5 %), but in comparison with the variant of uncontrolled trailer – on average

to 22 %. Besides, on designing ATCS we offered the mechanism of determination of the type and location on a trailer the constituents of ATCS such as the element of setting the derivative parameter, gear, executive element and element of blocking.

The second part proposes a general approach for creating a comprehensive calculation model that takes into concideration the interaction between the dynamic motion of articulated vehicle and the active controlling systems of semitrailer. On modelling motion of dynamics of articulated vehicle calculation time was 50 % less owing to combination of classical mechanics and vector calculus with Frobenius method which was applicated to invert matrix of inertial coefficients of the system of motion equations of two-link articulated vehicle. It was found that the influence of tires lead to change of overall lane does not exceed 12 %.

Owing to experimental investigation under the way of using of unique measuringregister complex there was confirmed appropriateness of proposed imitation model of movement dynamics of articulated vehicle, general relative mistake of angles of adding its units, in comparison with theoretical investigations was not over than 5 %.

In the frames of fourth part of the thesis there was proposed the simulation model of ATCS taking into account a new design concept of controlled bridges. The main attention was directed to determine the rational parameters of controlling trapeze of regulating axles of semitrailer and to settle the interaction between various elements of ATCS by physical properties. On determining rational parameters of controlling trapeze, the length of lateral levers of trapeze and the angle of their initial position were varied, absolute mistake between theoretically necessary and factual angles of wheel turning was controlled, its maximum value did not exceed $0,4^{\circ}$. Simulation model of active controlling system of semi-trailer turning idea of improvement method of creation of active controlling system of articulated vehicle by the criterion of wheel turning angle of three axles. The small percentage of different scores of angles of turning wheels of semitrailer (to 1,5 %) in comparison with theoretically required values directs at the right choice of parameters of hydraulic gear equipment and wheel trapeze of axles of semitrailer.

There was developed the method of determining theoretically necessary angles of wheel turning of a semitrailer and offered algorithm of controlling the turning of a semitrailer allowed to reduce the overall lane of two-link articulated vehicle to 30 % in comparison with uncontrolled semitrailer that is positive from the point of view of its safe maneuverability.

Scientific novelty of the received results lies in the following:

in the first time:

- it was found the interaction between the angles of combining articulated vehicle and the angles of wheel turning of its unit by the criteria of maneuverability which differ from certain coordinates of the position of the point of setting the path of motion and the point of moving (a. c. 68730);

- it was found the interaction between parameters of working processes, which take place in the active turning control system of semi-trailer and parameters of curve movement of articulated vehicle which differs from known ones that there are taken into consideration the peculiarities of the operation of electronic constituents of automated controlling system (a. c. 73938);

the further development was given to

- the design concept of controlled axles of trailing unit of articulated vehicle at the expense of unification of separate parts of beams and taking into account the peculiarities of controlling wheel turning (patents for useful models UA 99269 and UA 114382, a. c. 73938).

The work also has practical meaning. Being proposed in the work, the systematic approach on modelling the dynamics of curvilinear motion of articulated vehicle and the processes occurring in the elements of ATCS with developed software significantly reduce the time of designing this system as well as give the opportunity to produce safer and more comfortable articulated vehicles, the last is directed at the achievement of social effect concerning the improvement of the labour conditions of a driver, reducing the number of traffic accidents and increasing the efficiency of cargo transportation.

Keywords: two-link articulated vehicle, active turning control system of semitrailer, technology «steer-by-wire», imitation modelling, rationalization of the structure of technical systems, algorithm of controlling.

LIST OF APPLICANT'S PUBLICATIONS

Scientific works, in which the main scientific results of the thesis are published:

1. Leontiev D. M. Determination methodology of maximum values of the theoretical needed steer wheel angles of semitrailers / D. M. Leontiev, M. V. Dyachuk, O. S. Lykhodii, V. M. Maliy, C. V. Merezhko // Modern technology in machine-tool building and transport. Scientific journal. №3(7) – Lutsk: Lutsk NTU, 2016. P. 84-88.

2. Lykhodii O. S. Maneuverability evaluation of two-link articulated vehicles with «STEER-BY-WIRE» system of the wheel control / O. S. Lykhodii, M. V. Dyachuk // The Bulletin of SevNTU. Sevastopol : SevNTU, 2011. №121. – P. 143-145.

3. Lykhodii O. S. The development of the device to measure kinematic parameters of steering control for experimental investigations of the articulated vehicle's steerability / O. S. Lykhodii, M. V. Dyachuk // The Bulletin of SevNTU. Sevastopol : SevNTU, 2012. №135. – P. 34-37.

4. Lykhodii O. S. The determination of optimal parameters of the steering trapezes of steering axle of the semitrailer / O. S. Lykhodii // «KhPI». Part: Automobile and tractor building. – Kh. : NTU «KhPI», 2013. №30 (1003). – P. 49-54.

5. Lykhodii O. S. Imitational modeling of steering axle of the semitrailer / O. S. Lykhodii // «KhPI». Part: Automobile and tractor building. – Kh. : NTU «KhPI», 2014. №10 (1053). – P. 146-152. ISSN 2078-6840.

6. Lykhodii O. S. Imitational modeling of hydraulic actuation of the control of steerable wheels for trailers / O. S. Lykhodii // The Bulletin of SevNTU. Sevastopol : SevNTU, 2013. №143. – P. 134-137.

Scientific works, which confirm the approbation of the materials of the thesis:

7. Lykhodii O. S. Using of modern CAD for designing of assemblages of the articulated vehicle's links / O. S. Lykhodii, V. M. Malyi, O. S. Kostenko // Materials of All-ukrainian scientific-technical conference «Mechanics of machines – the main part of applied mechanics» dedicated to 110-years from the day of birth of Kozhevnikov S. M., part 2, 11-13 April of 2017. – Dnipro: National Metallurgical Academy of Ukraine, 2017, P. 274-277. – ISBN 978-966-331-578-2.

8. Lykhodii O. S. Planning of experiment implementation of determening parameters of maneuverability of articulated vehicle DAF XF-95+Fliegl / O. S. Lykhodii // Collection of scientific works: Problems and perspectives of car area development: Materials All-ukrainian scientific-technical conference of young scientists and students. – Donetsk: LANDON- XXI, 2011, P. 49-51.

9. Lykhodii O. S. Questions of syntesis of systems of active steering of the wheels of articulated vehicle's links / O. S. Lykhodii, M. V. Dyachuk // Theses of reports: Busconstructed and passenger transportation in Ukraine (to 50-years of Institution Ukravtobusprom/VKEI Avtobusprom) : All-ukrainian scientific-technical conference. – Lviv: Publishment of Lviv politechnics, 2015, P. 20-22.

10. Lykhodii O. S. General understandings of algorithmics of steering of wheels of trailer links. / O. S. Lykhodii, M. V. Dyachuk // Materials VII of foreign scientific – practical conference «Modern technologies and perspectives of car-transport development», 19-21 October 2015 : Collection of scientific works / Ministry of Education and Science of Ukraine, Vinnytsia National Technical University [and others]. – Vinnytsia: VNTU, 2015, P. 145-147.

Scientific works, which additionally represent the scientific results of the thesis:

11. I. c. №. 38737 (Ukraine). Mathematical model of motion of articulated pneumatic wheel vehicles on the curved direction / O. S. Lykhodii (Ukraine). – №. 38920; Stated. 05.04.2011. Registered 22.06.2011.

12. I. c. №. 73938 (Ukraine). A simulation model of active management with integrated turning semi-trailer driving dynamics simulation model of articulated vehicles / O. S. Lykhodii (Ukraine). – №. 74639; Stated. 31.07.2017; Registered 26.09.2017.

13. I. c. 68730 (Ukraine). Method of determination of geometrical parameters of trapezes for controlled semitrailer axles / O. S. Lykhodii (Ukraine). – №. 68681; Stated. 23.09.2016; Registered 23.11.2016.

14. Pat. UA 97870 Ukraine, MPK G01B 5/24. The device for measuring the angle of folding of articulated vehicles / Dyachuk M. V., Lykhodii O. S.; Applicant and owner of the patent at the Dnipropetrovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture. - No. u 201410909; Stated. 06.10.2014; Published 10.04.2015, Bul. No. 7 – 4 p. : il.

15. Pat. UA 99269 Ukraine, MPK B62D 7/15. Device for blocking the steering gear of the steerable axle of the coupling parts of the articulated vehicles / Lykhodii O. S.; Applicant and owner of the patent at the Dnipropetrovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture. - $N_{\rm P}$ u 201413562; Stated. 17.12.2014; Published 05.25.2015, Bul. No. 10 – 4 p. : il.

16. Pat. UA 114382 Ukraine, MPK B60B 35/04. The beam of the combined axle for the couplings links of the articulated vehicles / Lykhodii O. S., Malyi V. M.; Applicant and owner of the patent at the Dniepropetrovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture. - N_{2} . u 201608642; Stated. 08.08.2016; Published March 10, 2017, Bull. $N_{2}5 - 4$ p. : il.

17. Lykhodii O. S. The analysis of state and possible development of the question «steerability of the automobile» / O. S. Lykhodii, M. V. Dyachuk // Scientific news of Pryndiprovie. Scientific-practical journal. Part: engineering subjects. – Dnipropetrovsk : PSACEA, 2005. N_{23} . – P. 35-39.

18. Lykhodii O. S. The determination of an angle of relative positioning of the articulated vehicle's links by experiment / O. S. Lykhodii, M. V. Dyachuk, M. P. Lytvynenko // Proceedings : Intensification of working process of the construction and road machines; Issue №66. – Dnipropetrovsk : SIHE «PSACEA», 2012, P. 211-216.

3MICT

	стор
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	20
ВСТУП	23
1. АНАЛІЗ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ПОВОРОТОМ КОЛІС ТА ГЕНЕЗИС	
МОДЕЛЕЙ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ	
КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ АВТОПОЇЗДІВ	31
1.1. Ієрархічна структура експлуатаційних властивостей руху	
автопоїздів	31
1.2. Аналіз способів покращення маневреності сідельних автопоїздів,	
компонувальних схем систем для її реалізації	33
1.3. Аналіз та вибір конструкції керованих мостів для системи	
активного керування поворотом причіпної ланки	42
1.4. Генезис розрахункових моделей та методів, що використовуються	
для дослідження маневреності сідельних автопоїздів	43
1.4.1. Існуючі методи визначення параметрів маневреності	
автопоїздів	43
1.4.2. Аналіз розрахункових моделей	47
Висновки до першого розділу. Задачі дослідження	50
2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ	
АВТОПОЇЗДА	52
2.1. Загальний підхід до створення комплексної імітаційної моделі	
дволанкового сідельного автопоїзда	52
2.2. Кінематика криволінійного руху автопоїзда на основі узагальненої	
дволанкової плоскої моделі	61
2.2.1. Прийняті спрощення при складанні математичної моделі	
автопоїзда	61
2.2.2. Аналітичне моделювання кінематики криволінійного руху	
автопоїзда	62

2.2.3. Імітаційне моделювання кінематики криволінійного руху
автопоїзда 69
2.3. Визначення взаємозв'язку між кутами складання автопоїзда та
теоретично необхідними кутами повороту коліс напівпричепа 71
2.3.1. Визначення координат розташування осі нейтральної
поворотності для сідельного автопоїзда 71
2.3.2. Визначення теоретично необхідних кутів повороту коліс
напівпричепа в залежності від кутів складання автопоїзда 79
2.4. Визначення силових чинників, що діють на автопоїзд за умов
криволінійного руху 82
2.5. Дослідження імітаційної моделі криволінійного руху автопоїзда 92
Висновки до другого розділу 96
3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ
СІДЕЛЬНОГО АВТОПОЇЗДА
3.1. Апаратура для вимірювання та реєстрації даних, отриманих
експериментальним шляхом 99
3.2. Калібрування датчиків 105
3.3. Попередні експериментальні дослідження 107
3.3.1. Програма та методика виконання попередніх
експериментальних досліджень 107
3.3.2. Обробка результатів попередніх експериментальних
досліджень 110
3.4. Експериментальні дослідження криволінійного руху автопоїзда 114
3.4.1. Програма та методика виконання загальних
експериментальних досліджень 114
3.4.2. Обробка результатів експериментальних досліджень 117
3.5. Порівняння результатів експериментальних досліджень з
результатами імітаційного моделювання 118
Висновки до третього розділу 122

17

4. ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АКТИВНОГО КЕРУВАННЯ ПОВОРОТОМ	
КОЛІС НАПІВПРИЧЕПА	123
4.1. Імітаційне моделювання керованого моста напівпричепа	125
4.1.1. Попереднє визначення конструктивних параметрів балки	
керованого моста	125
4.1.2. Раціоналізація параметрів рульової трапеції	127
4.1.3. Складання імітаційної моделі керованого моста	132
4.2. Імітаційне моделювання гідравлічного блоку приводу	134
4.3. Імітаційне моделювання електронного керуючого елементу	
системи	138
4.3.1. Загальний підхід щодо розробки алгоритму керування	
елементами гідравлічного приводу системи	138
4.3.2. Обгрунтування використання системи активного керування	
поворотом напівпричепа для сідельного автопоїзда	139
Висновки до четвертого розділу	146
ВИСНОВКИ	148
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	150
ДОДАТКИ	168
Додаток А. Технічна характеристика сідельного автопоїзда	169
А.1. Технічна характеристика сідельного тягача	169
А.2. Технічна характеристика напівпричепа	172
А.3. Визначення координат центра мас окремих ланок	
автопоїзда	174
А.4. Формування блоку вихідних даних у середовищі	
імітаційного моделювання	182
Додаток Б. Аналіз систем керування поворотом напівпричепів та	
функціональні зв'язки між їх елементами	186
Б.1. Аналіз систем керування поворотом за типом приводу	186

Б.2. Порівняння електронних та мікропроцесорних керуючих	
елементів, які використовуються в системах керування	
поворотом напівпричепів	194
Б.3. Аналіз існуючих способів формування керуючого	
сигналу для виконуючого елементу системи	199
Б.4. Аналіз конструкцій керованих мостів причіпних ланок	205
Б.5. Принципова схема роботи системи активного	
керування поворотом причіпних ланок	211
Б.6. Варіанти розміщення елемента задавання похідного	
параметра на автопоїзді	215
Додаток В. Блоки імітаційної моделі сідельного автопоїзда	217
В.1. Складові блоку визначення кінематичних параметрів руху КТЗ	217
В.2. Складові блоку визначення динамічних параметрів руху КТЗ	221
B.3. StateFlow-модель алгоритму керування роботою системи	226
Додаток Д. Тестування розробленої математичної моделі руху автопоїзда	230
Д.1. Режим екстреного гальмування	230
Д.1. Режим екстреного гальмуванняД.2. Режим сталого руху автопоїзда по колу	230 237
Д.1. Режим екстреного гальмування	230 237
 Д.1. Режим екстреного гальмування Д.2. Режим сталого руху автопоїзда по колу Додаток Е. Аналіз існуючих методів експериментальних досліджень маневреності автопоїздів 	230 237 247
 Д.1. Режим екстреного гальмування Д.2. Режим сталого руху автопоїзда по колу Додаток Е. Аналіз існуючих методів експериментальних досліджень маневреності автопоїздів Додаток Ж. Попередній вибір складових системи активного 	230 237 247
 Д.1. Режим екстреного гальмування Д.2. Режим сталого руху автопоїзда по колу Додаток Е. Аналіз існуючих методів експериментальних досліджень маневреності автопоїздів Додаток Ж. Попередній вибір складових системи активного керування поворотом напівпричепа 	230237247253
 Д.1. Режим екстреного гальмування Д.2. Режим сталого руху автопоїзда по колу Додаток Е. Аналіз існуючих методів експериментальних досліджень маневреності автопоїздів Додаток Ж. Попередній вибір складових системи активного керування поворотом напівпричепа Ж.1. Механіка керованого моста 	 230 237 247 253 253
 Д.1. Режим екстреного гальмування Д.2. Режим сталого руху автопоїзда по колу Додаток Е. Аналіз існуючих методів експериментальних досліджень маневреності автопоїздів Додаток Ж. Попередній вибір складових системи активного керування поворотом напівпричепа Ж.1. Механіка керованого моста Ж.2. Розробка конструкції рульової трапеції 	 230 237 247 253 253 258
 Д.1. Режим екстреного гальмування	 230 237 247 253 253 258 260
 Д.1. Режим екстреного гальмування	 230 237 247 253 253 258 260 262
 Д.1. Режим екстреного гальмування Д.2. Режим сталого руху автопоїзда по колу Додаток Е. Аналіз існуючих методів експериментальних досліджень маневреності автопоїздів Додаток Ж. Попередній вибір складових системи активного керування поворотом напівпричепа Ж.1. Механіка керованого моста Ж.2. Розробка конструкції рульової трапеції Ж.3. Складання гідравлічної схеми та вибір її основних параметрів Ж.4. Вибір гідромоторів для приводу Ж.5. Вибір гідроапаратури та гідрообладнання для приводу 	 230 237 247 253 253 258 260 262 264
 Д.1. Режим екстреного гальмування Д.2. Режим сталого руху автопоїзда по колу Додаток Е. Аналіз існуючих методів експериментальних досліджень маневреності автопоїздів Додаток Ж. Попередній вибір складових системи активного керування поворотом напівпричепа Ж.1. Механіка керованого моста Ж.2. Розробка конструкції рульової трапеції Ж.3. Складання гідравлічної схеми та вибір її основних параметрів Ж.4. Вибір гідромоторів для приводу Ж.5. Вибір гідроапаратури та гідрообладнання для приводу Ж.6. Тестування імітаційної моделі «керований міст-гідропривод» 	 230 237 247 253 253 258 260 262 264 265
 Д.1. Режим екстреного гальмування Д.2. Режим сталого руху автопоїзда по колу Додаток Е. Аналіз існуючих методів експериментальних досліджень маневреності автопоїздів Додаток Ж. Попередній вибір складових системи активного керування поворотом напівпричепа Ж.1. Механіка керованого моста Ж.2. Розробка конструкції рульової трапеції Ж.3. Складання гідравлічної схеми та вибір її основних параметрів Ж.4. Вибір гідромоторів для приводу Ж.5. Вибір гідроапаратури та гідрообладнання для приводу Ж.6. Тестування імітаційної моделі «керований міст-гідропривод» 	 230 237 247 253 253 258 260 262 264 265
 Д.1. Режим екстреного гальмування Д.2. Режим сталого руху автопоїзда по колу Додаток Е. Аналіз існуючих методів експериментальних досліджень маневреності автопоїздів Додаток Ж. Попередній вибір складових системи активного керування поворотом напівпричепа Ж.1. Механіка керованого моста Ж.2. Розробка конструкції рульової трапеції Ж.3. Складання гідравлічної схеми та вибір її основних параметрів Ж.4. Вибір гідромоторів для приводу Ж.5. Вибір гідроапаратури та гідрообладнання для приводу Ж.6. Тестування імітаційної моделі «керований міст-гідропривод» Додаток З. Список публікацій здобувача та відомості про апробацію результатів дисертації 	 230 237 247 253 253 258 260 262 264 265 269

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

Скорочення:

- КТЗ колісний транспортний засіб (за ДСТУ 3649-2010);
- АП автопоїзд (за ДСТУ 2984-95);
- САП сідельний автопоїзд (за ДСТУ 2984-95);
- НП напівпричіп (за ДСТУ 2984-95);
- САКП система активного керування поворотом;
- ЕЗПП елемент задавання похідного параметру;
- ВЕ виконуючий елемент;
- ЕБ елемент блокування;
- ЕКЕ електронний (мікропроцесорний) керуючий елемент;
- SBW «steer-by-wire» (керування за допомогою дротів);
- ГСР габаритна смуга руху;
- МЦП миттєвий центр повороту (O_0);
- ВНП вісь нейтральної поворотності;

Індекси:

- *t* індекс, що позначає параметри тягача;
- st індекс, що позначає параметри напівпричепу;
- *tc* індекс, що позначає параметри сідельного автопоїзда;
- *l, r* індекс, що позначає параметри відповідно лівого або правого борта сідельного автопоїзда;
- *ш*-індекс, що позначає параметри шин;
- *ld* індекс, що позначає параметри ваги;
- 0-індекс, що позначає параметри ланок автопоїзда спорядженою масою;
- а індекс, що позначає параметри ланок автопоїзда повною масою;
- СЗП належність до сідельно-зчіпного пристрою;
- *ВЗ* належність до візка КТЗ;
- *х, у, z* належність до відповідної осі декартової системи координат;
- екс експлуатаційний параметр;

Позначення:

UM – центр мас;

- а відстань від центра мас до передньої опори відповідної ланки автопоїзда;
- *в* відстань від центра мас до задньої опори відповідної ланки автопоїзда;
- R_0 миттєвий радіус повороту;
- R_{32} зовнішній габаритний радіус повороту;
- *R*_{вг} внутрішній габаритний радіус повороту;
- *R*_{*ш*} радіус повороту ланки автопоїзда за слідом колеса;
- Θ кут повороту коліс відповідного борта транспортного засобу;
- $\Theta_{\kappa\kappa}$ кут повороту керма;
- δ кут відведення коліс відповідного борта транспортного засобу;
- ψ кут складання автопоїзда;
- *L_{C3П}* відстань від переднього габариту для тягача або заднього габариту для напівпричепу до центру зчіпки автопоїзду;
- *L*_{ВНП} відстань від центру зчіпки автопоїзда до осі нейтральної поворотності напівпричепу;
- *L_{TCT}* відстань від заднього габариту напівпричепу до точки слідування основною траєкторією;
- *L_{KP}* відстань між центром шворня керованого моста та віссю балки моста;
- *B_{KP}* міжшворнева відстань керованого моста;
- Х, Ү, Z осі нерухомої (глобальної) системи координат;
- *u_x*, *u_y*, *u_z* ортонормальні базиси нерухомої системи координат (одиничні вектори);
- *x*, *y*, *z*, *x'*, *y'*, *z'* осі рухомої системи координат відповідної ланки автопоїзда;
- *ū_x*, *ū_y*, *ū_z*, *ū_{x'}*, *ū_{y'}*, *u_{z'}* ортонормальні базиси рухомої системи координат, прив'язаної до центру мас тягача та напівпричепу відповідно (одиничні вектори);
- *г, е* позначення векторів;
- *m* маса відповідної ланки автопоїзда;
- *I* момент інерції відповідної ланки автопоїзда;

V-швидкість руху КТЗ;

G, *F* – зовнішні активні сили (ваги або будь-яка інша);

R – реактивні сили;

М-моменти, що утворюються від зовнішніх сил;

Q – кількість руху відповідної ланки автопоїзда;

 r_0 – плече обкатування коліс.

ВСТУП

Збільшення товарообігу як у межах однієї країни так і між різними за географічним місцем розташування країнами світу призводить до збільшення потреб у транспортних засобах, серед яких найбільш ефективним за критерієм доставки вантажу від пункту завантаження до пункту розвантаження є колісні транспортні засоби (КТЗ). Найбільш ефективним за критеріями продуктивності та зменшення експлуатаційних витрат вважається сідельний автопоїзд, а за критеріями зручності здійснення транспортної роботи, зменшення часу її виконання за відсутності проміжних розвантажувально-завантажувальних робіт, а також, за відсутності об'їзних доріг навколо міст багатьох країн світу, зокрема України, перевага щодо вибору транспортних засобів надається дволанковим сідельним автопоїздам. Тому, для подальших досліджень [1-18] вибрано саме такий транспортний засіб, для якого актуальною залишається потреба у збільшені вимог до конструкції його ланок з метою підвищення маневреності автопоїзда [19] за рахунок застосування системи активного керування поворотом (САКП) причіпної ланки. Паралельно з цим активно досліджуються питання доцільності збільшення ланок автопоїздів та застосовування систем автоматичного керування КТЗ (SaRTrE), основна ідея якої полягає у поєднанні до восьми транспортних засобів у одно ціле керування, що контролюється водієм головного транспортного засобу. Очевидно, що безпечна експлуатація таких транспортних засобів неможлива без систем активного керування поворотом коліс.

Україна, як держава, що перебуває у стані становлення [20] й досі має ресурсно-орієнтовну економіку, тобто, питання повного циклу виробництва із залученням власних підприємств з виробництва механічних систем, гідравлічної апаратури та електронних систем керування для автомобільної галузі не отримали необхідної уваги. Тому, більшість підприємств України, як правило, орієнтовані на великовузлову зборку КТЗ, готові вузли яких імпортуються з інших країн під супроводом повного пакету сертифікаційних документів. Хоча, на рівні законодавчих актів, державних та обласних програм розроблені певні шляхи довгострокового планування розвитку міської та приміської транспортної мережі країни, підвищення безпеки дорожнього руху та енергоефективності [21-23].

В результаті аналізу значної кількості наукових робіт, як вітчизняних так і закордонних, за напрямком дисертаційної роботи, зробили висновки щодо відсутності системного підходу при моделюванні динаміки руху зчленованих транспортних засобів, який дозволив би безпосередньо визначати раціональні параметри механічної частини, вибору гідроапаратури, визначення параметрів електронної частини для систем автоматичного керування його рухом. Зазначене моделювання є частиною перспективного сучасного методу «Model Based Design» [24], яке координально відрізняється від традиційного й є значно ефективнішим. Для реалізації цього методу, як правило, використовують імітаційне моделювання з використанням наступних додатків до інтерактивного середовища програмування MatLab: Simulink, Simscape, Stateflow. На сьогодні зазначений метод активно використовується у робототехніці.

Обґрунтування вибору теми дослідження. Сучасним вантажним КТЗ підвищують продуктивність збільшенням вантажопідйомності, яка набирається кількістю причіпних ланок (технології EuroCombi) або габаритами транспортного засобу, що неминуче призводить до збільшення кількості мостів для зменшення вертикального найбільш руйнівного навантаження на опорну поверхню дороги. При цьому, спостерігається зростання експлуатаційних витрат як наслідок інтенсифікації зношування шин, що викликане збільшенням поперечного їх ковзання під час повороту дволанкового КТЗ з некерованим напівпричепом.

Застосування керованих коліс причіпної ланки дозволяє комплексно вирішувати питання підвищення маневреності сідельного автопоїзда завдяки наступним експлуатаційним перевагам: підвищення стабільності руху шляхом зменшення впливу неконтрольованих сил, що виникають при поперечному ковзанні шин напівпричепа; зменшення витрат потужності силової установки на подолання опору повороту; зменшення майже вдвічі необхідної дії водія на кермо; суттєве зменшення необхідного габаритного коридору при повороті та русі по колу; підвищення рівня безпеки інших учасників дорожнього руху на значно криволінійних ділянках дороги за рахунок зменшення часу перехідного процесу до моменту встановлення сталого руху КТЗ по колу; можливість реалізації різних алгоритмів для автоматичного або дистанційного керування поворотом коліс причіпної ланки окремо для кожного з мостів; організація безпеки руху заднім ходом за рахунок повороту керованих коліс причіпної ланки у необхідний бік.

Досягнення загальної мети щодо покращення маневреності сідельного автопоїзда можливо здійснити за наступними напрямками:

- перехід до якісно нового моделювання при дослідженні експлуатаційних властивостей КТЗ із запропонуванням вітчизняним автомобілебудівним підприємствам готових програмних продуктів;

- розробка мехатронних систем та алгоритмів керування ними для збільшення безпеки руху КТЗ з урахуванням умов перевезення вантажів;

- передбачення можливості переобладнання некерованої причіпної ланки, яка знаходиться в експлуатації, у керовану з використанням системи активного керування поворотом.

Відсутність системного підходу при вирішенні задач щодо підвищення маневреності сідельного автопоїзда шляхом використання системи активного керування поворотом (САКП) причіпної ланки не дозволяє на етапі проектування здійснити вибір раціональних параметрів її компонентів, що, в свою чергу, спонукає українських автовиробників причіпної техніки комплектувати свої вироби імпортними САКП разом з функціонально пов'язаними вузлами ходової частини та гальмівного керування. Тому, застосування системного підходу при створенні системи активного керування поворотом причіпної ланки сідельного автопоїзда з використанням засобів імітаційного моделювання, який полягає у поєднанні масових, геометричних та кінематичних параметрів ланок сідельного автопоїзда з робочими процесами, що відбуваються в апаратах гідравлічного приводу та елементах електричної й електронної складової САКП, є актуальною задачею.

Для реалізації системного підходу при моделюванні динаміки руху сідельного автопоїзда та робочих процесів, що відбуваються в елементах системи активного керування поворотом напівпричепа виконаємо аналіз: існуючих розрахункових моделей зазначеної системи, криволінійного руху зчленованих транспортних засобів, існуючих алгоритмів керування системою. Як результат, запропонуємо програмний продукт, що імітує рух дволанкового сідельного автопоїзда, та надає можливість користувачеві при введені необхідних вихідних даних отримати раціональні параметри складових системи активного керування поворотом причіпної ланки за критеріями маневреності КТЗ. Також, імпортуючи до програмного продукту експериментальні дані в якості вихідних, з'являється можливість порівнювати теоретичні та фактичні параметри криволінійного руху сідельного автопоїзда під час доведення КТЗ до сертифікаційних випробувань або під час довгострокової експлуатації.

Зв'язок роботи з науковими програми, планами, темами, грантами. Роботу виконано в рамках одного з розділів держбюджетної тематики кафедри експлуатації та ремонту машин ДВНЗ Придніпровської державної академії будівництва та архітектури за темами: «Моделювання криволінійного руху автопоїзда з керованими осями причіпних ланок» №0114U003954 за напрямком «Дослідження і розробка шляхів поліпшення показників транспортних засобів», та параметрів «Поліпшення експлуатаційних транспортних засобів та №0116U006045 «Поліпшення вантажопіднімальних кранів» за напрямком експлуатаційних властивостей автомобілів та автопоїздів». Крім того, робота є складовою частиною наукової роботи Харківського національного автомобільнодорожнього університету, що виконувалась відповідно до Наказу Міністерства транспорту та зв'язку України №82 від 10 лютого 2004 р. на кафедрі автомобілів, та відноситься до комплексної теми: «Системне проектування та конструювання транспортних засобів, які забезпечують необхідну активну безпеку дорожнього руху». Також, враховані положення Транспортної стратегії України на період до 2020 року, схваленої Розпорядженням Кабінету Міністрів України у 2010 році №2074p [20].

Мета і завдання дослідження. За *мету* дисертаційної роботи прийнято підвищення маневреності дволанкового сідельного автопоїзда з активним керуванням поворотом причіпної ланки за рахунок узагальнення методології інженерних розробок системи активного керування поворотом.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Розробити математичну модель криволінійного руху дволанкового сідельного автопоїзда з можливістю інтегрування до неї математичних моделей елементів системи активного керування поворотом причіпної ланки.

2. Виконати експериментальні дослідження криволінійного руху сідельного автопоїзда з некерованим напівпричепом для перевірки адекватності розробленої імітаційної моделі динаміки руху автопоїзда.

3. Удосконалити методику проектування системи активного керування поворотом причіпної ланки сідельного автопоїзда, використовуючи засоби імітаційного моделювання.

4. Розробити алгоритм керування роботою елементів приводу системи активного керування поворотом напівпричепа автопоїзда та виконати теоретичні дослідження.

Об'єкт дослідження – робочі процеси, що відбуваються в системі активного керування поворотом причіпної ланки сідельного автопоїзда.

Предмет дослідження – функціональні зв'язки в системі активного керування поворотом причіпної ланки під час маневрування сідельного автопоїзда.

Методи дослідження засновані на математичному (аналітичному та імітаційному) моделюванні криволінійного руху сідельного автопоїзда та системи активного керування поворотом його напівпричепа на підставі фундаментальних законів теоретичної механіки, теорії автомобілів, векторного аналізу та матричного числення з подальшою реалізацією у вигляді комп'ютерних програм, розроблених у середовищі математичного пакету MatLab; доведення адекватності розробленої математичної моделі виконано шляхом проведення натурних експериментальних досліджень сідельного автопоїзда з подальшою обробкою результатів методами теорії ймовірності та математичної статистики.

Наукова новизна отриманих результатів:

вперше:

– отримано взаємозв'язок між кутами складання автопоїзда та кутами повороту коліс його причіпної ланки за критеріями маневреності, який відрізняється від відомих координатами розташування точки задавання траєкторії руху та точки слідування цією траєкторією (а. с. 68730);

– встановлено взаємозв'язок між параметрами робочих процесів, що відбуваються у системі активного керування поворотом напівпричепа та параметрами криволінійного руху дволанкового сідельного автопоїзда, який відрізняється від відомих тим, що враховано особливості роботи електронних складових автоматизованої системи керування (а. с. 73938);

набули подальшого розвитку:

– концепція проектування керованих мостів причіпної ланки сідельного автопоїзда за рахунок уніфікації окремих частин балок мостів та з урахуванням особливостей керування поворотом їх коліс. (пат. на корисні моделі UA 99269 та UA 114382, а. с. 73938).

Практичне значення отриманих результатів. Результати теоретичних досліджень доповнюють загально відому теорію автомобілів новою концепцією математичного моделювання криволінійного руху зчленованих транспортних засобів, а також, освітній курс «Спеціалізований рухомий склад» – рекомендаціями щодо вибору способів підвищення маневреності зчленованих КТЗ, аналізом складових систем активного керування поворотом напівпричепів та визначенням їх основних параметрів.

Розроблені методики та програмний продукт сприяють повноцінному, швидкому та зручному проектуванню систем активного керування поворотом коліс причіпних ланок сідельних автопоїздів, що значно підвищує їх маневрені властивості.

Також, запропонований програмний продукт дозволяє досліджувати параметри маневреності будь-якого дволанкового сідельного автопоїзда в

залежності від параметрів компоновки його ланок та розташування центра мас вантажу вздовж кузова напівпричепа.

Матеріали дисертаційної роботи прийняті до використання у конструкторському відділі ТОВ «Верхньодніпровський авторемонтний завод» та на приватному підприємстві «Харківський центр післяаварійного захисту «ЕКСПРЕС-СЕРВІС».

Особистий внесок здобувача. Основні положення і результати дисертаційної роботи одержані самостійно. У наукових роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать такі результати: аналіз існуючих методик щодо визначення теоретично необхідних кутів повороту коліс напівпричепів, розрахункова схема та механізм визначення координат розташування точки задавання траєкторії та точки слідування траєкторією [1], математична модель руху зчленованого двохланкового засобу [2], 3D-моделі пристосувань для транспортного вимірювання кутів розташування сошки та поворотних цапф тягача, аналіз експериментальних досліджень [3], концепція визначення раціональних параметрів механічної частини рульового керування напівпричепа з використанням сучасних програмних комплексів [7], структурна схема системи активного керування поворотом напівпричепа та функціональні зв'язки між її елементами [9], загальні положення щодо складання алгоритму керування поворотом коліс напівпричепа [10], конструкція пристосування для отримання значень кутів складання автопоїзда експериментальним шляхом та механізм обробки отриманих даних [14], конструкція балки комбінованого керованого моста напівпричепа [16], аналіз стану питань щодо рівня складності моделювання при дослідженні криволінійного руху транспортних засобів [17], взаємозв'язок між кутами повороту рухомого елементу датчика RTY-360 та кутами складання автопоїзда [18].

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідались та отримали позитивну оцінку на: науково-технічних семінарах кафедри експлуатації та ремонту машин ДВНЗ «ПДАБА» (Дніпропетровськ, ПДАБА, 6 грудня 2012, форма участі – очна, 23 грудня 2015, форма участі – очна, 28 грудня 2016, форма участі – очна); всеукраїнській науково-практичній конференції молодих учених та студентів «Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі» (Донецьк, СВЦ «ЕКСПОДОНБАС», 23-24 листопада 2011, форма участі – очна); XV, XVI-тій міжнародних науково-технічних конференціях «Автомобільний транспорт: проблеми та перспективи» (Севастополь, СевНТУ, 10-17 вересня 2012, форма участі – очна, 16-21 вересня 2013, форма участі – очна); всеукраїнській науково-практичній конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні (до 50-річчя інституту Укравтобуспром/ВКЕІ Автобуспром)», (Львів, НУ «Львівська політехніка», 24-25 вересня 2015, форма участі – очна); VIII міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», (Вінниця, ВНТУ, 19-21 жовтня 2015, форма участі – заочна); всеукраїнській науково-технічній конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки (до 110-річчя з дня народження члена-кореспондента АН України, професора, доктора технічних наук Кожевнікова Сергія Миколайовича)» (Дніпро, НМетАУ, 11-13 квітня 2017, форма участі – очна); 81-й науково-технічній та науково-методичній конференції Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (Харків, ХНАДУ, 10-12 травня 2017, форма участі – очна).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи викладено у 18-ти наукових працях, у тому числі 6 статей у наукових фахових виданнях України (3 без співавторства, 2 з яких у виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз). За темою дисертаційної роботи отримано 3 авторських свідоцтва на твір [11-13] та 3 патенти на корисну модель [14-16], які видано Державним департаментом інтелектуальної власності України.

Структура й обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг дисертаційної роботи складає 276 сторінок, у тому числі 8 додатків на 109 сторінках. Обсяг основного тексту – 167 сторінок, у тому числі, 61 рисунків, 6 таблиць. Список використаних джерел нараховує 162 найменувань на 18 сторінках.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ПОВОРОТОМ КОЛІС ТА ГЕНЕЗИС МОДЕЛЕЙ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ АВТОПОЇЗДІВ

Інтенсивний розвиток транспортних технологій суттєво позначився на ускладненні конструкції та переході до мехатронного принципу функціонування вузлів та агрегатів КТЗ. Збільшення габаритних розмірів як дволанкових так і багатоланкових автопоїздів, що пов'язано з відповідністю допустимих осьових мас корисному об'єму кузова та потенційним можливостям силової установки тягача, значно впливає на збереження показників маневреності, керованості та стійкості руху. З'являється необхідність у прогнозованому маневруванні ланок автопоїзда (застосування інтелектуального рульового керування для причіпних ланок). Тому, загальноприйняті у XX столітті методики проектування систем керування поворотом причіпних ланок сідельних автопоїздів потребують уточнень та доповнень. Системний підхід при проектуванні системи активного керування поворотом з використанням засобів імітаційного моделювання дозволить узгодити робочі процеси САКП з динамікою руху сідельного автопоїзда та запропонувати алгоритм найбільш ефективного керування цією системою з метою поліпшення його експлуатаційних властивостей.

1.1. Ієрархічна структура експлуатаційних властивостей руху автопоїздів

Поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїздів вимагає визначення пріоритетності між критеріями їх оцінювання. Безпечний рух автопоїздів насамперед має відповідати вимогам маневреності, керованості та стійкості руху, тому, необхідно чітко розмежувати визначення експлуатаційних властивостей, що дозволить виконати більш зрозуміле їх оцінювання та порівняння.

Так, наприклад, у [25, 26] під маневреністю автори розуміють експлуатаційну властивість, яка складається з таких властивостей як керованість, поворотливість,

вписуваність, та представляє собою сукупність властивостей, які забезпечують можливість безперешкодному поступальному рухові КТЗ криволінійною траєкторією з обмеженнями у розмірах та формі.

Подригало М. А. у [27, 28] проаналізував взаємозв'язок між керованістю та стійкістю руху КТЗ і як результат – запропонував ієрархічну схему зазначених властивостей, ґрунтуючись на взаємозв'язку таких експлуатаційних властивостей як маневреність, керованість, поворотливість, вписуваність.

Литвинов А. С. із Фаробіним Я. Є. у [29, 30] чітко розмежовують маневреність, керованість та стійкість руху КТЗ, а Гришкевич А. І., Солтус А. П., Рудасьов В. Б. у [31-33] взагалі не розглядають таку властивість КТЗ як маневреність. Враховуючи рекомендації [25, 27], складемо класифікаційну схему (рис. 1.1) експлуатаційних властивостей автопоїздів за параметрами руху із зазначенням впливу на них конструктивних особливостей відповідних їх ланок.



Рисунок 1.1 – Ієрархія експлуатаційних властивостей руху автопоїздів

1.2. Аналіз способів покращення маневреності сідельних автопоїздів, компонувальних схем систем для її реалізації

Відповідно до ДСТУ 3850-99, [34], спеціалізовані причепи та напівпричепи за наявністю системи керування поворотом поділяють на керовані (із САКП), самовстановні та некеровані. На сьогодні, значна кількість напівпричепів, що знаходяться в експлуатації відносяться до некерованих, але спостерігається тенденція до збільшення кількості як спеціалізованих так і загального призначення керованих напівпричепів. Це пов'язано з необхідністю покращення маневреності автопоїздів використанням системи керування поворотом за рахунок зміни напрямку руху причіпної ланки з метою повторення траєкторії руху ведучої ланки.

Перші результати розробок систем керування поворотом причіпних ланок для великовагових автопоїздів з'явились ще у 1965 році і надалі розвивались до 1988 року, на що вказує значна кількість патентного та періодичного наукового матеріалу за цією тематикою. Основна увага в цих роботах приділялась саме системам керування поворотом з механічним та гідромеханічним приводами. З 1989 року починаються розробки систем керування поворотом з електронним керуванням. Однією з перших фірм, яка перейшла до застосовування електронної системи активного керування поворотом, була Breeman International [35]. Пожвавлення цього питання в останній час, головним чином, пов'язане з актуалізацією переходу до мікропроцесорного керування роботою вузлів та систем КТЗ.

Існують два способи покращення маневреності автопоїздів: перший – за рахунок зміни напрямку векторів швидкості руху коліс причіпних ланок, що знаходяться у площині опорної поверхні та співпадають з площиною відповідного колеса, відносно поздовжньої осі причіпної ланки (виконуючий елемент системи керування поворотом самовстановлюється для мінімізації зовнішнього опору руху коліс причіпної ланки або САКП); другий – за рахунок зміни режиму руху коліс різних бортів причіпної ланки (зміна тягових (гальмових) зусиль – для активних причіпних ланок, або гальмових зусиль – для пасивних [36]); також, можливі комбінації зазначених способів.

У дисертаційній роботі для дослідження плоского криволінійного руху в якості КТЗ прийнято дволанковий сідельний автопоїзд (САП), до складу якого входять: сідельний тягач (4×2.2) та тривісний некерований напівпричіп (НП). Коротка технічна характеристика типового автопоїзда представлена у підрозділах А.1, А.2 додатку А (геометричні параметри позначені згідно з ГОСТ 22748-77 [37]). У зв'язку з цим, моделювання, дослідження, обґрунтування вибору параметрів складових системи керування поворотом будуть розглянуті виключно для сідельного автопоїзда та першого способу покращення його маневреності.

Будь-яка система керування поворотом за першим способом покращення маневреності за виключенням самовстановної складається з чотирьох частин: елементу задавання похідного параметру, приводу, виконуючого елементу, та елементу блокування. Самовстановні системи керування поворотом складаються з трьох частин: виконуючого елементу, елементу блокування та приводу, до того ж, елемент блокування включається в дію примусово водієм при маневруванні САП заднім ходом. У порівнянні з САКП самовстановна є менш складною у керуванні, не потребує додаткової енергії при роботі системи, вартість системи суттєво не відрізняється від вартості САКП. Це пов'язано з необхідністю обов'язкового використання елементу блокування, привод якого мало чим відрізняється від приводу САКП. Функціонально система керування поворотом зі самовстановними виконуючими елементами значно поступаються САКП, так як не можливо організувати програмоване керування поворотом НП при маневруванні автопоїзда у прямому або зворотному напрямках, впливати на стабілізацію руху КТЗ.

Згідно рекомендацій А. І. Гришкевича [38] за умов використання додаткового джерела енергії САКП можуть бути прямої та непрямої дії. Система активного керування поворотом прямої дії здійснює поворот виконуючого елементу за рахунок зусиль, що виникають при складанні ланок сідельного автопоїзда (з постійним або змінним передаточним числом приводу). Система активного керування поворотом непрямої дії має додаткове джерело енергії для посилення похідного сигналу, командну частину для передачі похідного сигналу до силової частини, електронний або мікропроцесорний керуючий елемент. Враховуючи вище сказане, для заданого напівпричепа вибираємо САКП непрямої дії з електронним керуючим елементом, кожну із складових якої надалі проаналізуємо.

Для зручності за уточненою методикою (рис. 1.2, *a*), описаної у другому розділі, визначимо максимальні кути повороту виконуючого елементу системи активного керування поворотом заданого напівпричепа, числові значення яких залежать від розміщення керованих мостів відносно осі нейтральної поворотності (ВНП) автопоїзда та конструктивних їх можливостей.



а) за розробленою методикою (на графіку – лінії 1); б) за рекомендаціями David Cebon (на графіку – лінії 2); в) із заблокованими колесами напівпричепа (на графіку – лінії 3); г) графік залежності параметрів маневреності автопоїзда від кутів повороту лівого колеса тягача ліворуч від нейтрального положення Рисунок 1.2 – Варіанти розміщення осі нейтральної поворотності для автопоїзда
Аналіз як вітчизняних [39-42], так і закордонних [43-45] досліджень з цього приводу виявив необгрунтовані рекомендації щодо вирішення цього питання на початковій стадії проектування. Так, автори робіт [25, 39-42] пропонують визначати співвідношення кутів повороту виконуючого елементу САКП напівпричепа в залежності від передаточного відношення приводу, як функції геометричних, інерційних та експлуатаційних параметрів САП, або від режимного параметру (відношення кутової швидкості повороту керованих коліс ведучої ланки сідельного автопоїзда до його лінійної швидкості руху)

David Cebon у своїй роботі [43] запропонував формування алгоритму керування поворотом виконуючого елементу САКП здійснювати за умови (рис. 1.2, δ) повторення траєкторії (ТЗТ) центром заднього габариту напівпричепа – точки слідування траєкторією (ТСТ). Але, для практичного використання цієї ідеї, з метою визначення максимальних значень кутів повороту виконуючого елементу, не достатньо умов. Тобто, David Cebon запропонував загальний принцип управління системою активного керування поворотом сідельного автопоїзда, а сама методика визначення вихідних параметрів для проектування або організації роботи САКП відсутня. Пропонується, в якості додаткової умови прийняти одне з обмежень, регламентоване DIRECTIVE 2002/7/ЕС [46], а саме – внутрішній габаритний радіус $R_{ec} = 5,3 \ M$. Якість визначення координат розташування ВНП автопоїзда буде оцінюватись іншим обмеженням директиви – зовнішнім габаритним радіусом $R_{sc} = 12,5 \ M$ [1].

Для реалізації розрахунків щодо визначення максимальних значень кутів повороту коліс напівпричепа Fliegl (рис. 1.2, *a*, *б*) замість підтримуючих мостів використаємо керовані, компоновка яких обґрунтувана у підрозділі 1.3, за умови розташування шворнів під прямим кутом до опорної поверхні на відстані *134 мм* від осі балки моста та *1456 мм* між їх вертикальними осями.

Так, для заданого автопоїзда, виконання вимог DIRECTIVE 2002/7/ЕС здійснюється за умови розташування фіксованих точок: ТЗТ – центр заднього моста тягача та ТСТ – точка, яка віддалена від заднього габариту напівпричепа у бік тягача

на 2580 мм (рис. 1.2, *a*), що дозволило мінімізувати розходження між зовнішніми габаритними радіусами повороту тягача та напівпричепа $(R_{32}^{t} - R_{32}^{st}) \rightarrow min$. У результаті отримали розташування осі нейтральної поворотності на відстані 4670 мм (пункт 2.3.1) від центру зчіпки сідельного автопоїзда у бік заднього габариту напівпричепа, та максимальні значення кутів повороту його коліс (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Максимальні значення кутів повороту керма, коліс САП від нейтрального положення ліворуч та кутів складання його ланок при роботі САКП

Методика	повороту	у 1-го моста тягача	складання ланок САП	мостів напівпричепа		
	керма			1-го (3)	2-го (4)	3-го (5)
	Θ^{SBW}_{kkmax}	$\boldsymbol{\varTheta}^{SBW}_{lmax}$	$\psi_{\scriptscriptstyle max}^{\scriptscriptstyle SBW}$	$\Theta_{3 max}$	$\Theta_{4 max}$	$\Theta_{5 max}$
D. Cebon	553°	<i>29</i> °	47°45′	0°	21°56′	36°15′
запропонована	526°	27°45′	<i>32°14′</i>	15°17′	26°42′	36°15′

До того ж, запропонована методика за умов однакового внутрішнього габаритного радіусу забезпечує зменшення зовнішнього габаритного радіусу повороту САП на 5,5 % (рис. 1.2, *a*, *б*) у порівнянні з тим же параметром, отриманим за рекомендаціями D. Cebon [43]. Це призведе до підвищення маневреності автопоїзда у середньому до 7,5 %, а у порівнянні з варіантом розташування осі нейтральної поворотності на відстані 7,57 м від шворня напівпричепа (рис. 1.2, *в*) – у середньому до 22 %.

На рис. 1.2, *г* кути повороту внутрішнього до МЦП колеса сідельного тягача обмежені значеннями $\Theta_{lmax}^{SBW} = 27°45'$ відповідно для варіантів розміщення ВНП на відстані 4,67 і 7,57 *м* від шворня напівпричепа, та $\Theta_{lmax}^{SBW} = 29°$ для варіанту розміщення ВНП на відстані – 5,95 *м*. Ці обмеження пов'язані з конструктивними можливостями попередньо скомпонованих керованих мостів для напівпричепа, згідно з якими, максимальне значення кутів повороту його коліс станове $\Theta_{5max} = 36°15'$. Подальший поворот керма від Θ_{kkmax}^{SBW} (табл. 1.1) у напрямку його збільшення до $\Theta_{kkmax} = 816°$ (пункт 3.3.1) здійснюється за умови фіксованих максимальних значень кутів повороту коліс напівпричепа.

Тепер проаналізуємо складові системи активного керування поворотом за наступними оціночними критеріями: за місцем розташування елементу задавання похідного параметру (ЕЗПП); за типом виконуючого елементу (ВЕ); за типом приводу; за принципом дії електронного керуючого елементу (ЕКЕ).

Так як елемент блокування (ЕБ) переважно кріпиться до балки моста напівпричепа, аналіз його конструктивних реалізацій виконаємо у підрозділі 1.3.

Елемент задавання похідного параметру можна розмістити на сідельнозчіпному пристрої тягача, або у будь-якому місці з прив'язкою до нього (безпосереднє отримання значення кута складання ланок САП). Також, є варіанти розміщення ЕЗПП на компонентах рульового керування тягача (на сошці рульового механізму (рис. Б.3, б, Б.4, *г* додатку Б), рульовій трапеції (рис. Б.3, *в* додатку Б), поворотній цапфі (рис. Б.4, *а* додатку Б), кермі), або їх комбінація. Якщо поворот керованих коліс тягача відбувається в процесі руху САП, то місце встановлення ЕЗПП визначає передаточну функцію, за якою здійснюють поворот виконуючі елементи на потрібні кути. Але є ситуації, коли робота системи активного керування поворотом напівпричепа призводить до ускладнення маневрування сідельного автопоїзда (рис. Б.17 додатку Б).

Далі, перейдемо до розгляду питання щодо обґрунтованого вибору виконуючого елементу для САКП. Існує декілька типів таких елементів (рис. 1.3): візок, мости, колеса, комбінація зазначених варіантів.



а) поворотний візок; б) поворотні мости; в) колеса керованих мостів;
 г) комбінація поворотного візка та поворотних мостів
 Рисунок 1.3 – Типи виконуючих елементів САКП

Як видно з рис. 1.3, за рівних умов складання автопоїзда (кут складання – ψ = 32°) спостерігається відмінність за параметрами навантажувальної висоти кузова напівпричепа і габаритного простору роботи виконуючого елементу.

Так, поворот візка та візка з поворотними мостами вимагають збільшення навантажувальної висоти кузова напівпричепа за рахунок розміщення під його рамою рами візка з механізмом повороту, також спостерігається значне збільшення габаритної смуги руху на повороті, але вказаний виконуючий елемент не обмежує відстані між лонжеронами основної рами напівпричепа. Поворот мостів вимагає значного звуження рами напівпричепа, збільшує його навантажувальну висоту. Але, найбільш суттєвим недоліком використання в якості виконуючого елементу візка або поворотних мостів є кінематична неузгодженість руху коліс, тобто не вдається повністю усунути їх проковзування у поперечному напрямку при маневруванні автопоїзда. Усі зазначені недоліки відсутні для варіанту повороту керованих коліс, але є необхідність у використанні рульової трапеції та елементу блокування системи активного керування поворотом напівпричепа окремо для кожного з керованих мостів, або у застосуванні індивідуального приводу для кожного з коліс відповідного керованого моста. Останній із зазначених варіантів має більшу вагу, та ускладнене керування, тому для подальших досліджень в якості виконуючого елементу вибираємо керовані колеса з механічним зв'язком – рульовою трапецією.

В якості приводу системи активного керування поворотом може бути: механічна, гідростатична, пневматична, електрична або комбінована система. На сьогодні, жоден зі зазначених типів приводів не втратили актуальності. Так, компанія Schmitz Cargobull y 2011 році почала реалізацію одновісних напівпричепів S.CS City із застосуванням САКП з механічним приводом компанії Tridec (рис. Б.1, ∂); такі компанії, як VSE, Trackaxle та інші останнім часом значно збільшили виробництво систем активного керування поворотом з механічним або електрогідромеханічним приводом, за роботою якого слідкує мікропроцесорний керуючий елемент [47]. До того ж, пневматичний та електричний приводи у чистому вигляді використовувати не доцільно, так як використання пневматичного приводу призводить до збільшення часу спрацювання (у 5...10 разів більше, чим у гідроприводі), також, є потреба у пневматичних апаратах великих розмірів; обмеження у використанні електричного приводу пов'язані з необхідністю застосування для приводу САКП електричних серводвигунів великої потужності для подолання опору повороту виконуючих елементів, що, в свою чергу, значно впливає на кінцеву вартість системи активного керування поворотом.

Виходячи із специфіки експлуатації зчленованих КТЗ, а також особливостей роботи існуючих систем активного керування поворотом, з урахуванням рекомендацій ДСТУ 3850-99 та ГОСТ Р 52281-2004 запропоновані наступні вимоги, що стануть у нагоді при розробці нових та аналізі існуючих САКП:

1) здійснювати поворот виконуючого елементу на кути, що необхідні для кочення шин без бокового зміщення за умови криволінійного руху автопоїзда;

2) безпека САКП (забезпечення автоматичного вимкнення системи за умови дії значних сил опору повороту виконуючого елементу або при від'їзді автопоїзда від навантажувального терміналу, місця стоянки);

3) автономність, тобто незалежність від систем тягача (енергозабезпеченість, стандартний поворотно-зчіпний пристрій);

4) незначна зміна у конструкції напівпричепа з некерованими мостами при переобладнанні у напівпричіп з САКП;

5) вписуваність автопоїзда (мінімізація зміщення траєкторії напівпричепа відносно траєкторії тягача);

6) стійкий прямолінійний рух напівпричепа (без його зміщення відносно тягача під час прямолінійного руху автопоїзда);

7) мінімальна кількість маневрів під час руху заднім ходом;

8) загальні вимоги (простота та надійність конструкції, мінімальні маса, монтажний простір; ремонтопридатність; пристосованість до комп'ютерного діагностування).

Максимальний кут повороту коліс, який залежить від компонування керованого моста, підвіски та гальмівних механізмів [47], може бути доведеним до 60° (використання розрізних мостів та піввісей Pendelk) або 40° (використання нерозрізних мостів).

В залежності від напрямку повороту виконуючого елементу відносно напрямку складання ланок автопоїзда САКП діляться на наступні типи: прямого керування (рис. 1.3, *a*, *б*, *в*), зворотного керування – передній міст візка (рис. 1.3, *г*), подвійного керування (рис. 1.3, *г*).

Наступним етапом, визначимо відповідність запропонованим вимогам існуючих систем активного керування поворотом напівпричепа окремо за типом приводу (підрозділ Б.1 додатку Б).

Аналіз існуючих типів САКП сідельних автопоїздів виконано з використанням патентних матеріалів, та джерел [38, 48-52], у жодному з яких не наведена загальна систематизація систем активного керування поворотом напівпричепів. Так, у роботі [38] Гришкевичем А. І. запропоновано класифікувати САКП за: типом керування (на системи ручного керування та системи автоматичного керування); способом дії або за використанням додаткового джерела енергії (прямої та непрямої дії); типом приводу (механічні, гідравлічні, електричні та електрогідравлічні); алгоритмом керування (п'ять варіантів). Також, ним виконано аналіз САКП з механічним та гідростатичним приводами. Тропін С. Л. у роботі [52] запропонував класифікаційну схему САКП для важковагових причепів, де частково враховані рекомендації Гришкевича А. І. [38], та запропоновано системи автоматичного керування ділити на системи безпосередньої дії та системи з підсиленням, які, в свою чергу, діляться на силові та командні. Командні системи бувають синхронні та коректування (з програмним керуванням, із запам'ятовуванням). У джерелах [48-51] узагальнено представлені в якості прикладів декілька принципових схем САКП з різним приводом, як правило – з механічним та гідростатичним. З урахуванням рекомендацій [38, 52], а також проведеного у дисертаційній роботі детального аналізу існуючих САКП автопоїздів (підрозділи Б.1-Б.3 додатку Б), складена їх класифікаційна схема (рис. Б.10 додатку Б).

За результатами проведеного дослідження зробимо висновки щодо доцільності використання САКП для автопоїздів різного призначення. Так, для автопоїздів загального призначення, які значний час експлуатуються у межах міст, та у своєму складі мають одно- або двовісний напівпричіп, можна використовувати САКП з механічним приводом (бюджетний варіант), а також для автопоїздів, які експлуатуються на дорогах IV, V-тої категорій за спеціально розробленим маршрутом під який розраховуються параметри механічного приводу. Для напівпричепів з кількістю керованих мостів більше двох рекомендується використовувати САКП з комбінованим приводом, переважно гідромеханічним, як найбільш компактним та функціональним приводом. Перспективним для зазначених напівпричепів є використання систем активного керування поворотом 3 електронним керуванням, заснованих на автоматичному визначені напрямку повороту, кутів та швидкості повороту виконуючих елементів САКП, до того ж привод буде вже електрогідромеханічним. Для ефективної роботи такої системи необхідно, як мінімум, два параметри в якості вихідних – кут складання автопоїзда та швидкість його руху.

1.3. Аналіз та вибір конструкції керованих мостів для системи активного керування поворотом причіпної ланки

Виходячи з виконаного аналізу існуючих конструкцій керованих мостів (підрозділ Б.4 додатку Б) при дотриманні патентної чистоти, запропоновано оригінальну компоновку керованого моста для заданого напівпричепа (рис. 1.4, *б*) з урахуванням розташування у базовому варіанті некерованого напівпричепа елементів підвіски та гальмівних механізмів. Оригінальність цього рішення підтверджена патентом на корисну модель № 99269, Україна [15].



a) базового напівпричепа; б) переобладнаного у керований Рисунок 1.4 – Конструкція моста напівпричепа Fliegl SDS-350

Так, для напівпричепа Fliegl SDS-350 (підрозділ А.2 додатку А) у базовому варіанті використовується підвіска типу INTRA (рис. 1.4, *a*), у поздовжніх важелях 1 якої є отвори, де розміщені камери 2 дискових гальмівних механізмів 3. Для перетворення некерованого моста у керований балку базового варіанту 4 треба укоротити з метою утворення шворневих вузлів 7, які за аналогією з мостом моделі SAF S-11 (рис. Б.12, ж додатку Б) будуть зміщенні уперед відносно осі балки на 134 мм. За аналогією з мостом моделі Gigant-10T (рис. Б.12, б додатку Б) для з'єднання поворотних цапф 5 застосуємо передню рульову трапецію 8, елементи якої розмістимо в отворах поздовжніх важелів підвіски 1, для цього супорти гальмівних механізмів 3 треба повернути у положення, як показано на рис. Б.12, б додатку Б. У цих же отворах розмістити два гідравлічні циліндри 9 елементів блокування, організувати їх дію на рульову трапецію. Робочий циліндр 10 розмістити за аналогією з мостом моделі Gigant-10T, але організувати його дію на ліву поворотну цапфу. У зв'язку з вище викладеними змінами при перетворені базового моста у керований виникла необхідність у зміні місця розташування амортизаторів 6 (планується їх розмістити у поздовжніх важелях 1 підвіски за аналогією з підвіскою типу Modul). Попередньо, конструктивні параметри скомпонованого для базового варіанту напівпричепа керованого моста визначені у підрозділі 4.1 дисертаційної роботи.

1.4. Генезис розрахункових моделей та методів, що використовуються для дослідження маневреності сідельних автопоїздів

1.4.1. Існуючі методи визначення параметрів маневреності автопоїздів. Одні з перших досліджень криволінійного руху КТЗ засновані як на графічному методі (роботи Я. Х. Закіна [53], М. М. Бергмана [54], І. І. Леоновича [55]), так і на аналітичному методі (роботи І. М. Житова [56], С. Fazekas [57]) визначення траєкторії руху КТЗ на основі положень аналітичної геометрії зі значними спрощеннями розрахункових моделей. Більш фундаментальні дослідження маневреності автопоїздів проведені Я. Х. Закіним та О. С. Курочкіним, розглянемо основні ідеї їх робіт [25, 58, 59]. Так, у роботі [25] запропоновано виконувати аналіз сідельних автопоїздів за окремими кінематичними ланками, а також розділяти рух автопоїзда на керований та некерований. Характерною особливістю некерованого руху є те, що він виникає під час руху САП з відносно великими швидкостями (не менш 30 км/год), при дії зовнішніх силових факторів та з урахуванням бокової еластичності шин – динамічна маневреність. З іншого боку, рух сідельного автопоїзда в обмежених умовах можливий за рахунок низької швидкості руху (до 30 км/год), тобто, маневрені властивості сідельного автопоїзда проявляються при керованому рухові (дія зовнішніх силових факторів та бокова еластичність шин не враховується) – статична маневреність.

Крім того, автори у своїх роботах [25, 58, 59] запропонували алгоритм визначення показників маневреності за графічним, графоаналітичним та аналітичним методами розрахунків, заснованих на теоремі Шаля [58]. Перевагою графічного методу побудови траєкторії криволінійного руху автопоїзда є можливість визначати положення напівпричепа щодо основної траєкторії будь-якої вибіркової форми за режимним параметром на окремих її ділянках. Недоліками цього методу є складність вирішення задач та низька точність розрахунків [58].

Що стосується аналітичного методу, то він може бути застосованим тільки за умови формування математичної моделі. Я. Х. Закін своїми дослідженнями довів, що похибка аналітичного методу до експериментального не перевищує 5,5 %, [25]. Визначення параметрів маневреності сідельних автопоїздів з керованими напівпричепами аналітичними методами є дуже складною задачею, тому, А. С. Курочкин у своїй роботі [59] використав метод фізичного моделювання.

На сьогодні моделювання складних систем, що складаються з різних за фізичними властивостями підсистем, здійснюється за допомогою методу «Model Based Design», який призначено для проектування комплексного керування, обробки сигналів та систем зв'язку на основі вбудованого програмного забезпечення. Зазначений метод складається з чотирьох кроків: моделювання системи; аналіз та синтез контролера для системи; імітація спільної роботи системи та контролера; застосування усіх фаз для розміщення контролера у реальній системі. Для більшого розуміння принципу застосування методу «Model Based Design» для проектування складних систем з елементами керування представимо структурну схему цього процесу на рис. 1.5 [24].



Рисунок 1.5 – Структурна схема моделювання із застосуванням методу «Model Based Design»

У дисертаційній роботі прийнято рішення використовувати саме метод «Model Based Design», так як він найкращим чином підходе для моделювання та подальшого дослідження системи активного керування поворотом виконуючих елементів напівпричепа (моделювання реалізовано до рівня SiL (рис.1.5).

Дослідниками А. П. Колпаковим та П. П. Ширяєвим у [60, 61] доведено, що для забезпечення руху коліс напівпричепа за основною траєкторією необхідно, щоб передаточне відношення приводу системи керування поворотом було змінним у процесі одного повороту, до того ж змінюватись передаточне відношення повинно з різною швидкістю у широкому діапазоні.

На підставі методу Лагранжа в роботах [62, 63] виведені рівняння плоского руху багатоланкового автопоїзда в загальному вигляді, переваги яких полягають у можливості застосування отриманих рівнянь для усіх типів автопоїздів. Однак, внаслідок прийнятих специфічних узагальнених координат, кінцевий вигляд формул вийшов громіздким і не наочним.

У роботах українських вчених [64-68] останніх шести років, в яких розглянуті питання моделювання криволінійного руху автопоїздів спостерігається загальний підхід до складання розрахункової схеми, системи диференціальних рівнянь за методом Лагранжа, використовуючи метод перетинів, з подальшим чисельним інтегруванням у математичному пакеті Maple за умови жорсткості керуючого колісного модуля тягача і усталеного руху сідельного автопоїзда. Але, складена за методом Лагранжа система рівнянь в аналітичному вигляді є складною для реалізації у математичних пакетах. У науковій роботі [68] запропоновано визначати області стійкості автопоїзда у просторі конструктивних параметрів на основі біфуркаційного аналізу [65]. Провідним українським вченим з цього питання є професор В. Г. Вербицький.

У своїй роботі [66] В. П. Онищук зробив спробу просторового моделювання криволінійного руху автопоїзда, але для інтегрування отриманої системи диференціальних рівнянь були прийняті наступні обмеження: автопоїзд рухається з рівномірною швидкістю; кути повороту внутрішніх та зовнішніх керованих коліс тягача і напівпричепа однакові; моделювання окремих модулів автопоїзда здійснювалось окремо, не залежно один від одного. Основні результати досліджень [64-68] компактно представлені у [69].

У переважній більшості праць в якості похідних параметрів вибираються величини такі, як швидкість руху КТЗ, кути повороту керованих коліс і їхні похідні. Вважається, що кути повороту керованих коліс або постійні, або змінюються за деяким відомим законом, що задається водієм. Така методика отримала назву дослідження автомобіля «із закріпленим кермом». Як приклад – методика, запропонована Е. Фіалой [70], де задаються кути повороту керма. Кути повороту керованих коліс не однозначно пов'язані з кутами повороту керма через кінематичну неузгодженість рульового приводу та підвіски тягача. У деяких роботах в якості незалежних змінних прийняті параметри траєкторії руху центра ваги КТЗ або якоїнебудь іншої його точки. Також, в якості незалежних змінних можуть бути вибрані моменти, що діють на кермо, або моменти, передані на керовані колеса через рульове керування. У цьому випадку приймається, що кермо не утримується водієм у певному положенні й може вільно повертатися з тою або іншою швидкістю (дослідження автомобіля з «вільним керуванням»).

В останньому випадку задаються будь-які прості закони зміни положення керованих коліс (постійний кут повороту коліс або з постійною кутовою швидкістю, стрибкоподібна або імпульсна зміна кутів повороту коліс, синусоїдальний або косинусоїдальний закони кутів їх повороту та ін.). Зазначені закони зміни положення керованих коліс частково відповідають дійсним умовам експлуатації. Більшу точність можна отримати, якщо для визначення необхідних кутів повороту керованих коліс КТЗ [71] використовувати нечітку логіку (Fuzzy Logic).

1.4.2. Аналіз розрахункових моделей. З науково-технічних джерел [25, 72, 73] відомо, що розрахункові моделі можуть бути: фізичними, аналоговими або математичними.

Починаючи з 70 років минулого століття, розроблено безліч прикладних пакетів моделювання, що автоматизують насамперед етап подання математичної моделі ДО комп'ютера. Для дослідження динамічних систем переважно використовують такі пакети як MatLab, Meple фірми Math Work, так як вони для вирішення задач максимально пристосовані. Процес моделювання з цих використанням Simulink (додаток до пакету MatLab) заснований на принципі візуального програмування (імітаційного моделювання [74]), відповідно до якого, користувач за допомогою бібліотеки стандартних блоків створює модель пристрою та здійснює розрахунки. Останній програмний продукт є перспективним для моделювання мехатронних систем.

Наступним кроком дослідимо генезис моделей, які використовуються при дослідженні маневреності та керованості КТЗ. Моделювання маневрених властивостей КТЗ за дослідженнями, які виконані в роботі [25] будуються на основі «велосипедної» схеми, яка утворена із звичайної чотирьохколісної моделі за умови, що кожне із двох коліс одного моста навантажене однаковими силами (нормальними, дотичними й бічними) та мають однакові кути відведення. Слід зазначити, що при моделюванні за такою схемою приймаються кути повороту керованих коліс різних бортів КТЗ однаковими. При складанні рівнянь руху розглядаються сили, що діють не на кожне з коліс, а сумарні сили, що діють на два колеса відповідного моста. Таким чином, два колеса кожного з мостів замінюється одним. Для сідельних автопоїздів використовується аналогічний підхід при моделюванні [44, 64, 65, 67-69, 75], складається одномасова плоска модель напівпричепа у зчіпці з тягачем (рис. 1.6).

Іваніна Н. Л. та Головченко В. І., у своїй роботі [42] запропонували автоматизований спосіб визначення параметрів маневреності автопоїздів, який полягає у заміні ланок автопоїзда на відповідні групи Асура. Далі, будується габаритна смуга руху, та визначаються швидкості.



Рисунок 1.6 – Схема «велосипедної» моделі сідельного автопоїзда

Більшість дослідників, що користуються розрахунковою моделлю з однією масою, швидкість руху задають постійною. Якщо вважати постійними також коефіцієнти опору відведенню, то завдання зводиться до вирішення системи диференціальних рівнянь першого порядку (або одного диференціального рівняння другого порядку) з постійними коефіцієнтами.

На сьогодні найчастіше «велосипедну» модель використовують як закордонні вчені такі як: С. Cheng, D. Cebon [43, 45], Mohammad Manjurul Islam та Yuping He [76], так і вітчизняні: В. П. Сахно, В. М. Поляков [40, 41, 69] та ін.

Крім зазначеної моделі для дослідження маневреності та керованості КТЗ можуть застосовуватись більш складні [17, 77] такі, як: просторові моделі з однією, двома або чотирма масами та п'ятьма ступенями свободи. Ускладнення моделей дає можливість скоротити кількість припущень при моделюванні руху в умовах, максимально наближених до реальних. Що, у свою чергу, призводе до необхідності застосовувати сучасні розрахункові методи такі, як імітаційне моделювання.

Також, спостерігається перехід до використання моделей з двома – трьома масами і трьома ступенями свободи з подальшим чисельним обчисленням [75] або віртуального аналізу (принцип Multi-body Simulation, рис. 1.7). Причому проводиться кількісна, а не якісна оцінка поведінки транспортного засобу за умов руху криволінійною траєкторією.





Рисунок 1.7 – Приклади Multi-body моделей

Реалізація принципу Multi-body Simulation стала можливою з появою таких програмних пакетів, як: SimPack, ADAMS, AutoLab, LabCar, TruckSim та ін., що базуються на чисельних методах розрахунку. При тривимірному моделюванні враховуються майже усі параметри руху, розрахунки виконуються з високою швидкістю, але спостерігається деяка нестабільність програмних пакетів.

Ускладнення моделей може відбуватись також за рахунок складності моделювання контакту шин з опорною поверхнею.

Перші теоретичні дослідження криволінійного руху КТЗ [77-79] описували зв'язок пневматичної шини з опорною поверхнею лінійною залежністю, що визначає бічну реакцію у плямі контакту шини з дорогою прямопропорційно коефіцієнту опору бічному відведенню на відповідний кут відведення.

У подальших роботах [63, 80, 81] отримала розвиток теорія нелінійного відведення, що враховує вплив кутів установки коліс, вертикального навантаження, кута відведення, тиску в шинах, тягових та гальмівних навантажень, стану протектора, нерівностей дороги і типу опорної поверхні на формування бічної реакції у плямі контакту з геометричними залежностями, отриманими експериментальним шляхом для конкретних пневматичних шин.

Ha сьогодні запропоновано багато різних складністю плоских 3a розрахункових моделей кочення шини вздовж недеформованої поверхні на різних режимах, критичний аналіз яких зроблено у [82] С. Д. Поповим та П. І. Саркісовим. Якщо базуватися на їх аналізі то найбільш коректною вважається «щіткова» модель шини [83], хоча вона враховує тільки ковзання елементів шини вздовж опорної поверхні. Для отримання «ф-S діаграми» також існують декілька розрахункових моделей таких як: модель Burckhardt, модель Pacejka'89 [83], модель Denny, які в достатній мірі проаналізовані в роботах [84, 85, 86]. Як результат, зроблено наступний загальний висновок: існуючі на сьогодні моделі кочення шини без отримання великої кількості експериментальних даних описують цей процес не адекватно. Тому, в даній дисертаційній роботі запропоновано комбінувати щіткову модель, яка описує ковзання у поздовжньому та поперечному напрямках з моделлю, яка описує кінематичні зв'язки, що визначають поведінку деформованого каркасу [83, 85, 87, 88].

Для вирішення у другому розділі задачі моделювання динаміки руху сідельного автопоїзда криволінійною траєкторією використаємо емпіричні залежності параметрів шин отриманими авторами робіт [86, 89].

Висновки до першого розділу. Завдання дослідження

Аналіз систем керування поворотом коліс та генезис моделей, що використовуються при дослідженні криволінійного руху автопоїздів дозволив сформулювати наступні висновки: 1. Наявність сучасних програмних комплексів, які дозволяють моделювати криволінійний рух сідельного автопоїзда не враховують функціональні зв'язки між системою активного керування поворотом причіпної ланки та динамікою руху автопоїзда при вирішенні задач підвищення їх маневреності.

2. Аналіз методів моделювання дволанкових сідельних автопоїздів дозволив встановити, що використання засобів імітаційного моделювання, на відміну від аналітичних, дозволяє спростити механізм визначення параметрів складових системи активного керування поворотом причіпної ланки під час раціоналізації параметрів маневреності автопоїзда.

3. В науково-технічній літературі відсутні будь-які рекомендації щодо формування алгоритму керування поворотом причіпної ланки сідельного автопоїзда при взаємодії елементів системи які мають різні фізичні властивості.

Результати дослідження опубліковані у роботах [1, 17].

Враховуючи результати проведеного дослідження, представлених у формі висновків, сформулюємо наступні завдання для подальших досліджень.

1. Розробити математичну модель криволінійного руху дволанкового сідельного автопоїзда з можливістю інтегрування до неї математичних моделей елементів системи активного керування поворотом причіпної ланки.

2. Виконати експериментальні дослідження криволінійного руху сідельного автопоїзда з некерованим напівпричепом для перевірки адекватності розробленої імітаційної моделі динаміки руху автопоїзда.

3. Удосконалити методику проектування системи активного керування поворотом причіпної ланки сідельного автопоїзда, використовуючи засоби імітаційного моделювання.

4. Розробити алгоритм керування роботою елементів приводу системи активного керування поворотом напівпричепа автопоїзда та виконати теоретичні дослідження.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ АВТОПОЇЗДА

Першу, третю та четверту задачі, сформульованих у першому розділі дисертаційної роботи, пропонується вирішити за допомогою засобів імітаційного моделювання, та як результат, отримати готовий програмний продукт, завдяки якому можна контролювати зміну параметрів маневреності автопоїзда при зміні параметрів елементів системи активного керування поворотом напівпричепа.

При розробці програмного продукту враховані наступні вимоги:

 можливість поєднання динаміки руху автопоїзда, робочих процесів, що відбуваються у системі активного керування поворотом напівпричепа та електронного керуючого елементу системи;

можливість реалізації різних режимів руху автопоїзда;

 - зручність введення вихідних даних та представлення результатів розрахунків (графіки, анімація);

універсальність для дволанкових сідельних автопоїздів будь-якої компонувальної схеми;

 автономність окремих блоків загальної моделі для індивідуальних розрахунків.

Програмний продукт створено на базі наступних додатків до інтерактивного середовища програмування MatLab: Simulink, Simscape, Stateflow [90-92], враховуючи загальні принципи механіки, векторного аналізу та матричного числення. Конструювання механічних елементів керованих мостів для напівпричепа реалізовано у програмному комплексі SolidWorks [93, 94].

2.1. Загальний підхід до створення комплексної імітаційної моделі дволанкового сідельного автопоїзда

Особливість запропонованої методики конструювання нових або модернізації існуючих мехатронних систем відповідних ланок сідельного автопоїзда [7] полягає у системному підході до моделювання руху автопоїзда, враховуючи зміну параметрів його руху та робочих процесів системи керування елементами його ланок з робочими Ha 2.1удосконаленням алгоритму керування процесами. рис. запропонованої представлено загальну структуру методики на прикладі проектування системи активного керування поворотом напівпричепа.



Рисунок 2.1 – Структурна схема проектування окремих мехатронних систем

дволанкового сідельного автопоїзда

Структурна схема складається з чотирьох пов'язаних між собою автономних блоків [12], загальний підхід до створення кожного з яких опишемо далі.

Блок №1 (рис. 2.1) дозволяє визначити загальну масу КТЗ, а також маси, які доводяться на відповідні опори, в залежності від маси вантажу та координат розташування його центру мас. Для цього необхідні наступні вихідні дані: споряджена маса КТЗ, що доводиться на відповідні опори, маса вантажу, координати розташування опор кожного з бортів та координати розташування центру мас вантажу відносно центру зчіпки сідельного автопоїзда. Якщо, в якості опори є візок, то маса, що доводиться на кожну опору візка заміняється загальною масою, зосередженою над центром візка. Споряджену масу КТЗ, що доводиться на відповідні опори можна отримати одним з трьох шляхів: у результаті зважування КТЗ; шляхом розрахунків [95]; з довідкових джерел інформації [96, 97]. Описання цього блоку представлено у підрозділі А.4 додатку А дисертаційної роботи. Отримані результати у блоці №1 надалі можуть бути використані в якості вихідних даних для блоків №2 та №3. До того ж, блок №2 завжди використовується разом з блоком №1, та призначений для теоретичних досліджень руху дволанкового сідельного автопоїзда без урахування блоків №3 та №4.

Зміст блоку №2 (рис. 2.1) розкрито у підрозділах 2.2 та 2.4 дисертаційної роботи. Обмін даними між блоком №2 та іншими блоками здійснюється наступним чином. До блоку №2 в якості вихідних надходять дані від блоку №1 «масові та геометричні параметри ланок автопоїзда», з окремих блоків надходять значення кутів повороту керма ($\Theta_{\kappa\kappa}$), бажаної швидкості руху КТЗ (V), характеристика дорожнього покриття, початкові умови руху (X_0^t , Y_0^t , φ_0 , γ_0 , V_{x0}^t , V_{y0}^t , ω_{z0}^t , ω_{z0}^{st}).

Від блоку №4 передаються фактичні значення кутів ($\Theta_{3\phi}...\Theta_{5\phi}$) та швидкості повороту коліс керованого напівпричепа. У свою чергу, від блоку №2 до блоку №4 передаються дані щодо параметрів руху відповідних ланок сідельного автопоїзда таких як: кут складання ланок автопоїзда (ψ), швидкості руху у поперечному напрямку центрів мас відповідних ланок САП (V_y^t, V_y^{st}), кутові швидкості руху ланок автопоїзда відносно центру зчіпки ($\omega_z^t, \omega_z^{st}$), теоретично необхідні кути повороту керованих коліс напівпричепа ($\Theta_{3m}...\Theta_{5m}$).

Блоки №3 або №4 можна використовувати як автономно, тобто, окремо можна сформулювати задачу щодо розробки раціональної конструкції будь-якого вузла КТЗ або щодо проектування системи керування робочими процесами, так і за однією зі схем: блок №1-блок №2-блок №3; блок №2-блок №4; блок №3-блок №4; блок №2-блок №2-блок №4.

Загалом, для вирішення сформульованих у першому розділі роботи третьої та четвертої задач щодо проектування системи активного керування поворотом напівпричепа дволанкового сідельного автопоїзда запропоновано наступний алгоритм дій. По-перше, необхідно визначити геометричні параметри керованих мостів для заданого напівпричепа або того, що проектується, які також є вихідними параметрами для перевірки міцності балок мостів (блок №3). Для цього необхідно визначити максимальні кути повороту керованих коліс напівпричепа, раціональні геометричні параметри рульових трапецій мостів та визначити геометричні параметричні параметри рульових трапецій мостів та визначити геометричні параметри виконуючих елементів приводу системи активного керування поворотом напівпричепа (у нашому випадку – гідравлічних циліндрів).

Після перевірки на міцність деталей керованих мостів коректуються масові параметри автопоїзда (блок №3) та передаються до блоку №1, паралельно формується Simscape-модель приводу системи активного керування поворотом з алгоритмізацією процесу керування її елементами у програмі StateFlow (блок №4). Надалі узгоджується робота блоків №2 та №4 для проведення теоретичних досліджень впливу конструктивних параметрів ланок сідельного автопоїзда, характеристики приводу САКП та якість алгоритмізації керування системою, на такі експлуатаційні властивості КТЗ як маневреність, керованість, гальмівна динаміка. Подальше доопрацювання блоку №2, або заміна його на блок, що імітує рух сідельного автопоїзда для визначення параметрів стійкості, економічності або інших експлуатаційних властивостей КТЗ, суттєво збільшить якість проектування мехатронних систем, зменшить час та фінансові витрати на проведення натурних випробувань автопоїздів.

Реалізація запропонованого підходу до моделювання у вигляді програмного продукту, створеного в інтерактивному середовищі програмування MatLab, представлена на рис. 2.2, опишемо його.



Рисунок 2.2 – Комплексна Simulink/Simscape модель автопоїзда, оснащеного САКП напівпричепа

Імітаційна модель (рис. 2.2) є комплексною, так як складається з двох основних автономних блоків: Simulink-моделі двовимірної динаміки автопоїзда (блок №1) та Simscape-моделі САКП напівпричепа (блок №2). Кожна з цих моделей представляє розгалужену структуру і може використовуватись як окремо для вирішення відповідних задач, так і разом з постійним обміном інформації через шини (з'єднання). На вхід блоку №1 такий пакет даних організовано блоком №6 - Виз сгеаtor, де формується структура з вихідних даних: з блоку №2 передаються значення фактичних кутів повороту керованих коліс напівпричепа; з блоку №4 передаються значення бажаної швидкості руху автопоїзда та значення кута повороту керма тягача; з блоку №5 передаються значення щодо початкового стану автопоїзда, а саме: початкові координати розміщення його ланок та початкові швидкості його руху. На рис. 2.3 представлено зміст блоків №1, №4 та №5, зображених на рис. 2.2.

Результати руху відповідних ланок автопоїзда формуються окремими блоками №7 та №3 (рис. 2.2).



а) блок №2.3 «Дорожні умови»; б) блок №5 «Початкові умови» з рис. 2.2;
в) блок №4.3 «Закон зміни швидкості руху»; г) блок №4.4 «Закон зміни кута повороту керма»; д) блок №1 «Імітація руху плоскої повноопорної моделі дволанкового автопоїзда» з рис. 2.2; е) блок №4 «Вихідні параметри тестового заїзду» з рис. 2.2

Рисунок 2.3 – Структура блоків зображених на рис. 2.2

Крім того, з метою контролю масових параметрів автопоїзда, рух якого досліджується, в окремий блок 8 (рис. 2.2) виведені значення маси вантажу (m_ct) та відстань від шворня до центра мас вантажу (L_ct), повна маса автопоїзда (m_truck), маси, що доводяться на сідельно-зчіпний пристрій САП (m_fw), на відповідні мости тягача (ax_tr) та напівпричепа (ax_st).

Опишемо зміст блоків №1, №4 та №5 з рис. 2.2. Блок №1 (рис. 2.3, д) складається з двох основних блоків: блок №1 – для визначення кінематичних та динамічних параметрів автопоїзда та блок №2 – для задавання вихідних даних, до яких входять підблок №2.1 – технічна характеристика напівпричепа, підблок №2.2 – технічна характеристика тягача, між ними є зв'язок – значення маси що припадає на шворінь напівпричепа, що передається до підблоку №2.2, та виступає в ролі одного з вихідних параметрів цього блоку. Більш детально підблоки №2.1 та №2.2 описані у підрозділі А.4 додатку А. Для задавання умов руху блок №2 містить підблок №2.3 (рис. 2.3, д), при розгортанні якого з'являються вихідні дані щодо умов руху КТЗ (рис. 2.3, а), а саме: коефіцієнт опору руху на малих швидкостях fo, коефіцієнт впливу швидкості на опір дороги kv та максимальне значення коефіцієнту зчеплення шини з дорожньою поверхнею fi max. У блоці «BC» ці дані створюють структуру та передаються до шини даних через «Comm» вихідного порту. Тобто, усі дані, які характеризують автопоїзд розміщені в одному блоці (блок №1, рис. 2.2), що знімає потребу у постійному їх додаванні ззовні. Так, при необхідності моделювання руху одночасно декількох автопоїздів достатньо скопіювати блок №1 на рис. 2.2 та під маскою настроїти параметри, що визначають конструкцію інших автопоїздів. Блок «ВС» формує єдиний пакет сигналів. У блоці №4 «Проміжні розрахунки» зі скомбінованого сигналу попередньо визначаються деякі необхідні параметри та формуються дані, потрібні для анімації результатів моделювання.

Блок №3 (рис. 2.3, d) є входом до блоку №6 - «Виз Selector», що дозволяє сформувати окремі потоки даних до відповідних вхідних портів блоку №1. Блоки «Виз to Vector» забезпечують трансляцію даних з шини у векторний формат. Таким чином, до блоку №1 надходять: усі параметри конфігурації сідельного автопоїзда «Раг», дані керування швидкістю та кутами повороту керма «Handle» (рис. 2.3, e), дані кутів та швидкостей повороту керованих коліс напівпричепа, вектори початкових швидкостей та положень (рис. 2.3, d). Основні вихідні дані передаються через «Demux» та «Виз Сreator» до блоку №7, а саме: переміщення центру мас тягача $X_{_TR}$, $Y_{_TR}$, кути повороту ланок тягача та напівпричепа $Phi_{_TR}$, $Phi_{_ST}$, швидкості центру мас тягача у координатних осях тягача $V_{x_{_TR}}$, $V_{y_{_TR}}$, швидкості

центру мас тягача у глобальних координатах V_{X_TR} , V_{Y_TR} , кутові швидкості повороту ланок автопоїзда ω_{TR} , ω_{ST} , кути повороту керованих коліс *Teta* та силові фактори *Ff*, що діють на керованих колесах напівпричепа як навантаження. Блок №8 є портом виводу даних назовні. Крім того, блок №5 призначений для виводу необхідних даних до блоку №8 (рис. 2.2).

Динамічна модель дволанкового автопоїзда має 4 ступені свободи та потребує 8 вихідних параметрів. На рис. 2.3, б ліворуч утворюється вектор початкових положень: центру мас тягача уздовж глобальних координат X_{0_TR} , Y_{0_TR} , кута обертання тягача навколо вертикальної осі, що проходить через центр мас тягача, Φ_{0_TR} та кута обертання напівпричепа навколо вертикальної осі, що проходить через його центр мас, Φ_{0_ST} . Відповідно до цих параметрів праворуч утворюється вектор швидкостей: поступальних V_{x0_TR} , V_{y0_TR} та обертальних ω_{0_TR} , ω_{0_ST} . Вектори єднаються у шині та передаються до блоку №3 «ln» загальної шини на рис. 2.3, ∂ .

На рис. 2.3, *е* зображена структура блоку №4 «Вихідні параметри тестового заїзду», що складається із підблоків №4.3 та №4.5 – встановлення максимальної величини та закону зміни бажаної швидкості руху автопоїзда (рис. 2.3, *в*), підблоків №4.4 та №4.6 – встановлення максимальної величини та закону зміни кута повороту керма (рис. 2.3, *г*) сідельного тягача і інших блоків, що дозволяють перетворювати одиниці вимірювання, сформувати анімацію та відеоролик.

Найскладнішим блоком імітаційної моделі руху сідельного автопоїзда є блок №1 (рис. 2.3, *д*), який являє собою еквівалентну систему диференційних рівнянь руху, складові якого представлені на рис. 2.4.

До вхідного порту 1 що позначений «1 - Раг» надходить вся інформація про конфігурацію автопоїзда (рис. 2.4). До вхідного порту 2 («2 - Handle») надходить комплексний сигнал щодо керування швидкістю та напрямком руху КТЗ. Вхідний порт 3 («3 - SBW») отримує сигнали з блоку №2 (рис. 2.2), що представляють собою фактичні значення кутів та кутових швидкостей повороту керованих коліс напівпричепа.



Рисунок 2.4 – Структура блоку інтегрування диференційних рівнянь

Порт 4 («4 - [Vxo, Vyo, wtro, wsto]») отримує значення початкових умов стосовно швидкостей, а порт 5 («5 - [Xo, Yo, fitro, fisto]») – стосовно початкових умов розташування ланок автопоїзда. У блоці №6 - «Mass matrices» розраховуються інверсійна матриця інерційних коефіцієнтів лівої частини рівняння Minv' руху та матриця інерційних коефіцієнтів правої частини Ms' [98].

Найбільшим та найскладнішим є блок №7 - «Force factors & kinematic vector», в якому розраховуються силові фактори та матриця кінематичних параметрів. Блоки №8 - Product, №9 - Sum та №10 - Product утворюють ланцюг, що фактично реалізує формулу $J = M^l \cdot (F + S)$, де J – вектор відносних прискорень у системі координат тягача, F – вектор узагальнених силових факторів. У блоці №11 - Integrator інтегруються відносні поступальні та кутові прискорення, на виході блоку отримуємо вектор V швидкостей у системі координат тягача. У блоці №12 - Demux розподіляємо сигнал на два окремі вектори: лінійних та кутових швидкостей. На виході блоку №13 - Product, завдяки матричному множенню на матрицю переходу з блоку №18, отримуємо вектор швидкостей, приведених до глобальної системи координат. У блоці №14 - Мих збираються в одну структуру швидкості у глобальних координатах та кутові швидкості. Цей сигнал у вигляді вектору подається до блоку №15 - Integrator, на виході якого отримуємо вектор переміщень у глобальних координатах.

Задля зручного опрацювання рішення розділимо вектор на лінійні та кутові компоненти блоком №16 - Demux. Щоб зменшити кількість тригонометричних розрахунків, у блоці №17 - Trigonometric водночас розраховуються значення синусу та косинусу, які передаються до блоків розрахунку матриць інерційних коефіцієнтів №6 та силових факторів №7. Вихідні блоки: 19 - [Vtrx, Vtry] – вектор лінійних швидкостей у системі координат тягача, 20 - [VtrX, VtrY] – вектор лінійних швидкостей у глобальній системі координат, 21 - [wtr, wst] – вектор кутових швидкостей ланок автопоїзда, 23 - [Xtr, Ytr] – вектор лінійних координат центру мас тягача у глобальній системі координат, 24 - [Phitr, Phist] – вектор кутових координат ланок автопоїзда.

2.2. Кінематика криволінійного руху автопоїзда на основі узагальненої дволанкової плоскої моделі

2.2.1. Прийняті спрощення при складанні математичної моделі автопоїзда. При формуванні математичних моделей, через їх складність, доводиться вносити певні корективи – спрощення і припущення, які б давали можливість значно скоротити час розрахунків і зменшити похибку розрахунків.

Будемо вважати, що опорна поверхня, вздовж якої відбувається криволінійний рух автопоїзда, горизонтальна і має покращене покриття, яке не створює значного опору рухові. Ланки автопоїзда розглядаються як абсолютно жорсткі тіла без урахування можливих внутрішніх деформацій пружних елементів, які входять до його складу, тому вертикальні переміщення центра мас ланок і нахил їх підресорених мас виключаються, тобто перерозподіл вертикальних реакцій на колесах різних бортів не враховується.

Відведення шин некерованих мостів автопоїзда не враховується, тобто вважається, що вісь нейтральної поворотності проходить через вісь некерованого

моста за умови, що він один для відповідної ланки автопоїзда, в інших випадках – через вісь, що проходить між крайніми некерованими мостами посередині.

Рух елементарної кінематичної ланки вважається обмеженим неголономним зв'язком, тобто напрямок швидкостей усіх точок відповідної ланки автопоїзда їй перпендикулярні [25].

2.2.2. Аналітичне моделювання кінематики криволінійного руху автопоїзда. Криволінійний рух зчленованого рухомого складу характеризується відведенням і проковзуванням (ковзанням) окремих його коліс, що значно впливає на траєкторію руху автопоїзда. Розглянемо кінематику повороту сідельного автопоїзда з урахуванням відведення коліс його ланок, для цього, складемо розрахункову схему (рис. 2.5).

1) Визначимо кути відведення керованих коліс тягача за умови його руху на повороті.

Виходячи з виразу кутової швидкості $\omega_z^t = V_x^t / R_0^t$, одержимо миттєвий радіус повороту тягача (рис. 2.5):

$$R_0^t = \frac{V_x^t}{\omega_z^t},\tag{2.1}$$

де V_x^t – проекція вектора швидкості центра мас тягача на вісь « ∂X »; ω_z^t – кутова швидкість тягача відносно осі « ∂Z ».

Так як $tg(\beta_l) = \frac{V_y^t}{V_x^t} = \frac{b_0^t}{R_0^t}$, зміщення центра повороту відносно центра мас тягача

визначається за формулою:

$$b_0^t = V_y^t / \omega_z^t \,. \tag{2.2}$$

Враховуючи припущення, що колеса заднього некерованого моста тягача рухаються без відведення, складемо вирази для визначення кутів відведення кожного колеса керованого моста тягача.



Рисунок 2.5 – Схема визначення кінематичних параметрів сідельного автопоїзда

Кути повороту правого та лівого коліс різні, тому введемо допоміжну величину $\Xi = \Theta + \delta$ для визначення дійсного кута повороту колеса з урахуванням відведення.

• для лівого колеса переднього моста:

$$tg\left(\Xi_{IL}\right) = \frac{a_{0}^{t} + b_{0}^{t}}{R_{0}^{t} - (B_{I}^{t(1)} / 2 - r_{0}^{t} \cdot (1 - \cos(\Theta_{IL})))} = \frac{a_{0}^{t} + b_{0}^{t}}{V_{x}^{t} / \omega_{z}^{t} - (B_{I}^{t(1)} / 2 - r_{0}^{t} \cdot (1 - \cos(\Theta_{IL})))} = \frac{\omega_{z}^{t} \cdot a_{0}^{t} + V_{y}^{t}}{V_{x}^{t} - \omega_{z}^{t} \cdot (B_{I}^{t(1)} / 2 - r_{0}^{t} \cdot (1 - \cos(\Theta_{IL})))};$$

• для правого колеса переднього моста:

$$tg\left(\Xi_{IR}\right) = \frac{a_0^t + b_0^t}{R_0^t + (B_I^{t(1)} / 2 - r_0^t \cdot (1 - \cos(\Theta_{IR}))))} = \frac{a_0^t + b_0^t}{V_x^t / \omega_z^t + (B_I^{t(1)} / 2 - r_0^t \cdot (1 - \cos(\Theta_{IR}))))} = \frac{\omega_z^t \cdot a_0^t + V_y^t}{V_x^t + \omega_z^t \cdot (B_I^{t(1)} / 2 - r_0^t \cdot (1 - \cos(\Theta_{IR}))))};$$

Вирази Ξ подібні для кожного колеса тягача, що дає змогу представити результати у матричному вигляді:

$$tg\left(\Xi^{t}\right) = \frac{L^{t} \cdot \omega_{z}^{t} + V_{y}^{t}}{V_{x}^{t} - \omega_{z}^{t} \cdot (B^{t} - r_{0}^{t})},$$
(2.3)

де
$$L^{t} = \begin{bmatrix} a_{0}^{t} & a_{0}^{t} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$
, $B_{1}^{t} = \frac{1}{2} \cdot \begin{bmatrix} B_{1}^{t(1)} & -B_{1}^{t(1)} \\ B_{1}^{t(2)} & -B_{1}^{t(2)} \end{bmatrix}$ – матриці «*x*» та «*y*» координат коліс

тягача;

 $\begin{aligned} r_0^t = \begin{bmatrix} r_0^t - l + \cos(\Theta_{lL}) & l - r_0^t - \cos(\Theta_{lR}) \\ 0 & 0 \end{bmatrix} - \text{матриця плеча обкатування коліс;} \\ \Theta^t = \begin{bmatrix} \Theta_{lL} & \Theta_{lR} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} - \text{матриця кутів повороту коліс тягача.} \\ \Xi^t = arctg \left(\frac{L^t \cdot \omega_z^t + V_y^t}{V_x^t - \omega_z^t \cdot (B_l^t - r_0^t)} \right). \end{aligned}$

Звідси кути відведення шин визначаються за виразом:

$$\delta^{t} = \Xi^{t} - \Theta^{t} \,. \tag{2.4}$$

2) Визначимо кути відведення керованих коліс напівпричепа при його рухові на повороті.

За аналогією з тягачем (2.1) радіус повороту напівпричепа дорівнює:

$$R_0^{st} = \frac{V_x^{st}}{\omega_z^{st}}.$$
(2.5)

Виходячи з того, що $tg(\beta_2) = \frac{L_{BHII} - a^{st}}{R_0^{st}} = \frac{V_y^{st}}{V_x^{st}}$, зсув центра повороту відносно

центра мас напівпричепа визначається за формулою:

$$L_{BH\Pi} - a^{st} = V_y^{st} / \omega_z^{st} .$$

$$(2.6)$$

Будемо вважати, що кути повороту правого та лівого керованого колеса одного моста напівпричепа різні, тому за аналогією з тягачем — $\Xi = \Theta + \delta$ запишемо:

• для лівого колеса переднього моста:

$$tg\left(\Xi_{3L}\right) = \frac{L'_{2} - a_{st} - r_{0}^{st} \cdot sin(\Theta_{3L})}{R_{0}^{st} - (B_{1}^{st(1)} / 2 - r_{0}^{st} \cdot (1 - cos(\Theta_{3L})))} = \frac{L'_{2} - a_{st} - r_{0}^{st} \cdot sin(\Theta_{3L})}{V_{x}^{st} / \omega_{z}^{st} - (B_{1}^{st(1)} / 2 - r_{0}^{st} \cdot (1 - cos(\Theta_{3L})))} = \frac{\omega_{z}^{st} \cdot (L'_{2} - a_{st} - r_{0}^{st} \cdot sin(\Theta_{3L}))}{V_{x}^{st} - \omega_{z}^{st} \cdot (B_{1}^{st(1)} / 2 - r_{0}^{st} \cdot (1 - cos(\Theta_{3L})))};$$

• для правого колеса переднього моста:

$$tg(\Xi_{3R}) = \frac{L'_{2} - a_{st} - r_{0}^{st} \cdot sin(\Theta_{3R})}{R_{0}^{st} + (B_{1}^{st(1)} / 2 - r_{0}^{st} \cdot (1 - cos(\Theta_{3R}))))} = \frac{L'_{2} - a_{st} - r_{0}^{st} \cdot sin(\Theta_{3R})}{V_{x}^{st} / \omega_{z}^{st} + (B_{1}^{st(1)} / 2 - r_{0}^{st} \cdot (1 - cos(\Theta_{3R}))))} = \frac{\omega_{z}^{st} \cdot (L'_{2} - a_{st} - r_{0}^{st} \cdot sin(\Theta_{3R}))}{V_{x}^{st} + \omega_{z}^{st} \cdot (B_{1}^{st(1)} / 2 - r_{0}^{st} \cdot (1 - cos(\Theta_{3R})))};$$

Оскільки вирази Ξ подібні для кожного колеса напівпричепа, тоді представимо результати у наступному вигляді:

$$tg\left(\Xi^{st}\right) = \frac{\omega_z^{st} \cdot (L^{st} - r_0^{st} \cdot sin(\Theta^{st}))}{V_x^{st} + \omega_z^{st} \cdot (B^{st} - r_0^{st})},$$
(2.7)

 $Ae \quad L^{st} = \begin{bmatrix} L'_2 - a_{st} & L'_2 - a_{st} \\ L'_2 + L''_2 - a_{st} & L'_2 + L''_2 - a_{st} \\ L'_2 + 2 \cdot L''_2 - a_{st} & L'_2 + 2 \cdot L''_2 - a_{st} \end{bmatrix}, \quad B^{st}_l = \frac{1}{2} \cdot \begin{bmatrix} B^{st(1)}_l & -B^{st(1)}_l \\ B^{st(2)}_l & -B^{st(2)}_l \\ B^{st(3)}_l & -B^{st(3)}_l \end{bmatrix} - \text{ матриці } \langle x \rangle a \rangle a \langle y \rangle$

координат коліс напівпричепа;

$$r_{0}^{st} = \begin{bmatrix} r_{0}^{st} - l + \cos(\Theta_{3L}) & l - r_{0}^{st} - \cos(\Theta_{3R}) \\ r_{0}^{st} - l + \cos(\Theta_{4L}) & l - r_{0}^{st} - \cos(\Theta_{4R}) \\ r_{0}^{st} - l + \cos(\Theta_{5L}) & l - r_{0}^{st} - \cos(\Theta_{5R}) \end{bmatrix} -$$
матриця плеча обкатування коліс;
$$Q^{st} = \begin{bmatrix} \Theta_{3L} & \Theta_{3R} \\ \Theta_{4L} & \Theta_{4R} \\ \Theta_{5L} & \Theta_{5R} \end{bmatrix} -$$
матриця кутів повороту коліс напівпричепа.
$$\Xi^{st} = arctg \left(\frac{\Theta_{s}^{st} \cdot (L^{st} - r_{0}^{st} \cdot \sin(\Theta^{st}))}{V_{s}^{st} + \Theta_{s}^{st} \cdot (B^{st} - r_{0}^{st})} \right).$$

Звідси кути відведення шин напівпричепа визначаються за виразом:

$$\delta^{st} = \Xi^{st} - \Theta^{st} \,. \tag{2.8}$$

З метою визначення кінематичних параметрів руху сідельного автопоїзда складемо розрахункову схему його кінематичних параметрів (рис. 2.6), для цього позначимо центри мас відповідних ланок автопоїзда буквами «*C*» – для тягача і «*C*'» – для напівпричепа, точку зчіпки ланок – «*kp*», будь яку точку на відповідній ланці автопоїзда позначимо «*TM*» – для тягача та «*TM*'» – для напівпричепа. Напівпричіп повернемо відносно центру зчіпки на кут φ до осі абсцис, сідельний тягач також

повернемо відносно центру зчіпки на кут γ до осі абсцис. Таке положення ланок автопоїзда утворить кут складання ψ як суму кутів ϕ та γ .



а) кінематичні зв'язки систем координат; б) векторне зображення ланок автопоїзда

Рисунок 2.6 – Розрахункова схема кінематичних параметрів САП

Для описання кінематичних зв'язків ланок автопоїзда замінимо відстані від центрів мас відповідних ланок САП до точки зчіпки векторами \vec{e}_C та $\vec{e}_{C'}$ відповідно (рис. 2.6, δ), а центри мас зв'яжемо з нерухомою системою координат радіусвекторами \vec{r}_C та $\vec{r}_{C'}$ відповідно.

3) Визначення швидкості та прискорення зчленованого КТЗ.

Приведемо матриці переходу для схеми зображеної на рис. 2.6, а [99]:

• із системи координат напівпричепу до системи координат тягача:

$$C(\psi) = \begin{bmatrix} Cos(\psi) & -Sin(\psi) \\ Sin(\psi) & Cos(\psi) \end{bmatrix};$$

• із рухомої системи координат тягача до нерухомої (глобальної):

$$C(\gamma) = \begin{bmatrix} \cos(\gamma) & -\sin(\gamma) \\ \sin(\gamma) & \cos(\gamma) \end{bmatrix}.$$

Отже, необхідно визначити швидкість і прискорення напівпричепа та тягача й привести їх до рухомої системи координат тягача, при цьому дійсні величини руху КТЗ, які необхідно знайти, визначимо за допомогою матриці переходу в глобальну систему координат.

Виходячи з теоретичної механіки [100, 101], визначимо радіус-вектор напівпричепа (рис. 2.6, б):

$$\vec{r}_{C'} = \vec{r}_{C} + \vec{e}_{C} + \vec{e}_{C'} = \vec{r}_{C} - e_{C} \cdot \vec{u}_{x} - e_{C'} \cdot \vec{u}_{x'} = \vec{r}_{C} - e_{C} \cdot \vec{u}_{x} - e_{C'} \cdot \left(\cos(\psi) \cdot \vec{u}_{x} + \sin(\psi) \cdot \vec{u}_{y} \right) = = \vec{r}_{C} - e_{C} \cdot \vec{u}_{x} - e_{C'} \cdot \cos(\psi) \cdot \vec{u}_{x} - e_{C'} \cdot \sin(\psi) \cdot \vec{u}_{y} = = \vec{r}_{C} - \left(e_{C} + e_{C'} \cdot \cos(\psi) \right) \cdot \vec{u}_{x} - e_{C'} \cdot \sin(\psi) \cdot \vec{u}_{y}.$$
(2.9)

Швидкість тягача й напівпричепа визначимо шляхом диференціювання рівняння (2.9):

$$\frac{d\vec{r}_{C'}}{dt} = \frac{d\vec{r}_{C}}{dt} - \frac{d}{dt} \Big[\Big(e_C + e_{C'} \cdot Cos(\psi) \Big) \cdot \vec{u}_x \Big] - \frac{d}{dt} \Big[e_{C'} \cdot Sin(\psi) \cdot \vec{u}_y \Big], \qquad (2.10)$$

де $\frac{d\vec{r}_C}{dt} = \vec{V}_C$ – швидкість точки «*C*» вздовж напрямку радіус-вектора \vec{r}_C .

Враховуючи, що:

$$\frac{d\vec{u}_x}{dt} = \frac{d\vec{u}_x}{d\gamma} \cdot \frac{d\gamma}{dt} = \vec{u}_y \cdot \frac{d\gamma}{dt} \quad i \quad \frac{d\vec{u}_y}{dt} = \frac{d\vec{u}_y}{d\gamma} \cdot \frac{d\gamma}{dt} = -\vec{u}_x \cdot \frac{d\gamma}{dt},$$

складові виразу (2.10) диференціюємо один раз:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \Big[\Big(e_C + e_{C'} \cdot Cos(\psi) \Big) \cdot \vec{u}_x \Big] &= \vec{u}_x \cdot \frac{d}{dt} \Big(e_C + e_{C'} \cdot Cos(\psi) \Big) + \Big(e_C + e_{C'} \cdot Cos(\psi) \Big) \cdot \frac{d\vec{u}_x}{dt} = \\ &= -e_{C'} \cdot Sin(\psi) \cdot \frac{d\psi}{dt} \cdot \vec{u}_x + \Big(e_C + e_{C'} \cdot Cos(\psi) \Big) \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \vec{u}_y \,; \\ &\frac{d}{dt} \Big[e_{C'} \cdot Sin(\psi) \cdot \vec{u}_y \Big] = e_{C'} \cdot \Big(\vec{u}_y \cdot \frac{d}{dt} Sin(\psi) + Sin(\psi) \cdot \frac{d\vec{u}_y}{dt} \Big) = \\ &= e_{C'} \cdot \Big(\frac{d\psi}{dt} \cdot Cos(\psi) \cdot \vec{u}_y - \frac{d\gamma}{dt} \cdot Sin(\psi) \cdot \vec{u}_x \Big). \end{aligned}$$

Перетворимо отриманий вираз:

$$\frac{d\vec{r}_{C'}}{dt} = \frac{d\vec{r}_{C}}{dt} - \left(-e_{C'} \cdot Sin(\psi) \cdot \frac{d\psi}{dt} \cdot \vec{u}_{x} + \left(e_{C} + e_{C'} \cdot Cos(\psi)\right) \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \vec{u}_{y}\right) - \\ -e_{C'} \cdot \left(\frac{d\psi}{dt} \cdot Cos(\psi) \cdot \vec{u}_{y} - \frac{d\gamma}{dt} \cdot Sin(\psi) \cdot \vec{u}_{x}\right) = \frac{d\vec{r}_{C}}{dt} + e_{C'} \cdot Sin(\psi) \cdot \frac{d\psi}{dt} \cdot \vec{u}_{x} - \left(e_{C} + e_{C'} \cdot Cos(\psi)\right) \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \vec{u}_{y} - \\ -e_{C'} \cdot \frac{d\psi}{dt} \cdot Cos(\psi) \cdot \vec{u}_{y} + e_{C'} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot Sin(\psi) \cdot \vec{u}_{x} = \frac{d\vec{r}_{C}}{dt} + \left(\frac{d\gamma}{dt} + \frac{d\psi}{dt}\right) \cdot e_{C'} \cdot Sin(\psi) \cdot \vec{u}_{x} - \\ \end{array}$$

$$-\left(e_{C}\cdot\frac{d\gamma}{dt}+e_{C}\cdot\frac{d\gamma}{dt}\cdot Cos(\psi)+e_{C}\cdot\frac{d\psi}{dt}\cdot Cos(\psi)\right)\cdot\vec{u}_{y}=\frac{d\vec{r}_{C}}{dt}+\left(\frac{d\gamma}{dt}+\frac{d\psi}{dt}\right)\cdot e_{C}\cdot Sin(\psi)\cdot\vec{u}_{x}-\left(e_{C}\cdot\frac{d\gamma}{dt}+\left(\frac{d\gamma}{dt}+\frac{d\psi}{dt}\right)\cdot e_{C}\cdot Cos(\psi)\right)\cdot\vec{u}_{y}.$$

В результаті швидкість напівпричепа визначатиметься з рівняння:

$$\frac{d\vec{r}_{C'}}{dt} = \frac{d\vec{r}_{C}}{dt} + \left(\frac{d\gamma}{dt} + \frac{d\psi}{dt}\right) \cdot e_{C'} \cdot Sin(\psi) \cdot \vec{u}_{x} - \left(e_{C} \cdot \frac{d\gamma}{dt} + \left(\frac{d\gamma}{dt} + \frac{d\psi}{dt}\right) \cdot e_{C'} \cdot Cos(\psi)\right) \cdot \vec{u}_{y}.$$
 (2.11)

Диференціюючи ще один раз рівняння (2.11), визначимо прискорення напівпричепа:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{d\vec{r}_{C}}{dt}\right) = \frac{d}{dt}\left(\frac{d\vec{r}_{C}}{dt}\right) + \frac{d}{dt}\left(\left(\frac{d\gamma}{dt} + \frac{d\psi}{dt}\right) \cdot e_{C'} \cdot Sin(\psi) \cdot \vec{u}_{x}\right) - \frac{d}{dt}\left(\left(e_{C} \cdot \frac{d\gamma}{dt} + \left(\frac{d\gamma}{dt} + \frac{d\psi}{dt}\right) \cdot e_{C'} \cdot Cos(\psi)\right) \cdot \vec{u}_{y}\right).$$

$$(2.12)$$

Диференціюючи складові виразу (2.12), одержимо:

Отже, прискорення дорівнює:

$$\frac{d\vec{V}_{C'}}{dt} = \frac{d\vec{V}_{C}}{dt} + \left(\left(\frac{d\gamma}{dt}\right)^{2} \cdot e_{C} + \frac{d^{2}\varphi}{dt^{2}} \cdot e_{C'} \cdot Sin(\psi) + \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^{2} \cdot e_{C'} \cdot Cos(\psi)\right) \cdot \vec{u}_{x} - \\
- \left(\frac{d^{2}\gamma}{dt^{2}} \cdot e_{C} + \frac{d^{2}\varphi}{dt^{2}} \cdot e_{C'} \cdot Cos(\psi) - \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^{2} \cdot e_{C'} \cdot Sin(\psi)\right) \cdot \vec{u}_{y} = \\
= \left(\frac{dV_{x}}{dt} - \frac{d\gamma}{dt} \cdot V_{y}\right) \cdot \vec{u}_{x} + \left(\left(\frac{d\gamma}{dt}\right)^{2} \cdot e_{C} + \frac{d^{2}\varphi}{dt^{2}} \cdot e_{C'} \cdot Sin(\psi) + \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^{2} \cdot e_{C'} \cdot Cos(\psi)\right) \cdot \vec{u}_{x} + \\
+ \left(\frac{dV_{y}}{dt} + \frac{d\gamma}{dt} \cdot V_{x}\right) \cdot \vec{u}_{y} - \left(\frac{d^{2}\gamma}{dt^{2}} \cdot e_{C} + \frac{d^{2}\varphi}{dt^{2}} \cdot e_{C'} \cdot Cos(\psi) - \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^{2} \cdot e_{C'} \cdot Sin(\psi)\right) \cdot \vec{u}_{y}.$$
(2.13)

2.2.3. Імітаційне моделювання кінематики криволінійного руху автопоїзда. Представлені вище аналітичні вирази перетворимо у відповідні блоки для імітаційного моделювання кінематики руху сідельного автопоїзда, основні з яких представлені у підрозділі В.1 додатку В.

Розкриття блоку №7 - Steerability kinematics на рис. 2.16 призводить до появи структури рис. 2.7. До вхідного порту 1 блоку №1 - St ang tr надходить сигнал кута обертання керма. До порту 2 блоку №2 - Раг надходить комплексний сигнал зі всіма параметрами конфігурації автопоїзда. Вектор розрахованих швидкостей надходить через порт 3 блоку №3 - V. Дані про кути та швидкість повороту коліс напівпричепа надходять до вхідного порту 4 блоку №4 - SBW. До вхідного порту 5 блоку №5 - trig надходить вектор тригонометричних функцій кута складання автопоїзда. У блоці №6 - Demux вектор поточних швидкостей V розкладається на складові. Лінійні швидкості утворюють вектор блоком №7 - Мих, а з шини даних відбираються параметри *e tr*, *e st* блоком №8 - Bus Selector. У блоці №9 - Semitrailer velocity йде перерахунок лінійних швидкостей напівпричепа у системі координат тягача. У блоці №10 - Transmtx готується перехідна матриця, завдяки якій на виході блоку №11 отримуємо лінійні швидкості напівпричепа у системі Product координат напівпричепа. Блок №12 - U st дозволяє у бездротовому режимі передавати цей сигнал за місцем попиту. Блок №13 - Bus Selector відбирає сигнали координат точок шин та матрицю розташування шин тягача. У блоці №14 - Demux вектор поточних

швидкостей V розкладається на складові. Блок №15 - Demux вектор лінійних швидкостей напівпричепа розкладає на елементи у системі координат напівпричепа. Блок №16 - Bus Selector відбирає сигнали координат точок шин та матрицю розташування шин напівпричепа. У блоках №17 - Eta tractor та №18 - Eta semitrailer розраховуються теоретично необхідні кути між поздовжніми осями коліс та векторами миттєвих швидкостей за методикою, представленою у пункті 2.3.2.



Рисунок 2.7 – Структурна схема блоку «Визначення кінематичних параметрів руху КТЗ»

Блок №21 передає швидкість Vx автопоїзда бездротовим способом до блоку №22. У блоці №23 оцінюється знак швидкості тягача. Блок 24 - Product дозволяє змінювати сигнал у залежності від напрямку руху тягача – прямо чи зворотно. У блоці №25 - Tractor steering angles вираховуються кути та кутові швидкості обертання керованих коліс. У блоці №26 - Matrix Concatenate об'єднуються кутові швидкості повороту керованих коліс тягача та напівпричепа *отеga*, а блок №27 - diff Teta надає бездротовий доступ до сигналу. Блок №28 - Bus Selector розділяє кути *Ang* та кутові швидкості *отеga* обертання керованих коліс напівпричепа. У блоці №29 - Matrix Concatenate об'єднуються кути повороту керованих коліс тягача *Ang* та напівпричепа. Блок №30 - Product коригує напрям повороту коліс з урахуванням напрямку руху тягача. Блок №31 - Теta забезпечує бездротову передачу матриці кутів повороту керованих коліс за місцем потреби, блок №41 - teta вихідного порту 4 виводить сигнал назовні. У блоці №32 - Subtract складаються кути *Eta* та *Teta*, та як результат, на вихідному порту 3 блоку №40 отримуємо кути відведення шин (delta). Інформація з блоків №33 - Teta, №34 - diff Teta, №35 - U_st групується у комплексний сигнал блоку №36 - Bus Creator та виводиться через вихідний порт 1 блоку №38 - TDU. У блоці №37 - Treshold and Stop Simulation створюється прецедент примусової зупинки подальших розрахунків, якщо швидкості всіх ланок дорівнюють нулю з певною точністю.

2.3. Визначення взаємозв'язку між кутами складання автопоїзда та теоретично необхідними кутами повороту коліс напівпричепа

2.3.1. Визначення координат розташування осі нейтральної поворотності для сідельного автопоїзда. Для визначення раціональних параметрів складових частин кермової трапеції керованих мостів напівпричепа необхідно знати теоретично необхідний розподіл кутів повороту його коліс, для керування САКП необхідно знайти зв'язок між цими кутами та кутами складання автопоїзда. Зазначені параметри можна знайти шляхом визначення координат розташування осі нейтральної поворотності (ВНП). Для описання запропонованої методики визначення координат розташування ВНП для дволанкового сідельного автопоїзда використаємо наступні визначення з [25]:

1) основна траєкторія автопоїзда – це траєкторія центру ведучого моста двовісного тягача або точки, яка знаходиться на поздовжній осі тягача рівно віддалено від ведучих мостів тривісного тягача;

2) габаритна смуга руху – це площа опорної поверхні, що обмежена проекціями на неї траєкторій крайніх виступаючих габаритних точок ланок автопоїзда (з урахуванням рекомендацій DIRECTIVE 97/27/ЕС щодо елементів транспортних засобів, які не враховують при визначені габаритних розмірів, зокрема: дзеркала та інші прилади непрямого бачення, освітлювальне обладнання);
3) миттєвий центр повороту (МЦП) автопоїзда – це точка у системі координат, швидкість якої дорівнює нулю;

4) миттєвий радіус повороту (R_0) – це найкоротша відстань від миттєвого центру повороту до поздовжньої осі відповідної ланки автопоїзда.

До цих визначень добавимо ще одне – вісь нейтральної поворотності – це пряма, вдовж якої переміщується МЦП при складанні ланок автопоїзда на різні кути.

За допомогою досліджень (рис. 2.8) графічним методом доведено зміну координат МЦП тільки вздовж осі, розташованої під прямим кутом до осі напівпричепа, в залежності від кута складання САП, та незалежно від напрямку складання. Для формування рис. 2.8 використані геометричні розміри САП, зазначених у підрозділах А.1 та А.2 додатку А, та наступне розташування фіксованих точок: ТЗТ (точка задавання траєкторії) – центр заднього моста тягача, ТСТ (точка слідування траєкторією) – попередньо віддалена від заднього габариту на 1500 мм вздовж осі напівпричепа.



Рисунок 2.8 – До визначення координат розташування МЦП автопоїзда графічним методом

Враховуючи цю закономірність, запропонуємо послідовність визначення координат розташування осі нейтральної поворотності автопоїзда [1, 13]:

1) виконати креслення САП у масштабі (вид зверху) з урахуванням наступних умов: поздовжні осі його ланок повинні співпадати, на кресленні відобразити

габарити ланок САП, розташування керованих мостів із зазначенням центрів повороту коліс та некерованих мостів, центр зчіпки ланок автопоїзда;

2) до схеми додати пряму лінію на відстані $R_{62} = 5,3$ *м* від внутрішнього габариту напівпричепа у напрямку можливого розташування МЦП паралельно поздовжній осі автопоїзда;

3) графічним способом повернути ведучу ланку автопоїзда відносно центру зчіпки на будь-який кут при фіксованому положенні напівпричепа;

4) попередньо прийняти місце розташування ТСТ у задньому звисі напівпричепа на його поздовжній осі;

5) накреслити коло, що проходитиме через ТЗТ (центр заднього моста двовісного тягача або точку, що знаходиться на рівній відстані між двома некерованими мостами тривісного тягача) та ТСТ, дотичне до поздовжньої осі тягача;

6) отримана вертикальна вісь збудованого кола і є віссю нейтральної поворотності автопоїзда, перетинання її з горизонтальною лінією (другий пункт) дає координати розташування МЦП, які визначають максимальні кути повороту коліс напівпричепа за вимогою DIRECTIVE 2002/7/EC – $R_{62} = 5,3 m$;

7) графічним способом повернути ведучу ланку САП відносно центру його складання при фіксованому положенні напівпричепа на кут, який забезпечить положення відрізку від МЦП до ТЗТ під прямим кутом до осі тягача;

8) перевірити дотримання другої вимоги DIRECTIVE 2002/7/ЕС – $R_{32} = 12,5 \, m$, накресливши коло відносно знайденого МЦП, дотичне до найбільш виступаючого зовнішнього габариту САП (рішення є прийнятним, якщо це коло дотичне одразу до зовнішніх габаритів ведучої та веденої ланок САП (рис. 1.2, *a*), якщо цього не вдається досягти, необхідно повторити пункти від четвертого до восьмого, змінивши розташування ТСТ вздовж осі напівпричепа).

Для спрощення механізму попереднього визначення координат розташування ВНП знайдемо взаємозв'язок між відстанню L_{TCT} та геометричними параметрами САП (рис. 2.9, *a*), до яких можна віднести: габаритні розміри як окремих ланок так і всього автопоїзда (L_4), відстань від осі ведучого моста тягача до центру сідельнозчіпного пристрою (L_{17}), габаритну ширину кожної з ланок САП (B_2), а також, відстань від центру зчіпки ланок автопоїзда до найбільш віддаленої габаритної точки відповідної ланки автопоїзда ($L_{C3\Pi}$). Проаналізуємо ступінь впливу цих параметрів на розташування точки L_{TCT} . Габаритна ширина КТЗ одного класу майже не відрізняється, тому цей параметр використовувати для нашої задачі не доцільно.



а) геометричні параметри САП; б) координати розташування ТСТ при L₁₇ = 760 мм;
в) координати розташування ТСТ при L₁₇ = 160 мм
Рисунок 2.9 – Визначення впливу параметру L₁₇ на величину L_{TCT}

Габаритну довжину, як параметр, теж не зручно використовувати, тому що при одних і тих же параметрах габаритної довжини як САП у цілому, так і окремих його ланок координати розташування L_{TCT} залежать від розташування точки зчіпки. Що стосується інших параметрів, то вони використовуються при визначені

координат розташування осі нейтральної поворотності та, звісно, впливають на результат, надалі оцінимо величину їх впливу.

Для заданого САП зафіксуємо параметри $L_{C3\Pi}^{t}$ та $L_{C3\Pi}^{st}$, а відстань від центра зчіпки до осі ведучого моста тягача, що дорівнює $L_{17} = 460 \text{ мм}$, змінимо на 300 мм в обох напрямках (діапазон значень цього параметру для сідельних тягачів – $L_{17} = 100...740 \text{ мм}$ [96]), до того ж, для тягача передбачено декілька місць розташування сідельно-зчіпного пристрою, графічно визначимо, на яку величину зміниться R_{32} (рис. 2.9).

При збільшені L_{17} на 300 мм (рис. 2.9, б) та фіксованому значенні $L_{TCT} = 2580$ мм величина зовнішнього габаритного радіусу повороту САП збільшилась на 0,38 %, максимальне значення кутів повороту коліс напівпричепа зменшилось 11', кут складання зменшився на 2° у порівнянні з базовим варіантом (рис. 1.2, *a*); при зменшені L_{17} на 300 мм (рис. 2.9, *в*) та фіксованому значенні $L_{TCT} = 2580$ мм величина зовнішнього габаритного радіусу повороту ланок САП збільшилась на 0,06%, максимальне значення кутів повороту коліс напівпричепа збільшилась на 0,06%, максимальне значення кутів повороту коліс напівпричепа збільшилась на 5', кут складання збільшився на 2° у порівнянні з базовим варіантом (рис. 1.2, *a*). Тобто, параметр L_{17} суттєво не впливає на визначення L_{TCT} .

Тому залишаються тільки два параметра $L_{C3\Pi}^{t}$ та $L_{C3\Pi}^{st}$. Для зручності проаналізуємо залежність L_{TCT} від відносного параметру $L_{C3\Pi}^{t}/L_{C3\Pi}^{st}$, отримавши регресійні залежності для двох компоновок тягача — капотної та безкапотної (рис. 2.10).

Задача вирішувалась графічним методом за запропонованою методикою у наступній послідовності. Для статистичного дослідження з [96] вибрані чотирнадцять напівпричепів різного призначення окрім важковозів. До кожного напівпричепа, враховуючи вимоги ГОСТ 12105-74 [102], вибрані сідельні тягачі капотної та безкапотної компоновок за наступними критеріями: допустиме навантаження на сідельно-зчіпний пристрій тягача, типорозмір шин, безпечні відстані між тягачем та напівпричепом при складанні ланок САП. Наступними

етапом, виконуючи усі пункти запропонованої у дисертаційній роботі методики, знайдені координати розташування ТСТ, за якими збудований графік (рис. 2.10).

Параметр *L_{TCT}*, отриманий із графіка (рис. 2.10), є попереднім, та потребує подальшого уточнення графічним методом.



Рисунок 2.10 – Регресійні залежності розташування ТСТ в залежності від геометричних параметрів ланок сідельного автопоїзда

Окрім графічного методу найбільш точно координати розташування ВНП можна отримати аналітичним методом. Для цього, задаємося умовою, що коло з радіусом $R = R_1 = R_0^t = R_2$ (рис. 2.11) проходе через дві точки (x_1 ; y_1) та (x_2 ; y_2), до того ж точка (x_3 ; y_3) належить радіусу R_1 .

Розрахункова схема (рис. 2.11) складена для двох режимів роботи САКП: 1 – забезпечення найменшої габаритної смуги руху автопоїзда (максимальні кути повороту коліс обмежуються конструкцією балки моста – $\Theta_5^{eh} = 36^{\circ}15$); 2 – забезпечення найменшого радіусу повороту автопоїзда (максимальні кути повороту коліс обмежуються поворотом внутрішнього колеса першого моста напівпричепа – $\Theta_3^{eh} = 29^{\circ}15$).



а – перший режим роботи системи активного керування поворотом напівпричепа (мінімальна габаритна смуга руху); б – другий режим роботи системи активного

керування поворотом напівпричепа (мінімальний радіус повороту САП) Рисунок 2.11 – Розрахункова схема для визначення координат розташування осі нейтральної поворотності САП та теоретично необхідних кутів повороту коліс напівпричепа в залежності від кута складання ланок САП Радіуси R_1 та R_2 визначаються за формулами:

$$R_{1} = \sqrt{(x_{1} - x)^{2} + (y_{1} - y)^{2}}$$
$$R_{2} = \sqrt{(x_{2} - x)^{2} + (y_{2} - y)^{2}}$$

де $x_1 = L_{17} \cdot cos(\psi)$, $y_1 = L_{17} \cdot sin(\psi)$, $x_2 = L_{C317}^{st} - L_{TCT}$, $y_2 = 0$ – координати фіксованих точок, через які проходе коло (основна траєкторія руху) за умови розташування точки відліку (0;0) у центрі зчіпки автпоїзда.

Так як $R_1 = R_2$ отримаємо рівняння кола:

$$(x_1 - x)^2 + (y_1 - y)^2 = (x_2 - x)^2 + (y_2 - y)^2;$$

Після перетворень отримаємо наступний вираз:

$$x_1^2 - 2 \cdot x_1 \cdot x + y_1^2 - 2 \cdot y_1 \cdot y - x_2^2 + 2 \cdot x_2 \cdot x = 0.$$
 (2.14)

Для визначення $L_{BH\Pi}$ необхідно знайти координати точки перетинання центра кола (2.14) та прямої, що проходе через точки з координатами (x_1 ; y_1) та (x_3 ; y_3), рівняння якої має наступний вигляд:

$$y = (x - x_1) \cdot (y_3 - y_1) / (x_3 - x_1) + y_1.$$
(2.15)

Підставимо вираз (2.15) до виразу (2.14) та виразимо «х», це й буде величина L_{BHII} :

$$L_{BHII} = \left(\frac{x_1^2 - x_2^2}{2 \cdot y_1} - \frac{y_1}{2} + \frac{x_1 \cdot (y_1 - y_3)}{x_1 - x_3}\right) \cdot \frac{y_1 \cdot (x_3 - x_1)}{(x_1 - x_3) \cdot (x_2 - x_1) + y_1 \cdot (y_3 - y_1)}, \quad (2.16)$$

де координати точки x₃ та y₃ визначаються з виразів:

$$x_{3} = \sqrt{\left(B_{1}^{t(2)}\right)^{2}/4 + L_{17}^{2}} \cdot \cos\left(\arcsin\left(L_{17}/\sqrt{\left(B_{1}^{t(2)}\right)^{2}/4 + L_{17}^{2}}\right) + 270 + \psi\right);$$

$$y_{3} = \sqrt{\left(B_{1}^{t(2)}\right)^{2}/4 + L_{17}^{2}} \cdot \sin\left(\arcsin\left(L_{17}/\sqrt{\left(B_{1}^{t(2)}\right)^{2}/4 + L_{17}^{2}}\right) + 270 + \psi\right).$$

Щоб визначити на початковому етапі координати розташування ВНП, необхідно задатись будь-яким значенням кута складання ланок автопоїзда, а потім шляхом варіацій значень L_{TCT} знайти таку координату $L_{BH\Pi}$ при якій мінімізується різниця ($R_{32}^{t} - max(R_{32}^{st})$).

Визначимо миттєві радіуси повороту відповідних ланок автопоїзда:

$$R_{0}^{st} = y_{I} + \frac{(L_{BHII} - x_{I}) \cdot (y_{3} - y_{I})}{x_{3} - x_{I}};$$

$$R_{0}^{t} = \sqrt{(L_{BHII} - x_{I})^{2} + (R_{0}^{st} - y_{I})^{2}}.$$
(2.17)

Зовнішні габаритні радіуси (рис. 1.2) визначаються за формулами:

$$\begin{split} R_{32}^{t} &= \sqrt{\left(R_{0}^{t} + B_{\kappa a \delta} / 2 - r_{\kappa a \delta}\right)^{2} + \left(L_{1} + L_{6}^{t} - r_{\kappa a \delta}\right)^{2}} + r_{\kappa a \delta};\\ R_{32l}^{st} &= \sqrt{\left(R_{0}^{st} + B_{2}^{st} / 2 - r_{1}^{st}\right)^{2} + \left(L_{4}^{st} + L_{BHII} - L_{C3II}^{st} - r_{1}^{st}\right)^{2}} + r_{1}^{st};\\ R_{322}^{st} &= \sqrt{\left(R_{0}^{st} + B_{2}^{st} / 2 - r_{2}^{st}\right)^{2} + \left(L_{C3II}^{st} - L_{BHII} - r_{2}^{st}\right)^{2}} + r_{2}^{st}, \end{split}$$

де $B_{\kappa a \delta}$ – габаритна ширина кабіни тягача;

r_{каб}, *r*₁st, *r*₂st – радіуси закруглень у плані відповідно передньої частини кабіни тягача, передньої та задньої частин напівпричепа.

2.3.2. Визначення теоретично необхідних кутів повороту коліс напівпричепа в залежності від кутів складання автопоїзда. Кути повороту коліс напівпричепа визначаються за умови їх повороту відносно центрів (шворневі вузли) таким чином, щоб поперечна вісь контакту шини з опорною поверхнею в її площині проходила через МЦП. Максимальні значення кутів повороту коліс напівпричепа обмежені тільки конструктивними можливостями балки найбільш віддаленого від центру зчіпки автопоїзда моста, тому, максимальне значення кута складання автопоїзда за умови роботи САКП можна визначити за формулою:

$$\psi_{\Theta_{5max}} = 90 + \arcsin\left(\frac{R_{_{62}(\Theta_{5max})} - B_2^{st}/2}{\sqrt{L_{BHII}^2 + \left(R_{_{62}(\Theta_{5max})} - B_2^{st}/2\right)}}\right) - \arcsin\left(\frac{L_{17}}{\sqrt{L_{17}^2 + \sqrt{L_{BHII}^2 + \left(R_{_{62}(\Theta_{5max})} - B_2^{st}/2\right)}}\right)$$

де внутрішній габаритний радіус:

$$R_{GC(\Theta_{5max})} = \frac{\left(L_{BH\Pi} - x_{4}\right) \cdot \left(y_{5} - y_{4}\right)}{x_{5} - x_{4}} + y_{4} + \frac{B_{2}^{st}}{2}$$

а координати точок (x_4 ; y_4) та (x_5 ; y_5) з рис. 2.11 визначаються:

 $x_4 = L_{KP} \cdot \cos(360 - \Theta_{5max}) + L_2' + 2 \cdot L_2'' - L_{KP};$

$$y_{4} = L_{KP} \cdot sin(360 - \Theta_{5max}) - B_{KP} / 2;$$

$$x_{5} = \sqrt{\left(B_{1}^{st(3)} - B_{KP}\right)^{2} / 4 + L_{KP}^{2}} \cdot cos\left(arcsin\left(L_{KP} / \sqrt{\left(B_{1}^{st(3)} - B_{KP}\right)^{2} / 4 + L_{KP}^{2}}\right) + 270 - \Theta_{5max}\right) + L_{2}' + 2 \cdot L_{2}'' - L_{KP};$$

$$w_{5} = \sqrt{\left(B_{1}^{st(3)} - B_{KP}\right)^{2} / 4 + L_{KP}^{2}} \cdot sin\left(arcsin\left(L_{KP} / \sqrt{\left(B_{1}^{st(3)} - B_{KP}\right)^{2} / 4 + L_{KP}^{2}}\right) + 270 - \Theta_{5max}\right) - B_{KP} / 2.$$

Значення кутів повороту коліс напівпричепа для відповідного моста визначаються за формулою:

$$\Theta = \arcsin\left(\frac{L_{2}' + L_{2}'' \cdot (i-1) - L_{BHII} - L_{KP}}{\sqrt{\left(R_{0}^{st} \pm B_{KP} / 2\right)^{2} + \left(L_{2}' + L_{2}'' \cdot (i-1) - L_{BHII} - L_{KP}\right)^{2}}}\right) - (2.18)$$

$$-\arcsin\left(\frac{L_{KP}}{\sqrt{\left(R_{0}^{st} \pm B_{KP} / 2\right)^{2} + \left(L_{2}' + L_{2}'' \cdot (i-1) - L_{BHII} - L_{KP}\right)^{2}}}\right)$$

де *L*_{ВНП} – відстань від точки зчіпки автопоїзда до його МЦП (2.16);

i – номер моста напівпричепа (1, 2 або 3);

знак «+» – для коліс лівого борта, «–» – для коліс правого борта.

З метою скорочення часу на визначення параметрів криволінійного руху автопоїзда вираз (2.18) замінено поліномами п'ятого ступеня для першого режиму роботи САКП, восьмого ступеня – для другого режиму. При цьому, максимальне розходження кутів після заміни складе 0,006° та 0,082° відповідно.

Результати визначення зазначених кутів представимо у вигляді графіка (рис. 2.12), отриманого за допомогою полінома:

$$\Theta = a_1 \cdot 10^{-14} \cdot \psi^8 + a_2 \cdot 10^{-12} \cdot \psi^7 + a_3 \cdot 10^{-11} \cdot \psi^6 + a_4 \cdot 10^{-9} \cdot \psi^5 + a_5 \cdot 10^{-7} \cdot \psi^4 + a_6 \cdot 10^{-5} \cdot \psi^3 + a_7 \cdot 10^{-4} \cdot \psi^2 + a_8 \cdot \psi + 0, \qquad (2.19)$$

де *а* – незмінні коефіцієнти апроксимації отриманих поліномів (табл. 2.1).

В імітаційній моделі динаміки руху сідельного автопоїзда визначення теоретично необхідних кутів повороту коліс напівпричепа представлено

блоком №18 - Eta semitrailer на рис. 2.7. Структурна схема цього блоку представлена на рис. В.5 додатку В.



Рисунок 2.12 – Залежність теоретично необхідних кутів повороту коліс напівпричепа від кутів складання ланок САП

	Коефіцієнти апроксимації поліному							для в	сутів	
icT		повороту Θ і ψ з одиницями вимірювання у								
Μ	Максимальний кут повороту	градусах								
	коліс, градус:	a_1	a_2	<i>a</i> ₃	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	
Перший режим роботи САКП (<i>ψ</i> від -32°15′ до 32°15′)										
1	лівого – від 12°24′до -15°17′; правого – від 15°17′до -12°24′	0	0	0	-6,9731	±3,0125	-4,239	±11,08	- 0,37538	
2	лівого – від 22°00′до -26°42′; правого – від 26°42′до -22°00′	0	0	0	-3,1591	±2,2841	-5,6961	±20,807	- 0,68881	
3	лівого – від 30°29' до -36°15'; правого – від 36°15' до -30°29'	0	0	0	3,1934	∓1,8231	-3,0238	±30,4	- 1,0024	

T -	A 1	TC 1 · ·	•		(0 , 1 , 0)
Гаолиця	2.1 -	Коефішієнти	апроксимани	ЛЛЯ ПОЛІНОМУ	(2.19)
				<u></u>	(=)

Продовження табл. 2.1

		Коефіцієнти апроксимації поліному для кутів								
CT	повороту Θ і ψ з одиницями вимірювання у									
M	Максимальний кут повороту	градусах								
	коліс, градус:	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	
	Другий режим роботи САКП (<i>ψ</i> від -65 до 65°)									
1	лівого – від -19°15′ до 29°28′; правого – від -29°28′ до 19°15′	∓1,2114	1,4919	±3,4889	-1,7879	∓1,489	2,6111	∓2,8987	0,18389	
2	у заблокованому стані									
3	лівого – від 19°27' до -30°14'; правого – від 30°14' до -19°27'	±1,5129	-1,7227	∓4,9897	2,6729	±1,7727	-2,7587	±2,7446	-0,18346	

2.4. Визначення силових чинників, що діють на автопоїзд за умов криволінійного руху

Виходячи з теорії автомобілів [26, 29-33], визначимо сили, які діють на сідельний автопоїзд за умов криволінійного руху. Розрахункову схему сідельного автопоїзда представимо на рис. 2.13.



Рисунок 2.13 – Схема сил, що діють на автопоїзд при криволінійному рухові

На кожному колесі введемо головні системи координат $\mu 0\xi$, в яких будемо визначати зовнішні сили. Позначимо поздовжню F_{ξ} та поперечну F_{μ} сили. Тоді:

матриця поздовжніх сил на колесах тягача:

$$\boldsymbol{F}_{\xi}^{t} = \begin{bmatrix} F_{\xi 1}^{(l)} & F_{\xi 1}^{(r)} \\ F_{\xi 2}^{(l)} & F_{\xi 2}^{(r)} \end{bmatrix};$$
(2.20)

- матриця поздовжніх сил на колесах напівпричепа:

$$\boldsymbol{F}_{\xi}^{st} = \begin{bmatrix} F_{\xi3}^{(l)} & F_{\xi3}^{(r)} \\ F_{\xi4}^{(l)} & F_{\xi4}^{(r)} \\ F_{\xi5}^{(l)} & F_{\xi5}^{(r)} \end{bmatrix}.$$
 (2.21)

Згідно теорії кочення автомобільного колеса [31, 32], поздовжню реакцію будемо визначати як суму сил опору кочення та тягової сили.

$$F_{\xi i} = F_{pri} - F_{ri} \,,$$

де *F*_{pri} – сила тяги, що визначається за формулою:

$$F_{pri} = \frac{M_e \cdot u_{tr}^{(j)} \cdot \eta_{tr}^{(j)}}{n_u \cdot r_o}, \qquad (2.22)$$

 M_{e} – поточне значення крутного моменту двигуна, $H \cdot M$;

 $u_{tr}^{(j)}$ – передаточне число трансмісії на *j*-тій передачі;

 $\eta_{tr}^{(j)}$ – к.к.д. трансмісії на *j*-тій передачі;

*r*_∂ – динамічний радіус колеса, *м*;

*n*_{*uu*} – кількість коліс, що працюють у тяговому режимі;

 F_{ri} – сила опору кочення:

$$F_{ri} = m_{ui} \cdot g \cdot \psi , \qquad (2.23)$$

*m*_{ui} – маса, що доводиться на один колісний рушій, кг;

g – прискорення вільного падіння, M/c^2 ;

 $\psi = i \cdot 10^{-2} + f_0 + k_V \cdot V_u^2$ – приведений сумарний коефіцієнт опору кочення; *i* – підйом, %; f_0 – коефіцієнт опору кочення на малих швидкостях руху САП;

 k_{v} – коефіцієнт впливу швидкості руху на опір коченню;

V_ш – швидкість переміщення КТЗ за дійсним напрямком руху кожного колеса.

При розрахунках поточне значення крутного моменту двигуна, з метою забезпечення необхідного значення швидкості руху КТЗ, будемо отримувати з його зовнішньої швидкісної характеристики [97], зображеної на рис. 2.14.



Рисунок 2.14 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна DAF-XE315C [97]

Частота обертання колінчастого вала двигуна визначається за формулою:

$$n_e = 2,65 \cdot V_{u} \cdot u_{tr}^{(j)} / r_{\partial}$$

Так як кожен з випробувальних маневрів необхідно виконувати з постійною швидкістю КТЗ, то, в залежності від зміни опору руху для збереження значення швидкості руху, необхідно змінювати силу тяги. Технічно цю функцію виконує рідконтролер. Якщо крутний момент, визначений з рис. 2.14, забезпечить більшу швидкість руху КТЗ ніж задану, ріd-контролер зменшить силу тяги до необхідної величини, тобто, двигун буде робити на часткових режимах. В імітаційній моделі

визначення поздовжніх сил на колесах автопоїзда (рис. В.6 додатку В) визначення необхідного значення сили тяги представлено блоком №20 - Traction. Структурна схема цього блоку представлена на рис. В.7 додатку В.

Введемо логічну матрицю наявності тягової сили на колесах тягача та напівпричепа у відповідності до колісної формули:

$$\boldsymbol{T}^{t} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 1 \end{bmatrix}; \quad \boldsymbol{T}^{st} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Тоді отримаємо:

$$\boldsymbol{F}_{\xi} = \boldsymbol{T} \cdot \boldsymbol{F}_{pr} - \boldsymbol{F}_{r} \,, \tag{2.24}$$

Аналогічні рівняння запишемо для поперечних реакцій:

- матриця поперечних сил на колесах тягача:

$$\boldsymbol{F}_{\mu}^{t} = \begin{bmatrix} F_{\mu l}^{(l)} & F_{\mu l}^{(r)} \\ F_{\mu 2}^{(l)} & F_{\mu 2}^{(r)} \end{bmatrix};$$
(2.25)

– матриця поперечних сил на колесах напівпричепа:

$$\boldsymbol{F}_{\mu}^{st} = \begin{bmatrix} F_{\mu3}^{(l)} & F_{\mu3}^{(r)} \\ F_{\mu4}^{(l)} & F_{\mu4}^{(r)} \\ F_{\mu5}^{(l)} & F_{\mu5}^{(r)} \end{bmatrix}.$$
 (2.26)

Введемо для зручності матрицю кількості шин одного колісного рушія тягача та напівпричепа:

$$\boldsymbol{W}^{t} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 2 & 2 \end{bmatrix}; \quad \boldsymbol{W}^{st} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & 1 \\ 1 & 1 \end{bmatrix}.$$

Використовуючи теоретичні основи «магічної формули» Н. В. Расејка [83], представимо в загальному випадку бічну силу й стабілізуючий момент шини:

$$F_{\mu} = -F_{\mu max} \cdot sin\left(2 \cdot arctg\left(\frac{180 \cdot \delta}{10 \cdot \pi}\right)\right) = -R_{uz} \cdot \varphi_{y} \cdot sin\left(2 \cdot arctg\left(\frac{180 \cdot \delta}{10 \cdot \pi}\right)\right); \quad (2.27)$$

$$M_{\delta} = M_{\delta max} \cdot \varphi_{y} \cdot sin\left(2, 1 \cdot arctg\left(\frac{180 \cdot \delta}{2,75}\right)\right), \qquad (2.28)$$

де ϕ_y – коефіцієнт зчеплення шини з опорною поверхнею у поперечному напрямку.

Для зручності, характеристики, які отримано за залежностями (2.27) та (2.28) [89], представлено у безрозмірному вигляді: $F_{\mu}^{\mu} = F_{\mu}/F_{\mu max}$ та $M_{\delta}^{\mu} = M_{\delta}/M_{\delta max}$ (рис. 2.15). При розрахунках параметри шин, вибраного КТЗ, прийняті у відповідності до науково-технічної літератури [86].

В характеристиці зображеній на рис. 2.15 враховується зчеплення шини з опорною поверхнею, що додатково дозволяє варіювати умовами руху КТЗ.



Рисунок 2.15 – Нелінійні контактні характеристики шин

Представимо вираз (2.27) у матричному виді:

$$F_{\mu}^{t} = \begin{bmatrix} F_{\mu 1}^{(l)} & F_{\mu 1}^{(r)} \\ F_{\mu 2}^{(l)} & F_{\mu 2}^{(r)} \end{bmatrix} = -\begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 2 & 2 \end{bmatrix} \otimes F_{\mu max} \cdot sin \left(2 \cdot arctg \left(\begin{bmatrix} \delta_{u 1}^{(l)} & \delta_{u 1}^{(r)} \\ \delta_{u 2}^{(l)} & \delta_{u 2}^{(r)} \end{bmatrix} \cdot \frac{180}{\pi \cdot 10} \right) \right)$$

$$F_{\mu}^{st} = \begin{bmatrix} F_{\mu3}^{(l)} & F_{\mu3}^{(r)} \\ F_{\mu4}^{(l)} & F_{\mu4}^{(r)} \\ F_{\mu5}^{(l)} & F_{\mu5}^{(r)} \end{bmatrix} = -\begin{bmatrix} I & I \\ I & I \\ I & I \end{bmatrix} \otimes F_{\mu max} \cdot sin \left(2 \cdot arctg \left(\begin{bmatrix} \delta_{u3}^{(l)} & \delta_{u3}^{(r)} \\ \delta_{u4}^{(l)} & \delta_{u4}^{(r)} \\ \delta_{u5}^{(l)} & \delta_{u5}^{(r)} \end{bmatrix} \cdot \frac{180}{\pi \cdot 10} \right) \right).$$

Будемо перетворювати сили, що діють на САП у глобальній системі координат до місцевої, прив'язаної до центру мас тягача та напівпричепа. Тоді, з урахуванням кутів повороту коліс, у матричному вигляді маємо:

$$\begin{bmatrix} F_{x1}^{(l)} & F_{x1}^{(r)} \\ F_{x2}^{(l)} & F_{x2}^{(r)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{\xi1}^{(l)} & F_{\xi1}^{(r)} \\ F_{\xi2}^{(l)} & F_{\xi2}^{(r)} \end{bmatrix} \otimes \overline{Cos} \left(\begin{bmatrix} \Theta_{l}^{(1)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \right) - \begin{bmatrix} F_{\mu l}^{(l)} & F_{\mu l}^{(r)} \\ F_{\mu 2}^{(l)} & F_{\mu l}^{(r)} \end{bmatrix} \otimes \overline{Sin} \left(\begin{bmatrix} \Theta_{l}^{(1)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \right);$$

$$\begin{bmatrix} F_{x3}^{(l)} & F_{x3}^{(r)} \\ F_{x4}^{(l)} & F_{x4}^{(r)} \\ F_{x5}^{(l)} & F_{x5}^{(r)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{\xi1}^{(l)} & F_{\xi1}^{(r)} \\ F_{\xi1}^{(l)} & F_{\xi1}^{(r)} \\ F_{\xi2}^{(l)} & F_{\xi2}^{(r)} \end{bmatrix} \otimes \overline{Cos} \left(\begin{bmatrix} \Theta_{l}^{(1)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(1)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(1)} & \Theta_{l}^{(r)} \end{bmatrix} \right) - \begin{bmatrix} F_{\mu 3}^{(l)} & F_{\mu 3}^{(r)} \\ F_{\mu 4}^{(l)} & F_{\mu 4}^{(r)} \\ F_{\mu 5}^{(l)} & F_{\mu 5}^{(r)} \end{bmatrix} \otimes \overline{Sin} \left(\begin{bmatrix} \Theta_{l}^{(1)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(1)} & \Theta_{l}^{(r)} \end{bmatrix} \right) - \begin{bmatrix} F_{\mu 1}^{(l)} & F_{\mu 4}^{(r)} \\ F_{\mu 5}^{(l)} & F_{\mu 5}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(l)} & \Theta_{l}^{(r)} \end{bmatrix} \otimes \overline{Sin} \left(\begin{bmatrix} \Theta_{l}^{(1)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(1)} & \Theta_{l}^{(r)} \end{bmatrix} \right) + \begin{bmatrix} F_{\mu 1}^{(l)} & F_{\mu 4}^{(r)} \\ F_{\mu 5}^{(l)} & F_{\mu 5}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(l)} & \Theta_{l}^{(r)} \end{bmatrix} \otimes \overline{Cos} \left(\begin{bmatrix} \Theta_{l}^{(1)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(1)} & \Theta_{l}^{(r)} \end{bmatrix} \right) + \begin{bmatrix} F_{\mu 1}^{(l)} & F_{\mu 1}^{(r)} \\ F_{\mu 2}^{(l)} & F_{\mu 2}^{(r)} \end{bmatrix} \otimes \overline{Cos} \left(\begin{bmatrix} \Theta_{l}^{(1)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(1)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(l)} & \Theta_{l}^{(r)} \end{bmatrix} \right) + \begin{bmatrix} F_{\mu 1}^{(l)} & F_{\mu 1}^{(r)} \\ F_{\mu 2}^{(l)} & F_{\mu 2}^{(r)} \end{bmatrix} \otimes \overline{Cos} \left(\begin{bmatrix} \Theta_{l}^{(1)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(l)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(l)} & \Theta_{l}^{(r)} \end{bmatrix} \right) + \begin{bmatrix} F_{\mu 1}^{(l)} & F_{\mu 2}^{(r)} \\ F_{\mu 2}^{(l)} & F_{\mu 2}^{(r)} \end{bmatrix} \otimes \overline{Cos} \left(\begin{bmatrix} \Theta_{l}^{(l)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(l)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(l)} & \Theta_{l}^{(r)} \end{bmatrix} \right) + \begin{bmatrix} F_{\mu 1}^{(l)} & F_{\mu 2}^{(r)} \\ F_{\mu 2}^{(l)} & F_{\mu 2}^{(r)} \end{bmatrix} \otimes \overline{Cos} \left(\begin{bmatrix} \Theta_{l}^{(l)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(l)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(l)} & \Theta_{l}^{(r)} \end{bmatrix} \right) + \begin{bmatrix} F_{\mu 1}^{(l)} & F_{\mu 2}^{(l)} \\ F_{\mu 2}^{(l)} & F_{\mu 2}^{(l)} \end{bmatrix} \otimes \overline{Cos} \left(\begin{bmatrix} \Theta_{l}^{(l)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(l)} & \Theta_{l}^{(r)} \\ \Theta_{l}^{(l)} & \Theta_{l}^{(r)} \end{bmatrix} \right) + \begin{bmatrix} F_{\mu 1}^{(l)} & F_{\mu 2}^{(l)} \\ F_{\mu 2}^{(l)} & F_{\mu 2}^{(l)} \\ F_{\mu 2}^{(l)} & F_{\mu 2}^{(l$$

Проекція суми сил на вісь тягача:

$$\boldsymbol{F}_{\Sigma}^{t} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{F}_{X}^{t} \\ \boldsymbol{F}_{y}^{t} \end{bmatrix} + Cos(\boldsymbol{\psi}) \cdot \begin{bmatrix} \boldsymbol{F}_{X}^{st} \\ \boldsymbol{F}_{y}^{st} \end{bmatrix}.$$
 (2.29)

Поздовжні сили породжують на відстані половини колії коліс моменти M_x , а поперечні, у свою чергу, на відстані моста до центру мас – моменти M_y .

$$\boldsymbol{M}_{x}^{t} = \begin{bmatrix} M_{x1}^{(l)} & M_{x1}^{(r)} \\ M_{x2}^{(l)} & M_{x2}^{(r)} \end{bmatrix}; \quad \boldsymbol{M}_{x}^{st} = \begin{bmatrix} M_{x3}^{(l)} & M_{x3}^{(r)} \\ M_{x4}^{(l)} & M_{x4}^{(r)} \\ M_{x5}^{(l)} & M_{x5}^{(r)} \end{bmatrix}; \quad (2.30)$$

$$\boldsymbol{M}_{y}^{t} = \begin{bmatrix} M_{yl}^{(l)} & M_{yl}^{(r)} \\ M_{y2}^{(l)} & M_{y2}^{(r)} \end{bmatrix}; \quad \boldsymbol{M}_{y}^{st} = \begin{bmatrix} M_{y3}^{(l)} & M_{y3}^{(r)} \\ M_{y4}^{(l)} & M_{y4}^{(r)} \\ M_{y5}^{(l)} & M_{y5}^{(r)} \end{bmatrix}.$$
(2.31)

Тоді:

$$\boldsymbol{M}_{x} = -\boldsymbol{F}_{x} \otimes \boldsymbol{B}_{l}; \quad \boldsymbol{M}_{y} = \boldsymbol{F}_{y} \otimes \boldsymbol{L}.$$

Сумарні моменти від поздовжніх та поперечних сил запишемо у вигляді

$$\boldsymbol{M}_{\Sigma x} = \sum \boldsymbol{M}_{x} = -\sum \sum \boldsymbol{F}_{x} \otimes \boldsymbol{B}_{I};$$
$$\boldsymbol{M}_{\Sigma y} = \sum \boldsymbol{M}_{y} = \sum \sum \boldsymbol{F}_{y} \otimes \boldsymbol{L}.$$

Сумарний момент від зовнішніх сил:

$$\boldsymbol{M}_{\Sigma f} = \boldsymbol{M}_{\Sigma x} + \boldsymbol{M}_{\Sigma y} = \sum \sum \boldsymbol{F}_{y} \otimes L - \sum \sum \boldsymbol{F}_{x} \otimes B_{l}.$$

Однак, при відведенні шин виникає також і стабілізуючий момент за рахунок зсуву бічної реакції від центру контакту шини з дорогою. Тому, введемо додатково матрицю стабілізуючих моментів:

$$\boldsymbol{M}_{\delta}^{t} = \begin{bmatrix} M_{1\delta}^{(l)} & M_{1\delta}^{(r)} \\ M_{2\delta}^{(l)} & M_{2\delta}^{(r)} \end{bmatrix} = M_{\delta max} \cdot \boldsymbol{sin} \left(2, 1 \cdot \boldsymbol{arctg} \left(\begin{bmatrix} \delta_{w1}^{(l)} & \delta_{w1}^{(r)} \\ \delta_{w2}^{(l)} & \delta_{w2}^{(r)} \end{bmatrix} \cdot \frac{180}{\pi \cdot 2.75} \right) \right); \quad (2.32)$$

$$\boldsymbol{M}_{\delta}^{st} = \begin{bmatrix} M_{3\delta}^{(l)} & M_{3\delta}^{(r)} \\ M_{4\delta}^{(l)} & M_{4\delta}^{(r)} \\ M_{5\delta}^{(l)} & M_{5\delta}^{(r)} \end{bmatrix} = M_{\delta max} \cdot \boldsymbol{sin} \left(2, 1 \cdot \boldsymbol{arctg} \left(\begin{bmatrix} \delta_{u3}^{(l)} & \delta_{u3}^{(r)} \\ \delta_{u4}^{(l)} & \delta_{u4}^{(r)} \\ \delta_{u5}^{(l)} & \delta_{u5}^{(r)} \end{bmatrix} \cdot \frac{180}{\pi \cdot 2.75} \right) \right). \quad (2.33)$$

Сумарний стабілізуючий момент:

$$M_{\Sigma\delta} = \sum \sum M_{\delta}$$

Загальний зовнішній момент утворюється, як сума моментів сил на колесах зі стабілізуючими моментами:

$$\boldsymbol{M}_{\Sigma} = \boldsymbol{M}_{\Sigma f} + \boldsymbol{M}_{\Sigma \delta}$$

Далі складемо рівняння руху автопоїзда.

Розглянутий зчленований рухомий склад має чотири ступені свободи, отже необхідно скласти 4 рівняння руху: поступальний і обертальний.

Для виключення з розрахунку дії внутрішніх сил, використовуємо теорему зміни кількості руху системи [103].

Кількість руху для тягача й напівпричепа відповідно дорівнюватимуть:

$$\vec{Q}^{t} = \sum_{k} m_{m_{k}} \cdot \vec{V}_{m_{k}} = \sum_{k} m_{m_{k}} \cdot \left(\vec{V}_{m} + \vec{V}_{m_{k}}^{(r)}\right) = \vec{V}_{m} \cdot \sum_{k} m_{m_{k}} + \sum_{k} m_{m_{k}} \cdot \vec{V}_{m_{k}}^{(r)} =$$

$$= m_{m} \cdot \vec{V}_{m} + \vec{\omega}_{m} \times \sum_{k} m_{m_{k}} \cdot r_{m_{k}} = m_{m} \cdot \vec{V}_{m};$$

$$\vec{Q}_{ST} = \sum_{k} m_{H\Pi_{k}} \cdot \vec{V}_{H\Pi_{k}} = \sum_{k} m_{H\Pi_{k}} \cdot \left(\vec{V}_{H\Pi} + \vec{V}_{H\Pi_{k}}^{(r)}\right) = \vec{V}_{H\Pi} \cdot \sum_{k} m_{H\Pi_{k}} + \sum_{k} m_{H\Pi_{k}} \cdot \vec{V}_{H\Pi_{k}}^{(r)} =$$

$$= m_{H\Pi} \cdot \vec{V}_{H\Pi} + \vec{\omega}_{H\Pi} \times \sum_{k} m_{H\Pi_{k}} \cdot r_{H\Pi_{k}} = m_{H\Pi} \cdot \vec{V}_{H\Pi}.$$

Тоді кількість руху автопоїзда буде наступною:

$$\vec{Q}_{\Sigma} = \vec{Q}_{TR} + \vec{Q}_{ST} = m_m \cdot \vec{V}_m + m_{H\Pi} \cdot \vec{V}_{H\Pi}.$$

Шляхом диференціювання [104], представимо зміну кількості руху у вигляді:

$$\begin{cases} \frac{d\vec{Q}_{TR}}{dt} = \sum_{k} \vec{F}_{TR_{k}}^{e} + \vec{F}_{P} \\ \frac{d\vec{Q}_{ST}}{dt} = \sum_{k} \vec{F}_{ST_{k}}^{e} + \vec{F}_{P}' \\ \vec{F}_{P} = -\vec{F}_{P}'; \\ \frac{d\vec{Q}_{\Sigma}}{dt} = \frac{d\vec{Q}_{TR}}{dt} + \frac{d\vec{Q}_{ST}}{dt} = \sum_{k} \vec{F}_{TR_{k}}^{e} + \sum_{k} \vec{F}_{ST_{k}}^{e}. \end{cases}$$

Після перетворень отримаємо вираз для визначення зміни кількості руху автопоїзда в проекціях на осі тягача (рівняння поступального руху):

$$\begin{cases} \left(\dot{V}_{t_x} - \omega_t \cdot V_{t_y}\right) \cdot \left(m_t + m_{st}\right) + m_{st} \cdot \left(\omega_t^2 \cdot e_t + \dot{\omega}_{st} \cdot e_{st} \cdot Sin(\psi) + \omega_{st}^2 \cdot e_{st} \cdot Cos(\psi)\right) = \\ = \sum_k F_{t_{xk}}^e + \left(\sum_k F_{st_{xk}}^e \cdot Cos(\psi) - \sum_k F_{st_{yk}}^e \cdot Sin(\psi)\right) \\ \left(\dot{V}_{t_y} + \omega_t \cdot V_{t_x}\right) \cdot \left(m_t + m_{st}\right) - m_{st} \cdot \left(\dot{\omega}_t \cdot e_t + \dot{\omega}_{st} \cdot e_{st} \cdot Cos(\psi) - \omega_{st}^2 \cdot e_{st} \cdot Sin(\psi)\right) = \\ = \sum_k F_{t_{yk}}^e + \left(\sum_k F_{st_{xk}}^e \cdot Sin(\psi) + \sum_k F_{st_{yk}}^e \cdot Cos(\psi)\right) \end{cases}$$

Для врахування обертового руху, розглянемо момент імпульсу (момент кількості руху) для кожної точки автопоїзда відносно точки зчіпки [103]:

$$\begin{cases} \sum_{k} \overrightarrow{PM_{k}} \times m_{t_{k}} \cdot \vec{a}_{t_{k}} = \sum_{k} \overrightarrow{PM_{k}} \times \vec{F}_{st_{k}}^{e} + \overrightarrow{PM_{k}} \times \vec{F}_{P} \\ \sum_{k} \overrightarrow{PM_{k}} \times m_{st_{k}} \cdot \vec{a}_{st_{k}} = \sum_{k} \overrightarrow{PM_{k}} \times \vec{F}_{st_{k}}^{e} + \overrightarrow{PM_{k}} \times \vec{F}_{P} \end{cases}$$

Рівняння моментів автопоїзда:

$$I_{t} \cdot \dot{\omega}_{t} + m_{t} \cdot e_{t} \cdot \left(\dot{V}_{t_{y}} + \omega_{t} \cdot V_{t_{x}}\right) = \left(\left\{\boldsymbol{C}\boldsymbol{M}_{x}\right\} + e_{t}\right) \cdot \left\{\boldsymbol{F}_{sty}\right\} - \left\{\boldsymbol{C}\boldsymbol{M}_{y}\right\} \cdot \left\{\boldsymbol{F}_{stx}\right\} = \boldsymbol{M}_{st_{p}}$$

$$\left(I_{st} + m_{st} \cdot e_{st}^{2}\right) \cdot \dot{\omega}_{st} + m_{st} \cdot e_{st} \cdot \left\{\begin{bmatrix}\dot{\omega}_{t}\\\omega_{t}^{2}\end{bmatrix} \cdot e_{t} + \begin{bmatrix}-\dot{V}_{t_{y}}\\\dot{V}_{t_{x}}\end{bmatrix} - \begin{bmatrix}V_{t_{x}}\\V_{t_{y}}\end{bmatrix} \cdot \omega_{t}\right\}^{T} \cdot \begin{bmatrix}Cos(\psi)\\Sin(\psi)\end{bmatrix} =$$

$$= \left(\left\{\boldsymbol{C}\boldsymbol{M}_{x'}\right\} - e_{st}\right) \cdot \left\{\boldsymbol{F}_{sty'}\right\} - \left\{\boldsymbol{C}\boldsymbol{M}_{y'}\right\} \cdot \left\{\boldsymbol{F}_{stx'}\right\} = \boldsymbol{M}_{st_{p}}.$$

Після перетворень, завдяки [104], отримаємо систему, що складається з 4-х рівнянь у матричному виді:

$$\begin{bmatrix} (m_{t} + m_{st}) & 0 & 0 & (m_{st} \cdot a_{st} \cdot Sin(\psi)) \\ 0 & (m_{t} + m_{st}) & (m_{t} \cdot (b_{0}^{t} - L_{17})) & (-m_{st} \cdot a_{st} \cdot Cos(\psi)) \\ 0 & (-m_{st} \cdot (b_{0}^{t} - L_{17})) & (I_{t}) & (m_{st} \cdot a_{st} \cdot (b_{0}^{t} - L_{17}) \cdot Cos(\psi)) \\ (m_{st} \cdot a_{st} \cdot Sin(\psi)) & (-m_{st} \cdot a_{st} \cdot Cos(\psi)) & 0 & (I_{st} + m_{st} \cdot a_{st}^{2}) \end{bmatrix}^{T} \begin{bmatrix} \dot{V}_{x}^{t} \\ \dot{V}_{y}^{t} \\ \dot{\omega}_{z}^{t} \\ \dot{\omega}_{z}^{t} \end{bmatrix} = \\ (2.34)$$

$$= \begin{bmatrix} F_{x} + \omega_{z}^{t} \cdot V_{y}^{t} \cdot (m_{t} + m_{st}) - m_{st} \cdot ((\omega_{z}^{t})^{2} \cdot (b_{0}^{t} - L_{17}) + (\omega_{z}^{st})^{2} \cdot a_{st} \cdot Cos(\psi)) \\ F_{y} - \omega_{z}^{t} \cdot V_{x}^{t} \cdot (m_{t} + m_{st}) - (\omega_{z}^{st})^{2} \cdot m_{st} \cdot a_{st} \cdot Sin(\psi) \\ M_{st_{tp}} - V_{x}^{t} \cdot \omega_{z}^{t} \cdot m_{t} \cdot (b_{0}^{t} - L_{17}) \\ M_{st_{tp}} - \omega_{z}^{t} \cdot m_{st} \cdot a_{st} \cdot ((\omega_{z}^{t} \cdot (b_{0}^{t} - L_{17}) - V_{y}^{t}) \cdot Sin(\psi) - V_{x}^{t} \cdot Cos(\psi)) \end{bmatrix}$$

У дисертаційній роботі представлені тільки основні моменти формування аналітичної та імітаційної моделей динаміки руху сідельного автопоїзда, повний об'єм інформації щодо аналітичного моделювання можна знайти у авторському свідоцтві №38737 [11], щодо імітаційного моделювання – у авторському свідоцтві №73938 [12]. Нижче представлені найбільш характерні блоки імітаційної моделі динаміки руху сідельного автопоїзда.

Розкриття блоку №7 - Force factors & kinematic vector на рис. 2.4 призводить до появи структури рис. 2.16). До порту 2 - Trig йде вектор тригонометричних функцій кута складання ланок автопоїзда. До блоку №5 - V надходить вектор поточних швидкостей динамічної системи. У блоці №6 - Bus Selector комплексний сигнал розкладається на бажану швидкість *Vdes* та кут повороту керма *StAng*. У блоці №7 - Steerability kinematics виконуються розрахунки щодо визначення кутів керованих коліс, кутів, що відповідають напрямкам миттєвих швидкостей у точках контакту шин з дорогою, кутів відведення шин.

У блоці №9 - Wheel spot's specific forces (рис. 2.16) на основі залежностей (2.27) та (2.28) визначаються питомі значення силових факторів у контактних плямах шин. Блок №10 - Flong, Fside, Mal on all tires розраховує силові фактори у головних системах координат коліс всього автопоїзда.



Рисунок 2.16 – Структурна схема блоку обчислення вектора силових факторів

Блок №11 - Total forces обробляє силові фактори у головних системах координат та приводить їх до локальної системи координат тягача. Блок №16 - Кіпет vec розраховує вектор кінематичних параметрів у правій частині рівняння динаміки. У блоці №18 - Sum до горизонтальної складової сили додається від'ємна аеродинамічна сила з блоку №17 - Force of air resistance. Вихідний порт 1, що є

блоком №20 - Теta виводить назовні кути повороту керованих коліс. Вихідний порт 2, що є блоком №21 - Ff виводить назовні силові фактори на керованих колесах напівпричепа, які складатимуть опір повороту коліс у блоці №2 - SBW (рис. 2.2). Вихідний порт 3, що є блоком №22 - W.*V передає вектор кінематичних параметрів. Зрештою, вихідний порт 4, що є блоком №23 - F, виводить вектор зусиль у вирішувач назовні.

2.5. Дослідження імітаційної моделі криволінійного руху автопоїзда

Дослідження запропонованої імітаційної моделі динаміки руху дволанкового сідельного автопоїзда виконаємо на основі класичних теоретичних положень курсу «Теорія автомобілів» [26, 28, 30- 32, 105], а саме визначення параметрів: екстреного гальмування при прямолінійному рухові; сталого руху по колу; втрати стійкості за проковзуванням за умов криволінійного руху. Параметри екстреного гальмування будемо порівнювати з моделлю, запропонованою співробітниками кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула [88], параметри руху автопоїзда по колу будемо порівнювати з результатами, отриманими графо-аналітичним методом, критичну швидкість руху криволінійною траєкторією будемо порівнювати із загально відомою формулою з [30].

В якості вихідних параметрів при дослідженні гальмівної динаміки руху автопоїзда окрім його технічної характеристики приймаються також значення коефіцієнту зчеплення шин з дорожнім покриттям (рис. 2.17, a), початкова швидкість гальмування (рис. 2.17, δ), максимальне значення та закон зміни у часі кута повороту керма тягача та абсолютне значення із законом зміни у часі швидкості, до якої здійснюється гальмування автопоїзда (рис. 2.17, b).

До того ж, коефіцієнти опору кочення (рис. 2.17, *a*) та аеродинамічного опору (підблок №2.2, рис. 2.3, *д*) прирівнюються до нуля, PID-контролер 8 (рис. Д.2 додатку Д) виключається з роботи – коефіцієнт пропорційності дорівнюємо одиниці.

Результати мали вигляд, як показано рис 2.17, г (варіант гальмування сідельного автопоїзда на сухому асфальтовому покритті зі швидкості 60 км/год до

повної зупинки). Результати інших варіантів випробувань представлені у підрозділі Д.1 додатку Д у табличній формі. Аналіз отриманих даних представимо у вигляді графіків (рис. 2.18).

Для порівняння результатів визначення параметрів гальмування за імітаційною моделлю з результатами, які отримані за аналітичною моделлю, необхідно налаштувати запропоновану модель (прирівняти до нуля опір коченню та аеродинамічний опір, виключити з розрахунків роботу PID-контролера).



а) блок дорожніх умов; б) початкові умови; в) вихідні параметри;

г) приклад результату одного з випробувань

Рисунок 2.17 – Визначення параметрів екстреного гальмування САП

В якості вихідних параметрів, при дослідженні руху автопоїзда по колу окрім його технічної характеристики приймемо відповідне значення коефіцієнта опору кочення та коефіцієнта зчеплення шин з дорожнім покриттям (рис. 2.19, a), початкову швидкість руху САП (рис. 2.19, δ), максимальне значення та закон зміни у часі кута повороту керма тягача та максимальне значення і закон зміни у часі швидкості руху сідельного автопоїзда (рис. 2.19, e). Для прикладу на рис. 2.19 зображено вирішення задачі щодо визначення параметрів руху по колу сідельного автопоїзда при куті повороту керма 525° наліво, до того ж представлені три фази руху сідельного автопоїзду: встановлення стійкого руху усіх ланок автопоїзда, що можливе при швидкості руху 10 км/год через 56 сек з початку руху; початок нестійкого руху автопоїзда (зміщення від центра повороту на половині кола), що можливе при швидкості руху 15 км/год; повна втрата стійкості руху САП, що можливе при швидкості руху 16 км/год.



а) залежність часу на гальмування від початкової швидкості руху; б) залежність шляху гальмування від початкової швидкості руху; в) різниця між часом на гальмування сідельного автопоїзда з некерованим напівпричепом та часом на гальмування сідельного автопоїзда з керованим напівпричепом; г) різниця між шляхом гальмування сідельного автопоїзда з некерованим напівпричепом та шляхом гальмування автопоїзда з керованим напівпричепом Рисунок 2.18 – Результати обробки даних, отриманих при досліджені гальмівної динаміки сідельного автопоїзда

Значення критичної швидкості руху для табл. Д.8 додатку Д становить 15 км/год за умови втрати стійкості за ковзанням.

Для інших варіантів руху автопоїзда по колу виконаємо певні розрахунки та занесемо до табл. Д.6 та Д.8 додатку Д. Аналіз отриманих даних представимо у вигляді графіків (рис. 2.20).



а) блок дорожніх умов; б) початкові умови; в) вихідні параметри;

г) стійкий рух по колу; д) початок втрати стійкості руху сідельного автопоїзда;

е) втрата стійкості руху сідельного тягача

Рисунок 2.19 – Визначення параметрів руху САП по колу

Для зручності аналізу теоретичних досліджень динаміки руху заданого сідельного автопоїзда в табл. Д.7 додатку Д зібрані дані щодо визначення часу розрахунку до моменту формування сталого руху автопоїзда.



 а) похибка при розрахунках параметрів маневреності автопоїзда за імітаційною та графоаналітичною моделями; б) похибка при розрахунках максимально можливої швидкості руху за умови зчеплення шин з дорожнім покриттям за імітаційною та аналітичною моделями

Рисунок 2.20 – Результати досліджень руху сідельного автопоїзда по колу

Висновки до другого розділу

1. Використання нового підходу до визначення теоретично необхідних кутів повороту керованих коліс напівпричепа дозволило встановити взаємозв'язок між цими кутами та кутами складання автопоїзда за критеріями мінімізації різниці між габаритними радіусами повороту їх ланок, що у порівнянні з існуючими методиками (на прикладі методики David Cebon), дозволяє підвищити маневреність автопоїзда у середньому до 7,5 %.

2. При моделюванні динаміки руху сідельного автопоїзда було скорочено час розрахунків на 50 % завдяки поєднанню методів класичної механіки та векторного числення з методом Фробєніуса, який застосовано для обернення матриці інерційних коефіцієнтів системи рівнянь руху дволанкового сідельного автопоїзда, що підтверджено авторським свідоцтвом на твір № 73938 Україна.

3. Результати імітаційного моделювання не суперечать положенням теорії автомобіля і дозволяють оцінити час гальмування та гальмівний шлях автопоїзда у різних дорожніх умовах з похибкою до 4 %. Різниця між моделюванням динаміки

руху автопоїзда з керованим напівпричепом та з некерованим становить 0,5 %, що пояснюється різницею між масами та координатами розташування центрів мас напівпричепів.

4. Моделювання динаміки руху сідельного автопоїзда з некерованим напівпричепом по колу показали, що при фіксованому повороті керма габаритна смуга руху змінюється у діапазоні від 6,88 м до 4,85 м у відповідності до зміни швидкості сталого руху від 5 км/год до 30 км/год. А це означає те, що відведення шин автопоїзда змінює габаритну смугу руху до 12 %.

Результати дослідження опубліковані у роботах [1, 2, 11, 14].

РОЗДІЛ З

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ СІДЕЛЬНОГО АВТОПОЇЗДА

Теоретичні положення, що запропоновані у другому розділі, можливо підтвердити виключно шляхом проведення експериментальних досліджень. Аналіз існуючих методів експериментальних досліджень (додаток Е) показав, що для вирішення третьої задачі, сформульованої у першому розділі дисертаційної роботи, доцільно використовувати метод натурних випробувань [106, 107], оскільки на траєкторію руху автопоїзда впливають багато чинників.

Загальна кількість керованих напівпричепів, зокрема в Україні, у відношенні до некерованих за винятком спеціалізованих на перевезенні великовагових або великогабаритних вантажів значно менша, тому, підтвердження адекватності запропонованої математичної моделі виконаємо на прикладі сідельного автопоїзда з некерованим напівпричепом. У зв'язку з цим, в якості об'єкта експериментальних досліджень прийнято дволанковий сідельний автопоїзд загального призначення (рис. 3.1, a), що складається із сідельного тягача (4×2.2) та некерованого тривісного напівпричепа (підрозділи А.1 та А.2 додатку А).



а) сідельний автопоїзд; б) майданчик для експериментальних досліджень
 Рисунок 3.1 – Об'єкт експериментальних досліджень та майданчик для
 експериментальних досліджень

Зважаючи на те, що поблизу постійної дислокації вибраного автопоїзда відсутній сертифікований випробувальний полігон, а сам автопоїзд знаходиться у

безперервному процесі здійснення вантажних перевезень, експериментальні дослідження з відповідною достовірністю проведені на сухому рівному майданчику з асфальтовим покриттям (рис. 3.1, *б*), габарити якого дозволили виконати необхідні маневри (90×30 м).

Під час проведення експериментальних досліджень вирішені наступні задачі:

a) встановлено параметри, які необхідно визначити завдяки експерименту, здійснено вибір датчиків та місць їх розташування на автопоїзді;

б) виконано попередні експериментальні дослідження робочих процесів систем автопоїзда;

в) виконано експериментальні дослідження криволінійного руху автопоїзда.

Усі випробування проводились із дотриманням вимог безпеки праці.

3.1. Апаратура для вимірювання та реєстрації даних, отриманих експериментальним шляхом

Для відбудови траєкторії руху автопоїзда необхідно знати координати розташування центрів мас кожної з його ланок [108] відповідно до часу випробування, безпосередньо їх можна отримати за допомогою GPS-навігатора, хоча цей прилад не є точним, так як забезпечує середньоквадратичне відхилення позиції у діапазоні 3,2...100 м від справжніх координат, та не дає змоги синхронізувати у часі координати розташування відповідних ланок сідельного автопоїзда з кутами повороту керма та іншими параметрами. Тому, для вирішення цієї задачі [8] будемо визначати прискорення центра мас вздовж осі відповідної ланки автопоїзда та під прямим кутом до неї. Зазначені параметри будуть в якості контрольних, так як їх подвійне інтегрування призведе до накопичення похибки.

Оцінювання адекватності запропонованої у другому розділі дисертаційної роботи математичної моделі руху сідельного автопоїзда виконаємо за допомогою одного з характерних параметрів – кута складання ланок автопоїзда. Для визначення цього параметру за допомогою запропонованої математичної моделі, в якості вихідних параметрів використовуються значення кутів повороту керма та лінійної

швидкості руху САП (блоки № 4.3-4.6, рис. 2.3), отриманих експериментальним шляхом. Враховуючи те, що організувати безпосереднє отримання даних кутів повороту керма технічно складна задача, тому, при проведені експериментальних випробувань будемо отримувати дані кутів повороту лівої цапфи керованого моста тягача з подальшим перетворенням у кути повороту керма за допомогою поліноміальної залежності (3.3).

Проаналізуємо вимірювальну апаратуру, яка використана для отримання зазначених вище параметрів. Для визначення швидкості руху САП, прискорення та кутової швидкості сідельного тягача поблизу його центра мас кріпиться прилад ADIS-16375 [109, 110], який постачається із заводськими налаштуваннями. Прискорення та кутова швидкість напівпричепа визначається комплексним датчиком IMU-3000 [111], що розміщується поблизу його центра мас. Для визначення кутів повороту керма до лівої цапфи керованого моста тягача кріпиться датчик кутових переміщень HRS-100 [112], а для визначення кута складання автопоїзда поблизу зчіпки його ланок кріпиться датчик кутових переміщень RTY360 [113]. Місця встановлення датчиків [8] на автопоїзді представлені на рис. 3.2.



Рисунок 3.2 – Місця встановлення датчиків на автопоїзді

На рис. 3.3 представлені датчики з відповідними перетворювачами сигналів та пристосуваннями, призначених для надійного їх кріплення до елементів автопоїзда. Комплексний датчик IMU-3000, який за допомогою пристосування 1 кріпиться до рами напівпричепа поблизу місця розташування його центра мас (IMU1). Автономний прилад ADIS-16375 за допомогою пристосування 2 кріпиться до рами тягача поблизу місця розташування його центра мас, обмін інформацією, а також живлення здійснюється через універсальний USB-кабель 3 з ноутбуком Asus-X50M (ПК1, рис. 3.4).



Рисунок 3.3 – Обладнання для вимірювання та реєстрації експериментальних даних

Датчик HRS-100 кріпиться до однієї з частин 5 пристосування 4 (рис. 3.3), яка, в свою чергу, кріпиться до балки переднього моста сідельного тягача, друга частина 6 пристосування 4 – до поворотної цапфи. Датчик RTY-360 за допомогою пристосування 7 (рис. 3.3) кріпиться до рами сідельного тягача зі зміщенням вздовж його осі від осі шворня напівпричепа. Зв'язок датчика RTY-360 із напівпричепом здійснюється через стрижень 8 за допомогою пристосування 9, яке кріпиться до опорної плити рами напівпричепа. Унікальність цього пристрою підтверджено патентом на корисну модель № UA 97870 U [14]. Обмін інформацією між датчиками IMU-3000, HRS-100 через аналого-цифровий перетворювач 10 (рис. 3.3), RTY-360 через аналого-цифровий перетворювач 11 та ноутбуком (ПК2, рис. 3.4) здійснюється завдяки пристрою 12 реєстрації даних через універсальний USB-кабель 13. Живлення пристрою реєстрації даних здійснюється через адаптер 14.

Пристосування розроблені з урахуванням наступних вимог: надійність кріплення датчиків; конструкція усіх елементів автопоїзда повинна залишатись без змін; дроти, що з'єднують датчики із апаратурою для реєстрації даних повинні мати запас довжини, необхідний для безперешкодного здійснення маневрів автопоїзда.

Технічна характеристика вибраних для досліджень датчиків представлена в табл. 3.1. Датчик кутових переміщень HRS100SSAB090 має три контакти: два для підведення живлення і один для зняття вихідного сигналу. Вихідний сигнал являє собою лінійну залежність від кута повороту вала і змінюється від 5 до 95 % від U_{жив}. Принцип роботи безконтактного датчика кутових переміщень заснований на ефекті Холла. Датчик кутових переміщень RTY-360LVEAX являє собою датчик HRS100SSAB180, який розміщено у спеціальному захисному корпусі, тому основні його технічні параметри ідентичні параметрам датчика HRS100.

Комплексний датчик IMU-3000 (Inertial Measurement Unit) має вбудований 3-х осьовий гіроскоп та апаратний прискорювач виробництва Digital Motion Processor, який через вторинний порт взаємодіє зі стороннім 3-х осьовим акселерометром. За допомогою цього датчика можна отримати числові значення кутової швидкості та лінійного прискорення відносно шести координатних осей на основному порті. Пристрій IMU-3000 характеризується можливістю програмування широкого діапазону вимірювань, що дозволяє використовувати його як в режимі високих, так і в режимі низьких швидкостей.

Робоча температура °С	Споживаний струм мА	Напруга живлення, В	Вихідний струм, А	Нелінійність %	Вихідна напруга, В	Стійкість до одиночних ударів, g	Частота резонансу, кГц	Межа вимірювань			
HRS100SSAB180 / RTY360LVEAX											
-40 85	5,0	5± 10%	2	±2	595% від U _{жив}	50	0,01	90° ± 2° / 180° ± 2°			
	IMU-3000										
-40 85	6,1 2,1 3,6 35 ±0,2		1090 % від U _{жив}	10000	±400	Gyr – ±250°/c Ax – 18 g					
ADIS-16375											
-40 85	173	3,3	2	Gyr – ±0,025 Ax – ±0,1	0,3 3,6	2000	$\frac{\pm 14,5}{(Gyr)}$ $\pm 5,5-(Ax)$	Gyr – ±35°/c Ax − 18 g			

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика датчиків

Вимірювальний прилад ADIS-16375 – це інерційна високоточна система, що включає в себе 3-х осьовий гіроскоп та 3-х осьовий акселерометр. Даний пристрій призначений для реєстрації наступних величин: кутового переміщення, кутової швидкості, лінійної швидкості та лінійного прискорення. Додатковою вимірюваною величиною є температура навколишнього середовища. Взаємодія між датчиками та апаратурою для реєстрації фізичних величин представлена на рис. 3.4.

Керування роботою датчиків IMU-3000, HRS-100 і RTY-360 з накопиченням емпіричних даних здійснюється завдяки розробленому у середовищі графічного програмування LabVIEW 7 [114] інтерфейсу (рис. 3.5, *a*), який дозволяє калібрувати датчики, виконувати їх опитування при проведенні експериментальних досліджень, накопичувати дані у табличній формі з розширенням *.txt.



Рисунок 3.4 – Структурна блок-схема комплексу для вимірювання та реєстрації параметрів

Прилад ADIS-16375 додаткового калібрування не вимагає, постачається зі своїм інтерфейсом (рис. 3.5, б) та впродовж всього випробування накопичує дані у табличній формі з розширенням *.xls.



б) для роботи з приладом ADIS-16375

Рисунок 3.5 – Інтерфейси програм для роботи з вимірювальною апаратурою

3.2. Калібрування датчиків

Калібрування датчиків HRS100 і RTY-360 відбувається за умови їх кріплення до попередньо виготовленого пристосування 1 (рис. 3.6, *a*) та 5 (рис. 3.3) [3]. Калібрування проводиться перед початком кожного випробування, та призначене для перетворення сигналу датчика, що представляє собою зміну напруги при зміні кутів повороту валу датчика, на реальну величину вимірювального параметра. Крім того, калібрування датчиків враховує втрату напруги при передачі сигналу до ноутбуку.





а) 3-D модель пристосування для калібрування датчика HRS-100, призначеного для отримання значень кутів повороту рульової сошки; б) процес калібрування датчика HRS-100; 1 – пристосування для встановлювання датчика HRS100 на сідельний тягач; 2 – градуйований лімб, діапазон кутів від 0° до 180°, ціна ділення – 10°; 3 – датчик HRS100; 4 – редуктор пристосування;
5 – покажчик дійсних значень кутів повороту; 6 – фіксатор покажчика Рисунок 3.6 – Калібрування датчика HRS100

Калібрування полягає у визначенні коефіцієнтів нелінійної інтерполяційної залежності за дев'ятьма точками, та проводилось за допомогою програмного забезпечення «Sensor System» у наступній послідовності: кожен з датчиків HRS100 послідовно закріплювався в корпусі редуктора відповідного пристосування 5 (рис. 3.3) або 1 (рис. 3.6, *a*), та через відповідні аналого-цифрові перетворювачі підключався до пристрою реєстрації даних 12 (рис. 3.3). Крім того, до відповідного пристосування кріпиться градуйований лімб 2 (рис. 3.6, *a*), покажчик дійсних

значень кутів повороту 5 з фіксатором 6 та ведучим зубчатим сектором. Після чого відповідний датчик HRS-100 відкалібровано в інтерфейсі програмного забезпечення з інтервалом кутів повороту 20° у діапазоні від мінус 80° до плюс 80°. Калібрування датчиків HRS-100 відбувалось у лабораторних умовах.

Максимальна похибка при калібруванні датчика HRS100 за 9-ма точками склала 0,8°. При повторних перевірках розходження параметрів кутів повороту були у межах 0,4°, що є похибкою самого датчика. Достовірність отриманих даних від датчиків HRS-100 після калібрування не змінюється, так як і зубчаті сектори редукторів пристосувань і градуйований лімб виготовлені на високоточному лазерному верстаті ДП «Виробниче об'єднання «Південний машинобудівний завод ім. О. М. Макарова» м. Дніпро. Калібрування датчика RTY-360 здійснюється аналогічно калібруванню датчика HRS-100.

Вимірювальний прилад ADIS-16375 калібрування не вимагає, але він був використаний для калібрування комплексних датчиків IMU-3000. Для цього, вимірювальний прилад 1 разом з трьома комплексними датчиками 2 кріпиться до пристосування 3 (рис. 3.7).



а) процес калібрування; б) пристосування для калібрування;в) результат калібрування

Рисунок 3.7 – Калібрування комплексних датчиків IMU-3000

Частота опитування комплексних датчиків IMU-3000 програмою Sensor System відповідала 0,02 с, а приладу ADIS-16375 – 4,065·10⁻⁵ с. Відносна похибка за результатами калібрування (рис. 3.7, *в*), визначена за формулою Д.7, не перевищувала 1 %.

3.3. Попередні експериментальні дослідження

В якості одного з вхідного сигналу імітаційної моделі динаміки руху сідельного автопоїзда (блок №1, рис. 2.2) використовується кут повороту керма (блоки №4.4 та №4.6, рис. 2.3), але для моделювання кінематики руху автопоїзда потрібні кути повороту коліс сідельного тягача, які визначаються у блоці №25 (рис. 2.7). Перетворити значення кутів повороту керма у значення кутів повороту керованих коліс тягача та у зворотному напрямку можливо завдяки поліноміальним залежностям (блоки №5 та №6, рис. В.4 додатку В), отриманих в результаті обробки експериментальних даних.

3.3.1. Програма та методика виконання попередніх експериментальних досліджень. Попередні експериментальні дослідження виконані з метою отримання взаємозв'язку між елементами системи кермо - рульова сошка - ліва поворотна цапфа - права поворотна цапфа сідельного тягача DAF XF-95/430.

Програма експериментальних досліджень передбачала визначення наступних параметрів:

покрокове визначення кутів повороту керма, рульової сошки та лівої поворотної цапфи;

- отримання залежностей кутів повороту рульової сошки та лівої поворотної цапфи при безперервному повороті керма;

 покрокове визначення кутів повороту керма, рульової сошки та правої поворотної цапфи;

- отримання залежностей кутів повороту рульової сошки та правої поворотної цапфи при безперервному повороті керма.
Методику проведення експериментальних досліджень представимо у вигляді послідовності виконання наступних етапів.

1. Сідельний тягач розмістити на рівній дорозі з асфальтовим покриттям у припустимому для досліджень стані, унеможливити вільне його пересування завдяки упорам, встановленими під задні колеса тягача. Під колесами переднього моста штучно зменшити коефіцієнт зчеплення шин з дорогою.

2. Прикріпити градуйований лімб до керма, градуювання від 0° до 360°, ціна ділення – 10°, а до рульової колонки нерухомо прикріпити стрілку.

3. Провести калібрування двох датчиків HRS-100, попередньо закріплених до відповідних пристосувань 5 (рис. 3.3) та 1 (рис. 3.6), як описано у підрозділі 3.2.

4. Підняти кабіну сідельного тягача та надійно закріпити у необхідних місцях датчики кутових положень [3], а саме: пристосування 1 (рис. 3.6) з датчиком HRS1 – до лівого лонжерону рами тягача (рис. 3.8, *a*), використовуючи технологічні отвори, ведучий зубчатий сектор – до гайки кріплення рульової сошки за допомогою пластикового хомута; пристосування 5 (рис. 3.3) з датчиком HRS2 – до балки переднього моста тягача за допомогою металевих хомутів (рис. 3.8, *б*), ведучий зубчатий сектор за допомогою пристосування 6 (рис. 3.3) та пластикового хомута – до кришки підшипника шворня лівої поворотної цапфи.



 а) для визначення кутів повороту рульової сошки; б) для визначення кутів повороту поворотної цапфи
 Рисунок 3.8 – Місця кріплення датчиків HRS-100 до вузлів тягача 5. Опустити кабіну, підключити датчики через аналого-цифрові перетворювачі до пристрою реєстрації даних 12 (рис. 3.3), останній через USB кабель до ноутбуку.

6. Під'єднати до бортового живлення через перетворювач напруги ноутбук та пристрій реєстрації даних.

7. Провести випробування у наступній послідовності.

- Кермо встановити у крайнє ліве положення, зафіксувати нуль на градуйованому лімбі, повернути кермо у крайнє праве положення, визначити загальний кут повороту, що становить 1632°. Встановити кермо таким чином, щоб стрілка показувала значення кута його повороту – 816°, зафіксувати кермо, повернути лімб до позначки нуль напроти стрілки, зафіксувати лімб на кермі, останнє вивільнити, зафіксувати значення кутів, отриманих від датчиків.

- Кермо встановити у крайнє ліве положення, отримати від датчиків значення кутів повороту рульової сошки та лівої поворотної цапфи, занести значення до табл. 3.2, повернути кермо до позначки 800°, отримати нові значення кутів повороту рульової сошки та лівої поворотної цапфи, повторити ці дії з кроком кута повороту керма у 50° до крайнього правого положення.

- Кермо встановити у крайнє ліве положення, натиснути на кнопку «Старт» інтерфейсу програми Sensor System (рис. 3.5, *a*), плавно повернути кермо до крайнього правого положення, натиснути на кнопку «Стоп». Програма автоматично сформує файл отриманих даних з розширенням *.txt.

- Підняти кабіну, переставити пристосування з датчиком HRS2 від лівої поворотної цапфи до правої, опустити кабіну, провести випробування аналогічно попереднім.

8. Від'єднати датчики від пристрою реєстрації даних, підняти кабіну, від'єднати від вузлів тягача пристосування з датчиками, опустити кабіну, зняти градуйований лімб з керма.

9. Обробити отримані результати випробувань.

Перший та третій пункти програми експериментальних досліджень відтворювались по три рази кожен [115], поліноміальні залежності кутів повороту елементів рульового керування отримані з середньоарифметичних значень. Другий та четвертий пункти програми відтворити декілька разів з однаковими умовами не можливо без застосування кермових роботів, тому кожне з випробувань проведено один раз.

3.3.2. Обробка результатів попередніх експериментальних досліджень. У результаті проведення експериментальних досліджень отримані дані кутів повороту керма ($\Theta_{\kappa\kappa}$), рульової сошки ($\Theta_{\kappa c}$) та поворотних цапф (Θ_{lL}, Θ_{lR}) у вигляді табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати випробувань за першим та третім етапами програми експериментальних досліджень

N⁰	Кути повороту, градуси				N⁰	Кути повороту, градуси			
зам.	$\varTheta_{\kappa\kappa}$	$\varTheta_{\kappa c}$	Θ_{lL}	Θ_{IR}	зам.	$\varTheta_{\scriptscriptstyle \kappa\kappa}$	$\Theta_{\kappa c}$	$\Theta_{{\scriptscriptstyle I}{\scriptscriptstyle L}}$	Θ_{IR}
1	-816	42,9	-40,5	-29,4	19	50	-3,0	2,3	3,0
2	-800	40,9	-40,0	-28,8	20	100	-5,0	5,0	4,8
3	-750	39,6	-38,5	-27,3	21	150	-9,2	7,0	8,0
4	-700	37,2	-36,3	-26,3	22	200	-10,9	9,3	12,4
5	-650	35,0	-33,5	-25,0	23	250	-12,7	10,8	14,0
6	-600	32,6	-31,5	-23,4	24	300	-16,7	14,5	16,5
7	-550	30,0	-29,3	-22,8	25	350	-18,9	16,5	18,0
8	-500	27,0	-26,3	-21,4	26	400	-20,0	18,0	22,3
9	-450	25,0	-24,0	-19,8	27	450	-22,6	19,0	24,6
10	-400	21,0	-21,2	-17,6	28	500	-26,3	22,4	27,0
11	-350	18,5	-18,2	-14,4	29	550	-28,3	23,0	29,8
12	-300	16,0	-15,7	-13,4	30	600	-30,0	24,5	33,5
13	-250	12,7	-13,7	-11,2	31	650	-32,8	25,5	35,4
14	-200	9,2	-10,5	-8,8	32	700	-38,0	26,5	37,0
15	-150	6,9	-8,0	-6,9	33	750	-41,9	27,5	38,5
16	-100	5,0	-5,0	-4,9	34	800	-43,3	29,0	38,8
17	-50	1,2	-2,0	-2,5	35	816	-45,0	29,4	40,0
18	0	0	0	0				-	

За результатами табл. 3.2 знайдемо коефіцієнти поліномів для блоків №5 та №6, рис. В.4 додатку В, що описують зв'язок між кутами повороту керма та кутами повороту відповідної поворотної цапфи, за якими побудуємо графік залежності кутів повороту цапф від кутів повороту керма (рис. 3.9, *a*). Зазначені поліноміальні залежності (3.1) та (3.2) необхідні для проведення віртуальних досліджень, де в якості вихідних даних задається максимальне значення та закон розподілу у часі кутів повороту керма (блоки №4.4 та №4.6, рис. 2.3).

Поліноміальні залежності кутів повороту цапф у радіанах від кутів повороту керма мають наступний вигляд [116, 117]:

$$\Theta_{1L} = 6,7515 \cdot 10^{-7} \cdot \Theta_{kk}^4 - 3,9355 \cdot 10^{-5} \cdot \Theta_{kk}^3 - 0,00062529 \cdot \Theta_{kk}^2 + 0,050829 \cdot \Theta_{kk}, \quad (3.1)$$

$$\Theta_{IR} = -2,3174 \cdot 10^{-6} \cdot \Theta_{kk}^4 - 4,4988 \cdot 10^{-5} \cdot \Theta_{kk}^3 + 0,00091805 \cdot \Theta_{kk}^2 + 0,051646 \cdot \Theta_{kk}, \quad (3.2)$$

Для зручності оперування даними при визначенні значень коефіцієнтів для поліномів (3.1) та (3.2) одиниці вимірювання кутів у радіанах, для поліномів (3.3) – у градусах, так як експериментальні дані та вихідні дані імітаційної моделі вимірюються саме у градусах.



 а) залежність кутів повороту цапф від кутів повороту керма; б) відносна похибка щодо апроксимації поліномами (3.1) та (3.2) експериментальних даних
 Рисунок 3.9 – Залежності кутів повороту цапф від кутів повороту керма

Ступінь поліномів (3.1) та (3.2) прийнято достатнім, про що свідчить відносна похибка, визначена за формулою (Д.7), яка не перевищує 4,5 %, середня похибка не більш за 1,5 %.

З іншого боку, для визначення залежності кутів повороту керма від кутів повороту лівої поворотної цапфи (датчик HRS-100 прикріплено до лівої поворотної цапфи) складемо наступну поліноміальну залежність:

$$\Theta_{kk} = 8,8633 \cdot 10^{-13} \cdot \Theta_{1L}^{9} + 5,5898 \cdot 10^{-11} \cdot \Theta_{1L}^{8} + 3,4652 \cdot 10^{-10} \cdot \Theta_{1L}^{7} - -3,0354 \cdot 10^{-8} \cdot \Theta_{1L}^{6} + 7,3557 \cdot 10^{-7} \cdot \Theta_{1L}^{5} + 5,4152 \cdot 10^{-5} \cdot \Theta_{1L}^{4} + ,$$

$$+0,0027996 \cdot \Theta_{1L}^{3} + 0,089817 \cdot \Theta_{1L}^{2} + 19,447 \cdot \Theta_{1L}$$
(3.3)



а) залежність кутів повороту керма від кутів повороту лівої поворотної цапфи;
б) відносна похибка щодо апроксимації поліномом (3.3) експериментальних даних Рисунок 3.10 – Залежності кутів повороту керма від кутів повороту лівої цапфи

Ступінь поліному (3.3) вибрано достатнім, про що свідчить відносна похибка, визначена за формулою (Д.7), яка не перевищує 6%, середня похибка не більше 2%.

Отримані поліноміальні залежності використаємо при підготовці вихідних даних для теоретичних досліджень з метою доведення адекватності запропонованої імітаційної моделі руху дволанкового сідельного автопоїзда, так як максимальна похибка при визначенні значень кутів повороту керма, використовуючи поліноміальну залежність (3.3), не перевищує 6%, але, якщо необхідні більш точні розрахунки, є можливість прямого задавання значень кутів повороту цапф у блоці №25 на рис. 2.7, отриманих експериментальним шляхом, тобто, без подвійного перетворення.

На рис. 3.11 представлені результати випробувань за другим та четвертим етапами програми експериментальних досліджень.



 а) за другим етапом програми; б) за четвертим етапом програми
 Рисунок 3.11 – Результати випробувань за другим та четвертим етапами програми експериментальних досліджень

Порівнюючи отримані за статичними випробуваннями дані кутів повороту рульової сошки та кутів повороту цапф (табл. 3.2) з даними, отриманими за динамічним зміненням подібних параметрів, за умови, що базовим параметром прийнято кут повороту рульової сошки (рис. 3.11), максимальне значення відносної похибки кутів повороту цапф не перевищило 3,5 %. В крайніх точках роботи рульового керування спостерігаються короткочасні сплески, що може свідчити про роботу обмежувальних клапанів рульового підсилювача, але до значного розходження отриманих даних за статичним та динамічним випробуванням не призводе.

3.4. Експериментальні дослідження криволінійного руху автопоїзда

3.4.1. Програма та методика виконання загальних експериментальних досліджень. Програма загальних експериментальних досліджень передбачала визначення наступних параметрів: швидкість руху автопоїзда; кут повороту керма; кут складання ланок автопоїзда при проведені наступних тестів:

- поворот автопоїзда на 180° (маневр «Low-Speed-Corner», рис. Е.З, в) з незмінними швидкістю руху – 15 км/год та кутом повороту керма – 400° на протязі усього маневру;

- маневр «переставка $S_{\pi} = 25$ м» (рис. Е.З, б) зі швидкістю руху – 30 км/год та максимальним кутом повороту керма – 118°;

- поворот автопоїзда на 90° (статична маневреність, рис. Е.1) зі швидкістю руху – 10 км/год та кутом повороту керма – 350°.

Для зменшення кількості заїздів з метою визначення граничних значень швидкості руху та кутів повороту керма, зазначених у програмі випробувань для трьох тестів, попередньо виконані імітаційні випробування з використанням розробленого програмного продукту (рис. 2.2), враховуючи габаритні обмеження вибраного для експериментальних досліджень майданчика.

Забезпечення незмінного значення швидкості руху автопоїзда при виконанні відповідного випробування реалізовано завдяки GPS-навігатору наступним чином.

Кожен маневр вимагав від водія підтримки швидкості руху автопоїзда навколо деякого встановленого значення плюс-мінус 1 км/год. Для цього, попередньо виконувались маневри з метою синхронізації швидкості руху автопоїзда, отриманими з GPS-навігатора та з попередньо прикріпленого до рами сідельного тягача приладу ADIS-16375. Надалі, водій, виконуючи потрібний маневр слідкував за дотриманням необхідного значення швидкості руху автопоїзда за GPS-навігатором. Для обмеження максимального значення кута повороту керма до рульової колонки та керма прикріплено обмежувач кутових переміщень.

Методику проведення експериментальних досліджень представимо у вигляді послідовності виконання наступних етапів.

1. Сідельний автопоїзд встановити у розкладеному стані на відстані: 14,5 м від першого конусу до осі переднього моста тягача (рис. 3.14, *a*); 12,8 м від першого конусу до осі переднього моста тягача (рис. 3.15, *a*); 10,7 м від лінії конусів, перпендикулярної до осі автопоїзда, до осі переднього моста тягача (рис. 3.16, *a*); 1,6 м від лінії конусів до осі автопоїзда – для трьох маневрів.

2. Прикріпити градуйований лімб до керма, градуювання від 0° до 360°, ціна ділення – 10°, а до рульової колонки нерухомо прикріпити стрілку. Прикріпити та налаштувати фіксатор керма.

3. Виконати калібрування датчиків (підрозділ 3.2).

4. Прикріпити датчики до відповідних місць автопоїзда:

- підняти кабіну сідельного тягача та надійно закріпити пристосування 5 (рис. 3.3) з датчиком кутових положень HRS-100 до балки переднього моста тягача за допомогою металевих хомутів (рис. 3.8, б), ведучий зубчатий сектор за допомогою пристосування 6 (рис. 3.3) та пластикового хомута – до кришки підшипника шворня лівої поворотної цапфи, опустити кабіну;

- прикріпити до рами тягача прилад ADIS-16375;

- прикріпити до рами напівпричепа комплексний датчик IMU-3000 за допомогою пристосування 1 (рис. 3.3) як показано на рис. 3.2;

- прикріпити датчик RTY-360 за допомогою пристосувань 7 та 9 (рис. 3.3) до ланок автопоїзда, з'єднавши їх стрижнем 8 як показано на рис. 3.12.



Рисунок 3.12 – Місце кріплення датчика RTY-360 до автопоїзда

5. Підключити датчики HRS-100, RTY-360 через аналого-цифрові перетворювачі та IMU-3000 до пристрою реєстрації даних 12 (рис. 3.3), останній через USB кабель до ноутбука, а прилад ADIS-16375 – напряму через USB кабель до іншого ноутбука.

6. Під'єднати до бортового живлення через перетворювач напруги ноутбук та пристрій реєстрації даних.

7. Провести випробування згідно з програмою. Швидкість руху та кути повороту керма визначені попередньо, використовуючи розроблений програмний продукт (рис. 2.2) з урахуванням габаритних обмежень кожного з тесту та початкового положення автопоїзда по відношенню до обмежувальних конусів. З отриманих даних автоматично сформуються файли з розширенням *.txt та *. xls. Для кожного з тестів випробування відтворювались до п'яти разів у зв'язку зі складністю реалізувати обмеження програми випробувань (зміну швидкості руху та кутів повороту керма тягача). Для обробки даних вибрані по одному заїзду кожного з випробувань, які найбільш повно відтворювали вихідні умови програми.

8. Від'єднати датчики від пристрою реєстрації даних та пристосування від автопоїзда, зняти градуйований лімб з керма.

9. Обробити отримані результати випробувань.

3.4.2. Обробка результатів експериментальних досліджень. Параметри, що отримані за допомогою приладу ADIS-16375, комплексного датчика IMU-3000 та датчика HRS-100 подальших перетворень для визначення дійсних значень параметрів не потребують. Що стосується датчика RTY-360, то його встановлено на певній відстані від осі шворня напівпричепа, тобто, отримані у ході випробування значення кутів від датчика не відповідають дійсним значенням кутів складання ланок автопоїзда. Тому, у [14, 18] розроблена розрахункова схема сконструйованого пристосування для визначення кутів складання ланок автопоїзда (рис. 3.13), та отримана формула (3.4) для перерахування експериментальних даних від датчика RTY у дійсні значення кутів складання ланок автопоїзда. Використовуючи теорему синусів для трикутника $O_1O_2O_3'$ запишемо:

$$\frac{R}{\sin(\pi-\varphi)} = \frac{n}{\sin(\varphi-\psi)}$$

після перетворень отримаємо:

$$\sin(\varphi - \psi) = \frac{n}{R} \cdot \sin(\varphi);$$

$$\psi = \varphi - \arcsin\left(\frac{n}{R} \cdot \sin(\varphi)\right).$$
 (3.4)



Рисунок 3.13 – Розрахункова схема для визначення співвідношення кутів

Отриманий вираз (3.4) слугує для обробки експериментальних даних. Додатковими дослідженнями доведено незначне відхилення кутів складання ланок автопоїзда при їх галопуванні до 3° у різні напрямки від прямолінійного положення (поздовжня вісь напівпричепа знаходиться в одній горизонтальній площині з поздовжньою віссю сідельного тягача), яке не перевищило 4'.

Крім того, усі залежності, що отримані експериментальним шляхом мають деякий шум, прибрати який вдалось завдяки методу ковзного середнього, реалізованого у середовищі MatLab функцією «smooth» [90].

3.5. Порівняння результатів експериментальних досліджень з результатами імітаційного моделювання

Отримані у ході проведення випробувань параметри руху автопоїзда (кути повороту керма та швидкість руху САП) експортуються через відповідний Simulink-блок до розробленої У другому розділі імітаційної моделі й використовуються в якості вихідних даних для визначення значень кутів складання ланок автопоїзда. Розходження значень кутів складання ланок автопоїзда, отриманих експериментальним шляхом та за допомогою розробленої імітаційної моделі, оцінено шляхом визначення абсолютної похибки. Перевірку відтворення експерименту (табл. 3.3) виконано за критерієм Фішера [117] при рівні значимості – 0.05 та гіпотези тесту – нуль). Результати випробувань представимо на рис. 3.14, б, 3.15, б, 3.16, б.

№ тесту	Вірогідність	Довірчий дійсної д	інтервал исперсії	Статистика	Ступені свободи		
	тесту	лівий	правий	Фішера	df_1	df_2	
1	0.7084	0.9366	1.1011	1.0156	2350	2350	
2	0.9682	0.8567	1.1601	0.9969	670	670	
3	0.7098	0.9009	1.0736	0.9835	2000	2000	

Таблиця 3.3 – Перевірка за критерієм Фішера



а) характеристика тесту №1; б) результати випробувань Рисунок 3.14 – Результати випробувань тесту №1

Абсолютна похибка кута похибання рабання -0.052 0

Час, с

Час, с

δ)



а) характеристика тесту №2; б) результати випробувань
 Рисунок 3.15 – Результати випробувань тесту №2

Особливості проведення кожного з випробувань за трьома тестами полягає у наступному. Апаратуру активували у мить, коли автопоїзд знаходився у нерухомому стані, надалі, при проведені першого та другого тесту, починався його розгін до необхідної швидкості руху, зазначеної у програмі випробувань. Набута швидкість підтримувалась до завершення заїзду. Поворот керма здійснювався рівномірно, орієнтуючись на зовнішні від центру повороту конуси. Третій тест, після активації апаратури, починався з повороту керма на максимальний за обмеженнями майданчика кут, після чого, здійснювався розгін автопоїзда до необхідної швидкості руху до закінчення маневру. У кінці кожного з випробувань вимикалась апаратура та зупинявся автопоїзд.



а) характеристика тесту №3; б) результати випробувань
 Рисунок 3.16 – Результати випробувань тесту №3

Результати експериментальних досліджень криволінійного руху дволанкового сідельного автопоїзда довели можливість проведення подібних експериментів не тільки з використанням кермових та педальних роботів, які у повному обсязі відтворюють закони повороту керма та положення педалі акселератора, а також з можливістю фіксувати на протязі усього заїзду значень кутів повороту керма та швидкості руху автопоїзда з подальшим їх використанням в якості вихідних даних імітаційної моделі динаміки руху автопоїзда. Діапазон зміни швидкості під час одного із заїздів відповідного випробування вдалося скоротити до 3 км/год.

Також, на графіках спостерігається певне запізнення зміни кутів складання автопоїзда у відношенні до зміни кутів повороту керма тягача на 1,9 рад/с – для перших двох тестів та на 1,7 рад/с – для третього тесту.

За допомогою критерію Фішера доведено відтворення експерименту за трьома тестами, так як розрахований критерій виявився меншим за критичний, та указує на адекватність сформованої імітаційної моделі.

В якості контрольних параметрів визначались значення поздовжніх та поперечних прискорень центрів мас відповідних ланок автопоїзда, відносна похибка при цьому не перевищила 8%. Визначення координат переміщення ланок автопоїзда шляхом подвійного інтегрування прискорень зазначену похибку збільшить.

Висновки до третього розділу

1. Отримані поліноміальні залежності передаточних функцій елементів рульового керування тягача DAF XF-95.430 з відносною похибкою до 4% дозволяють сформувати адекватні вихідні дані для запропонованої імітаційної моделі динаміки руху дволанкового сідельного автопоїзда.

2. Експериментально доведено, що застосування статичних передаточних функцій рульового керування тягача достатньо для виконання імітаційного моделювання динаміки сідельного автопоїзда. Похибка розрахунків у порівнянні з експериментальними дослідженнями не перевищує 3,5 %.

3. Запропонована імітаційна модель динаміки руху дволанкового сідельного автопоїзда дозволяє оцінити вплив масових та компоновочних параметрів його ланок на параметри маневреності автопоїзда з відносною похибкою до 5 %.

Результати дослідження опубліковані у роботах [3, 8, 18].

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АКТИВНОГО КЕРУВАННЯ ПОВОРОТОМ КОЛІС НАПІВПРИЧЕПА

Система активного керування поворотом напівпричепа складається із різних за фізичними властивостями елементів (рис. Б.15 додатку Б), тому, для більш коректного описання взаємодії між цими елементами в імітаційній моделі [9] складемо структурну схему (рис. 4.1). Згідно з цією схемою послідовно сформуємо окремі блоки імітаційних моделей: керованого моста, гідравлічного блоку та електронного керуючого елементу. Кожен із зазначених блоків (рис. 4.1) поділений на окремі функціональні елементи із зазначенням зв'язків між ними, що спростить процес розробки імітаційних моделей САКП напівпричепа.



поворотом напівпричепа

Блок «керований міст» складається з балки моста, датчика кута повороту цапфи, рульової трапеції та гідравлічних циліндрів; блок «гідроблок» складається з елементів гідрообладнання та гідроапаратури, електричної частини; за допомогою блоку «керуючий елемент» реалізовані керуючі дії щодо роботи системи в автоматичному та ручному режимах згідно з розробленим алгоритмом (пункт 4.3.1).

На рис. 4.2 представлена структура блоку №2 (рис. 2.2), що імітує систему активного керування поворотом напівпричепа. Вона представлена у вигляді гідромеханічної підсистеми мостів тривісного напівпричепа. Ці підсистеми є універсальними, що дає змогу змінювати будь-яку їх конфігурацію, кожна з яких має 5 портів (4 гідравлічних та 1 електричний). Незалежне керування кожної з підсистем забезпечується багатофункціональними універсальними гідравлічними блоками №5, №6, №7, кожен з яких має по 7 гідравлічних та 1 електричному портів. Передача робочого тіла від гідророзподільних блоків до гідроциліндрів мостів здійснюється за допомогою блоків «гідропроводи» №8, №9, №10. Резервуар для робочого тіла, насос та електродвигун об'єднані у силовий блок №4. Оперування гідророзподільчими пристроями та електродвигуном відбувається за допомогою електронного блоку №13, що містить запропонований алгоритм керування (пункт 4.3.1). Блок №13 має порти «CAN1», «CAN2», «CAN3», які передають сигнали, що керують безпосередньо клапанами, порт «Tr» отримує дані від таких датчиків системи: датчик кута складання автопоїзда, акселерометру поперечної дії, гіроскопу напівпричепа та дані поздовжньої швидкості тягача. Порти «S1», «S2», «S3» збирають сигнали від датчиків кутових переміщень цапф, а порт «w-T» забезпечує обмін даними керування режиму сервомотору залежно від навантаження та бажаної швидкості обертання його якоря. Живлення сервомотору забезпечує блок №12 «акумулятор», який може працювати як в автономному режимі, замкнений на електричному колі з системою відліку (блок №11), так і з підключенням до електричної мережі сідельного тягача. Блок №14 дозволяє формувати пакет керуючих сигналів від датчиків напівпричепа та сідельного тягача. Блок №15 введено як дистанційний пульт безпосереднього керування поворотом коліс напівпричепа у зупиненому стані автопоїзда.



Рисунок 4.2 – Структура блоку №2, зображеного на рис. 2.2

4.1. Імітаційне моделювання керованого моста напівпричепа

Попередньо обгрунтовано вибір типу керованого моста та компоновки наступних його складових (рис. 1.4, б): балки керованого моста, що складається з труби та поворотних цапф; робочого циліндру; рульової трапеції та елементів блокування. Розміри елементів балки керованого моста встановлені з наступних міркувань: колія коліс підтримуючого та керованого мостів повинна бути однаковою, крім того, необхідно зберегти базовий варіант цапф та підвіски. Але, для виконання цих умов необхідно змінити форму лонжеронів рами напівпричепа та взаємне розміщення гальмівних камер за рахунок зміни кутового положення кронштейнів гальмівних механізмів [5].

4.1.1. Попереднє визначення конструктивних параметрів балки керованого моста. Під час розробки конструкції балки керованого моста для заданого напівпричепа завдяки технічній думці [118] щодо позитивних наслідків використання комбінованих мостів для автомобілів прийнято рішення зазначену ідею реалізувати для мостів заданого напівпричепа (рис. 4.3).



а) підтримуючого моста; б) керованого моста
 Рисунок 4.3 – Конструкції комбінованих балок мостів напівпричепа

В рамках дисертаційної роботи розроблено конструкцію комбінованих балок підтримуючого та керованого мостів, особливості конструкції яких полягають у наступному: балка комбінованого моста для заданого напівпричепа підтримуючого типу складається (рис. 4.3, *a*) з трьох окремих частин: труби круглого перетину 1, двох частин балки під підвіску 2 з кронштейнами під амортизатори 3 та двох від'ємних цапф 4, поєднаних між собою з'єднувальними елементами кронштейнів 5 та від'ємних цапф 6 за допомогою заклепок 7 і фіксаторів 10, кожен з яких складається з деформованої втулки, двох шайб та болтового з'єднання, крім того, кронштейни під амортизатори 3 з'єднуються з відповідними частинами балки під підвіску 2 за допомогою заклепок 7, взаємне розташування частин балки забезпечується направляючими пальцями. Балка комбінованого моста для заданого напівпричепа керованого типу (рис. 4.3, б) складається з чотирьох окремих частин: труби круглого перетину 1, двох частин балки під підвіску 2 з кронштейнами для кріплення виконуючих елементів приводу системи керування поворотом коліс, які, в свою чергу, складаються з корпусу кронштейна 12 та самих кронштейнів 13, двох від'ємних цапф 4, які сполучаються з частинами балки під підвіску через з'єднувальні елементи цапф 6 за допомогою шворневих вузлів, кожен з яких складається з корпусу шворня 14, поворотної частини цапфи 15, кришок шворневого вузла 16, болтів 17, прес-маслянок 18, шворня, радіальних підшипників, упорного підшипника та ущільнювачів. Спосіб кріплення частин балки керованого моста однаковий зі способом кріплення частин балки підтримуючого моста. У зв'язку з що кронштейни під амортизатори підтримуючого моста замінені на тим,

кронштейни під виконуючі елементи приводу системи керування поворотом коліс для керованого моста місце кріплення амортизаторів переноситься до поздовжніх важелів 24 підвіски зі збереженням параметрів плавності ходу причіпної ланки.

Прийняті конструктивні параметри комбінованих балок мостів перевірені щодо виконання умов міцності за допомогою програми SolidWorks.

Унікальність ідеї щодо компоновки різного типу мостів з уніфікованих частин підтверджено патентом на корисну модель № UA 114382, Україна [16]. Крім того, для сконструйованої балки керованого моста напівпричепа шворневий вузол уніфікований зі шворневим вузлом керованого моста сідельного тягача DAF XF-95.430.

4.1.2. Раціоналізація параметрів рульової трапеції. Кожному режиму роботи системи керування поворотом напівпричепа (рис. 2.11) відповідають індивідуальні геометричні параметри рульової трапеції керованого моста. З метою обмеження об'єму однотипної інформації у подальшому розглянемо тільки перший режим роботи САКП, тобто режим забезпечення найменшої габаритної смуги руху сідельного автопоїзда.

З урахуванням попередньо прийнятої компоновки керованого моста для напівпричепа (рис. 1.4, б) проаналізуємо його будову (рис. 4.4), із зазначенням кінематичних зв'язків. Відносно балки 1 керованого моста навколо шворнів 2 здійснюють поворот ліва поворотна цапфа 3 за рахунок робочого циліндру 5 та права поворотна цапфа 4, зусилля до якої передається від лівої поворотної цапфи через рульову трапецію, що складається з двох бокових важелів 6 та поперечної тяги 7. В якості механізму блокування приводу використовуються лівий 9 та правий 10 циліндри блокування, які діють на упор 8 поперечної тяги трапеції.

Розроблені розрахункові схеми керованого моста за умов блокування приводу САКП та повороту коліс у крайнє ліве положення дають змогу сформувати вираз (4.1) для визначення поточного кута нахилу поперечної тяги « λ » з подальшим складанням диференціального рівняння руху елементів керованого моста. Рівновага системи розглядається відносно штоку робочого циліндру. На схемах буквами «*O*»

позначені шарнірні з'єднання елементів керованого моста окрім O₄, O₅ – защемлення циліндрів блокування; буквами «L» – довжини кінематичних зв'язків; буквами φ_0 , α, γ, χ – початкові кути установки відповідних кінематичних зв'язків.



Рисунок 4.4 – Кінематичні зв'язки між елементами керованого моста напівпричепа

Поточні значення кутів повороту важелів рульової трапеції:

лівого важеля – $\varphi_L = \varphi_0 + \Theta_L$; правого важеля – $\varphi_R = \pi - \varphi_0 + \Theta_R$,

Визначення різниці координат відповідних шарнірів поперечної тяги:

$$\Delta h = L_T \cdot \left(\sin(\varphi_R) - \sin(\varphi_L) \right);$$

Визначення поточного значення кута нахилу поперечної тяги:

$$\lambda = \arcsin\left(\frac{L_T}{L_{TT}} \cdot \left(\sin(\varphi_R) - \sin(\varphi_L)\right)\right). \tag{4.1}$$

З огляду на подобу геометричних фігур, зручно задаватись відносними параметрами, приведеними до одиничної величини міжшворневої відстані. Позначимо відстань від осі нейтральної поворотності до осі відповідного керованого моста $L^{(i)}_{BH\Pi}$, яка визначається наступним чином:

$$L_{BH\Pi}^{(i)} = L_2' - L_{BH\Pi} + L_2'' \cdot (i - l),$$

де *i* = 1, 2, 3 – порядковий номер моста напівпричепа.

Тоді міжшворнева відстань визначається за формулою:

$$B_{KP} = L_{BH\Pi}^{(i)} \cdot b ,$$

де b – відношення міжшворневої відстані до параметра $L^{(i)}_{BH\Pi}$. Довжина бічного важеля визначається за формулою:

$$L_T = B_{KP} \cdot m = L_{BH\Pi}^{(i)} \cdot b \cdot m,$$

де *т* – відношення довжини бічного важеля до міжшворневої відстані.

Таким чином, вектор параметрів раціоналізації має наступний вигляд:

$$p=|p_1 \quad p_2|=|\varphi_0 \quad m|.$$

Якщо знайти зв'язок між переміщеннями важелів трапеції, який є ідентичним зв'язку між кутовими переміщеннями коліс відповідного борта напівпричепа, то з'являється можливість виразити залежність $\theta_{3e} = f(\theta_{eh})$, тобто зовнішній кут бічного важеля трапеції є функція внутрішнього. Якщо відняти початковий кут установки поворотного важеля φ_0 , то одержимо залежність між кутами повороту керованих коліс, виражену через можливість шарнірно-важільної трапеції:

$$\theta_{\phi_{36}} = \theta_{_{36}} - \varphi_{_0} = f\left(\theta_{_{6H}}\right) - \varphi_{_0} = \theta_{\phi_{36}}\left(m, \varphi_{_0}, \theta_{_{6H}}\right) = \theta_{\phi_{36}}\left(p, \theta_{_{6H}}\right). \tag{4.2}$$

Вираз (4.2) представляє собою функцію параметрів *p*. Тому, вся сукупність функцій $\{\theta_{\sigma_{36}}(p, \Delta \theta_{_{6H}})\}$ з деякого підпростору визначається комбінаціями параметрів *p*.

Таким чином, завдання раціоналізації зводиться до відшукання таких параметрів *p*, за яких мінімізується функціонал:

$$\left\|\theta_{\Phi_{36}}(p,\theta_{_{6H}})-\theta_{_{T_{36}}}(\theta_{_{6H}})\right\| \to \min.$$

Так як $\theta_{\phi_{36}}(p,\theta_{_{6H}})$ і $\theta_{_{T_{36}}}(\theta_{_{6H}})$ є гладкими монотонними функціями, то доцільно розглядати їхнє наближення у класі функцій гільбертового підпростору L^2 :

$$\min_{p} \frac{1}{2} \cdot \left\| \theta_{\Phi_{36}}(p,\theta_{_{6H}}) - \theta_{_{T36}}(\theta_{_{6H}}) \right\|_{L^2}^2 = \frac{1}{2} \cdot \int_{0}^{\theta_{_{6H}(max)}} \left[\theta_{_{\Phi_{36}}}(p,\theta_{_{6H}}) - \theta_{_{T36}}(\theta_{_{6H}}) \right]^2 \cdot d\theta_{_{6H}},$$

Остаточно, після відповідних перетворень [4, 13] отримаємо систему рівнянь для чисельної реалізації:

$$\begin{cases} \frac{\partial F(p)}{\partial p_1} = \frac{\partial F(\varphi_0, m)}{\partial \varphi_0} = 0; \\ \frac{\partial F(p)}{\partial p_2} = \frac{\partial F(\varphi_0, m)}{\partial m} = 0. \end{cases}$$
(4.3)

Невідомі системи рівнянь (4.3) знайдемо чисельним методом, реалізованого у середовищі програмування з використанням одного з методів спуску – сполучених градієнтів і модифікованого методу Ньютона.

Результат визначення зазначених кутів представимо у вигляді графіків (рис. 4.5, 4.6), залежності якого будуються завдяки поліномам:

– похідний сигнал передається від коліс лівого борта напівпричепа:

$$\Theta_{Rf} = a_1 \cdot 10^{-14} \cdot \theta_{Lt}^8 + a_2 \cdot 10^{-12} \cdot \theta_{Lt}^7 + a_3 \cdot 10^{-11} \cdot \theta_{Lt}^6 + a_4 \cdot 10^{-9} \cdot \theta_{Lt}^5 + a_5 \cdot 10^{-7} \cdot \theta_{Lt}^4 + a_6 \cdot 10^{-5} \cdot \theta_{Lt}^3 + a_7 \cdot 10^{-4} \cdot \theta_{Lt}^2 + a_8 \cdot \theta_{Lt} + 0;$$
(4.4)

– похідний сигнал передається від коліс правого борта напівпричепа:

$$\Theta_{Lf} = a_1 \cdot 10^{-14} \cdot \theta_{Rt}^8 + a_2 \cdot 10^{-12} \cdot \theta_{Rt}^7 + a_3 \cdot 10^{-11} \cdot \theta_{Rt}^6 + a_4 \cdot 10^{-9} \cdot \theta_{Rt}^5 + a_5 \cdot 10^{-7} \cdot \theta_{Rt}^4 + a_6 \cdot 10^{-5} \cdot \theta_{Rt}^3 + a_7 \cdot 10^{-4} \cdot \theta_{Rt}^2 + a_8 \cdot \theta_{Rt} + 0,$$
(4.5)

де *а* – незмінні коефіцієнти апроксимації залежностей (табл. 4.1).

Отриманні результати фактичних кутів повороту коліс напівпричепа відповідають наступним остаточно прийнятим геометричним параметрам рульової трапеції: довжина бокових важелів для усіх мостів однакова та складає 200 мм; кути початкового положення бокових важелів (φ_0) для трапеції першого моста – 50°48', другого моста – 67°12', третього моста – 75°12'.



Рисунок 4.5 – Відмінність співвідношення кутів повороту коліс правого борта напівпричепа від теоретично необхідних (похідний сигнал від коліс лівого борта).



Рисунок 4.6 – Відмінність співвідношення кутів повороту коліс лівого борта напівпричепа від теоретично необхідних (похідний сигнал від коліс правого борта).

Міст	Максимальний	Коефіцієнти апроксимації поліномів (4.4), (4.5) для кутів повороту коліс з одиницями вимірювання у градусах								
~	фактичний кут	a_1	a_2	<i>a</i> ₃	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	
1	повороту колеса, градус:	3	4	5	6	7	8	9	10	
	Похідний сигнал надходить від коліс лівого борта напівпричепа									
1	правого – від 15°19′ до -12°23′	23.2742	16.2386	5.0066	2.1809	1.3283	0.75641	0.86736	86666.0	
2	правого – від 26°49′ до -21°57′	1.2057	1.2366	0.44069	0.26236	0.31002	0.19434	0.43649	0.99995	
3	правого – від 36°36' до -30°18'	0.26471	0.35213	0.12127	0.04979	0.14221	0.07874	0.27113	0.99987	
Похідний сигнал надходить від коліс правого борта напівпричепа										
1	лівого – від 12°22′ до -15°16′	-12.63	9.9776	-4.213	2.1592	-1.3412	0.75403	-0.86722	66666.0	
2	лівого – від 21°55´ до -26°37´	-0.67339	0.79937	-0.43315	0.29477	-0.31152	0.19209	-0.43642	86666.0	
3	лівого – від 30°16´ до -36°33´	-0.20064	0.27264	-0.12401	0.06904	-0.14343	0.07681	-0.27102	0.99992	

	1 • •	•	• •	()	4	
$120\pi M$ $41 - K0ec$	плисити яп	поксимании ппа		\mathbf{R} ($\mathbf{\Delta}$	41 6	14 5
таолици ч.т. Косс	ріцісній ан	роконтаци для	nominomi	ы (т.	<i>т</i> , ч	(+)

4.1.3. Складання імітаційної моделі керованого моста. Структура моделі керованих мостів (блоки №1-3, рис. 4.2) представлена на рис. 4.7 і складається з наступних компонентів. Основним силовим елементом є робочий циліндр (блок №3), що має виводи 1 – до підпоршневої «А» і 2 – до надпоршневої «В» порожнин, та генерує кінематичні параметри, власне, швидкість штоку відповідно до дії

зовнішнього навантаження, що надходить від блоку №4 реактивного зусилля. Кінематичні розрахунки руху рульової трапеції та формування сил опору здійснюються у Simulink-блоці №5, механізм визначення цих параметрів представлено у підрозділі Ж.1 додатку Ж. Формування моментів опору повороту коліс та розподіл кутових швидкостей їх повороту забезпечується через блоки №6, №11 лівого та правого шворневих вузлів відповідно.



Рисунок 4.7 – Структурна схема Simscape-моделі керованого моста

Значення кутів повороту лівого (або правого) колеса, залежно від вибору, надходить до блоку №7 (або №12), де перетворюється у цифровий формат для передачі через роз'єм 8. У блоках №9 та №13 зовнішні силові фактори, що надходять через бездротову передачу даних блоками №10, №14, сили та стабілізуючий момент створюють сумарний момент опору повороту коліс. Блоки циліндрів блокування №16 та №19, на відміну від блоку №3 силового циліндру, забезпечують на виході портів *R* зусилля, які діють на упор трапеції, виражений блоками обміну №15, №18, у напрямку нейтрального положення трапеції. Тобто, рух трапеції здійснює кінематичний вплив на штоки блокувальних циліндрів, а ті, у свою чергу, відповідають реакціями під впливом тиску через штуцери 17 та 20. У блоці №21 можна задати будь-яку конфігурацію геометрії моста (табл. Ж.1, Ж.2 додатку Ж). Зазначені блоки імітаційної моделі керованого моста (рис. 4.7) більш повно описані у [12].

На рис. 4.8 представлено конструкцію підтримуючого (базовий варіант) та керованого мостів (сконструйований) напівпричепа. Унікальність конструкції керованого моста для напівпричепа (рис. 4.8, б) підтверджена патентом на корисну модель № UA 99269 U [15].



а) підтримуючого типу; б) керованого типу
 Рисунок 4.8 – Конструкції мостів для напівпричепа Fliegl

Перетворення підтримуючого міста у керований полягає у наступному: у кронштейні кріплення поздовжнього важеля перенести місце кріплення амортизатора 1; до поздовжнього важеля добавити місця кріплення амортизатора 2 та циліндру блокування; змінити кут розташування кронштейнів кріплення супортів 3 гальмівних механізмів до балки моста. Зазначені зміни у конструкції базового варіанту призвели до збільшення маси кожного з мостів на 150 кг.

4.2. Імітаційне моделювання гідравлічного блоку приводу

Блок №4 силового агрегату (рис. 4.2) представлено засобами Simscape-Simulink та розкритий на рис. 4.9. Попередньо визначені у підрозділах Ж.3-Ж.5 додатку Ж параметри складових схеми гідравлічного приводу системи активного керування поворотом (рис. Ж.4 додатку Ж) використані при першому налаштуванні блоків №4-№10 (рис. 4.2) та блоку №5 (рис.4.7). Джерелом механічної енергії є сервомотор, що імітується блоком №2, статор якого нерухомий відносно механічної обертової системи 1. Приведені до ротору обертові маси складають інерцію, яка акумульована у блоці №3. Блоки №4 та №5 відповідних портів забезпечують підключення сервомотору до електричного кола.



Рисунок 4.9 – Структурна схема Simscape-моделі силового блоку №4 (рис. 4.2)

Регулювання сервомотору здійснюється за параметрами поточних обертів, що виводяться через блок №6 конвертації сигналу та передаються блоком №7 для виводу результатів. Блок №8 дозволяє організувати передачу оціночного та регулюючого сигналів через один канал, коли до блоку №9 надходить бажане значення крутного моменту, який повинен забезпечувати сервомотор на даний час. Силові процеси контролює блок №11 ідеального сенсору крутного моменту, а через блоки №12, №13 – виводяться значення крутного моменту для візуалізації. Наступним важливим вузлом є гідравлічний насос, робота якого імітується блоком №14 насосу з фіксованим ексцентриситетом. У блоці №15, який під'єднаний до лінії нагнітання, € можливість формування властивостей робочої рідини. Так, пропонується використовувати у системі рідину ATF Dexron III при середній температурі 50° С (табл. Ж.З додатку Ж).

Контроль тиску на виході з нагнітаючого порту насосу можна здійснювати блоком №17. Перепускний клапан 18 виставлений на критичний тиск, та дозволяє скидати потік до резервуару 23. Редукційний клапан 19 призначений утримувати відносний рівень тиску та зменшувати перепади тиску при миттєвій зміні режиму роботи насосу. Блок №21 порту 2 з'єднує силовий блок з магістраллю високого тиску системи, а блок №22 порту 1 – зі зворотною магістраллю. Резервуар 23 використовує блок з контрольованим рівнем, який через конвертор 24 виводиться до блоку №24.

Блоки №5, №6, №7 гідравлічних виконуючих пристроїв (рис. 4.2) розкриті на рис. 4.10. Блок гідророзподільника починається з блоку №1 порту 1 CAN під'єднання, через який вектор сигналів надходить до блоку №2 САN-конвертору. У блоках №3-№7 віртуальні сигнали отримують лінійну розмірність, щоб керувати виконавчими засобами. Головним регулювальним клапаном є пропорційний сервопривод 8, що керує 4-х позиційним клапаном 9 розподілу рідини до робочого гідроциліндру. Блоки №10 та №11 відповідних портів 7, 6 утворюють виводи до порожнин гідроциліндру А і В. Блок №12 порту 2 є входом до гідроблоку від насосу, зворотний потік регулюється зворотним клапаном 13. За наявності великої кількості зворотних клапанів, необхідними елементами запобігання утворенню зайвих алгебраїчних контурів є блоки гідравлічної камери постійного об'єму №14, №21, №26, №31, що містять диференційну математичну частину. Зворотні клапани 15, 17 відокремлюють газовий гідроакумулятор таким чином, що підзарядка йде з порту Р, а інші акумулятори, з'єднані через блок №20 порту 4, та не можуть впливати на стан одне одного. Таким чином, працюють ті гідроакумулятори, що мають більший поточний тиск. Це запобігає зайвій циркуляції рідини між гідроакумуляторами та втраті працездатності контуру гідроакумуляторів у разі розгерметизації будь-якого з них. Клапан 19, керований двопозиційним приводом 18 (соленоїдом), відповідає за перепуск рідини у моменти вмикання циліндрів блокування.

Зворотні клапани 23 та 25, встановлені на однаковий тиск, дозволяють розмежувати контури циліндрів блокування при рівномірній подачі, тобто рідина буде наповнювати порожнину того циліндру, де менший опір пересуванню штоку, а

також запобігають поверненню рідини. Блоки №22, №24 портів 5, 8 відповідно забезпечують з'єднання з порожнинами лівого та правого циліндрів блокування. Кулькові клапани 28, 30 з конічними сідлами дозволяють зменшувати тиск рідини тільки у той момент, коли упор поперечної тяги трапеції натискає на шток циліндру, цей момент керується через двопозиційні приводи клапанів 27, 29.



Рисунок 4.10 – Структурна схема Simscape-моделі гідророзподільного блоку №5 (рис. 4.2)

Повернення рідини до контуру зливу відбувається через зворотний клапан 33, що встановлений на тиск, більший, ніж у зливній магістралі. Це зменшує коливання тиску у порожнинах циліндрів блокування та забезпечує відсутність розрідження у цій частині контуру, контролювати тиск можна сенсором тиску 32. Кульковий клапан 35, який керується приводом 34, виконує важливу функцію в момент роботи циліндрів блокування. Перекриваючи відтік рідини через канали нейтрального положення клапану 9, він дозволяє спрямувати весь потік до блокувальних циліндрів та заряду гідроакумулятору. Двопозиційний привод 36 керує двома клапанами 38, 39 одночасно, забезпечуючи з'єднання гілок порожнин робочого циліндру та зливної магістралі до баку. Це необхідно для виключення протидії замкнених порожнин силового циліндру під час точного центрування коліс напівпричепа циліндрами блокування.

Інші блоки гідравлічної частини приводу системи активного керування поворотом напівпричепа описані у [6, 12], результати тестування розроблених імітаційних моделей САКП представлені у підрозділі Ж.6 додатку Ж.

4.3. Імітаційне моделювання електронного керуючого елементу системи

4.3.1. Загальний підхід щодо розробки алгоритму керування елементами гідравлічного приводу системи. В якості електронного керуючого елементу системи активного керування поворотом напівпричепа виступає контролер [10] (блок №13, рис. 4.2), представленого засобами StateFlow/Simulink та розкрито на рис. 4.11. Блок імітує електронний пристрій контролю системи SBW та забезпечує обмін та опрацювання поточної інформації. Основою моделі є логічний блок №11, що реалізує алгоритм керування у середовищі StateFlow. CAN-конвертори 6, 7, 8, 9, 10, 12, 13, 14, 15 дозволяють пакувати та розпаковувати сигнали для транслювання через «мультиплексний» зв'язок. Блок №19 порту 9 отримує оберти сервомотору, та передає у зворотному напрямку значення потрібного на поточний час крутного моменту. До блоку №1 порту 1 надходить інформація від датчиків, встановлених на сідельному автопоїзді, які відстежують кінематику руху. Розглянемо змінні, що надходять до блоку №11. Стан активації/дезактивації контролюється змінною «State», що приймає логічні значення «нуль» або «один». Змінна «Hyr» надає чисельне значення поточної кутової швидкості напівпричепа від встановленого гіроскопу, змінна «Асс» – значення бічного прискорення напівпричепа, змінна «Vel» - швидкість руху тягача. Ці параметри визначають моменти небезпеки щодо сталого

руху автопоїзда. Змінна «Enc» надає чисельне значення кута складання автопоїзда від датчика, встановленому у місці зчіпки ланок автопоїзда. Змінна «Man» – дистанційне керування у ручному режимі з пульту. Сигнали «A1L», «A2R», «A3L» – кути повороту відповідно лівого колеса першого моста, правого колеса другого моста, лівого колеса третього моста. Сигнал «wed» – оберти електродвигуна, сигнал «Med» – значення бажаного крутного моменту електродвигуна.



Рисунок 4.11 – Структурна схема StateFlow-моделі електронного блоку керування САКП (блок №13, рис. 4.2)

Блок №11 алгоритму керування (рис. 4.11) представлено засобами Stateflow та розкрито на рис. В.10 додатку В.

4.3.2. Обґрунтування використання системи активного керування поворотом напівпричепа для автопоїзда. З метою визначення доцільності застосування для дволанкового сідельного автопоїзда системи активного керування поворотом напівпричепа виконаємо наступні віртуальні заїзди: рух по колу до моменту виникнення сталого руху; «поворот на 180°, $R_{\rm n} = 25$ м» (27 км/год); «переставка $S_{\rm n} = 20$ м» у тяговому режимі руху (52 км/год).

Для імітаційного моделювання руху по колу (рис. 4.12, *a*, *б*) приймаємо наступні вихідні дані: бажана максимальна швидкість руху – 10 км/год, час руху – 50 с (для САП з дезактивованою САКП), 24 с (для САП з активованою САКП), кут повороту керма фіксований – 423°, що відповідає куту повороту лівого колеса тягача – 22°27′ та $R_{\rm BF} = 5,3$ м – для САП з некерованим напівпричепом (рис. 1.2, *г*).



а) САКП напівпричепа дезактивована; б) САКП напівпричепа активована;
в) графік залежності ГСР, та процентної різниці (Δ_{ГСР}) між ГСР, отриманої без
врахування і з врахуванням динаміки руху САП з некерованим напівпричепом, від
швидкості його руху; г) графік залежності часу встановлення сталого руху САП з
некерованим напівпричепом (Т_{СТАЛ}) по колу в залежності від швидкості його руху

Рисунок 4.12 – Результати випробувань сідельного автопоїзда «рух по колу»

Рисунки 4.12, а і б ілюструють очевидні переваги щодо застосування САКП для дволанкового сідельного автопоїзда за рахунок скорочення величини габаритної смуги руху від 6,76 м (для автопоїзда без САКП) до 4,82 м (для автопоїзда із САКП), тобто, на 30 %. Крім того, на прикладі сідельного автопоїзда з некерованим напівпричепом доведено вплив динаміки руху САП на показники його маневреності: ГСР змінюється від 6,88 м до 4,85 м (на 2,03 м) відповідно до зміни швидкості сталого руху від 5 км/год до 30 км/год (лінія 1, рис. 4.12, в), до того ж, основний вплив на зміну ГСР здійснює зміна внутрішнього габаритного радіусу САП, тобто, величина відведення шин напівпричепа; середній процент різниці ГСР, отриманої без врахування і з врахуванням динаміки руху САП (лінія 2, рис. 4.12, в) становить 12 %; час встановлення сталого руху по колу САП змінюється від 18 с до 100 с відповідно до зміни швидкості руху від 5 км/год до 30 км/год (рис. 4.12, г).

Наступним розглянемо результати випробування сідельного автопоїзда при маневрі «поворот на 180°» у тяговому режимі (рис. 4.13).



1 – вертикальні обмежувачі розмітки коридорів руху; 2 – датчики вимірювання швидкості; h_{1,5} – крок установки обмежувачів на ділянках *l* і *5*; h₃ – крок установки обмежувачів на ділянці *3*; D₁ – ширина коридору на ділянках *l* і *5* Рисунок 4.13 – Розмітка ділянки випробувань «поворот R_п = 25 м» [115]

У випробуваннях «поворот R_п = 25 м» водій, на відміну від випробування «поворот $R_n = 35$ м», при перетині меж ділянок 1 і 2 не знімає ноги з педалі подачі палива, а підтримує швидкість руху постійною упродовж усього заїзду. Кут повороту рульового колеса не регламентується.



а) траєкторія руху; б) кінематичні параметри Рисунок 4.14 – Результат випробувань САП «поворот $R_n = 25$ м» із САКП

б)

8

10

Час руху, с

12

14

16

18

0 0

2

4

6



а) траєкторія руху; б) кінематичні параметри
 Рисунок 4.15 – Результат випробувань САП «поворот R_п = 25 м» без САКП
Випробування «переставка S_п = 20 м» призначене для визначення максимальної швидкості маневру при зміні смуги руху на обмеженій ділянці шляху. Розмітку ділянок для випробувань «переставка» здійснюють відповідно до схеми (рис. 4.16).



1 – вертикальні обмежувачі розмітки коридорів руху; 2 – датчики виміру швидкості;
 h₁ – крок установки вертикальних обмежувачів на ділянці *1*, h₃ – крок установки
 вертикальних обмежувачів на ділянці *3*; S – довжина відповідної ділянки *1*; точність розмітки коридору на ділянках *1* і *3* ... ±0,05 м.

Рисунок 4.16 – Розмітка ділянки випробування «переставка S_п = 20 м» [115]

При випробуваннях виконують заданий розміткою маневр при поступовому збільшенні швидкості від заїзду до заїзду. КТЗ вводять в режим рівномірного прямолінійного руху. Передачу в коробці передач вибирають найвищу, яка забезпечує стійку роботу двигуна. Положення рук водія на рульовому колесі відповідає цифрам «З» і «9» циферблату годинника.

При перетині передніми колесами КТЗ межі між ділянками *1* і *2* розміченого коридору водій швидко знімає ногу з педалі подачі палива і починає виконувати маневр.

Перехват рульового колеса допускають тільки досягши кута повороту, при якому відбувається граничне перехрещення рук водія. Дії на інші органи управління не допускаються.

При появі в заїзді відриву хоча б одного колеса від дороги або виході КТЗ за бічні межі коридору заїзд повторюють з попередньою швидкістю. Якщо явище не повторюється, швидкість збільшують. Якщо в трьох заїздах на одній швидкості відбувається відрив колеса від дороги або вихід його за межі коридору, то випробування закінчують.

Додатково реєструють кут повороту керма, що дозволяє визначити його максимальне значення, момент початку маневру, наявність заносу, знесення або помилки водія.



а) траєкторія руху; б) кінематичні параметри
 Рисунок 4.17 – Результат випробувань «переставка S_п = 20 м» із САКП



а) траєкторія руху; б) кінематичні параметри
 Рисунок 4.18 – Результат випробувань «переставка S_п = 20 м» без САКП

Результати віртуальних заїздів зазначили, що усі маневри є стійкими, прогнозованими та вказують на високу якість програмування і налаштування імітаційної моделі.

Висновки до четвертого розділу

1. Запропонована концепція проектування балки моста комбінованого типу (патент UA 114382) дозволяє виконати заміну її зруйнованої в експлуатаційний період частини на нову, або перетворити один тип моста на інший з незначними фінансовими витратами.

2. Запропонована імітаційна модель системи активного керування поворотом напівпричепа разом з імітаційною моделлю динаміки руху дволанкового сідельного автопоїзда дозволяє на етапі проектування визначити раціональні параметри гідроапаратури за умов мінімізації абсолютної похибки між фактичними та теоретично необхідними кутами повороту коліс напівпричепа.

3. Запропонована методика (а. с. №68730) дозволяє з відносною похибкою у 1% визначити раціональні параметри рульової трапеції. До того ж, встановлено, що найбільший вплив на похибку визначення раціональних параметрів рульової трапеції має початковий кут встановлення бокових важелів. У зв'язку з чим, довжину бокових важелів при визначені раціональних параметрів керованих мостів доцільно приймати однаковою для усіх мостів напівпричепа.

4. Розроблена StateFlow-модель алгоритму керування системою активного керування поворотом напівпричепа дозволяє регулювати витрати енергії та забезпечує роботу елементів системи активного керування повортом під час руху автопоїзда зі швидкістю до 60 км/год.

5. Запропонований алгоритм керування елементами гідравлічного приводу системи активного керування поворотом напівпричепа дозволяє зменшити габаритну смугу руху сідельного автопоїзда на 30 % у порівнянні з габаритною смугою руху некерованого напівпричепа.

Результати дослідження опубліковані у роботах [4-7, 9, 10, 12, 13, 15, 16].

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача щодо підвищення маневреності дволанкового сідельного автопоїзда за рахунок удосконалення розрахункових методів, враховуючи функціональні зв'язки між системою активного поворотом причіпної ланки та динамікою криволінійного руху керування автопоїзда, засобами імітаційного моделювання. Аналіз стану питань при дослідженні науково-технічної літератури щодо використання системного підходу у методиці проектування систем активного керування поворотом напівпричепів дозволив встановити доцільність використання засобів імітаційного моделювання з метою встановлення взаємозв'язку між роботою різних за своїми фізичними властивостями елементів системи активного керування поворотом напівпричепа та параметрів руху дволанкового сідельного автопоїзда. Основні результати, що отримані в процесі теоретичних і експериментальних досліджень, полягають у наступному:

1. У дисертаційній роботі запропоновано загальний підхід щодо створення комплексної розрахункової моделі, яка встановлює зв'язок між динамікою руху дволанкового сідельного автопоїзда та системою активного керування поворотом напівпричепа. Дослідження розробленої імітаційної моделі встановили підвищення точності моделювання руху автопоїзда на 12 % при зменшенні часу розрахунків на 50 % у порівнянні з існуючими методами. Встановлений взаємозв'язок між кутами складання ланок автопоїзда, кутами повороту коліс напівпричепа та параметрами компоновки його ланок дозволяє підвищити маневреність автопоїзда у середньому на 7,5 %.

Отримані результати підтверджують актуальність завдання щодо покращення параметрів маневреності сідельних автопоїздів шляхом вдосконалення моделювання складних мехатронних систем інтегрованих до математичних моделей динаміки руху автопоїздів.

2. Експериментальними дослідженнями при використанні унікального вимірювально-реєструючого комплексу підтверджено адекватність запропонованої імітаційної моделі динаміки руху сідельного автопоїзда, загальна відносна похибка кутів складання його ланок у порівнянні з теоретичними дослідженнями не перевищила 5 %. За допомогою критерію Фішера доведено відтворення експерименту за трьома тестовими заїздами.

Отримані результати вказують на доцільність використання запропонованої імітаційної моделі для теоретичного дослідження параметрів руху дволанкового сідельного автопоїзда.

3. Теоретичні дослідження функціональних зв'язків між елементами системи активного керування поворотом напівпричепа показали зручність та ефективність запропонованої концепції проектування керованих мостів як складної мехатронної системи. На що вказує відносно малий відсоток розходження (до 1,5 %) значень кутів повороту коліс напівпричепа у порівнянні з теоретично необхідними.

Отримані результати є теоретичним підґрунтям для створення алгоритмів управління роботою елементів системи активного керування поворотом напівпричепа.

4. Розроблена методика визначення теоретично необхідних кутів повороту коліс напівпричепа та запропонований алгоритм керування поворотом напівпричепа зменшили габаритну смугу руху дволанкового сідельного автопоїзда на 30 % у порівнянні з габаритню смугою руху некерованого напівпричепа.

Комплексне імітаційне моделювання руху сідельного автопоїзда та системи активного керування поворотом напівпричепа дозволяє запропонувати зручний механізм для створення різноманітних алгоритмів керування елементами системи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Леонтьєв Д. М. Методика визначення максимальних значень теоретично необхідних кутів повороту коліс напівпричепів / Д. М. Леонтьєв, М. В. Дячук, О. С. Лиходій, В. М. Малий, С. В. Мережко // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. №3(7) – Луцьк: Луцький НТУ, 2016. С. 84-88.

2. Лиходій О. С. Оцінка маневреності двохланкових автопоїздів з системами керування коліс напівпричепа «STEER-BY-WIRE» / О. С. Лиходій, М. В. Дячук // Вісник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ, 2011. – №121. – С. 143-145.

3. Лиходій О. С. Розробка пристосувань вимірювання кінематичних параметрів кермового керування для експериментальних досліджень керованості автопоїзда / О. С. Лиходій, М. В. Дячук // Вісник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ, 2012. – №135. – С. 34-37.

4. Лиходій О. С. Визначення оптимальних параметрів кермових трапецій керованих осей напівпричепа // «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – №30 (1003). – С. 49-54.

Лиходій О. С. Імітаційне моделювання керованої осі напівпричепа // «ХПІ».
 Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – №10 (1053). –
 С. 146-152.

6. Лиходій О. С. Імітаційне моделювання гідроприводу управління поворотом керованих коліс причіпної техніки // Вісник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ, 2013. – №143. – С. 134-137.

7. Лиходій О. С. Застосування сучасних САПР для конструювання складальних одиниць ланок сідельного автопоїзда / О. С. Лиходій, В. М. Малий, О. С. Костенко // Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» присвяченої 110-річчя з дня народження Кожевникова С. М., частина 2, 11-13 квітня 2017 року. – Дніпро: НМетАУ, 2017, С. 274-277. – ISBN 978-966-331-578-2.

8. Лиходій О. С. Планування проведення експерименту щодо визначення параметрів маневреності сідельного автопоїзда DAF XF-95+Fliegl / О. С. Лиходій //

Збірник наукових праць: Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі : Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених та студентів. – Донецьк: ЛАНДОН-ХХІ, 2011, С. 49-51.

9. Лиходій О. С. Питання синтезу системи активного керування поворотом коліс причіпних ланок автопоїздів / О. С. Лиходій, М. В. Дячук // Тези доповідей: Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні (до 50-річчя інституту Укравтобуспром / ВКЕІ Автобуспром) : Всеукраїнська науково-практична конференція. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2015, С. 20-22.

10. Лиходій О. С. Загальні положення алгоритмізації керування поворотом коліс причіпних ланок / О. С. Лиходій, М. В. Дячук // Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 19-21 жовтня 2015 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та ін.]. – Вінниця: ВНТУ, 2015, С. 145-147.

 А. с. 38737 Україна. Математична модель руху зчленованих пневмоколісних транспортних засобів по криволінійній траєкторії / О. С. Лиходій (Україна). – № 38920 ; заявл. 05.04.2011; зареєстр. 22.06.2011.

12. А. с. 73938 Україна. Імітаційна модель системи активного керування поворотом напівпричепу інтегрована з імітаційною моделлю динаміки руху автопоїзду / О. С. Лиходій (Україна). – № 74639 ; заявл. 31.07.2017; зареєстр. 26.09.2017.

13. А. с. 68730 Україна. Методика визначення геометричних параметрів трапецій для керованих мостів напівпричепів / О. С. Лиходій (Україна). – № 68681 ; заявл. 23.09.2016; зареєстр. 23.11.2016.

14. Пат. UA 97870 Україна, МПК G01B 5/24. Пристрій для вимірювання кута складання сідельного автопоїзду / Дячук М. В., Лиходій О. С. ; заявник та власник патенту ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури». – № и 201410909 ; заявл. 06.10.2014 ; опубл. 10.04.2015, Бюл. №7. – 4 с. : іл.

15. Пат. UA 99269 Україна, МПК B62D 7/15. Пристрій для блокування кермового приводу керованої осі причіпних ланок автопоїзда / Лиходій О. С. ;

заявник та власник патенту ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури». – № и 201413562 ; заявл. 17.12.2014 ; опубл. 25.05.2015, Бюл. №10. – 4 с. : іл.

16. Пат. UA 114382 Україна, МПК В60В 35/04. Балка комбінованого моста для причіпних ланок автопоїзда / Лиходій О. С., Малий В. М. ; заявник та власник патенту ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури». – № и 201608642 ; заявл. 08.08.2016 ; опубл. 10.03.2017, Бюл. №5. – 4 с. : іл.

17. Лиходей А. С. Анализ состояния и возможного развития вопроса «управляемость автомобиля» / А. С. Лиходей, М. В. Дячук // Новини науки Придніпров'я. Науково-практичний журнал. Серія: інженерні дисципліни. – Дніпропетровськ : ПДАБтаА, 2005. – №3. – С. 35-39.

18. Лиходій О. С. Визначення кута взаємного розміщення ланок сідельного автопоїзда експериментальним шляхом / О. С. Лиходій, М. В. Дячук, М. П. Литвиненко // Сб. науч. тр.: Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин; Вып. 66. – Днепропетровск: ГВУЗ ПГАСА, 2012, С. 211-216.

Прокофьев М. В. Автомобильные транспортные средства. Международные требования к конструкции и эксплуатации / М. В. Прокофьев. – 2-е изд., изм. и доп. – М. : ТРИАДА ЛТД, 2005. – 120 с. – ISBN 5-86344-184-4.

20. Прейгер Д. Транспортна інфраструктура України: стан і проблеми посткризового розвитку / Д. Прейгер // Економіка України – 2011. – №6. – С.50-58.

21. Програма розвитку та вдосконалення автомобільного транспорту в Дніпропетровській області на 2009 – 2017 роки №513-18/V : [затв. Дн-ською обл. радою 29 січня 2009 року]. – Дніпропетровськ, 2009. – 32 с.

22. Закон України «Про автомобільний транспорт» №2344III : [прийнятий Верховною Радою України та підписаний президентом України 5 квітня 2001 р. : станом на 20.11.2012 р.]. – К.: Парламентське видавництво ДП, 2001. – 46 с. – (Актуальний закон).

23. Закон України «Про транспорт» №232/94-ВР : [прийнятий Верховною Радою України та підписаний президентом України 10 листопада 1994 р. : станом на

26 квітня 2014 р.]. – К.: Парламентське видавництво ДП, 1994. – 54 с. – (Актуальний закон).

24. Ahmadian M. Model based design and SDR / M. Ahmadian, Z. J. Nazari, N. Nakhaee, Z. Kostic // 2nd IEE/EURASIP Conference on DSP Enabled Radio, 2005. – pp. 19-99. – doi:10.1049/ic:20050389. – ISBN 0-86341-560-1.

25. Закин Я. Х. Маневренность автомобилей и автопоездов / под общ. ред. Я. Х. Закина. – М.: Транспорт, 1986, – 137 с.

26. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин : Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов / Г. А. Смирнов. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1990, – 352 с. – ISBN 5-217-01093-2.

27. Подрыгало М. А. Взаимосвязь свойств устойчивости и управляемости автомобиля / М. А. Подрыгало, Д. М. Клец, В. И. Гацько // Вісник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ, 2012. – №134. – С. 28-31.

28. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / под ред.
М. А. Подригало, В. П. Волкова, А. А. Бобошко, В. А. Павленко, В. Л. Файста,
Д. М. Клеца, В. В. Редько. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008, – 423 с.

29. Литвинов А. С. Автомобиль : Теория эксплуатационных свойств : Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». / А. С. Литвинов, Я. Е Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

30. Фаробин Я. Е. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для междугородных перевозок / Я. Е. Фаробин, В. С. Шупляков. – М.: Транспорт, 1983. – 200 с.

31. Гришкевич А. И. Автомобили. Теория : Учебник для вузов. – Мн.: Выш. шк., 1986. – 208 с.

32. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля : Навчальний посібник для ВНЗ. – К.: Арістей, 2010, – 155 с. – ISBN 966-8458-38-9.

 Рудасьов В. Б. та інші. Автомобіль: Теорія експлуатаційних властивостей: Навчальний посібник для ВУЗів. – Дніпропетровськ: «Системні технології», 2001, –
 287 с. 34. ДСТУ 3850-99. Засоби транспортні дорожні. Причепи та напівпричепи спеціалізовані. Загальні технічні умови. – Чинний від 2000-01-01. – К. : «Держстандарт України», 1999. – 13 с.

35. Steering and suspension systems. Breeman International Supplies [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <u>http://www.swalfgroup.com/PDF/en_steering systems Breeman.pdf</u>. – Назва з екрану.

36. Марчук Р. М. До питання управління автопоїздом-контейнеровозом шляхом гальмування коліс одного борту напівпричепа // Вісник НТУ. Вип. 26 – К.: НТУ, 2012, с. 165-171.

37. ГОСТ 22748-77. Автотранспортные средства. Номенклатура наружных размеров. Методы измерений. – Введен от 1979-01-01. – М. : «Стандартинформ», 2007. – 14 с.

38. Автомобили. Специализированный подвижной состав : Учебное пособие / под ред. М. С. Высоцкого, А. И. Гришкевича. – Мн.: Выш. шк., 1989, – 240 с.

39. Сахно В. П. До визначення показників маневреності триланкових автопоїздів / В. П. Сахно, І. Ф. Вороніна, В. В. Стельмащук // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ : СНУ ім. В. Даля, 2003. – №11(57). – С. 213-218.

40. Сахно В. П. Кінематика повороту гібридного автопоїзда з подвійним приводом управління на поворотну вісь напівпричепа / В. П. Сахно, В. М. Поляков, Р. М. Марчук, В. М. Босенко // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2016. – №2(6). – С.139-146.

41. Сахно В. П. К определению параметров закона управления полуприцепом седельного автопоезда / В. П. Сахно, В. М. Поляков, В. И. Сирота, В. М. Босенко, П. О. Гуменюк // Управление проектами, системный анализ и логистика. – К.: НТУ – 2013. – Вып. 12

42. Иванина Н. Л. Автоматизированный расчет и построение габаритной полосы движения длиннобазных седельных автопоездов при их поворотах на 90° и 180° / Н. Л. Иванина, В. И. Головченко // «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2012. – №1 (975). – С. 48-64.

43. Jujnovich B. « Path-following steering control for articulated vehicles » / B. Jujnovich, D. Cebon // J. Dyn. Syst., Meas. Control, vol. 135, 2013. – P. 1-15. – ISSN 0022-0434.

44. Alamdari Milani, Sina. Modeling, simulation, and active control of tractorsimitrailer combinations. Master of science, Middle East Technical University. – Ankara, Turkey, 2015, – 156 p.

45. Cheng C. «High-speed optimal steering of a tractor-semitrailer» / C. Cheng, R. Roebuck, Odhams, AMC, and D. Cebon // Submitted to VSD, (in press), June 2009.

46. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities, 2002. – Nº L67 / 47-49.

47. Продукція компанії V.S.E. Vehicle Systems Engineering B.V. [Електронний pecypc]. – Режим доступу: <u>https://www.v-s-e.com/uploads/files/ets_trailer_eng_2009.pdf</u>. – Назва з екрану.

48. Бурков М. С. Специализированный подвижной состав автомобильного транспорта : Учебник для студентов вузов, обучающихся по спец. «Экономика и орг. автомоб. трансп.» и «Орг. упр. на автомоб. трансп.» – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1979, – 296 с., ил.

49. Якобашвили А. М. Специализированный подвижной состав для грузовых автомобильных перевозок / А. М. Якобашвили, О. С. Олитский, А. Л. Цеханович. – М: Транспорт, 1988, – 222 с.

50. Грифф М. И. Основы создания и развития специализированного автотранспорта для строительства. – М: АСВ, 2003, – 143 с.

51. Бернацкий В. В. Специализированный подвижной состав грузового автотранспорта : в 2 ч. Ч. 1 : Учебн. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение». – М : МГТУ «МАМИ», 2005, – 48 с.

52. Тропин С. Л. Повышение безопасности движения большегрузных колесных транспортных систем при перевозке крупногабаритных неделимых грузов: дисс. ... кандидата техн. наук: спец. 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / Тропин Сергей Львович. – Нижний Новгород., 2014. – 185 с.

53. Закин Я. Х. Методы анализа маневренных свойств автопоездов. – М.: Автотрансиздат, 1961. – 44 с.

54. Бергман М. М. Графическое исследование поворота автомобиля без прицепа и с прицепом // Мотор. – М, 1934. – №11. – С. 5-9.

55. Леонович И. И. Графический метод определения пути следования роспуска при статическом вписывании автомобиля в кривые. // Изв. вузов. Лесн. журн. – М, 1968. – №6. – С. 54-60.

56. 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.

57. Fazekas G. A. On the kinematik path of semitrailers // Journal of applied mechanics, 1955. – №9. – P. 273-279.

58. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда. – М.: Транспорт, 1967. – 225 с.

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

60. Колпаков А. П. Исследование поворотливости автопоезда с управляемыми и ведущими колесами полуприцепа: Автореферат дис. ... канд. техн. наук. – М., 1965. – 18 с.

61. 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.

62. Брянский Ю. А. Управляемость большегрузных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1983. – 176 с.

63. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.

64. Бондаренко А. Є. Покращення маневреності та стійкості руху триланкових причіпних автопоїздів : автореф. дис. на здобуття наук. ступення канд. техн. наук. : спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Бондаренко Андрій Єгорович. – Київ, 2010. – 20 с.

65. Вербицкий В. Г. Вещественные бифуркации двухзвенных систем с качением / В. Г. Вербицький, Л. Г. Лобас // Прикл. математика и механика. – Донецьк : ДААТ, 1996. – №3. – С. 418-425.

66. Онищук В. П. Забезпечення стійкості автопоїзда для перевезення контейнерів : автореф. дис. на здобуття наук. ступення канд. техн. наук. : спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Онищук Василь Петрович. – Львів, 2012. – 20 с.

67. Гуменюк П. О. Поліпшення маневреності і стійкості автопоїзда з керованим напівпричепом : автореф. дис. на здобуття наук. ступення канд. техн. наук. : спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Гуменюк Павло Олександрович. – Львів, 2015. – 20 с.

68. Мойся Д. Л. Поліпшення маневреності і стійкості автопоїзда з довгобазним напівпричепом : автореф. дис. на здобуття наук. ступення канд. техн. наук. : спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Мойся Дмитро Леонідович. – Київ, 2016. – 20 с.

69. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч. 3. Маневреність. Керованість. Стійкість : [навчальний посібник] / В. П. Сахно, В. М. Поляков, А. В. Костенко та ін. – Донецьк : ЛАНДОН-ХХІ, 2015, – 400 с. ISBN 978-617-7280-17-9.

70. Fiala E. Lateral forces on rolling pneumatic tires . In Zeitschrift V.D.I. 96 (29), 1954, – 114 p.

71. Горелов В. А. Прогнозирование характеристик криволинейного движения полноприводного автомобиля с формулой рулевого управления 1-0-3 при различных законах управления колесами задней оси : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук. : спец. 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / Горелов Василий Александрович. – Москва, 2008. – 18 с.

72. Бенькович Е. Практическое моделирование динамических систем / Е. Бенькович, Ю. Колесов, Ю. Сениченков. – Петербург: БХВ- Петербург, 2002, – 464 с. – ISBN 5-94157-099-6.

73. Шадрин С. С. Методика расчетной оценки управляемости и устойчивости автомобиля на основе результатов полигонных испытаний: дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Шадрин Сергей Сергеевич. – М., 2009. – 132 с. – Библиогр.: с. 109–121.

74. Шевченко Д. Н. Имитационное моделирование на GPSS : учеб.-метод. Пособие для студентов технических специальностей / Д. Н. Шевченко, И. Н. Кравченя. – Гомель: БелГУТ, 2007. – 97 с. – ISBN 978-985-468-301-0.

75. Gilles Schaefer, Daniel Lechner, Claire Naude. SECURITE DES POIDS LOURDS AU RENVERSEMENT. 12^{éme} Congres international: «Dynamique vehicule et confort du suspension automobile et ferroviaire». Recueil des communications. : Lion, 3 et 4 juin 2003.

76. Mohammad Manjurul Islam Design of a preview controller for articulated heavy vehicles / Mohammad Manjurul Islam, Yuping He // Journal of Mechanics Engineering and Automation, $2013. - N_{2}3. - P. 661-676.$

77. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1975, – 214 с.

78. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.

79. Чудаков Е. А. Теория автомобиля: учеб. для высш. учеб. заведений / Е. А.Чудаков. – 3-е изд., перераб. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.

80. Антонов Д. А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: «Машиностроение», 1984. – 163 с.

81. Белкин А. Е. Нелинейные контактные задачи стационарного качения автомобильной шины / А. Е. Белкин, Н. Л. Нарская, О. А. Одинцов // Математическое моделирование в механике деформируемых тел и конструкций. Методы граничных и конечных элементов: Труды XXII Международной конференции. – СПб., 2007. – С. 57-62.

82. Попов С. Д. Обзор моделей нестационарного качения колеса с упругой шиной по недеформируемому опорному основанию / С. Д. Попов П. И. Саркисов // Инженерный журнал: наука и инновации. – М : МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2013. – вып. 12. – С. 1-18.

83. Pacejka H. B. Tire and Vehicle Dynamics / H. B. Pacejka. – Society of Automotive Engineers, Inc., 2002. – ISBN 0768011264.

84. Туренко А. Н. Методы расчета реализуемого коэффициента сцепления при качении колеса в тормозном режиме / А. Н. Туренко, С. И. Ломака, Л. А. Рыжих, Д. Н. Леонтьев, А. В. Быкадоров // Автомобильный транспорт. Вести автомобильнодорожного института. – Харьков : ХНАДУ, 2010. – Вып. 3. – С. 7-12.

85. Леонтьев Д. Н. Реализация интеллектуальных функций в электроннопневматическом тормозном управлении транспортного средства: монография / Д. Н. Леонтьев, А. Н. Туренко, В. А. Богомолов и др. – 2-е изд., допол. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.

86. Miege A. Tyre model for truck ride simulations: dissert. ... Doctor of Philosophy Technical Engineering / Arnaud Miege. – University of Cambridge Department of Engineering., 2004. – 62 p.

87. Леонтьев Д. Н. Определение продольной реализуемой силы сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью по крутильной деформации шины и ее жесткости / Д. Н. Леонтьев, Л. А. Рыжих, А. В. Быкадоров // Автомобильная промышленность : научно-технический журнал. – М : Инновационное машиностроение, 2014. – Вып. 10. – С. 40-45.

88. Туренко А. Н. Способ определения замедления многоосного автомобиля на основе реализуемых сцеплений его колес и расположения координаты центра масс / А. Н. Туренко, В. А. Богомолов, Д. Н. Леонтьев // Вестник ХНАДУ. – Харьков : ХНАДУ, 2016. – Вып. 75. – С. 13-17.

89. Houben L.W.L. Analysis of truck steering behaviour using a multi-body model: Master thesis / L.W.L. Houben – Eindhoven University of Technology Department of Mechanical Engineering Dynamics and Control Group., 2008. – 115 p. 90. Кетков Ю. Л. МАТLAВ 7 : программирование, численные методы / Ю. Л. Кетков, А. Ю. Кетков, М. М. Шульц. – СПб. : БХВ-Петербург, 2005. – 752 с. : илл. – ISBN 5-94157-347-2.

91. Голубева Л. Л. Компьютерная математика. Пакет имитационного моделирования Simulink : лаб. практикум / Л. Л. Голубева, А. Э. Малевич, Н. Л. Щеглова. – Минск : БГУ, 2010. – 151 с. : ил. – ISBN 978-985-518-265-9.

92. Вікович І. А. Моделювання динамічних процесів у колісних машинах засобами Matlab Simulink та Matlab Simulink/Simscape / І. А. Вікович, О. В. Житенко, М. М. Осташук // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 134/2012. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2012. – С. 200-204.

93. Туренко А. Н. Компьютерное моделирование и расчет на прочность деталей автомобиля : Учебное пособие / А. Н. Туренко, В. А. Богомолов, А. С. Степченко, О. В. Кедровская, С. Я. Ходырев, В. И. Клименко, А. В. Крамской. – Харьков: ХНАДУ, 2003, – 336 с. – ISBN 966-7839-95-8.

94. Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи. – СПб: БХВ-Петербург, 2012, – 448 с. – ISBN 978-5-9775-0763-9.

95. Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Автомобілі» за темою «Загальний розрахунок автомобілів» для студентів напряму підготовки 6.070106 – «Автомобільний транспорт» / Укладачі: Литвиненко М. П., Дячук М. В., Лиходій О. С. – Дніпропетровськ: ДВНЗ ПДАБА, 2012. – 38 с.

96. Современные грузовые автотранспортные средства. Справочник / В. В. Пойченко, П. В. Кондрашов, С. В. Потемкин, О. В. Пойченко, Т. С. Хабарова – М.: агент. «Доринформсервис», 2004. – 592 с. – ISBN S-88283-085-0.

97. Грузовые автомобили DAF-XF95, руководство по ремонту, схемы электрооборудования / Н. П. Сизов. – Санкт Петербург.: ООО «Изд. Диез», 2009. – 616 с. – ISBN 678-5-903883-32-5.

98. Беллман Р. Введение в теорию матриц. – М.: Наука, 1969, – 367 с.

99. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – 5-е изд., перераб. – М.: «Наука», 1984. – 832 с. 100. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. Учебн. для втузов. М.: Высш. шк., 1998. – 416 с.

101. Бать М. И. Теоретическая механика в примерах и задачах. В 2 т., Т. 2 Динамика / М. И. Бать, Г. Ю. Джанелидзе, А. С. Кельзон. – 7-е изд., перераб. – М.: «Наука», 1985. – 560 с.

102. ГОСТ 12105-74. Тягачи седельные и полуприцепы. Присоединительные размеры. – Введен от 1975-01-01. – М. : «Стандартинформ», 1996. – 5 с.

103. Веретенников В. Г. Теоретическая механика (дополнения к общим разделам) / В. Г. Веретенников, В. А. Синицын. – М.: Изд-во МАИ, 1996. – 340 с. – ISBN 5-7035-1415-0.

104. Зельдович Я. Б. Элементы прикладной математики / Я. Б. Зельдович, А. Д. Мышкис. – М.: «Наука», 1965. – 616 с. : илл.

105. Нарбут А. Н. Теория автомобилей : Учебное пособие : МАДИ (ГТУ) / А. Н. Нарбут. – 2-е изд. – М. : Изд. МАДИ (ГТУ), 2005. – 71 с.

106. Кушвид Р. П. Испытания автомобиля : учебник / Р. П. Кушвид. – М.: МГИУ, 2011. – 351 с. – ISBN 978-5-2760-2017-4.

107. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний : ГОСТ Р 52302–2004. – [Действует с 2006–01–01]. – М.: Изд-во стандартов, 2005. – 28 с.

108. Славутский Л. А. Основы регистрации данных и планирования эксперимента. Учебное пособие. – Чебоксары: Изд-во ЧГУ, 2006. – 200 с.

109. ADIS-16375. Low Profile, low noise Six degrees of freedom inertial sensor. [Електронний ресурс]. Режим доступу до ресурсу: <u>http://www.mouser.com/ds/2/609/adi_adis16375-552315.pdf</u>.

110. UG-287. Evaluation board user guide. [Електронний ресурс]. Режим доступу до ресурсу: <u>http://www.analog.com/media/en/technical-documentation/user-guides/UG-287.pdf</u>.

111. IMU-3000 Register Map and Register Descriptions. [Електронний ресурс]. Режим доступу до ресурсу: <u>https://cdn.sparkfun.com/datasheets/Sensors/IMU/RM-IMU-3000A.pdf</u>.

112. HRS100 Series. Hall-Effect Rotary Position Sensors. [Електронний ресурс]. Режим доступу до ресурсу: <u>http://www.alliedelec.com/m/d/b4a4f60260b201feb4a</u> 44948576403dc.pdf.

113. RTY360LVNAX. Honeywell Sensing and Productivity Solutions. [Електронний ресурс]. Режим доступу до ресурсу: <u>https://www.digikey.com/product-detail/en/honeywell-sensing-and-productivity-solutions/RTY360LVNAX/480-3855-D/</u> 2839712.

114. Суранов А. Я. LabVIEW 7 : справочник по функциям / А. Я. Суранов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000, – 640 с. – ISBN 5-7038-1336-0.

115. ДСТУ 3310-96. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями. – К.: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 1997. – 31 с.

116. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика : учеб. пособие для вузов / В. Е. Гмурман. – 9-е изд. стер. – М.: Высшая школа, 2003. – 479 с., ил. – ISBN 5-06-004214-6

117. Иванов А. З. Статистические методы в инженерных исследованиях.
Регрессионный анализ / А. З. Иванов, Г. К. Круг, Г. Ф. Филаретов. – М.: МЭИ, 1977.
– 203 с., ил.

118. Pat. US 1762407 A, CL7 B 21K 1/12. Method of making axles / <u>Edmund C</u> <u>Mogford</u>, <u>Spatta George</u>; filing 22.11.1929; public. 10.06.1930, Bul №1930/15.

119. А. с. SU 455030, М. кл. В 62D 13/02. Устройство для поворота колес полуприцепа / В. М. Сминовский, А. П. Зимин, Л. А. Березняк ; заявл. 16.06.72 ; опубл. 30.12.74, Бюл. № 48.

120. А. с. SU 747764, М. кл. В 62D 13/02. Устройство для поворота колес полуприцепа транспортного средства / Н. А. Михеев, Ю. Н. Адамов, А. Г. Ищенко, С. С. Куделькин ; заявл. 14.04.78 ; опубл. 15.07.80, Бюл. № 26.

121. А. с. SU 1242416 A1, М. кл. В 62D 13/02. Устройство для поворота колес полуприцепа автопоезда / В. С. Цимкаридзе; заявл. 19.12.84 ; опубл. 07.07.86, Бюл. № 25.

122. А. с. SU 1049323 А, М. кл. В 62D 13/04. Устройство для управления колесами полуприцепа транспортного средства / В. И. Виноградов, Н. Д. Сова, Т. Шекералиев, Н. В. Костюченков, С. Б. Исенев; заявл. 25.05.82; опубл. 23.10.83, Бюл. № 39.

123. Продукція компанії Tridec (2016) [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <u>http://www.tridec.nl/fileadmin/user_upload/pdf/Flyers2016/2016_eng_SCREEN_KAFT</u> 2016.pdf. – Назва з екрану.

124. А. с. SU 1521653 A1, М. кл. В 62D 13/04. Привод управления колесами полуприцепа / С. Г. Сладковский, Л. Г. Матвеев, Э. Е. Баракан, Г. Б. Баракан; заявл. 28.03.88; опубл. 15.11.89, Бюл. № 42.

125. Пат. RU 2372241, МПК7 В 62D 13/04. Автопоезд / Е. В. Сливинский, Д. В. Богатиков, И. Ю. Перепелицына; заявл. 21.04.2008 ; опубл. 10.11.2009, Бюл. № 31.

126. Пат. RU 2371344, МПК7 В 62D 13/04. Большегрузный автопоезд /
Е. В. Сливинский, Д. И. Викарчук, И. В. Стародубцев; заявл. 21.04.2008; опубл. 27.10.2009, Бюл. № 30.

127. А. с. SU 856883, М. кл. В 62D 13/04. Устройство для управления колесами полуприцепа / А. В. Жуков, А. И. Кирильчик, В. А. Симанович, А. А. Ахламенко, В. П. Шишло, Е. А. Фадеев; заявл. 16.11.2079; опубл. 23.08.1981, Бюл. № 31.

128. Pat. EP 0845403 A2, CL6 B 62D 13/06. A power-assisted steering system for the self-steering wheels of one or more rear axles of a motor vehicle such as a truck, trailer and semi-trailer for steering the vehicle during backing / Biondi, Armando; filing 20.10.1997; public. 03.06.1998, Bul №1998/23.

129. Пат. RU 2312034 C1, МПК7 В 62D 13/04. Система рулевого управления большегрузного седельного автопоезда / Е. В. Свиридов, В. Ф. Васильченков, В. И. Кистенев, А. Ю. Котляров; заявл. 22.05.2006 ; опубл. 20.10.2009, Бюл. № 29.

130. Пат. RU 2440265, МПК7 В 62D 13/04. Система управления колесами полуприцепа / Н. М. Цику; заявл. 25.11.2009 ; опубл. 20.01.2012, Бюл. № 2.

131. А. с. SU 652019, М. кл. В 62D 13/04. Устройство для управления поворотом ведомых звеньев автопоезда / Б. Г. Васильев, А. А. Пьянков; заявл. 21.05.76; опубл. 15.03.79, Бюл. № 10.

132. А. с. SU 1655833 A1, М. кл. В 62D 13/04. Устройство управления автопоездом / Э. Н. Ибрагимов, И. В. Жилин, В. М. Анисимов; заявл. 05.07.88; опубл. 15.06.91, Бюл. № 22.

133. А. с. RU 2096230, МПК7 В 62D 13/04. Способ управления движением многозвенного транспортного средства и устройство для его реализации / Э. А. Багирян, В. И. Соловьев; заявл. 11.01.96; опубл. 20.11.97, Бюл. № 32.

134. Мурог И. А. Обоснование параметров конструкции рулевого привода задних управляемых колес трехосных машин / И. А. Мурог // Научное издание МГТУ им. Н. Э Баумана. Серия: Наука и образование. – М. : ФГБОУ ВПО «ЮУрГУ», 2012. – №7. – С. 345-352.

135. Абрамов А. М. Моделирование системы управления автопоезда /
А. М. Абрамов // Вестник Новгородского государственного университета. Серия: Информатика и прикладная математика. – Новгород. : Политехнический институт НовГУ, 2013. – №75. – С. 49-53.

136. Pat. US 20110202238 Active steering controller / David Cebon, Brian Jujnovich ; filing. 13.07.08 ; public. 18.08.11

137. Bortoni-Anzures L. Fuzzy Controller for Automatic Steering in Heavy Vehicle Semi-Trailers / Herrera-Ruíz G., Gómez-Meléndez D., Martínez-Madrid M. // article, Ingeniería Investigación y Tecnología, 2012.

138. Coleman B. Steerable axles to improve productivity and access. Final research report / B. Coleman, P. Sweatman // National Road Transport Commission. – Melbourne: NRTC, 2002, – 130 p. – ISBN: 1-877093-20-3.

139. Продукція компанії ADR Group [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <u>http://www.adraxles.com/adragri/products/steering-axles</u>. – Назва з екрану.

140. Продукція компанії BPW LL Series self steer axle [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <u>http://www.bpw.co.uk</u>. – Назва з екрану.

141. Продукція компанії SAF Trailer suspension systems [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <u>http://www.safholland.com/en.html</u>. – Назва з екрану.

142. А. с. SU 472048, М. кл. В 62D 13/04. Устройство блокировки самоповоротных колес полуприцепа / И. И. Демьянец, И. И. Кобылянский, С. С. Коган, А. И. Манойленко; заявл. 09.07.71; опубл. 30.05.75, Бюл. № 20.

143. А. с. SU 1504143 A1, М. кл. В 62D 13/04. Устройство стабилизации управляемых колес полуприцепа при его движении задним ходом / В. П. Сахно, В. Н. Кулагин, В. М. Поляков, С. М. Шарай, В. Н. Логинов, А. П. Зимин; заявл. 11.01.88; опубл. 30.08.89, Бюл. № 32.

144. А. с. SU 988628, М. кл. В 62D 13/04. Устройство блокировки и стабилизации самоповоротных колес полуприцепа / В. И. Бессмертный, В. В. Сочнев, М. А. Крицкий, П. Е. Костень, В. П. Шишло; заявл. 06.06.81; опубл. 15.01.83, Бюл. № 2.

145. Pat. EP 0710601 A1, CL7 B 62D 13/00. Power steering system for the steerable wheels of a rear axle of a vehicle / Armando Biondi; filing. 30.10.95 ; public. 08.05.1996, Bul. № 1996/13.

146. Pat. US 6131691, CL7 B 62D 13/00. System for guided steering of atleast one set of wheels of a semi-trailer or a trailer / Leo Morch, Gistrup, Denmark; filing. 11.03.99 ; public. 17.10.2000, Bul. № 2000/25.

147. Пат. RU 2135383, МПК7 В 62D 7/14. Блокировочное устройство механизма рулевого управления транспортным средством (варианты) / М. Р. Мухаметшин; заявл. 06.12.96 ; опубл. 27.08.99, Бюл. № 31.

148. Осепчугов В. В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчёта.
Учебник для ВУЗов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» /
В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М: Машиностроение, 1989, – 304 с.

149. ДСТУ 3649-2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. – К.: «Держспоживстандарт України», 2011. – 32 с.

150. Сараєв О. В. Метод оцінки ефективності гальмування транспортних засобів при дослідженні дорожньо-транспортної пригоди: дисс. ... доктора техн.

наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Сараєв Олексій Вікторович. – Харків., 2016. – 313 с.

151. Новицкий П. М. Оценка погрешностей результатов измерений / П. М. Новицкий, И. А. Зограф. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1991. – 304 с. : ил. – ISBN 5-283-04513-7.

152. ОН 025 319-68. Автомобили. Оценочные параметры управляемости. Методы определения. Автомобилестроение. Автомобили, прицепы и полуприцепы. Сборник государственных и отраслевых стандартов и отраслевых нормалей. – Т.1. – Часть 1. – М. : Изд-во стандартов, 1974. – 280 с.

153. Степанов Е. Ф. Тензометрическое опорно-сцепное устройство /
Е. Ф. Степанов, В. И. Сливинский, В. Т. Троицкий, В. Е. Чугунов // Автомобильная промышленность. – 1987. – №4. – С. 38.

154. Поляков В. М. Триланкові автопоїзди. Маневреність: монографія / В. М. Поляков, В. П. Сахно. – Луганськ: Вид-во «Ноулідж», 2014. – 206 с.

155. Roebuck R. L. Implementation of active steering on a multiple trailer long combination vehicle / R. L. Roebuck, A. M. C. Odhams, D. Cebon // HVTT11: International Heavy Vehicle Symposium: balancing competing needs in heavy vehicle transport technology, 14-17 March 2010. – Melbourne, Australia. – 2010.

156. Anon., "The allocation of road track costs 1991/92", Department of Transport, HMSO, UK, 1991

157. Трехзвенные автопоезда / Я. Е. Фаробин, А. М. Якобашвили, А. М. Иванов и др. Под общ. ред. Я. Е. Фаробина. – М.: Машиностроение, 1993. – 224 с.: ил.

158. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 1. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И. Н. Жестковой – М.: Машиностроение, 2001. – 920 с. – ISBN 5-217-02963-3.

159. Дущенко В. В. Вибір кінематичної схеми та попередній розрахунок гідропневматичної підвіски колісних бронетранспортерів / В. В. Дущенко, О. М. Агапов, Ю. В. Горбенко // Вестник НТУ "ХПИ". Сб. науч. трудов. Транспортне машинобудування. – 2013. – Вып. 32. – С. 96–105.

160. Офіційний сайт компанії Xoil.Pro (2015). Вибір робочої рідини для DAF [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <u>https://xoil.pro/?make=1343&model=14314</u>. – Назва з екрану.

161. Свешников В. К. Гидрооборудование: Муждународный справочник. Книга 1. Насосы и гидродвигатели: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ» – 2001, – 360с.: ил.

162. Свешников В. К. Гидрооборудование: Муждународный справочник. Книга 3. Вспомагательные элементы гидропривода: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ» – 2003 г., – 445с.: ил.

додатки

Додаток А

Технічна характеристика сідельного автопоїзда

Усі геометричні та масові параметри отримані з [96, 97], а також дійсних безпосереднім визначенням значень геометричних параметрів та спорядженої маси автопоїзда. виступає якості об'єкту ланок ЩО В експериментальних та віртуальних досліджень, за допомогою вимірювального інструменту (рулетка вимірювальна за ГОСТ 7502-92, штангенциркуль 3a ГОСТ 166-89) та електронним вагам моделі УВК-А-ОН-15 середнього класу точності за ГОСТ 29329-92.

А.1. Технічна характеристика сідельного тягача

Сідельний тягач DAF FT XF-95.430 використовується для буксування напівпричепів різного призначення, із навантаженням на сідельно-зчіпний пристрій не більше *130375 H*, дорогами I, II категорій з метою доставки вантажів на далеку та дуже далеку відстань. Загальний вид сідельного тягача представлено на рис. А.1.

Опишемо особливості конструкції елементів силової передачі зазначеного сідельного тягача. Двигун DAF-XE315C – дизельний, чотиритактний, рядний, шестициліндровий, з рідинним охолодженням. Зчеплення – сухе, однодискове з гідравлічним приводом та підсилювачем. Коробка передач 16-ти ступінчаста – механічна, багатовальна. Перемикання передач в основній коробці організовано за допомогою механічного приводу, дільник та демультиплікатор управляються за допомогою дистанційного електропневмоприводу. Карданна передача відкритого типу двошарнірна з компенсаційним пристроєм у вигляді шліцьового з'єднання. Головна передача одноступінчата, подвійна, центральна. Основні параметри сідельного тягача DAF FT XF-95.430 представлені у табл. А.1.

Підвіска передніх коліс – залежна на малолистових ресорах щілинного типу з двотрубними масляними амортизаторами, задня підвіска – залежна пневматична з

двотрубними масляними амортизаторами та системою автоматичного керування рівнем кузова ECAS.

Кермове керування складається із кермового механізму з підсилювачем інтегрального типу та кермового приводу з нерозрізною трапецією.

Фактор опору повітря автопоїзда визначається за формулою:

$$W = k_n \cdot F_n = 0,8 \cdot 8,301 = 6,64 \ H \cdot c^2 / m^2,$$
(A1)

$$k_n = 0,8 \ H \cdot c^2 / m^4 - \text{коефіцієнт опору повітря [32];}$$

 $F_n = B_1^{t(1)} \cdot H_2^t = 2,065 \cdot 4,020 = 8,301 \ \text{м}^2$ –площа лобового опору [97].

де





Рисунок А.1 – Загальний вид сідельного тягача DAF FT XF-95.430

№ 3/П	Параметр		Позначення	Значення параметру
1	споряджена маса тягача, кг	загальна '	m_o^{t}	7620
		на передню вісь '	m_{ol}^{t}	5380
		на задню вісь '	$m_{o2}{}^t$	2240
2	відстань від центру мас тягача спорядженою масою до, м	передньої опори (передній міст) "	a_0^{t}	1,117
		задньої опори (задній міст) "	$b_0{}^t$	2,683
	максимально допустима маса тягача, кг	загальна "	m_a^{t}	20910
3		на передню вісь "	m_{al}^{t}	6989
		на задню вісь "	m_{a2}^{t}	13921
4	Максимальна маса НП, яка дозволена на сідельно-зчіпний пристрій, кг		$[m_{C3\Pi}^{t}]$	13290
5	Максимальна швидкість КТЗ, км /год		V _{max}	85
6	Максимальна потужність двигуна при 1500-2000 хв ⁻¹ , кВт		N _{max}	315
7	Максимальна частота обертання колінчастого вала двигуна, хв ⁻¹		n _{max}	2300
8	Максимальний крутний момент при 1050-1500 хв ⁻¹ , Нм		M _{max}	1950
9	Марка шин '		передній міст задній міст	385/65R22,5 315/70R22,5
10	Тиск у шинах переднього моста ', МПа		P_{ul}	0,83
	Тиск у шинах заднього моста ', МПа		P_{u2}	0,83
11	Найменше значення радіуса повороту тягача за слідом зовнішнього колеса, м		$R_{\omega 1(min)}{}^{36}$	8,5
12	Фактор опору повітря для автопоїзда, $H \cdot c^2 / M^2$		W	6,64

Таблиця А.1 – Технічна характеристика сідельного тягача

Примітка.

1. Позначка «'» означає параметри тягача, отримані безпосередньо за допомогою вимірювального обладнання.

2. Позначка «"» означає розраховані параметри сідельного тягача (підрозділ А.3 додатку А).

3. Інші параметри (без позначок) отримані з [96, 97].

Сідельний тягач має дві незалежні гальмівні системи: робочу і стоянкову. Робоча гальмівна система пневматична, двоконтурна з електронним керуванням (EBS), обладнана ABS. Гальмівні механізми передніх та задніх коліс дискові зі стандартним розташуванням гальмівних камер.

А.2. Технічна характеристика напівпричепа

Напівпричіп Fliegl SDS-350, загальний вид якого представлено на рис. А.2, є бортовим тентованим (об'єм кузова – 93 м³), має три підтримуючих мости фірми BPW, підвіска пневматична з системою автоматичного керування рівнем кузова ECAS та можливістю підйому переднього моста. Рама – зварна, сідельна плита із двохдюймовим шворнем. Пол товщиною 30 мм виготовлений із рифлених плит під високим тиском, призначений для роботи навантажувача. Додаткові опори розраховані на 24 тони, двошвидкісні. Основні параметри напівпричепа Fliegl SDS-350 представлена у табл. А.2.



Рисунок А.2 – Загальний вид напівпричепа Fliegl SDS-350

№ 3/П	Параметр		Позначення	Значення параметру
1	Вантажопідйомність ", кг		m_{θ}^{st}	27500
2	споряджена маса НП, кг	загальна '	m_o^{st}	7500
		на шворінь "	$m_{oC3\Pi}^{st}$	1788
		на мости візка '	$m_{o3}^{st} = m_{o4}^{st}$ $= m_{o5}^{st}$	1904
3	відстань від центра мас НП спорядженою масою до, м	передньої опори (СЗП) '''	a_0^{st}	5,766
		задньої опори (середина візка) "	$b_0{}^{st}$	1,804
4	повна маса НП, кг	загальна	m_a^{st}	35000
		на шворінь	$m_{aC3\Pi}^{st}$	11000
		на окремий міст візка	$m_{a3}^{st} = m_{a4}^{st}$ $= m_{a5}^{st}$	8000
5	Марка шин '		—	385/65R22,5
6	Тиск у шинах ', МПа		$P_{u3}^{st} = P_{u4}^{st}$ $= P_{u5}^{st}$	0,85
Масові параметри тягача у складі з некерованим НП спорядженою масою				
7	Загальна маса САП спорядженою масою		m_o^{tc}	15120
8	Маса сідельного тягача у складі з некерованим НП, що доводиться на, кг	передню опору (передній міст)	m_{ol}^{t}	5597
		задню опору (задній міст)	m_{o2}^{t}	3811
9	Відстань від центра мас сідельного тягача у складі з НП до, м	передньої опори (передній міст)	a_0^{t}	1,539
		задньої опори (задній міст)	$b_0{}^t$	2,261

Таблиця А.2 – Технічна характеристика базового напівпричепа

Примітка.

1. Позначка «'» означає параметри НП, отримані безпосередньо за допомогою вимірювального обладнання.

2. Позначка «"» означає розраховані параметри НП (підрозділ А.3 додатку А).

3. Позначка «'''» означає параметри НП, отримані у результаті формування його тривимірної твердотільної моделі (рис. А.4) у програмі SolidWorks [94].

4. Інші параметри (без позначок) отримані з [96].

Надбудова – передня стінка 25 мм алюмінієвий профіль висотою 1800 мм, бічні і задня стінки 25 мм алюмінієвий профіль висотою 600 мм відкидаються або знімаються. Три пари середніх стійок, міцно утримують тентований дах. Гальмівна система – двоконтурна з електронним керуванням (EBS).

А.З. Визначення координат центра мас окремих ланок автопоїзда

Будь-які складові частини КТЗ проектуються з урахуванням дії на них максимальної сили ваги або її похідних. Значення максимально допустимої ваги КТЗ регламентується законодавством тієї країни, в межах якої планується реалізація зазначеної продукції. Наприклад, такі автовиробники як DAF, Iveco, Scania, Volvo регламентують максимально допустиму масу автопоїзда – 44 т, інші фірми – 40 т, такі виробники причіпної техніки як Schmitz, Novtruck, Latre, Zremb регламентують максимально допустиму масу на тривісний візок напівпричепа – 27 т, інші фірми – від 21 до 24 т. Що указує на відсутність синхронізації законодавчих нормативів різних європейських країн щодо обмеження масових та геометричних параметрів КТЗ, хоча існує загальний для усіх країн Європейського Союзу законодавчий акт – DIRECTIVE 96/53/ЕС. Тому, повну масу прийнятого для досліджень САП, що доводиться на відповідні опори його ланок визначимо за трьох умов: 1 – конструктивні обмеження ланок САП [96]; 2 – враховуючи згідно 3 DIRECTIVE 96/53/ЕС; 3 – згідно з вимогами українського законодавства стосовно обмеження мас КТЗ.

Зважуванням окремих ланок прийнятого для досліджень автопоїзда отримали споряджену масу тягача, споряджену масу що доводиться на кожен з мостів тягача, споряджену масу всього автопоїзда та споряджену масу напівпричепа, що

доводиться на візок (табл. А.1, А.2). Інші масові параметри ланок автопоїзда визначимо у наступній послідовності.

1) Розділимо САП на окремі ланки із додаванням відповідно сили ваги НП на сідельно-зчіпний пристрій тягача, та реакції, що діє від сідельно-зчіпного пристрою тягача на шворінь напівпричепа, отримаємо розрахункові схеми ланок автопоїзда (рис. А.3). Враховуючи те, що система підресорювання заданого напівпричепа пневматичного типу з можливістю автоматичного регулювання рівня підлоги кузова, деформація шин усіх мостів НП буде однаковою, не залежно від рівномірності розподілу вантажу вздовж кузова. Це можливо за умови дії однакових значень нормальних реакцій зі сторони дороги, що дає змогу замінити їх сумарною реакцією, яка прикладається до центра середнього моста (R_{B3}^{st}).





Рисунок А.3 – Розрахункова схема САП для визначення масових параметрів та координат центру мас

2) Отримаємо вирази для визначення координат розташування центра мас ланок автопоїзда у площині X0Y:

напівпричепа –
$$a^{st} = \frac{R_{B3}^{st}}{G^{st}} \cdot (L'_2 + L''_2), \quad b^{st} = \frac{R_{C3II}^{st}}{G^{st}} \cdot (L'_2 + L''_2);$$
 (A.2)

сідельного тягача –
$$a^t = \frac{R_{z2}^t}{G^t} \cdot L_l, \qquad b^t = \frac{R_{z1}^t}{G^t} \cdot L_l.$$
 (A.3)

3) Отримаємо вирази для визначення повної сили ваги, що діє на кожну з опор напівпричепа:

на передню опору –
$$R_{C3\Pi(a)} = F_{C3\Pi(a)} = \frac{G_0^{st} \cdot b_0^{st} + G_{ld} \cdot b_{ld}}{L_2' + L_2''};$$
 (A.4)

на задню опору –
$$R_{B3(a)} = \frac{G_0^{st} \cdot a_0^{st} + G_{ld} \cdot a_{ld}}{L'_2 + L''_2}$$
. (A.5)

4) Отримаємо вирази для визначення повної сили ваги, що діє на кожну з опор сідельного тягача:

на передню опору –
$$R_{zal}^{t} = \frac{G_{0}^{t} \cdot b_{0}^{t} + F_{C3\Pi(a)} \cdot L_{I7}}{L_{I}};$$
 (A.6)

на задню опору –
$$R_{za2}^t = \frac{G_0^t \cdot a_0^t + F_{C3\Pi(a)} \cdot (L_1 - L_{17})}{L_1}$$
. (A.7)

Результати розрахунків занесемо до табл. А.З.

У [96] конструктивно обмежується повна маса на візок напівпричепа Fliegl SDS-350 – 24000 кг, на шворінь – 11000 кг, вантажопідйомність за умови спорядженої маси напівпричепа 6600 кг складає 28400 кг. Але, зважуванням прийнятого для досліджень порожнього напівпричепа визначили його споряджену масу, яка склала 7500 кг, тобто, враховуючи вище зазначені конструктивні обмеження, максимально можливе значення вантажопідйомності склада 27500 кг, що на 900 кг менше ніж за технічною характеристикою. Для сідельного тягача DAF FT XF-95 конструктивно обмежується повна маса, що доводиться на сідельнозчіпний пристрій значенням 13290 кг [96]. Але, сумісна робота зазначеного тягача та НП обмежує цей параметр значенням 11000 кг, до того ж, розподілення повної маси

між мостами сідельного тягача та повна маса автопоїзда не перевищують конструктивні обмеження.

Таблиця А.3 – Розподіл повної маси САП з базовим НП на відповідні опори його ланок

Параметр	Позначення	Допускаються конструкцією	Згідно з обмеженнями DIRECTIVE 96/53/EC	Згідно з Правилами дорожнього руху України	
повна маса сідельного тягача DAF FT XF-95.430, кг					
що допускається на сідельно-зчіпний пристрій	$[m_{C3\Pi}^{t}]$	11000	10122	8829	
загальна	m_a^{t}	18620	17742	16449	
на передній міст	m_{al}^{t}	6712	6605	6449	
на задній міст	m_{a2}^{t}	11908	11137	10000	
що допускається на задній міст	$[m_{a2}^{t}]$	13000	11500	10000	
повна маса напівпричепа Fliegl SDS-350 у базовому варіанті, кг					
загальна	m_a^{st}	35000	32380	28520	
на шворінь	$m_{aC3\Pi}^{st}$	11000	10122	8829	
на візок	m_{aB3}^{st}	24000	22258	19691	
повна маса автопоїзда DAF FT XF-95.430 + Fliegl SDS-350, кг					
вантажопідйомність	m _e	27500	24880	21020	
загальна, розрахована	m_a^{tc}	42620	40000	36140	
загальна, допустима	$[m_a^{tc}]$	44000	40000	40000	

DIRECTIVE 96/53/ЕС [19] обмежує чотири параметри: максимальну повну масу п'ятивісного сідельного автопоїзда – 40000 кг, максимально допустиму масу, що доводиться на тривісний візок напівпричепа – 24000 кг, максимально допустиму масу, що доводиться на ведучий міст тягача – 11500 кг, ведений – 10000 кг.

Для заданого автопоїзда, використовуючи формули А.4-А.7, отримаємо значення повних мас за умовою – повна маса на задній міст сідельного тягача не

перевищує 11500 кг. Цей параметр прийнятий в якості контрольного тому що при попередньому розрахункові він становив 11908 кг. Але один з параметрів перевищує допустиме значення – це повна маса автопоїзда, що дорівнює 41232 кг, зниження до 40000 кг якої можливе за рахунок зменшення вантажопідйомності з 26112 кг до 24880 кг, до того ж, значення повної маси, що доводиться на задній міст сідельного тягача складе 11137 кг. Для дотримання вимог Правил дорожнього руху України (загальна повна маса для автопоїздів загального призначення – 40000 кг, максимально допустима маса на будь-який міст КТЗ – 10000 кг) необхідно зменшити вантажопідйомність з 27500 кг до 21020 кг.

Переобладнання базового напівпричепа здійснювалось за рахунок заміни підтримуючих мостів керованими, конструкція яких розроблена у 4-му розділі. Також, в рамках зазначеного розділу вибрані гідроапарати для забезпечення роботи САКП, заснованої на технології steer-by-wire». Для визначення розподілу мас між опорами САП з переобладнаним напівпричепом відтворимо 3-D модель його базового варіанту за допомогою програми SolidWorks (рис. А.4) з дотриманням розподілу мас між опорами напівпричепа повною масою (11000 кг – на шворінь; 24000 кг – на візок).



Рисунок А.4 – Тривимірна твердотільна модель напівпричепа Fliegl SDS-350, створена у програмі SolidWorks

До того ж, масові параметри змодельованого напівпричепа відповідають тим, які отримані шляхом зважування. Переобладнання стосувалось заміні мостів напівпричепа у базовому варіанті на керовані, розміщенню гідроапаратури САКП за винятком гідромоторів у задньому звисі напівпричепа на відстані 1520 мм від центру третього моста до середини ящика з гідроапаратурою. Результат моделювання переобладнаного напівпричепа представимо в табл. А.4.

Маса гідроапаратів прийнята з табл. Ж.4. При визначені спорядженої маси переобладнаного напівпричепа не врахована маса трубопроводів.

Таблиця А.4 – Масові параметри автопоїзда з керованим напівпричепом спорядженою масою

№ 3/П	Параме	тр	Позначення	Значення параметру	
1	споряджена маса керованого НП, кг	загальна ""	m_o^{st}	8181	
		на шворінь	$m_{oC3\Pi}^{st}$	1698	
		на мости візка	$m_{o3}^{st} = m_{o4}^{st} = m_{o5}^{st}$	2161	
2	відстань від центра мас НП спорядженою масою до, м	передньої опори (СЗП) '''	a_0^{st}	6,000	
		задньої опори (візок)	b_0^{st}	1,570	
Масові параметри тягача у складі з керованим НП спорядженою масою					
3	Загальна маса САП		$m_o{}^{tc}$	15801	
4	маса сідельного тягача у складі з керованим НП, що доводиться на, кг	передню опору (передній міст)	m_{o1}^{t}	5586	
		задню опору (задній міст)	$m_{o2}{}^t$	3732	
5	відстань від центра мас сідельного тягача у складі з керованим НП до, м	передньої опори (передній міст)	a_0^{t}	1,522	
		задньої опори (задній міст)	b_0^{t}	2,278	
Значення повної маси переобладнаного напівпричепа отримаємо за аналогічною схемою отримання повної маси базового напівпричепа, тобто, використовуючи формули А.4-А.7. В якості вантажу використаємо двадцять вісім євро-піддонів розмірами 1200×800×1875 мм з газобетоном (виступає в якості основного вантажу при здійсненні транспортної роботи), які рівномірно розподілені вздовж кузова напівпричепа. Результати розрахунків занесемо до табл. А.5.

Таблиця А.5 – Розподіл повної маси САП з керованим напівпричепом на відповідні опори його ланок

Параметр	Позначення	Допускаються конструкцією	Згідно з обмеженнями DIRECTIVE 96/53/EC	Згідно з Правилами дорожнього руху України			
1	2	3	4	5			
повна маса сідельного тягача DAF FT XF-95.430, кг							
що допускається на сідельно-зчіпний пристрій	$[m_{C3\Pi}^{t}]$	10521	9804	8829			
загальна	m_a^{t}	18141	17424	16449			
на передній міст	m_{al}^{t}	6654	6567	6449			
на задній міст	m_{a2}^{t}	11487	10857	10000			
що допускається на задній міст	$[m_{a2}^{t}]$	13000	11500	10000			
повна маса напівпричепа Fliegl SDS-350 у переобладнаному варіанті, кг							
загальна	m_a^{st}	34521	32380	29471			
на шворінь	$m_{aC3\Pi}^{st}$	10521	9804	8829			
на візок	m_{aB3}^{st}	24000	22576	20642			
повна маса автопоїзда DAF FT XF-95.430 + Fliegl SDS-350, кг							
вантажопідйомність	m _e	26340	24199	21290			
загальна, визначена	m_a^{tc}	42141	40000	37091			
загальна, допустима	$[m_a^{tc}]$	44000	40000	40000			

Координати розташування центру мас відповідної ланки САП повною масою, які отримані за допомогою формул А.2 та А.3, занесемо до табл. А.6.

Ланка САП	Позначення параметру	Допускаються конструкцією	Згідно з обмеженнями DIRECTIVE 96/53/EC	Згідно з Правилами дорожнього руху України			
САП з некерованим напівпричепом							
сідельного тягача, м	$a_a{}^t$	2,430	2,385	2,310			
	$b_a{}^t$	1,370	1,415	1,490			
напівпричепа, м	a_a^{st}	5,191	5,2035	5,2265			
	b_a^{st}	2,379	2,3665	2,3435			
САП з керованим напівпричепом							
сідельного тягача, м	$a_a{}^t$	2,406	2,368	2,310			
	$b_a{}^t$	1,394	1,432	1,490			
напівпричепа, м	a_a^{st}	5,263	5,278	5,302			
	b_a^{st}	2,307	2,292	2,268			

Таблиця А.6 – Координати центра мас сідельного автопоїзда повною масою

Проаналізуємо отримані значення масових параметрів автопоїзда, представлених у табл. А.3, А.5 та А.6. За рахунок збільшення спорядженої маси керованого напівпричепа у порівнянні з некерованим на 681 кг та зміщення центра спорядженої маси НП вздовж його осі у бік візка на 234 мм з метою виконання визначення масових параметрів некерованого обмежень, встановлених для напівпричепа, зменшена вантажопідйомність керованого напівпричепа на 1160 кг для першої умови; на 681 кг – для другої умови та збільшена на 270 кг – для третьої умови. Крім того, центр мас керованого НП повною масою змістився у бік візка на: 72 мм, 74,5 мм та 75,5 мм відповідно, а сідельного тягача у бік переднього моста – на 24 мм, 17 мм відповідно для першої та другої умови і не змістився – для третьої УМОВИ.

А.4. Формування блоку вихідних даних у середовищі імітаційного моделювання

Для визначення параметрів руху сідельного автопоїзда у другому розділі дисертаційної роботи запропонована імітаційна модель (рис. 2.2), вихідні дані до якої сформовані в окремому блоці №2 (рис. 2.3, д), що складається з трьох підблоків характеристика напівпричепа A.5): технічна (блок №2.1), технічна (рис. характеристика сідельного тягача (блок №2.2) та стан дорожнього покриття (блок №2.3). Структурна схема останнього блоку представлена на рис. 2.3, а. Блоки №2.1 та №2.2 мають ідентичну структурну схему, що складається з трьох подібних для обох ланок автопоїзда блоків: «Технічна характеристика ланки САП», «Блок визначення вихідних параметрів» та «Контрольні параметри». Крім того, для автоматизації процесу визначення перерозподілу мас ланок сідельного автопоїзда в блоці №2 (рис. А.6 та рис. А.8) передбачено певний механізм, опишемо його. В залежності від кількості мостів, якими напівпричіп на момент зважування спирався на опорну поверхню з метою визначення його власної маси (або у будь-який інший спосіб), що доводиться на відповідні опори, до блоку №1 (рис. А.6) заносяться значення власної маси НП, розрахункової поздовжньої бази (відстань від шворня до осі нейтральної поворотності при некерованому варіанті напівпричепу) та колісної бази. Для усіх інших варіантів спирання напівпричепу на опорну поверхню перерахунок мас відбувається в автоматичному режимі (блок №1, рис. А.7) з розміщенням результатів у блоці №3 (рис. А.6). Далі, в залежності від прийнятого варіанту спирання напівпричепу, використовуючи дані з блоку №3 (рис. А.6), корегують значення власної маси напівпричепа, та значення розрахункової поздовжньої бази у блоці №1 (рис. А.6).

Додатково, до блоку №1 (рис. А.6) заносяться значення маси вантажу з поздовжньою координатою розташування його центру мас та логічна матриця кількості коліс НП. Цих параметрів вистачає для визначення перерозподілу мас між опорами навантаженого напівпричепа (блок №2, рис. А.7), одна з яких (маса, що

доводиться на шворінь, *m_fw*) передається до блоку №2.2 (рис. А.5), де, завдяки блоку №2 (рис. А.8) визначається перерозподіл мас між опорами тягача.



Рисунок А.5 – Блок №2 з рис. 2.3, д «Блок вихідних даних» для

визначення динаміки руху сідельного автопоїзда



Рисунок А.6 – Структура блоку №2.1, зображеного на рис. А.5

Для контролю за значеннями мас, що доводяться на відповідні опори сідельного автопоїзда в залежності від маси вантажу та координати розміщення його центра мас, зазначені параметри направляються до блоку №8 (рис. 2.2). Для визначення координат розміщення коліс у блоці №1 (рис. А.6 та А.8) задаються колія коліс тягача та напівпричепа, логічні матриці керованих та ведучих коліс, значення плеча обкатки для керованих коліс, максимальне значення моменту опору повороту коліс

Додатково, для тягача в блоці №1 (рис. А.8) задається значення передаточного числа рульового механізму (за умови його незмінності при повороті коліс, або для спрощення розрахунків) та фактор опору повітря автопоїзда.

В блоки №4 (рис. А.6) та №3 (рис. А.8) з метою контролю отриманих результатів виводяться дані масових та інерційних параметрів, координати розташування коліс відповідної ланки автопоїзда.



Рисунок А.7 – Структура блоку №2 зображеного на рис. А.6



Рисунок А.8 – Структура блоку №2.2 зображеного на рис. А.5

Додаток Б

Аналіз систем керування поворотом напівпричепів та функціональні зв'язки між їх елементами

Б.1. Аналіз систем керування поворотом за типом приводу

Проаналізуємо характерні варіанти САКП для напівпричепів на предмет виконання зазначених у підрозділі 1.2 вимог у наступній послідовності: з механічним приводом (рис. Б.1), з гідростатичним приводом (рис. Б.2), з комбінованим приводом (рис. Б.3).

На рис. Б.1 представлено шість характерних варіантів САКП з механічним приводом, проаналізуємо їх конструктивні особливості. ЕЗПП пристрою для повороту коліс напівпричепа, а. с. № SU 455030 [119] (рис. Б.1, *a*), пристрою для повороту коліс напівпричепа транспортного засобу, а. с. № SU 747764 [120] (рис. Б.1, *б*), пристрою для повороту коліс напівпричепа автопоїзда, а. с. № SU 1242416 A1 [121] (рис. Б.1, *в*) є копір 1, додатковим елементом є тягова балка 2, поворотне коло 10 або кулачок 12 відповідно. В якості ЕЗПП пристрою для керування колесами напівпричепа транспортного засобу, а. с. № SU 1049323 A [122] (рис. Б.1, *г*) запропоновано тягову балку 2 та дишло 11. В якості передаточного елементу САКП для а. с. № SU 455030, № SU 747764, № SU 1242416 A1 запропоновано тросовий привод 3, а. с. № SU 1049323 A – система тяг у вигляді паралелограму 18.

Перші два винаходи призначені для керування одним поворотним мостом 7. Для організації керування поворотним візком та двома поворотними мостами (рис. Б.1, *в*) до тросового приводу додається кулісний механізм 13, який вільно переміщується вдовж балки середнього неповоротного моста в наслідок здійснення повороту візка відносно нерухомого пальця 14, при цьому кронштейн 15 переміщується відносно нерухомого пальця 16. Далі, за допомогою системи тяг, що утворюють дві кермові трапеції, здійснюють поворот переднього та заднього мостів 7 візка. У четвертому винаході в якості ВЕ виступають поворотні колеса 9.



a) a. с. № SU 455030; б) a. с. № SU 747764; в) a. с. № SU 1242416;
г) a. с. № SU 1049323 А; д) та е) САКП фірми Tridec моделі відповідно TD/C та TF Рисунок Б.1 – Схеми САКП з механічним приводом

На сьогодні компанією Tridec [123] випускаються САКП з механічним приводом прямого керування на один поворотний міст – TD/C (рис. Б.1, *д*), декілька мостів – TR, поворотні колеса – TF (рис. Б.1, *e*), та подвійного керування – TD-X. В

якості ЕЗПП для усіх варіантів САКП використовується копір 1, для моделей TR, TF, TD-X передбачено додатковий елемент — дишло 11. В якості приводу використовується тягова балка 2 для одного моста, або додаткова система тяг 20, 21, 22, зв'язаних між собою передаточним механізмом 19. Компанія Trackaxle пропонує для тривісних напівпричепів САКП подвійного керування за принципом a. с. \mathbb{N} SU 1242416 A1, (рис. Б.1, *в*), різниця полягає у заміні тросового приводу на дві тягові балки, кулісного механізму — на дві тяги, що керують поворотом переднього та заднього мостів за X-схемою, також, у зазначеній САКП передбачено механізм блокування повороту візка.

Розглянуті варіанти відносяться до САКП прямої дії з приводом прямого керування окрім а. с. № SU 1242416 A1, де представлена САКП прямої дії з приводом подвійного керування.

Тепер проаналізуємо відповідність запропонованих авторами конструктивних рішень вимогам (підрозділ 1.2). Так, усі розглянуті САКП не відповідають четвертій та сьомій вимогам, тобто, для забезпечення напівпричепа системою керування поворотом з механічним приводом необхідно значно змінити компоновку напівпричепа та конструкцію монтажної плити шворня, або сідельно-зчіпного пристрою тягача, щодо руху автопоїзда заднім ходом, кількість маневрів та, як наслідок – робота водія не зменшується у порівнянні з некерованим напівпричепом. Першій, другій, п'ятій та восьмій вимогам – частково, а саме: обмеження роботи САКП при незначному куті складання ланок САП (40°), проектування САКП для фіксованого розташування осі нейтральної поворотності, не забезпечують безпеку маневрування автопоїзда біля терміналу або стоянки, але при перенавантаженнях ВЕ передбачено автоматичне вимкнення САКП за рахунок виходу роликів 4 (рис. Б.1, а, б, в) із зачеплення з ЕЗПП, роботою шарнірів 17 (рис. Б.1, г), зміни довжини тягової балки 2 (рис. Б.1, д, е). Третій вимозі сучасні САКП відповідають у повному обсязі – автономність напівпричепа від тягача забезпечується монтажем усіх елементів САКП на рамі напівпричепа, для зв'язку з сідельно-зчіпним пристроєм використовується направляючий клин. Відсутність пристроїв блокування ВЕ (конструктивна складність), збільшує свободу взаємного переміщення елементів

САКП з причини значного зносу шарнірів, розтягнення або руйнування тросів, тобто, погіршує курсову та траєкторну стійкість руху автопоїзда, що не відповідає шостій вимозі.

На рис. Б.2 представлено чотири характерних варіанти САКП з гідростатичним приводом, проаналізуємо їх конструктивні особливості.



а) № SU 1521653; б) пат. № RU 2372241; в) пат. № RU 2371344;
 г) САКП фірми Tridec моделі HF
 Рисунок Б.2 – Схеми САКП з гідростатичним приводом

Загальним елементом ЕЗПП приводу для керування колесами напівпричепа, а. с. № SU 1521653 A1 [124] (рис. Б.2, *a*), та автопоїзда, пат. № RU 2372241 [125] (рис. Б.2, *б*) є циліндр двосторонньої дії 1 з двостороннім штоком, додатковим елементом є кронштейн 4 або зубчасте колесо 6, які нерухомо прикріплені до сідельно-зчіпного пристрою. В якості ЕЗПП великовагового автопоїзда, пат. № RU 2371344 [126] (рис. Б.2, *в*) запропоновано моментний гідравлічний циліндр 1. В якості передаточного елементу усіх САКП з гідростатичним приводом виступає робоча рідина. Виконуючим елементом гідростатичного приводу для відповідних корисних моделей є гідравлічний циліндр двосторонньої дії 3 з двостороннім штоком, додатковим елементом є кронштейн 4 або зубчасте колесо 6, які нерухомо прикріплені до поворотного кола візка або моста, у третьому патенті використовується моментний гідравлічний циліндр 3. В якості виконуючого елементу САКП можуть бути використані, переважно, поворотний візок 5 або поворотний міст 11.

На сьогодні компанією Tridec випускається САКП з гідростатичним приводом на один поворотний міст – HF [123] (рис. Б.2, *г*). ЕЗПП зазначеного варіанту САКП комбінованого типу, що складається з копіру 8, тягової балки 9, двох гідравлічних циліндрів двосторонньої дії 1 з одностороннім штоком, та кронштейну 10, який має змогу переміщуватись вдовж дишла. В якості ВЕ приводу слугують два гідравлічні циліндри двосторонньої дії 3 з одностороннім штоком.

Зазначені варіанти відносяться до САКП прямої дії з приводом прямого керування.

Тепер проаналізуємо відповідність запропонованих авторами конструктивних рішень вимогам. За аналогією з механічним гідростатичний привод не відповідає четвертій та сьомій вимогам. Першій, другій, третій, п'ятій та восьмій вимогам – частково, а саме: обмеження роботи САКП розмірами гідравлічних циліндрів, проектування САКП для фіксованого розташування ВНП, не забезпечують безпеку маневрування автопоїзда біля терміналу або стоянки, але при перенавантаженнях ВЕ передбачено гідроакумулятори 2 (рис. Б.2, *а*), в усіх зазначених САКП з гідростатичним приводом необхідно використовувати спеціальні сідельно-зчіпні пристрої тягача, хоча, монтаж усіх елементів САКП реалізовано на рамі напівпричепа. У порівнянні з механічним приводом, гідростатичний має меншу масу, більшу собівартість. Наявність гідроакумуляторів дає змогу з метою виконання шостої вимоги передбачити для приводу САКП елементи блокування.

Як компроміс між механічним та гідростатичним приводами у більшості випадків для САКП напівпричепа використовують різні варіанти комбінованих

приводів (переважно – гідромеханічні). На рис. Б.3 представлено п'ять характерних варіантів САКП з комбінованим приводом, проаналізуємо їх конструктивні особливості.

B якості ЕЗПП пристрою керування напівпричепа, для колесами а. с. № SU 856883 [127] (рис. Б.3, *а*) використовують гідророзподільник 1, золотник якого переміщується відносно нейтрального положення при складанні автопоїзда, або золотник 2 при ручному керуванні поворотом коліс напівпричепа; для системи допомоги у керуванні поворотом одного або декілька мостів таких транспортних засобів, як вантажного автомобіля, причепа або напівпричепа під час руху заднім ходом пат. № ЕР 0845403 А2 [128] (рис. Б.З, б) використовують трос 8, який забезпечує механічний зв'язок між сошкою 9 кермового механізму тягача та приводного механізму 10 гідророзподільника; для системи кермового керування великовантажного сідельного автопоїзда, пат. № RU 2312034 C1 [129] (рис. Б.З, в) використовують гідравлічний циліндр задавання 7, який приводиться в дію від рульової трапеції керування колесами напівпричепа, тягача; системи пат. № RU 2440265 [130] (рис. Б.З, г) виступає V-подібна рама 17, яка при відповідному сигналі з пульта керування на пневматичний кран 18, який керує дією пневматичних циліндрів 19, опускається до моменту забезпечення контакту коліс 20 з дорожнім полотном, та слугує для відтворення траєкторії руху задніх коліс тягача колесами напівпричепа.

Привод перших трьох винаходів – гідромеханічний, що складається: для а. с. № SU 856883 з гідравлічного циліндру 3 та тросів 4, які між собою пов'язані важелем 5, ручне керування системою є можливим завдяки пружинам 7; для пат. № EP 0845403 A2 з гідравлічного циліндру 3 та рульової трапеції 12; для пат. № RU 2312034 C1 з гідророзподільника 14, насосу, бака, виконуючого гідравлічного циліндру 3 рульових трапецій 12, які між собою пов'язані тягою 16. Привод четвертого винаходу – пневмомеханічний, що складається з тяги 21, яка передає зусилля при повороті V-подібної рами відносно шворня 25 на тягу 24 через кронштейн 22 з внутрішньою та зовнішньою сошками, підсилення забезпечують пневмоциліндри 23, далі зусилля передається до поворотних цапф поворотних коліс 13 через рульову трапецію 12.



а) а. с. № SU 856883; б) пат. № EP 0845403 A2; в) пат. № RU 2312034 C1;
г) пат. № RU 2440265; д) САКП фірми Tridec моделі HS
Рисунок Б.3 – Схеми САКП з комбінованим приводом

В якості виконуючих елементів для а. с. № SU 856883 можуть застосовуватись поворотний міст 6 або поворотний візок; для інших винаходів – поворотні колеса 13.

Блокування САКП пат. № ЕР 0845403 А2 здійснюється за допомогою пульта, з якого подається електричний сигнал на клапан керування 14, що забезпечує необхідний тиск у відповідних об'ємах гідравлічного циліндру 3 для блокування коліс. При цьому робота рульового керування тягача залишається можливою

завдяки пружин у приводному механізмі 10. Встановлення коліс напівпричепа у нейтральне положення пат. № RU 2440265 здійснюється автоматично при підніманні V-подібної рами, блокування – пневматичними циліндрами 23. При відсутності повітря у системі V-подібну раму можна підняти механічною лебідкою із фіксацією у верхньому положенні. Рух заднім ходом забезпечується ручним керуванням системою через важелі 26 при піднятій V-подібній рамі.

На сьогодні компанією Tridec випускається САКП з гідромеханічним приводом на три поворотні мости – HS [123] (рис. В.3, *д*). ЕЗПП зазначеного варіанту САКП комбінованого типу, що складається з копіру 27, тягової балки 28, двох гідравлічних циліндрів двосторонньої дії 7, та кронштейну 10, який має змогу переміщуватись вдовж дишла. В якості виконуючого елементу приводу слугують два гідравлічні циліндри двосторонньої дії 3 з одностороннім штоком, які повертають середній міст напівпричепа на необхідний кут, кути повороту переднього та заднього мостів визначаються точками кріплення тяг 16 до мостів.

Зазначені варіанти відносяться до САКП прямої дії з приводом прямого керування.

Шодо відповідності запропонованих авторами конструктивних рішень вимогам, то спостерігається аналогія з механічним та гідростатичним приводами. Найбільш доцільним є застосування САКП з комбінованим приводом для напівпричепів з кількістю керованих мостів більше двох. Перевагу слід віддавати гідромеханічному приводу, де в якості механічної складової виступає рульова трапеція, та електрогідромеханічному, ЕЗПП якого – електричного типу. Останній найбільш варіант САКП пристосований до приводу електронного або мікропроцесорного керування.

Б.2. Порівняння електронних та мікропроцесорних керуючих елементів, які використовуються в системах керування поворотом напівпричепів

Електронне або мікропроцесорне керування може бути застосовано виключно для САКП з будь яким комбінованим приводом. Електромеханічний привод за своєю компактністю, надійністю, масою, трудомісткістю обслуговування переважає гідромеханічний привод, але головний недолік електромеханічного приводу за аналогією 3 електричним підсилювачем кермового керування автомобіля (обмеження застосування електричних підсилювачів вантажними автомобілями особливо малого класу) – це необхідність у більш потужному серводвигуні та додатковому механічному редукторі для подолання значних сил опору повороту керованих коліс, що, в свою чергу, значно збільшує масу, вартість складових приводу, та їх ремонту. Хоча, на рис. Б.4, а [131] представлено оригінальний пристрій для керування поворотом ведених ланок автопоїзда за а. с. № SU 652019, який засновано на роботі електромеханічного приводу САКП (цей пристрій так і залишився на стадії винаходу).

Далі, більш детально, розглянемо принцип дії зазначеного пристрою і ще чотирьох варіантів організації керування САКП (рис. Б.4).

В якості ЕЗПП пристрою для керування поворотом ведених ланок автопоїзда (рис. Б.4, а) запропоновані датчики 2 кутів повороту передніх керованих коліс 1 тягача та відповідних коліс 10 напівпричепа. В якості пристрою для обробки сигналів датчиків та формування сигналу для керування елементами приводу САКП запропонований пристрій запам'ятовування. Розроблений пристрій призначено для роботи з електроприводом САКП, та будь-яким типом виконуючих елементів.

Пристрій працює наступним чином. При вході автопоїзда у поворот датчики вузла повороту 2 фіксують кут повороту передніх коліс тягача та посилають сигнал у блок записування 3 вузла запам'ятовування. Блок записування перетворює сигнал в зручний для записування на магнітний носій вигляд і посилає його на головку записування 4.



а) а. с. № SU 652019; б) а. с. № SU 1655833 А1; в) схема електронного керування
 САКП фірми Breeman International; г) а. с. № RU 2096230; д) схема електронного керування САКП фірми VSE

Рисунок Б.4 – Елементи керування САКП напівпричепів

Головка 4 записує сигнал на магнітний барабан 5, який обертається зі швидкістю, пропорційній швидкості обертання відповідних коліс напівпричепа 10. Пластина 14, на якій посаджена головка записування 4, приводиться в обертання від водила 13 диференціала, бокові шестерні 12 якого обертаються зі швидкістю, пропорційній відповідно швидкості обертання передніх коліс тягача і відповідних коліс напівпричепа.

Таким чином, головка 4, пересуваючись уздовж кола барабана з різницею швидкостей коліс, у кожен момент часу встановлюється на відстані, пропорційно довжині шляху від передніх коліс тягача до відповідних коліс напівпричепа. При проходженні цього шляху відповідні колеса НП попадуть в ту точку траєкторії, кут повороту якої був записаний на магнітний барабан 5. У цей момент відбудеться зчитування сигналу головкою 6. Далі сигнал електричним зв'язком передається на записуючу головку наступного моста НП та в блок відтворення 7, який перетворить сигнал для можливості керування кроковим електродвигуном 8. Кроковий електродвигун повертає відповідні колеса напівпричепа 10 на такий же кут, на який були повернені передні колеса тягача в цій точці траєкторії. Далі сигнал стирається і магнітний барабан готовий для записування нових сигналів. При виході з повороту на прямолінійну ділянку шляху контакти датчиків 9 замикаються, відключаючи за допомогою муфти 11 водило 13 від пластини 14. При цьому поворотна пружина повертає її до упору і головка 4 встановлюється від головки 6 на відстань, пропорційну подовжній базі ланки.

В умовах експлуатації можлива поява помилок при визначенні шляху запізнювання, пов'язаних з пробуксовуванням коліс, бічним відведенням еластичних шин і іншими випадковими чинниками. Проте, ці помилки обмежуються встановленням упорів.

В якості ЕЗПП пристрою керування автопоїздом за а. с. № SU 1655833 A1 (рис. Б.4, б) [132] запропоновано датчики кута складання автопоїзда, кута повороту виконуючого елементу та датчик лінійної швидкості руху автопоїзда. В якості пристрою для обробки сигналів датчиків та формування сигналу для керування елементами приводу САКП передбачено блок 1 (електронний – функціонування на

основі аналогового сигналу або мікропроцесорний – на основі дискретного сигналу). Розроблений пристрій передбачений для роботи з електричним, електрогідравлічним, гідромеханічним або іншим комбінованим приводом САКП з будь-яким типом виконуючого елементу. Для винаходу, що розглядається, в якості виконуючого елементу виступає поворотний візок.

Пристрій працює наступним чином. За умов руху автопоїзда на вхід блоків 1 і 6 подаються сигнали від датчиків ЕЗПП. В блоці 1 формується сигнал, відповідний до розрахункового кута повороту виконуючого елементу 5. В суматорі 2 ця величина порівнюється з дійсним значенням кута повороту виконуючого елементу. Величина їх різниці посилюється у пристрої 3 та елементи приводу САКП 4 здійснюють коректування положення виконуючого елементу.

На сьогодні вище зазначена блок-схема електронного (мікропроцесорного) керування реалізована для керування одним поворотним мостом фірми Breeman International (рис. Б.4, в) [35] або двома поворотними мостами фірми VSE (рис. Б.4, ∂) [47] САКП з електрогідромеханічним приводом. В якості ЕЗПП для цих схем виступає датчик кутових переміщень 1, який визначає дійсний кут складання автопоїзда. Далі цей сигнал передається до електронного блоку керування (ЕБК) 3, тобто, ЕЗПП є електричного типу. До ЕБК, також, передається сигнал від датчика кутових переміщень 2, місце розташування якого – на поворотній цапфі. В ЕБК порівнюються отриманий сигнал фактичного кута повороту, та значення теоретично необхідного кута повороту цапфи, що відповідає куту складання автопоїзда. Розбіжності у кутах повороту цапфи компенсуються формуванням відповідного сигналу ЕБК для електродвигуна приводу насосу 13 та гідроблоків 4, 8, які, в свою чергу, регулюють тиск у відповідних ємкостях гідравлічних циліндрів 5, за рахунок чого, через механічну систему 6 здійснюється коректування кутів повороту коліс 7 керованого моста. Блокування коліс у положенні для прямолінійного руху здійснюється окремим контуром гідравлічної частини приводу САКП, що складається з гідроблоку 4, гідравлічних циліндрів 5 та гідропневмоакумуляторів 9. Живлення приводу САКП здійснюється за допомогою акумуляторної батареї напівпричепа 12, яка заряджається через контролер 11 від акумуляторної батареї

тягача 10. Діагностування працездатності САКП здійснюється через спеціальні діагностичні виводи 14.

В якості ЕЗПП пристрою для реалізації способу керування рухом багатоланкового транспортного засобу за а. с. № RU 2096230 (рис. Б.4, *г*) [133] запропоновано датчик кута повороту вихідного валу рульового механізму тягача автопоїзда, та магнітні головки ведучої й веденої ланок. В якості пристрою для обробки сигналів датчиків та формування сигналу для керування елементами приводу САКП передбачено блок запізнення, компаратор та суматор. Розроблений пристрій передбачений для роботи з електричним або комбінованим приводом САКП та будь-яким варіантом виконуючого елементу.

Зазначений пристрій, що містить магнітний компонент, працює наступним чином. При зміні напрямку руху ведучої ланки автопоїзда, величина і знак повороту вихідного валу рульового механізму 1 визначаються за допомогою датчика 2, який посилає відповідний сигнал, що має певну величину і відповідний знак, в блок запізнення 3. У цьому блоці отриманий сигнал запам'ятовується і затримується у пам'яті на деякий час, який витрачається на переміщення відповідної веденої ланки на місце, яке займала ведуча ланка у момент подачі даного сигналу датчиком 2. При цьому, чим далі від ведучої ланки знаходиться ведена ланка, тим довше затримується сигнал. Магнітними головками 4 зчитується магнітний слід, що залишається на проїжджій частині магнітною головкою ведучої ланки, що записує, формуються сигнали, пропорційні відстані від цих головок до вказаного сліду. Ці сигнали поступають до компаратору 6, який визначає їх різницю або їх співвідношення і подає відповідний сигнал у відповідному масштабі, прийнятого для даного КТЗ, в суматор 5, до якого, також, поступає сигнал від блоку запізнення 3. Сигнал, що поступив від блоку запізнення, коректується з урахуванням сигналу, прийнятого від компаратора. Так, якщо величина сигналу від компаратора дорівнює нулю, то перший причіп автопоїзда рухається точно за траєкторією ведучої ланки і тоді сигнал від блоку запізнення проходить через суматор до відповідних елементів приводу САКП без змін. В цьому випадку виконуючі елементи 8 причепа повертається на такий же кут, як і керовані колеса ведучої ланки в той момент часу,

коли ця ланка знаходилася на цьому самому місці дороги. Якщо ж сигнал від компаратора відмінний від нуля, то в цьому випадку сигнал, що поступив від блоку запізнення, складується зі сигналом від компаратора з урахуванням розташування причепа від ведучої ланки автопоїзда. Наприклад, сигнал від блоку запізнення умовно позитивний: показує, що керовані колеса ведучої ланки були повернені вправо, а сигнал від компаратора є теж, умовно, позитивним, це вказує на відхилення від траєкторії ведучої ланки вліво, то ці сигнали складуються і тоді до відповідних елементів приводу САКП від суматора поступає загальний сигнал більшої величини, який організує поворот виконуючого елементу 8 причепа на кут, більший від кута повороту коліс ведучої ланки. Це дозволяє повернути причіп на траєкторію ведучої ланки. За аналогічною схемою працює САКП для інших причепів автопоїзда (на рис. Б.4, *г*, паралельно розглянутій, представлена керуюча гілка другого причепа).

Б.З. Аналіз існуючих способів формування керуючого сигналу для виконуючого елементу системи

Способи формування керуючого сигналу, що розглянуті у даному підрозділі, можуть застосовуватись тільки для САКП непрямої дії, так як керуючі дії формуються у залежності від поточних значень кутів складання ланок автопоїзда або кутів повороту коліс його ведучої ланки, швидкості руху, швидкості складання ланок автопоїзда, швидкості повороту керма тягача.

Так, Ібрагімовим Є. Н. для пристрою керування автопоїздом [135] пропонується визначати кут повороту коліс напівпричепа за формулою:

$$\alpha_{3} = K_{n}\alpha_{2} - (L_{2} / 3V) \cdot \omega_{a3}, \qquad (5.1)$$

де α_3 – кут повороту задніх коліс напівпричепа;

 K_n – коефіцієнт пропорційності;

*α*₂ – кут складання автопоїзда;

*L*₂ – база напівпричепа;

V-швидкість руху автопоїзда;

*ω*_{а3} – швидкість зміни кута повороту задніх коліс напівпричепа.

При цьому:

$$K_n = K_n^{\circ} - W\delta , \qquad (B.2)$$

де K_n° – коефіцієнт пропорційності без урахування кутів відведення ($K_n^{\circ} = 1$); $W\delta$ – додатковий член, що враховує кути відведення.

Для визначення співвідношення між кутами повороту передніх і задніх коліс Мурог І. А. у [134] запропонував використовувати залежність:

$$y = a \cdot x^b \cdot e^{cx} , \qquad (\mathbf{5.3})$$

де *a*, *b*, *c* – постійні коефіцієнти, при цьому с < 0, b > 0;

x – кут повороту передніх коліс КТЗ;

у – кут повороту задніх коліс КТЗ.

Зазначені коефіцієнти визначаються у залежності від прийнятого кута запізнення повороту коліс заднього керованого моста у порівнянні з поворотом коліс переднього керованого моста. Залежність кутів повороту коліс заднього моста від швидкості руху КТЗ формується змінним передаточним відношенням рульового механізму.

Абрамов А. М. у [135] розробив стратегію керування довгобазним автопоїздом, що полягає у наступному: система керування має два канали керування (рис. Б.5): основний, що обробляє задані водієм керуючі дії у вигляді кута повороту керма $\alpha_{p\kappa}$, та коректувальний, який використовує в якості параметрів задавання сигнали з датчиків зворотного зв'язку — швидкості руху автопоїзда V_x , бокового прискорення керованого візка j_y та його кутової швидкості відносно вертикальної осі ω_z . В основному каналі керування кут повороту керма $\alpha_{p\kappa}$ з використанням математичної моделі номінального розташування ланок автопоїзда перетворюється у керуючий сигнал для повороту коліс керованого моста напівпричепа.

Кут повороту середнього колеса керованого моста (для «велосипедної» моделі) автор пропонує визначати з виразу:

$$tg\alpha_{3} + tg\left(\delta_{32} - \delta_{31}\right) = \frac{L_{2}}{L_{1}} \cdot \left(tg\alpha_{1} + tg\left(\delta_{12} - \delta_{11}\right)\right), \tag{B.4}$$

де δ – кути відведення;

L – поздовжня база;

індекси *1, 2, 3* стосуються тягача та візка причіпної ланки відповідно; α – кути повороту коліс керованих мостів тягача та напівпричепа.



Рисунок Б.5 – Структурна схема системи керування довгобазного автопоїзда

Час затримки повороту коліс керованого моста НП визначається за формулою:

$$\Delta t_{3AT} = L_2 / V_X, \tag{E.5}$$

де V_X – швидкість руху автопоїзда.

David Cebon запатентував [136] ідею щодо формування сигналу для керування поворотом виконуючого елементу НП за допомогою PID-контролера (рис. Б.6).



Рисунок Б.6 – Структурна схема процесу формування сигналів для керування виконуючим елементом напівпричепа

Основна ідея полягає у наступному: отримуючи дані щодо фактичного кута повороту напівпричепа відносно вертикальної осі, PID-контролер порівнює його значення з кутом, що розраховується для ідеальної моделі повороту напівпричепа, після чого, для мінімізації похибки, відбувається або збільшення кута повороту коліс НП або його зменшення на величину:

$$\delta_{add} = K_{PID} \cdot \left(\psi_2' - \psi_2 \right),$$

де ψ'_2 та ψ_2 – відповідно фактичні та теоретично необхідні кути повороту ланок автопоїзда;

*К*_{*PID*} – коефіцієнт, що враховує властивості PID-контролера.

Для визначення необхідних кутів повороту коліс D. Cebon збудував розрахункову модель (рис. Б.7) для отримання залежності (Б.6):

$$\delta_{m,ack} = tg^{-l} \left(\left(\frac{d}{L_2 + d} \right) \cdot tg\left(\beta_{LP} \right) + \left(\frac{L_2}{L_2 + d} \right) \cdot tg\left(\beta_{FP} \right) \right), \tag{E.6}$$

де *d* – відстань від середнього моста до точки слідування;

 L_2 – база напівпричепа;

 β_{LP} – кут відведення точки задавання напівпричепа;

 β_{FP} – кут відведення точки слідування напівпричепа.



Рисунок Б.7 – Розрахункова схема для отримання залежності Б.6

Структурна схема розташування керуючих елементів та елементів задавання похідного параметру на автопоїзді, яка запропонована D. Cebon, представлена на рис. Б.8.



Рисунок Б.8 – Взаємозв'язок між керуючими елементами та ЕЗПП САКП

Наразі актуальними залишаються питання, пов'язані з керуванням роботою систем через апарат нечіткої логіки, тому представимо ще одну ідею щодо формування керуючого сигналу (рис. Б.9), запропонованою Bortoni-Anzures L. [137]. У зазначеній статті розглянута можливість використання контролера з нечіткою логікою для забезпечення автоматичного керування автопоїздом.



Рисунок Б.9 – Блок-схема контролера з нечіткою логікою

Суть його роботи наступна: контролер отримує інформацію щодо кута складання та швидкості руху автопоїзда, далі, враховуючи математичні залежності для нечіткої логіки, визначається теоретично необхідний кут повороту керованих коліс, після чого оцінюється різниця між теоретично необхідною та фактичною величиною кутів. Якщо ці значення відрізняються, то контролер подає сигнал до виконуючого органу для забезпечення коректування курсу шляхом зміни кута повороту керованих коліс. Застосування подібного контролера дозволяє отримати нелінійний характер керування, завдяки чому унеможливлюється різка зміна кута повороту коліс на великих швидкостях.

З урахуванням запропонованого розділення САКП на відповідні складові частини за функціональним принципом складемо класифікаційну схему систем керування поворотом причіпних ланок сідельних автопоїздів (рис. Б.10).



Рисунок Б.10 – Класифікація систем керування поворотом причіпних ланок

сідельних автопоїздів

В окремих блоках схеми присутні відмітки – «sbw», якими позначені складові частини, що можуть бути використані у системах активного керування поворотом з електронним керуванням, заснованої на технології «steer-by-wire».

Б.4. Аналіз конструкцій керованих мостів причіпних ланок

В. Coleman у [138] розробив класифікаційну схему для керованих мостів (рис. Б.11), що призначені як для автомобілів-тягачів, так і для причіпних ланок багатоланкових автопоїздів. У блоках класифікаційної схеми наведені приклади десяти фірм, які займаються розробкою конструкцій відповідного типу керованих мостів. Також, у своїй роботі він указав на призначення мостів, представлених у схемі, та виконав аналіз щодо доцільності використання керованих мостів для КТЗ з різною колісною формулою.



Рисунок Б.11 – Класифікація керованих мостів за В. Coleman

Із рис. Б.11 видно, що усі керовані мости В. Coleman розділяє на самовстановні та командні. Самовстановні мости – це ті мости, які самостійно центруються для компенсації наслідків від нерівномірностей гальмівних сил між колесами одного моста, а також для повернення коліс у положення прямолінійного руху. Колеса самовстановних мостів будуть повертатись тільки тоді, коли шини

забезпечать достатню бокову силу для подолання самоцентруючої сили. Командні мости – це будь-які мости, для повороту коліс яких використовують приводну силу.

Далі проаналізуємо схеми існуючих компоновок керованих мостів з поворотними колесами (рис. Б.12), які використовують у САКП напівпричепів. У більшості випадків балка керованого моста відрізняється від балки підтримуючого моста конструктивними елементами для шворневого з'єднання 1 з цапфами та монтажною відстанню між елементами підвіски. Однак, є конструкції мостів з оригінальною формою балки 2, наприклад міст Weweler-9T (рис. Б.12, *a*) [47]. Для поліпшення стабілізації коліс у прямолінійному напрямку при великих швидкостях руху автопоїзда шворні 3 або зміщенні уперед (мости: ADR STC (рис. Б.12, *c*) [139]; ВРW GSLA-11010 (рис. Б.12, *e*) [140]; SAF S-11 (рис. Б.12, *ж*) [141]), або мають нахил у подовжній площині, або комбінація зазначених варіантів (міст ADR SW (рис. Б.12, *d*). Також, є мости, в яких осі шворнів проходять під прямим кутом до горизонтальної площини через вісь балки (Weweler-9T; Gigant-10T (рис. Б.12, *d*) [47]; Breeman (рис. Б.12, *e*) [35]), так як ці мости призначені для великовагових KT3, швидкість їх руху обмежена.

У розглянутих конструкціях мостів, за винятком BPW GSLA-11010, права та ліва цапфи мають механічний зв'язок – рульову трапецію 4. Робочий циліндр, як правило, шарнірно кріпиться до балки моста, та штоком приводе у дію ліву або праву поворотну цапфу 5 (Weweler-9T, Gigant-10T, ADR, BPW GSLA-11010), рідше – поперечну тягу рульової трапеції 6.

Блокування коліс у положенні для прямолінійного руху здійснюється або робочим циліндром (Weweler-9T, Gigant-10T, BPW GSLA-11010), або окремим елементом: циліндром блокування 7, який розташовано у поперечній тязі рульової трапеції (SAF S-11), двома гідравлічними циліндрами блокування 8 (ADR SW). Такі керовані мости, як Breeman, ADR STC використовуються разом з гідростатичним приводом, тому для цих мостів елемент блокування не передбачено.

Слід зазначити, що усі варіанти представлених керованих мостів мають унікальну конструкцію, це викликано складністю компоновки елементів керованого



моста, підвіски та гальмівних механізмів напівпричепів, а також захищеністю авторських прав.

а) модель моста Weweler-9Т; б) модель моста Gigant-10Т; в) міст фірми Breeman;
 г) модель моста ADR STC; д) модель моста ADR SW; е) модель моста
 BPW GSLA-11010; ж) модель моста SAF S-11
 Рисунок Б.12 – Конструкції керованих мостів напівпричепів

Варіанти елементів блокування коліс САКП для руху автопоїзда у прямолінійному напрямку представлені на рис. Б.13, виконаємо їх аналіз. На рис. Б.13, *а-в* зображені пристрої для стабілізації та блокування коліс самовстановних мостів. Так, а. с. № SU 472048 [142] описує корисну модель, яка призначена для блокування коліс при кутах складання автопоїзда наближених до нульового значення, для цього частина пристрою блокування пов'язана із сідельно-

зчіпним пристроєм тягача, яка через пневматичний привод керує виконуючим циліндром, тобто при складанні автопоїзда стиснене повітря з ресиверу 1 через кран 2 подається до пневматичного циліндру 3, поршень 4 якого під дією тиску переміщується, вивільняючи рульову трапецію 5 та колеса 6.



а) а. с. № SU 472048; б) а. с. № SU 988628; в) а. с. № SU 1504143 А1;
г) пат. № EP 0710601 А1; д) пат. № RU 2135383; е) пат. № US 6131691;
ж) модель моста SAF RS-14242

Рисунок Б.13 – Елементи блокування керованих мостів напівпричепів

На ряду з розглянутим пристроєм блокування авторами а. с. № SU 1504143 A1 [143] запропоновано пристрій для стабілізації керованих коліс самовстановного моста, для роботи якого необхідні дві умови: замикання контактів 7 при включенні передачі заднього ходу у коробці зміни передач, та керовані колеса повернені у

будь-якому напрямку (контакти 8). Якщо ці умови виконані, то електричний сигнал від акумуляторної батареї передається до соленоїдів 9 гідророзподілювача 10, який з'єднує відповідні об'єми гідравлічного циліндру 11 двосторонньої дії з відповідними гідравлічними лініями, це призводе до повернення коліс у положення для прямолінійного руху напівпричепа.

Також, є пристрої, які об'єднують вище зазначені функції: стабілізації та блокування. Для прикладу розглянемо один з таких пристроїв за а. с. № SU 988628, [144], в якому, аналогічно попередньому пристрою, один з керуючих сигналів формується у коробці зміни передач при включенні передачі заднього ходу, інший електричний сигнал формується при складанні автопоїзда. Так, якщо до магнітів 12 надходить сигнал від коробки зміни передач, відкриваються пневматичні крани 2 і до пневматичних циліндрів 13 подається стиснене повітря, вони розкладуються, коли поршень циліндру 13 буде у крайньому положенні, пальцем циліндра блокування 3 фіксується рульова трапеція 5. Якщо сигнал від коробки зміни передач не подається, то пристрій керується сигналом від замикання відповідних контактів при складанні автопоїзда, при цьому, відповідні об'єми стабілізуючих циліндрів та циліндру блокування з'єднуються 3 атмосферою _ керовані колеса 6 розблоковуються.

Можливі декілька варіантів організації стабілізації та блокування повороту керованих коліс командних мостів: 1 – тільки робочий циліндр, 2 – робочий циліндр у тандемі з окремими елементами блокування, 3 – тільки елементи блокування. Далі розглянемо деякі конструктивні рішення елементів блокування керованих мостів. Так, на рис. Б.13, *г* представлено один з варіантів пристрою блокування за пат. № ЕР 0710601 А1 [145], в якому функцію стабілізації виконує пневматичний двохпоршневий циліндр 14 та механічний передаточний механізм 15, привод здійснюється на рульову трапецію 5, а функцію блокування виконує пневматичний одноштоковий циліндр 3. Подібну схему має керований міст SAF RS-14242 [141], який представлено на рис. Б.13, \mathcal{H} , відмінність полягає у тому, що стабілізацію коліс для прямолінійного руху забезпечують дві пневматичні одноштокові камери 13, привод здійснюється на цапфи поворотних коліс 6, та керований міст за пат. № US 6131691 [146], який представлено на рис. Б.13, *е*, відмінність полягає у тому, що стабілізацію коліс для прямолінійного руху забезпечують два гідравлічних односторонніх одноштокових циліндри 16. На рис. Б.13, ∂ представлено координально інший варіант керованого моста за пат. № RU 2135383 [147], в якому функцію стабілізації виконує гідравлічний циліндр 11 двосторонньої дії, при розкладанні якого наближується паралельність осей важелів 17 та балки моста, при цьому, упор 18 повертає колеса 6 у положення для прямолінійного руху. Блокування здійснюється за рахунок механічного замка у крайньому розкладеному положенні гідравлічного циліндра.

Щоб визначитись з раціональною компоновкою керованих мостів для заданого напівпричепа, спочатку розглянемо, які типи мостів згідно існуючої класифікації можна використовувати для напівпричепів в якості керованих. В. Coleman у своїй роботі [138] запропонував класифікувати керовані мости за здатністю передавати крутний момент, за принципом дії та за типом елементів приводу, які можна віднести до керованого моста (рис. Б.11). Але, у зазначеній схемі відсутня систематизація мостів за конструктивними ознаками та компоновкою. Більш довершену класифікацію мостів запропонував В. В. Осепчугов [148], її основне призначення – для автомобільних мостів, тобто, особливості мостів напівпричепів в ній не враховані. Тому, на підставі виконаного аналізу компоновок та конструктивних особливостей існуючих керованих мостів, які розроблені для класифікаційна напівпричепів вдосконалена схема. яка запропонована В. В. Осепчуговим, (рис. Б.14).

Як видно з рис. Б.14, класифікаційна схема мостів за В. В. Осепчуговим суттєво доповнена систематизацією керованих мостів за наступними критеріями: спосіб керування, розміщення шворнів, тип частини приводу, що відноситься до моста. або тип приводу елементів блокування, типізація циліндрів. ЩО використовуються у гідравлічній або пневматичній частинах приводу. Також, слід зазначити, що для самоповоротних мостів застосовується окрема система блокування коліс, що складається з приводу (рис. Б.13, *а-в*) та керуючого елементу. Для командних мостів роль приводу елементів блокування, як правило, виконує

привод САКП, керування здійснюється її керуючим елементом, в якості виконуючого елементу приводу можуть бути як робочий циліндр (рис. Б.12, *a*, *б*, *e*), так і окремі складові системи блокування (рис. Б.12, *д*, *ж* та рис. Б.13, *г*-*ж*).



Рисунок Б.14 – Класифікація мостів напівпричепів сідельних автопоїздів

Б.5. Принципова схема роботи системи активного керування поворотом причіпних ланок

На рис. Б.15 представлена схема розташування компонентів САКП для заданого напівпричепу із зазначенням функціональних зв'язків між ними. За аналог взята схема системи активного керування поворотом фірми VSE [47]. У доступних для широкого кола працівників автомобільної галузі технічних джерелах інформація щодо складу блоків 4 та 5 відсутня, тобто залишаються невідомими алгоритм, за яким працює система, та компоненти, з яких складається гідроблок, тому на схемі ці блоки умовно зображені «чорними скриньками».



1 – датчик кута складання САП; 2 – сідельний тягач; 3 – напівпричіп; 4 – ЕБК;
5 – гідроблок; 6 – гідролінія лівого циліндру блокування; 7 – рульова трапеція;
8 – лівий циліндр блокування; 9 – датчик кута повороту колеса; 10 – ліве колесо;
11 – гідролінія штокового об'єму робочого циліндру; 12 – гідролінія поршневого об'єму робочого циліндру; 13 – робочий циліндр; 14 – балка моста; 15 – праве колесо; 16 – правий циліндр блокування; 17 – гідролінія правого циліндру блокування; 18, 19 – електричні лінії

Рисунок Б.15 – Функціональні зв'язки між компонентами САКП

За допомогою рис. Б.16 пояснимо, як організована робота елементів запропонованої САКП в автоматичному режимі. Пропонується роботу системи розбити на чотири фази. При повороті автопоїзда у будь-якому напрямку датчиком 1 фіксується кут його складання, ця інформація передається до електронного блоку керування 4 (ЕБК). В якості зворотного зв'язку датчиком 9 фіксується кут повороту відповідної цапфи, значення якого також передається до електронного блоку керування, в якому визначається відповідність фактичного кута повороту цапфи теоретично необхідному у залежності від кута складання ланок автопоїзда.



 а) фаза повороту САП наліво; б) фаза повороту САП направо; в) фаза встановлення коліс напівпричепа у положення прямолінійного руху САП; г) фаза блокування коліс напівпричепа

Рисунок Б.16 – Принципова схема роботи САКП напівпричепа

На підставі логічних перетворень відповідності кута повороту цапфи необхідному значенню з урахуванням швидкості руху автопоїзда та сигналу з пульту ручного керування електронний блок керування спрямовує відповідні електричні сигнали до гідроблоку 5, де здійснюють керування роботою електродвигуна та гідроапаратури. Завдяки електродвигуну починається робота насосу, який подає робоче тіло до елементів гідроапаратури, де, в залежності від характеру сигналів, які надійшли від електронного блоку керування до окремих елементів гідроапаратури, з'єднуються відповідні об'єми гідравлічних циліндрів 8, 13, 16 або з лінією нагнітання, або з лінією зливу.

Так, на рис. Б.16, *а* показана фаза повороту автопоїзда наліво, при цьому: підпоршневий об'єм правого циліндру блокування 16, та надпоршневий об'єм робочого циліндру 13 з'єднуються з лінією зливу, а підпоршневий об'єм робочого циліндру – з лінією нагнітання. Коли зусилля на штокові робочого циліндру стане більшим за зусилля сумарного опору повороту виконуючого елементу та витіснення робочого тіла з правого циліндру блокування, приведеного до штоку робочого циліндру, почнеться поворот направо лівого колеса 10 та правого колеса 15 у співвідношенні, яке задається рульовою трапецією 7.

Наступна фаза роботи САКП представлена на рис. Б.16, *б* – поворот автопоїзда направо, при цьому: положення штоку правого циліндру блокування 16, підпоршневий об'єм якого від'єднується від лінії зливу, залишається фіксованим на величину ходу, що відповідає кінцевому значенню кута повороту лівої цапфи направо, підпоршневий об'єм лівого циліндру блокування 8, та підпоршневий об'єм робочого циліндру 13 з'єднуються з лінією зливу, а надпоршневий об'єм робочого циліндру – з лінією нагнітання. Здійснюється поворот коліс напівпричепа наліво.

Останні дві фази роботи САКП (рис. Б.16, *в*, *г*) характеризують блокування коліс у напрямку прямолінійного руху автопоїзда. Для цього: підпоршневі об'єми лівого 8 та правого 16 циліндрів блокування та підпоршневий об'єм робочого циліндру 13 з'єднуються з лінією нагнітання, надпоршневий об'єм робочого циліндру з'єднуються з лінією зливу. Здійснюється поворот коліс напівпричепа направо до моменту встановлення коліс для прямолінійного руху (рис. Б.16, *в*). Після чого, на короткий час кожен з об'ємів робочого циліндру з'єднується з лінією зоб'ємів робочого циліндру з'єднується з лінією з об'ємів робочого циліндру з'єднується з лінією з доб'ємів робочого циліндру з'єднується з лінією з доб'ємів робочого циліндру з'єднується з лінією з доб'ємах циліндрів блокування 8, 16 значно збільшується тиск робочого тіла. Це дозволить гарантовано встановити колеса

напівпричепа у положення, що відповідає прямолінійному рухові. Після завершення встановленого часу усі об'єми робочого циліндру та циліндрів блокування від'єднуються від гідроліній, електродвигун насосу вимикається.

Б.6. Варіанти розміщення елемента задавання похідного параметра на автопоїзді

Розглянемо першу ситуацію. За умов встановлення ЕЗПП на компоненти рульового керування тягача, та при повороті керованих коліс тягача нерухомого сідельного автопоїзда на максимальні кути, які забезпечують роботу системи активного керування поворотом напівпричепа, колеса якого теж повертаються на максимальні кути у відповідності до передаточної функції (рис. Б.17, *a*).



а) на компонентах рульового керування тягача (поворот керма, САП – нерухомий);
б) на компонентах рульового керування тягача при його сталому рухові (фіксований кут повороту керма, САП – сталий рух);
в) на сідельно-зчіпному пристрої (зміна напрямку повороту керма, САП – нерухомий)

Рисунок Б.17 – Щодо вибору місця розташування ЕЗПП на автопоїзді
З початку криволінійного руху тягача і до його сталого руху (забезпечення кута складання сідельного автопоїзда, що відповідає кутам повороту коліс тягача) задня частина напівпричепа зміщується від миттєвого центра повороту (МЦП) за рахунок його повороту відносно центру зчіпки, суттєво збільшуючи зовнішній габаритний радіус від 10617 мм до 12419 мм (рис. Б.17, δ). При продовженні сталого криволінійного руху тягача напівпричіп поступового зміщується до МЦП, наближаючи зовнішній габаритний радіус до значення 10617 мм. Подібна поведінка сідельного автопоїзда також може спостерігатись під час його руху в умовах, коли під колесами лівого та правого бортів ланок автопоїзда будуть різні зчіпні властивості. Пунктиром зображено контур напівпричепа, що відповідає сталому рухові та умові слідування TCT за T3T.

Інша ситуація, коли ЕЗПП встановлюється тільки на сідельно-зчіпний пристрій тягача. Сідельний автопоїзд нерухомий у складеному стані, колеса тягача повертаються на максимальні кути, які забезпечують роботу САКП, у протилежному напрямку до попереднього, тобто змінюється розташування МЦП відносно поздовжньої осі тягача, колеса напівпричепа залишаються у положенні відповідно до значення кута складання автопоїзда (рис. Б.17, *в*).

У цій ситуації за умов руху тягача у встановленому напрямку буде спостерігатись зміщення задньої частини напівпричепа до миттєвого центру повороту, та зменшення внутрішнього габаритного радіусу. В обох випадках робота системи активного керування поворотом повинна блокуватись у положення прямолінійного руху напівпричепа, керувати цим процесом можуть безпосередньо водій у ручному режимі, або додатково встановлені ЕЗПП (один – на сідельнозчіпному пристрої, інший на поворотну цапфу тягача). У нашому випадку для заданого сідельного автопоїзда встановимо ЕЗПП на сідельно-зчіпний пристрій за умови додавання до алгоритму керування роботою САКП опції ручного керування блокуванням системи. Таке рішення забезпечить принцип модульності автопоїзда.

Додаток В

Блоки імітаційної моделі сідельного автопоїзда

В.1. Складові блоку визначення кінематичних параметрів руху КТЗ

Розкриття блоку №17 - Trigonometric на рис. 2.4 призводить до появи структури (рис. В.1). Блок виконує дві функції: обчислює тригонометрію та обмежує час калькуляції програми в залежності від умови стійкості автопоїзда. На вхід до порту 1 - D надходить вектор кутів повороту ланок автопоїзда. У блоці №2 - Demux значення розділяються на окремі, а у блоці №3 - Subtract вираховується кут складання автопоїзда. Блок №4 - Trigonometric Function відразу отримує синус та косинус, які пакуються знов у вектор блоком №5 - Мих. Для запобігання подальших розрахунків при надмірному куті складання автопоїзда або втраті стійкості при русі використовується блок №8 - Stop Simulation, який зупиняє цикл як тільки до нього надходить ненульове значення. Значення критичного кута відповідає ситуації наближення бічної частини кабіни до напівпричепу, що передує можливому ударові.

Зауважимо, що рівняння руху системи приведено до рухливої системи координат тягача. Відносно тягача рухаються керовані колеса, напівпричіп, у якого теж є керовані колеса. Для здійснення переходів від головних систем координат, у яких визначаються силові фактори, до місцевих та від місцевих до глобальних – використовуються перехідні матриці.



Рисунок В.1 – Структурна схема блоку обчислення тригонометричних параметрів

Розкриття блоку №10 - Trans mtx на рис. 2.7 призводить до появи структури (рис. В.2).



Рисунок В.2 - Структурна схема блоку «Матриця напрямних косинусів»

Розкриття блока №9 - Semitrailer velocity на рис. 2.7 призводить до появи структури (рис. В.З). До вхідного порту 1 блоку №1 - trig надходить вектор тригонометричних функцій кута складання автопоїзда. До блоку №2 - Vtr вхідного порту 2 надходить вектор лінійних швидкостей тягача. З блоку №3 - wtr вхідного порту 3 йде сигнал про поточне значення кутової швидкості повороту тягача, а з блоку №4 - wst вхідного порту 4 аналогічний сигнал про напівпричіп. Вхідний порт 5 через блок №5 - еtr передає до блоку відстань між точками центру мас тягача та зчіпки, а порт 6 через блок №6 - est — відстань між точками центру мас напівпричепа та зчіпки. Блок №7 додає константу нуль у вектор, що формується блоком №9 - Мих групуванням з добутком на виході блоку №8 - Product.



Рисунок В.3 – Структурна схема блоку визначення швидкості напівпричепа у координатах тягача

У блоці №10 - Sum вектори складуються, що дає швидкість у точці зчіпки. У блоці №12 - Demux розділяються значення синуса та косинуса. Блок №15 - Product отримує відносну швидкість центру мас напівпричепа навколо точки зчіпки. У блоці №11 - Sum ці швидкості геометрично складуються і швидкість центру мас напівпричепа у координатах тягача передається до порту 1 блоку №16 - Vst.

Розкриття блоку №25 - Tractor steering angles на рис. 2.7 призводить до появи структури (рис. В.4), що визначає кути повороту керованих коліс тягача як похідну функцію від кутів повороту керма через поліноміальні залежності (блоки №5 та №6 - Polynomial of left/right wheel), отриманих в результаті попередніх експериментальних досліджень (пункт 3.3.2).



Рисунок В.4 – Структурна схема блоку визначення кутів повороту коліс тягача

Блоки №7, №8 - Deriv Polynomial of left/right wheel W визначають передавальні значення швидкостей повороту коліс керованого моста поліномами, що отримані диференціюванням поліномів з блоків №5, №6 відповідно. У блоці №10 - Vector Concatenate значення кутів повороту коліс групується у вектор, а у блоці №11 - Vector Concatenate – передавальні коефіцієнти швидкості обертання, що завдяки блоку №12 - Product на виході становлять власне швидкості обертання керованих коліс. Блоки №13, №14 - Assignment використовуються для заміни ненульових коефіцієнтів матриці керованих коліс на відповідні значення кутів або швидкостей повороту коліс.

Блок №15 - гоw задає 1 – номер рядка розташування керованого мосту та передає це значення до блоку №16 - гоw бездротового розповсюдження сигналу. Блок №17 - column задає 1, 4 – номери колонки розташування шин керованих коліс та передає це значення до блоку №18 - column бездротового розповсюдження сигналу. Блоки №19, №21 - column та №20, №22 - гоw передають індекси відповідних елементів матриць керування та швидкості керування до блоків, де значення підлягають заміні. Вихідний порт 1 блоку №23 - St ang tr видає, таким чином, матрицю кутів повороту коліс тягача, а вихідний порт 2 блоку №24 - St dang tr - матрицю швидкостей повороту коліс тягача.

Розкриття блоку №18 - Eta semitrailer (рис. 2.7) призводить до появи структури (рис. В.5). До вхідного порту 5 блоку №5 - xst та вхідного порту 6 блоку №6 - yst надходять матриці координат контактних точок шин напівпричепа. до вхідного порту 4 блоку №4 - w_st надходить матриця шин напівпричепа. До вхідного порту 2 блоку №2 - Ux надходять значення поздовжньої, а до вхідного порту 3 блоку №3 - Uy – поперечної швидкості руху напівпричепа. У вхідний порт 1 блоку №1 – wst заходить кутова швидкість повороту напівпричепа.



Рисунок В.5 – Структурна схема блоку визначення теоретично необхідних кутів повороту коліс напівпричепа

Блоки №7, №8 - Product забезпечують на виході відносні компоненти швидкостей, а у блоках №9, №10 - Sum — вони складаються з переносними компонентами. Блок №11 - Sign відслідковує рух у зворотному напрямку, що коригується у блоці №12 - Product. Блок №13 - Trigonometric Function виконує визначення необхідних кутів повороту коліс напівпричепа.

В.2. Складові блоку визначення динамічних параметрів руху КТЗ

Розкриття блоку №8 - Traction force на рис. 2.16 призводить до появи структури (рис. В.6). Інформація про кінематичні параметри руху подається до порту 4 блоку №4 - TDU. Блок №5 - Bus Selector дозволяє відібрати необхідні структурні дані про матриці шин, матриці коліс, що реалізують тягове зусилля, матриці вертикальних навантажень, умов зчеплення з дорогою, тощо.



Рисунок В.6 – Структурна схема блоку визначення поздовжніх сил на колесах автопоїзда

У блоці №6 - Vector Concatenate об'єднуються тягові матриці ланок автопоїзда, у блоці №7 - Vector Concatenate – вертикальні реакції на колесах, а у блоці №8 - Vector Concatenate – матриці шин ланок автопоїзда. Добуток вертикальних реакцій та коефіцієнту зчеплення у блоці №10 - Product дає максимальні горизонтальні сили у точках контакту Rx. У блоці №11 - Product вираховуються максимальні горизонтальні сили тільки у шинах, що передають тягу. Блок №12 - Gain надає негативного значення силам Rx у гілку керування гальмуванням, розподіляючи їх на всі шини. Керування починається з фіксації поточної швидкості блоком №14 - Vx, що утворює похибку у блоці №15 - Sum зі значенням бажаної швидкості. З блоку №16 - cos(teta) надходять косинуси кутів повороту керованих коліс. У блоці №17 - Sign перевіряється знак поточної швидкості тягача, щоб після урахування знаку похибки егг у блоці №18 - Product утворити керуючий сигнал, який перемикатиме у блоці №23 - traction/braking switch на режими керування тягою від блоку №20 - Traction або гальмуванням від блоку №22 - Braking, структура якого представлена у підрозділі Д.1 додатку Д. Блоки №19, №21, №30 - Рг передають матриці дорожнього опору на шинах автопоїзда, які враховуються у визначенні максимальних активних сил. У блоці №24 - Sum до поздовжніх сил на колесах додаються сили опору дороги з урахуванням знаків.

У блоці №20 - Тгастіоп на рис. В.6 вираховується необхідне значення сили тяги, структурна схема якого представлена на рис. В.7. До вхідного порту 1 блоку №14 - Рг надходить матриця сил опору руху, а до порту 2 блоку №2 - Rx – матриця максимальних значень горизонтальних зусиль. З порту 4 блоку №4 - Егг надходить головний сигнал – похибка. Блок №7 - Product збирає добуток з блоку №5 - Sign щодо знаку елементів матриці опору коченню шин, з блоку №6 - Gain, де ті ж елементи помножуються на «-1», та з матрицею значень косинусів від порту 3. Останнє дає можливість рахувати опір руху незалежно від напрямку руху сідельного автопоїзда - вперед чи назад.



Рисунок В.7 – Структурна схема блоку імітації роботи силової установки тягача

У блоці №8 - Sum до матриці Rx максимальних горизонтальних сил додається матриця сил опору, що встановлює максимальні сили на шинах. У блоці №11 - PID Controller генерує пропорційно-диференційний керуючий сигнал. Блок №13 - Traction saturation обмежує мінімальне (блоком №12 - Constant) та максимальне (від блоку №9) значення тягового зусилля. У блоці №14 - Divide тягове зусилля розподіляється пропорційно вертикальному навантаженню на шини. Вихідний порт 1 блоку №15 - Т видає матрицю тягових зусиль.

У блоці №25 - Roll resist (рис. В.6) вираховуються сили опору кочення на колесах автопоїзда. Блок №26 - Selector надсилає до блоку №27 - Vx виключно поздовжню швидкість тягача. Блок №28 - Cos(teta) виводить назовні косинуси кутів повороту коліс, які залучено у калькуляціях поздовжньої компоненти опору руху. Блок №29 - Rz направляє сигнал вертикальних реакцій до блоку №25. Блок №32 - Zero Stop порівнює бажану та фактичну швидкості для обмеження зайвих розрахунків при зупинці та надає логічну змінну до блоку №33 - Product, через який розраховані поздовжні сили передаються до вихідного порту 1 блоку №34 - Rx.

При визначені сил опору руху береться до уваги той факт, що керовані колеса додатково обертаються навколо осей шворнів. Це вимагає пошуку геометричних швидкостей плям контакту шин. Розкриття блоку №25 - Roll resist на рис. В.6 призводить до появи структури (рис. В.8).

До вхідного порту 4 блоку №4 - TDU (рис. В.8) передається структура даних про кінематику напівпричепа, кути та швидкості кутів повороту керованих коліс автопоїзда. У блоках №5, №6 - Виз Creator відбираються геометричні параметри розташування коліс тягача та напівпричепа відповідно. У блоці №8 - Виз Selector розкриваються вектори кутів та кутових швидкостей повороту коліс, а також вектор швидкостей напівпричепа у координатах напівпричепа. У блоці №9 - Demux цей вектор швидкостей розщеплюється на складові. У блоках №10, №11 - Tractor/Semitrailer wheel velocities визначаються компоненти швидкостей в точках встановлення шворнів у координатах ланок, а також формуються матриці важелів обкочування шин відносно шворнів.

Всі подальші необхідні параметри збираються у блоці №12 - Виз Creator та передаються до блоку №13 - Виз Selector, що дає змогу зручно їх переформувати. У блоках №14, №15, №16 - Vector Concatenate об'єднуються у матриці компонентів швидкостей та важелів обкочування коліс. Блок №17 - визначає тригонометричні параметри, які через блоки №18, №19 - Product приводять швидкості до поздовжньої у площині колеса. Блок №22 - Sum складає переносні та відносні швидкості на кожній шині.



Рисунок В.8 – Структурна схема блоку визначення матриці сил опору кочення

Далі, власне, перейдемо до визначення саме опору коченню. У блоці №23 -Math Function отримуємо квадрати абсолютних швидкостей руху всіх коліс, з блоку №24 - Bus Selector виводимо загальні дані про опір руху kv та fo, у блоці №25 -Product отримуємо вплив опору від швидкості кочення коліс, у блоці №26 - Sign оцінюються знаки швидкостей, що дає на виході або -1, або 0, або 1, після блоку №27 - Abs в якості сигналу може бути матриця тільки з 0 та 1, що у блоці №25 -Product утворює добуток з коефіцієнтом опору руху на малих швидкостях. У блоці №29 - Sum компоненти сумарного коефіцієнту опору руху додаються алгебраїчно та позитивно, що означає наявність опору рухові при будь-якому напрямку руху колеса. Блок №30 - Gain дозволяє саме врахувати те, що сила опору має бути протилежна за знаком швидкості руху колеса. У блоці №31 - Product утворюється матриця сил опору руху у площині колеса де сили пропорційні вертикальним навантаженням на колеса.

Вище було визначено сили у головних координатах, тобто у координатах коліс автопоїзда. Наступним етапом необхідно привести усі зусилля до системи координат тягача, за це відповідає блок №11 - Total forces на рис. 2.16, структура якого показана на рис. В.9.



Рисунок В.9 – Структурна схема блоку визначення узагальнених силових факторів

До вхідного порту 2 блоку №2 - Flong надходить матриця поздовжніх сил автопоїзда, до вхідного порту 3 блоку №3 - Fside – матриця бічних сил автопоїзда, до вхідного порту 4 блоку №4 - Mal – матриця стабілізуючих моментів на шинах автопоїзда, до вхідного порту 5 блоку №5 - teta – матриця кутів повороту керованих коліс автопоїзда, до вхідного порту 6 блоку №6 - Trig – тригонометричні функції від кута складання ланок автопоїзда.

У блоках №7, №8 - Trigonometric Function визначаються відповідно синуси та косинуси кутів повороту коліс. У блоці №9 - Demux векторний сигнал ділиться на елементи: синус – у блок №10 - s, косинус – у блок №11 - с. У блоці №12 - Bus

Selector обираємо необхідні геометричні параметри конфігурації автопоїзда та передаємо їх також до блоків №13-№20. У блоках №21, №22 - Product матриці Flong та Fside утворюють добутки з матрицями косинусів та синусів кутів повороту коліс відповідно. У блоці №23 - Sum результати додаються геометрично, та утворює на виході блоку матрицю поздовжніх сил Fxu у системах координат ланок автопоїзда. Аналогічну процедуру забезпечують блоки №24, №25 - Product та №26 - Sum, на виході з якого утворюється матриця бічних сих Fyv у системі координат ланок автопоїзда. Проте, частку сил напівпричепа у матрицях треба перевести до системи координат тягача. У блоках №35, №43 - Product компоненти сил напівпричепа Fstu та Fstv утворюють добутки з косинусом кута складання автопоїзда, а у блоках №31, №46 - Product вони утворюють добутки з синусом кута. Таким чином, отримано нові компоненти, що зорієнтовані відповідно до осей координат тягача. Потім компоненти сил напівпричепа об'єднуються з компонентами сил тягача у системі координат тягача блоками №37, №48 - Vector Concatenate. Утворені матриці поздовжніх Fx та поперечних Fy сил автопоїзда у системі координат тягача передаються назовні вихідними портами 1, 2 блоків №69 - Fx, №70 - Fy відповідно. У блоках №51, №57, №63, №67 - Product утворюються поелементні добутки матриць сил у локальних системах координат та матриць координат точок контакту шин. Утворені матриці є складовими моментів. Блоки №58, №65 - Selector дозволяють розділити загальну матрицю стабілізуючих моментів на дві складові, відповідно до нумерації осей natr, nast. У блоках №59, №68 - Sum усі моменти геометрично підсумовуються. Утворені матриці моментів тягача Mtr та моментів напівпричепа Mst передаються вихідними портами 3, 4 блоків №71 - Мtr та №72 - Мst відповідно у зовнішнє середовище програми.

B.3. StateFlow-модель алгоритму керування роботою системи

StateFlow-діаграма алгоритму складається з основних чотирьох блоків та додаткових Simulink-функцій. Блоки розділені за функціональною належністю. Так, блок «StandBy» відповідає за вимкнений стан системи, коли на соленоїди та електродвигун не подається напруга. Зазначені вище клапани для кожного моста: «CCL», «CCR», «PV», «CON», «S», що приводяться соленоїдами, знаходяться у початковому стані, а якір електродвигуна не обертається, що позначено нульовим запитом крутного моменту. При активації системи можливий один з трьох станів, залежно від комбінацій та значень вхідних параметрів.

Параметрами є: «State» – подія активації системи (приймає значення 1 або 0), «Man» – мануальне вмикання одного з 4 режимів (1 – блокування коліс всіх мостів, 2, 3 – примусовий дистанційний поворот усіх коліс ліворуч, праворуч відповідно), 4 – режим руху з керованими колесами відповідно до сигналу датчика кута складання автопоїзда. Наступний важливий блок – «Lock», що складається з трьох фаз і має функцію остаточного блокування та утримання у нейтральному положенні. Вмикання цього блоку можливо примусово (режим «Man» = 1 або подія «StandBy» викликана зовнішнім відключенням енергії) та в автоматичному режимі (коли рівень швидкості руху перевищує критичну – 60 км/год). У фазі «ph1» на електродвигуні затребуваний максимальний крутний момент «Med» = 35 Нм; значення напруги на клапанах циліндрів блокування нульове: «CCL1» = «CCR1» = «CCL2» = «CCR2» = «CCL3» = «CCR3» = 0. У фазі «ph2» центрувальні клапани отримують напругу «Con1» = «Con2» = «Con3» = 24 В та відкриваються. Тиск від насосу, який орієнтовано на обороти 1200 хв⁻¹, надходить у блокувальні циліндри, де за відсутності опору швидко компенсуються зазори від попередніх рухів керованих коліс.

Головні циліндри так само працюють у робочому режимі, але під контролем функції «neufun», що забезпечує командний режим повертання у нейтральний стан. Коли значення датчиків повороту коліс одночасно досягають значення, близького до чутливості датчика, відбувається перехід до фази «ph3». Додатково напруга подається до клапанів з'єднання порожнин робочих циліндрів «DS1» = «DS2» = «DS3» = 24 В. Кут бажаного стану коліс на ПІД-контролерах встановлюється у нуль. Оберти насосу, з огляду на те, що потреби в об'ємі рідини вже немає, а тільки залишається у тиску, знижуються орієнтовно до 150 хв⁻¹.



Рисунок B.10 – StateFlow-модель алгоритму керування САКП



Закінчення рис. В.10

Після двосекундного витримування під тиском та гарантованого вирівнювання коліс, відбувається перехід до стану блокування «StandBy». Блок «Steer» є найбільш важливим, на який покладена функція керування колесами у момент руху автопоїзда. Вхід до блоку зі «StandBy» можливий тільки коли подія «State» = 1 (тобто увімкнено) за умови вибору програми 4 («Man» = 4), параметр кутової швидкості повороту напівпричепа «Нуг» не перевищує критичний та швидкість автопоїзда залишається у межах 0-60 км/год. Спершу, активується фаза «st1», у якій усі ПІД-контролери встановлено на нуль, а оберти двигуна та насоса варіюються в залежності від значення кутів складання автопоїзда. Основна мета використання цього блоку – виключення можливості активації силової частини приводу у межах малих значень кутів складання автопоїзда. При значеннях, не перевищуючих 0,5°, потреби у подачі рідини мінімальні, тому функція «medl» знижує крутний момент двигуна до обертів 150 $x B^{-1}$. При подальшому збільшенні кута, до 1,4°, розгін насосу збільшується до обертів 450 хв⁻¹, а при кутах більше 1,4° – до 800 хв⁻¹. У зворотному напрямку алгоритм працює так само в залежності від зниження значень кутів. Зауважимо, що розгін валу насосу потрібен з тих причин, що після виходу регулювання з «мертвої зони» відразу виникає потреба як у тиску, так і у подачі рідини. Старт валу насосу з нуля у цьому випадку призвів би до нестабільної та нестійкої роботи регулювальної частини. Коли оберти досягають не менш 750 хв⁻¹, а кут складання автопоїзда – більше 1,5°, вмикається фаза «st2», де відразу від насосу функцією «medh» вимагається режим не менш 1000 хв⁻¹. Блоки «ax1», «ax2», «ax3» працюють паралельно та забезпечують керуючими сигналами відповідні мости напівпричепа. Усередині активовані ПІД-контролери, які порівнюють бажані сигнали за теоретичним розподілом з фактичними, отриманих з датчиків поворотних цапф мостів напівпричепа.

Отримана комплексна імітаційна модель динаміки руху дволанкового сідельного автопоїзда та системи активного керування поворотом напівпричепа використана для віртуального дослідження керованості та маневреності заданого автопоїзда.

Додаток Д

Тестування розробленої математичної моделі руху автопоїзда

Д.1. Режим екстреного гальмування

Згідно з Правилами №13 ЄЕК ООН [87, 105] існує три види випробувань: типу *0, I* та *II*, також рекомендовано розподіл гальмівних сил забезпечити таким, щоб колеса переднього моста вантажних автомобілів блокувались при значеннях коефіцієнта зчеплення – 0,15...0,30. ДСТУ 3649-2010 [149] для категорії КТЗ N₃O₄, до якої належить прийнятий у даній роботі автопоїзд, встановлюються наступні вимоги при проведені дорожніх випробувань типу «0»: зусилля на органі керування повинне бути не більше за 686 H; стале сповільнення (j_{cm}) не менше за 4,5 м/с²; гальмівний шлях ($[S_c]$) – не більше за 19,5 м, що відповідає швидкості руху з якої починається процес гальмування – V₀ = 40 км/год. Для інших значень початкових швидкостей розраховується за формулою – $[S_c] = V_0 \cdot (0.18 + V_0/130)$.

Гальмівна діаграма будь-якого КТЗ [29, 87, 105] складається із наступних ділянок: реакція водія, запізнювання спрацювання гальмівного приводу, наростання уповільнення, гальмування та розгальмовування. Для тестування моделі будемо використовувати виключно ділянку гальмування, яка характеризується часом та шляхом гальмування. Параметри гальмування з урахуванням сил опору руху визначимо за формулами з [87, 88, 150].

1) Максимальне значення сталого сповільнення [88]:

$$j_{cm} = g \cdot z , (M/c^2), \qquad (Д.1)$$

де *z* – коефіцієнт гальмування.

Для того, щоб визначити коефіцієнт гальмування складемо розрахункову схему (рис. Д.1), з якої видно, що на величину коефіцієнта гальмування впливають координати розміщення центрів мас відповідних ланок автопоїзда (x_i , y_i), кількість мостів, що сприймають на себе дію сили ваги, зосередженою в центрі мас

відповідної ланки САП (λ_1 , λ_2), координати зосередження умовної загальної маси автопоїзда (*x*, *y*) та коефіцієнт зчеплення шин з дорогою (ϕ), тобто – дорожні умови.



Рисунок Д.1 – Схема для визначення коефіцієнта гальмування [88]

Коефіцієнт гальмування (z) визначається за формулою [88]:

$$z = \frac{\left(\frac{\varphi_{l}}{\lambda_{l} \cdot (L+x_{l})} + \frac{\varphi_{2}}{\lambda_{2} \cdot (L+x_{2})}\right) \cdot y + \left(\frac{\varphi_{3}}{\lambda_{3} \cdot (L+y_{l})} + \frac{\varphi_{4}}{\lambda_{4} \cdot (L+y_{2})} + \frac{\varphi_{5}}{\lambda_{5} \cdot (L+y_{3})}\right) \cdot x}{l - h_{g} \cdot \left(\frac{\varphi_{l}}{\lambda_{l} \cdot (L+x_{l})} + \frac{\varphi_{2}}{\lambda_{2} \cdot (L+x_{2})} - \left(\frac{\varphi_{3}}{\lambda_{3} \cdot (L+y_{l})} + \frac{\varphi_{4}}{\lambda_{4} \cdot (L+y_{2})} + \frac{\varphi_{5}}{\lambda_{5} \cdot (L+y_{3})}\right)\right)}, \quad (Д.2)$$

- де $L = x_2 + L'_2 L_{17} + y_1 = 1,37 + 6,25 0,46 + 1,32 = 8,48 \ \text{м}$ відстань між центрами мас відповідних ланок автопоїзда;
- h_g висота розташування центру мас (середнє значення $h_g = 1,697 \ m$ (рис. А.3 додатку А);
- *x_i, y_i* відстань між центром мас відповідно тягача та напівпричепа та мостами відповідних ланок автопоїзда;
- *х*, *у* відстані між центром мас автопоїзда та центрами мас відповідних його ланок;
- *φ_i* відповідні коефіцієнти зчеплення шин сідельного автопоїзда з опорною
 поверхнею дороги.

 λ – коефіцієнт розподілу ваги між суміжними мостами КТЗ у статичному положенні (для сідельного тягача – $\lambda_1 = 2,77; \lambda_2 = 1,56$, для напівпричепа – $\lambda_3 = \lambda_4 = \lambda_5 = 3$);

Якщо відома величина відстані між центрами мас відповідних ланок автопоїзда (*L*), за формулами А.2 та А.3 додатку А визначимо координати центра мас автопоїзда:

$$x = \frac{m_{aB3}^{st}}{m_{a}^{tc}} \cdot L = \frac{24000}{42620} \cdot 8,48 = 4,775 \quad \text{M}; \tag{Д.3}$$

$$y = \frac{m_a^t}{m_a^{tc}} \cdot L = \frac{18620}{42620} \cdot 8,48 = 3,705 \ _{\mathcal{M}},\tag{Д.4}$$

Масові параметри для формул Д.3 та Д.4 використали з табл. А.3 додатку А.

2) Початкова швидкість руху КТЗ перед гальмуванням, що відповідає прийнятій ділянці гальмівної діаграми:

$$V_{0ckp} = \frac{V_0}{3,6} - j_{cm} \cdot (t_s + 0, 5 \cdot t_u), (M/C), \qquad (Д.5)$$

де $t_3 = 0,2 c$ – час запізнювання спрацювання гальмівного приводу [87, 150]; $t_{\rm H} = 0,2 c$ – час наростання уповільнення.

3) Час та шлях гальмування визначимо з формул (V₀ у км/год):

$$t_{\text{rmin}} = \frac{V_{0c\kappa p}}{3,6 \cdot j_{cm}}, (C), \qquad S_{\text{rmin}} = \frac{V_{0c\kappa p}^2}{26 \cdot j_{cm}}, (M). \qquad (Д.6)$$

Для оцінки різниці параметрів екстреного гальмування сідельного автопоїзда, визначених за аналітичною та імітаційною моделлю використаємо метод визначення відносної похибки за формулами (Д.7) та (Д.8) з урахуванням методу Корнфельда [151]:

$$\delta_{t_{z\min}} = \frac{max(t_{z\min}^{meop}, t_{z\min}^{i,im}) - min(t_{z\min}^{meop}, t_{z\min}^{i,im})}{max(t_{z\min}^{meop}, t_{z\min}^{i,im}) + min(t_{z\min}^{meop}, t_{z\min}^{i,im})} \cdot 100\%; \qquad (Д.7)$$

$$\delta_{S_{z\min}} = \frac{max(S_{z\min}^{meop}, S_{z\min}^{i,mim}) - min(S_{z\min}^{meop}, S_{z\min}^{i,mim})}{max(S_{z\min}^{meop}, S_{z\min}^{i,mim}) + min(S_{z\min}^{meop}, S_{z\min}^{i,mim})} \cdot 100\%.$$
(Д.8)

Пропонуємо імітаційна модель дає змогу визначати параметри процесу гальмування з різною інтенсивністю (в залежності від заданого закону зміни бажаної швидкості руху у часі (блок №4.3, рис. 2.3) та від налаштування PID-контролера). В табл. Д.1 представимо результати дослідження процесу гальмування сідельного автопоїзда за двома моделями за умови руху на сухому асфальтовому покритті.

Таблиця Д.1 – Параметри екстреного гальмування автопоїзда на сухому асфальтовому покритті при застосуванні у моделі, що пропонується, PID-контролера

Маталина	V ₀ , км/год								
методика	10	20	30	40	50	60	70	80	
			$t_{r(min)}$	1), C					
за теорією [86], $j_{cm} = 5,496 \text{ м/c}^2$	0,205	0,711	1,216	1,722	2,227	2,733	3,238	3,743	
за іміт. модел. [19] з PID	0,50	1,0	1,32	1,79	2,11	2,85	3,12	3,52	
похибка, %	41,84	16,89	4,10	1,94	2,70	2,1	1,86	3,07	
за іміт. модел. [19] без РІD, <i>j_{cm}</i> = 5,496 м/c ²	0,2	0,75	1,29	1,81	2,15	2,69	3,22	2,68	
похибка, %	1,23	2,67	2,95	2,49	1,76	0,79	0,28	0,85	
			$S_{r(min)}$	1), M					
за теорією [86], $j_{cm} = 5,496 \text{ м/c}^2$	0,116	1,389	4,065	8,146	13,63	20,52	28,81	38,51	
за іміт. модел. [19] з PID	0,637	3,536	5,263	10,39	15,52	21,80	29,14	37,66	
похибка, %	69.2	43,59	12,8	12,11	4,08	3	0,57	1,12	
за іміт. модел. [19] без РІD, <i>j_{cm} = 5,496 м/c²</i>	0,121	1,454	4,182	8,523	13,42	20,75	28,13	37,82	
похибка, %	2,11	2,29	1,42	2,26	0,78	0,56	1,20	0,90	

З табл. Д.1 видно, що мінімальне відхилення параметрів гальмування сідельного автопоїзда спостерігається саме при відсутності PID-контролера у блоці №22 (рис. В.6 додатку В) імітаційної моделі, структурна схема якого представлена на рис. Д.2. Тому, у подальшому, в рамках додатку Д виключаємо з розрахунків PID-контролер 8 (рис. Д.2).



Рисунок Д.2 – Структурна схема блоку імітації роботи робочої гальмівної системи автопоїзда

Гальмівну систему, що реалізує гальмівну силу на всіх колесах, розглянемо як PID-контролер, який регулює гальмівний момент, залежно від похибки між бажаною та фактичною швидкостями автопоїзда. З порту 1 блоку №1 - Егг надходить головний сигнал – похибка. З порту 2 блоку №2 - сят йдуть значення косинусів кутів повороту керованих коліс. До вхідного порту 3 блоку №3 - Rx надходить матриця максимальних значень горизонтальних зусиль, а до порту 4 блоку №4 - Pr – матриця сил опору руху. Блок №7 - Product збирає добуток з блоку №5 - Sign про знак помилки. У блоці №8 - PID Controller генерується пропорційно-диференційний керуючий сигнал. У блоці №13 - Sum до матриці Rx максимальних горизонтальних сил додається матриця сил опору, що на виході встановлює максимальні сили на шинах. У блоці №14 - Sum Rxmax утворюється сума всіх сил, що має реалізуватися гальмівними моментами на колесах. Блок №15 -Вгакіng saturation обмежує мінімальну (0) та максимальну (від блоку №14) значення гальмівного зусилля. У блоці №16 - Divide гальмівне зусилля розподіляється пропорційно вертикальному навантаженню шин коліс. Вихідний порт 1 блоку №17 - Т видає матрицю гальмівних зусиль.

Результати визначення часу та шляху гальмування за двома характерними значеннями φ_x та різних значень V_0 від 0 до V_{max} без урахування PID-регулювання процесом гальмування сідельного автопоїзда занесемо до табл. Д.2 та Д.3.

Таблиця Д.2 – Параметри екстреного гальмування автопоїзда на укатаному засніженому покритті

Маталина	Мотолика V ₀ , км/год									
методика	10	20	30	40	50	60	70	80		
C	4П з нек	еровани.	м напівп	ричепом	$i (j_{cm} = 1)$,654 м/с	²)			
$t_{z(min)}, c$										
за теорією [86]	1,379	3,059	4,738	6,418	8,097	9,777	11,46	13,14		
за іміт. мод. [19]	1,48	3,19	4,93	6,72	7,78	9,32	10,65	12,20		
різниця	0,101	0,131	0,192	0,302	-0,317	-0,457	-0,810	-0,940		
похибка, %	3,40	2,07	2,03	2,27	1,99	2,42	3,66	3,71		
$S_{c(min)}, M$										
за теорією [86]	1,574	7,738	18,57	34,06	54,22	79,05	108,5	142,7		
за іміт. мод. [19]	1,66	7,92	19,18	33,90	53,35	76,95	105,4	136,3		
різниця	0,086	0,182	0,61	-0,16	-0,87	-2,10	-3,10	-6,40		
похибка, %	2,66	1,13	1,62	0,24	0,81	1,35	1,45	2,30		
(САП з ке	рованим	напівпр	ичепом	$(j_{cm}=1,0)$	562 м/c ²)				
			$t_{r(min)}$	1), C						
за теорією [86]	1,371	3,043	4,714	6,385	8,057	9,728	11,40	13,07		
за іміт. мод. [19]	1,476	3,228	4,820	6,692	7,735	9,428	10,72	12,08		
різниця	0,105	0,185	0,106	0,307	-0,322	-0,30	-0,68	-0,99		
похибка, %	3,69	2,95	1,08	2,35	2,04	1,57	3,07	3,94		
$S_{r(min)}$, M										
за теорією [86]	1,563	7,693	18,47	33,88	53,94	78,64	108,0	142,0		
за іміт. мод. [19]	1,682	8,163	19,18	32,93	51,58	75,02	101,4	133,8		
різниця	0,119	0,470	0,71	-0,95	-2,36	-3,62	-6,60	-8,20		
похибка, %	3,66	2,96	1,89	1,42	2,24	2,36	3,15	2,97		

Аналогічно визначимо параметри гальмування сідельного автопоїзда з керованим напівпричепом, для якого: $x_1 = 2,406 \ m$; $x_2 = 1,394 \ m$; $L = 8,504 \ m$, $\lambda_1 = 2,73$; $\lambda_2 = 1,58$; $h_g = 1,638 \ m$, інші параметри ідентичні з варіантом некерованого напівпричепа. Також, за формулами Д.7 та Д.8 визначимо відносну похибку отриманих параметрів екстреного гальмування автопоїзда з керованим напівпричепом.

Таблиця Д.3 – Параметри екстреного гальмування автопоїзда на сухому асфальтовому покритті

Маталина				V ₀ , к	м/год				
методика	10	20	30	40	50	60	70	80	
C	4П з нек	еровани.	м напівп	ричепом	$j_{cm}=5$,496 м/с	²)		
$t_{e(min)}, c$									
за теорією [86]	0,205	0,711	1,216	1,722	2,227	2,733	3,238	3,743	
за іміт. мод. [19]	0,2	0,75	1,29	1,81	2,15	2,69	3,22	2,68	
різниця	-0,005	0,039	0,074	0,088	-0,077	-0,043	-0,018	-1,063	
похибка, %	1,23	2,67	2,95	2,49	1,76	0,79	0,28	0,85	
$S_{z(min)}, M$									
за теорією [86]	0,116	1,389	4,065	8,146	13,63	20,52	28,81	38,51	
за іміт. мод. [19]	0,121	1,454	4,182	8,523	13,42	20,45	28,13	37,82	
різниця	0,005	0,065	0,117	0,377	-0,210	-0,07	-0,685	-0,695	
похибка, %	2,11	2,29	1,42	2,26	0,78	0,17	1,20	0,90	
(САП з ке	рованим	напівпр	ичепом	$(j_{cm} = 5, 5)$	536 м/с²)			
			$t_{r(min)}$	n), C					
за теорією [86]	0,202	0,704	1,205	1,707	2,209	2,711	3,212	3,714	
за іміт. мод. [19]	0,215	0,742	1,28	1,738	2,11	2,54	2,98	3,61	
різниця	0,013	0,038	0,075	0,031	-0,099	-0,171	-0,232	-0,104	
похибка, %	3,12	2,63	3,02	0,90	2,29	3,26	3,75	1,42	
$S_{e(min)}, M$									
за теорією [86]	0,113	1,370	4,021	8,066	13,50	20,34	28,56	38,18	
за іміт. мод. [19]	0,120	1,441	4,138	8,439	13,34	20,32	27,89	37,51	
різниця	0,007	0,071	0,117	0,373	-0,16	-0,02	-0,67	-0,67	
похибка, %	3,0	2,53	1,43	2,26	0,60	0,05	1,18	0,89	

За формулами Д.3, Д.4 визначимо координати центра мас автопоїзда з керованим напівпричепом:

$$x = \frac{m_{aB3}^{st}}{m_{a}^{tc}} \cdot L = \frac{24000}{42141} \cdot 8,504 = 4,843 \text{ }\text{M}; \tag{Д.9}$$

$$y = \frac{m_a^t}{m_a^{tc}} \cdot L = \frac{18141}{42141} \cdot 8,504 = 3,661 \text{ }_{\mathcal{M}},\tag{Д.10}$$

Для порівняння отриманих значень шляху гальмування з допустимими визначимо останні за формулою [149] (*V*₀ у *км/год*), та занесемо до табл. Д.4:

$$[S_{2\min}] = [S_2] - (S_3 + S_n) = V_0 \cdot \left(0.18 + \frac{V_0}{130} - \frac{(t_3 + 0.5 \cdot t_n)}{3.6}\right).$$

Таблиця Д.4 – Допустимі значення шляху гальмування [149]

V ₀ , км/год										
10	20	30	40	50	60	70	80			
	$[S_{rmin}], M$									
1,736	5,010	9,823	16,17	24,06	33,49	44,46	56,96			

Д.2. Режим сталого руху автопоїзда по колу

В якості оцінюючих параметрів при тестуванні запропонованої імітаційної моделі руху автопоїзда по колу приймемо наступні: кут складання автопоїзда (ψ); внутрішній та зовнішній габаритні радіуси автопоїзда (R_{62} , R_{32}); кути повороту лівого та правого коліс тягача (Θ_{IL} , Θ_{IR}); критичну швидкість руху автопоїзда за ковзанням (V_{cs}). В якості вихідного параметру для визначення зазначених величин, за аналогією з розробленою імітаційною моделлю, приймемо кут повороту керма (Θ_{KK}). Для визначення зазначених параметрів за точку відліку системи координат приймемо центр зчіпки та складемо розрахункову схему (рис. Д.3, *a*), завдяки якої отримаємо відповідні вирази для аналітичного їх визначення.



а) схема визначення радіусів, що характеризують маневреність САП;
 б) схема визначення інерційних складових системи
 Рисунок Д.3 – Розрахункова схема для визначення параметрів сталого руху автопоїзда по колу

Приймемо наступні характерні положення кутового переміщення ланок автопоїзда: 1 – крайнє кутове положення тягача відносно напівпричепа, що відповідає максимальним значенням кутів повороту коліс керованого напівпричепа (рис. Д.4, *a*); 2 – кутове положення тягача відносно напівпричепа, що забезпечує допустиме значення внутрішнього габаритного радіусу $R_{e2} = 5300 \text{ мм}$ (рис. Д.4, *a*, *e*); 3 – крайнє кутове положення тягача відносно напівпричепа, що відповідає максимальним значенням кутів повороту коліс тягача (рис. Д.4, *d*, *ж*). Визначимо параметри зазначених положень для двох варіантів автопоїзда.

У першому розділі дисертаційної роботи для заданого напівпричепа визначили координати миттєвого центру повороту: $L_{BH\Pi} = 4670 \ \text{мm}$ та $R_0^{st} = 6540 \ \text{mm}$, що мінімізують розходження між зовнішніми габаритними радіусами тягача R_{32}^{st} та напівпричепа R_{32}^{st} , виконують вимогу щодо внутрішнього габаритного радіусу $R_{62} = 5300 \ \text{mm}$ при конструктивному забезпеченні максимальних значень кутів повороту керованих коліс напівпричепа. Тобто, для автопоїзда з керованим напівпричепом співпадають перше та друге характерні положення.



а) та б) взаємне положення ланок відповідно керованого та некерованого напівпричепів при повороті керма на кут $\Theta_{KK} = -525^{\circ}$, що відповідає внутрішньому габаритному радіусу керованого напівпричепа $R_{se} = 5300 \text{ мм}$ та максимальним кутам повороту коліс напівпричепа; в), г) взаємне положення ланок відповідно некерованого та керованого напівпричепів при повороті керма на кут $\Theta_{KK} = -421^{\circ}$, що відповідає внутрішньому габаритному радіусу некерованого напівпричепа $R_{se} = 5300 \text{ мм}$; д) взаємне положення ланок автопоїзда з некерованим напівпричепом при повороті керма на максимальний кут $\Theta_{KK} = -558^{\circ}$; е) взаємне положення ланок автопоїзда з некерованим напівпричепом при складанні на кут 90°; ж) взаємне положення ланок автопоїзда з керованим напівпричепом при повороті керма на максимальний кут $\Theta_{KK} = -613^{\circ}$

Рисунок Д.4 – Характерні положення ланок при маневруванні автопоїзда

Тестування моделі виконаємо за умови повороту керма від нейтрального положення до максимально можливого положення ліворуч згідно з напрямком руху сідельного автопоїзда. Для того, щоб визначити кут повороту внутрішнього, до миттєвого центру повороту автопоїзда, колеса тягача (Θ_{IL}) для відповідного його характерного положення, визначимо довжину радіусу R_0^t . Для цього необхідно знати координати центра ведучого моста тягача (X_0 , Y_0) при відповідному складанні автопоїзда, що знаходиться на відстані L_{17} (додаток А) від центру зчіпки автопоїзда. Так як відрізок R_0^t є дотичним до кола з радіусом L_{17} запишемо наступне рівняння для визначення координат його точок:

$$R_0^{st} = f(X_0) + f'(X_0) \cdot (L_{BHII} - X_0).$$

$$(Д.11)$$

Так як функція $f(X_0) = \sqrt{L_{17}^2 - X_0^2}$, то її похідна дорівнює:

$$f'(X_0) = \frac{-X_0}{\sqrt{L_{17}^2 - X_0^2}}, \text{ тоді перетворимо вираз Д.11 у:}$$
$$R_0^{st} = \sqrt{L_{17}^2 - X_0^2} - \frac{X_0}{\sqrt{L_{17}^2 - X_0^2}} \cdot (L_{BHII} - X_0).$$

Після відповідних перетворень отримаємо вираз:

$$X_{0} = \frac{\left(2 \cdot L_{17}^{2} \cdot L_{BH\Pi}\right) - \sqrt{\left(2 - L_{17}^{2} \cdot L_{BH\Pi}\right)^{2} + 4 \cdot \left(\left(R_{0}^{st}\right)^{2} + L_{BH\Pi}^{2}\right) \cdot \left(\left(R_{0}^{st}\right)^{2} \cdot L_{17}^{2} - L_{17}^{4}\right)}{2 \cdot \left(\left(R_{0}^{st}\right)^{2} + L_{BH\Pi}^{2}\right)}.$$
 (Д.12)

Координату Y_0 та кут складання ψ визначимо за наступною формулою:

$$Y_0 = \sqrt{L_{17}^2 - X_0^2} . \tag{Д.13}$$

Довжину радіусу R_0^t визначимо за формулою:

$$R_{0}^{t} = \sqrt{\left(L_{BH\Pi} - X_{0}\right)^{2} + \left(R_{0}^{st} + B_{2}^{st}/2 - Y_{0}\right)^{2}} ,$$

де $Y_0 = \sqrt{(L_{17})^2 - (X_0)^2} - \mathbf{Y}$ -координата центра заднього моста тягача.

Кут повороту внутрішнього, до миттєвого центру повороту сідельного автопоїзда, колеса тягача відповідно до радіусу R_0^t визначимо за формулою:

$$\Theta_{IL(R)} = \operatorname{arctg}\left(\frac{L_{I}}{\left(R_{0}^{t} - B_{I}^{t(1)} / 2 + r_{0}^{t}\right)}\right). \tag{Д.14}$$

Значення кутів повороту зовнішнього до миттєвого центру повороту сідельного автопоїзда колеса тягача та кутів повороту керма відповідно до внутрішнього кута Θ_{IL} (Д.14) визначимо за поліномами (3.2, 3.3), які отримано в результаті обробки експериментальних даних. Результати розрахунків занесемо до табл. Д.5.

Положення	1	2	-	3
$L_{BH\Pi}$, мм	4670	7570	7570	6318
$R_0^{\ st}$, мм	6540	6540	0	2812
Х ₀ , мм	389	316	29	214
R_0^{t} , мм	8024	9994	7556	6900
$artheta_{\it lL}$, °	-28°8′	-22°43′	-29°47′	-32°25′
Θ_{IR} °	-21°34′	-18°7′	-22°36′	-24°15′
$artheta_{\it KK}$, $^\circ$	-525	-421	-558	-613

Таблиця Д.5 – Кути повороту коліс тягача для характерних положень САП

Кут складання сідельного автопоїзда з некерованим напівричепом, що відповідає максимальним значенням кутів повороту керованих коліс тягача (рис. Д.4, *д*), визначимо за формулою:

$$\psi_{\Theta max}^{t} = 180 \cdot \arccos\left(\frac{X_{0}}{L_{17}}\right) / \pi = 180 \cdot \arccos\left(\frac{29}{460}\right) / 3, 14 = 86^{\circ}31'$$

Кут складання сідельного автопоїзда з керованим напівпричепом, що відповідає максимальним значенням кутів повороту керованих коліс тягача (рис. Д.4, ж), визначимо графічним методом наступним чином. З'єднаємо між собою точки МЦП1 та МЦП5, вздовж отриманої лінії буде переміщуватись МЦП автопоїзда при встановленні кута складання у діапазоні від ψ^{st}_{Omax} (кут складання САП, що відповідає максимальним кутам повороту керованих коліс напівпричепа) до ψ^{t}_{Omax} (кут складання автопоїзда, що відповідає максимальним кутам повороту керованих коліс тягача). Проведемо промінь від центру зчіпки до отриманої прямої під прямим кутом, точка перетинання й буде МЦП7, що відповідає куту складання САП – $\psi'_{Omax} = 62°11'$. Подальше збільшення кута складання ланок автопоїзда від значення $\psi^t_{\Theta max}$ відносно граничного положення призведе до зміщення миттєвого центру повороту відносно центру зчіпки у протилежному напрямку щодо повороту (рис. Д.4, *e*), у зв'язку з чим, кути повороту керованих коліс тягача будуть зменшуватись, а рух напівпричепа буде відбуватися у зворотному щодо тягача напрямку.

Надалі, визначимо оцінюючи параметри за режимом сталого руху автопоїзда по колу для вектора кутів повороту керма від мінімального значення $\Theta_{KK(min)} = -60^{\circ}$ до максимального $\Theta_{KK} = -460^{\circ}$ з кроком 100° із включенням до вектора значень характерних положень сідельного автопоїзда (табл. Д.6).

Значення кутів повороту керованих коліс тягача у залежності від кутів повороту керма визначимо за поліномами (3.1, 3.2), які отримані в наслідок обробки експериментальних даних.

Довжину радіусу R_0^t визначимо за формулою:

$$R_0^t = \frac{2 \cdot L_I + tg\left(\Theta_{IL}\right) \cdot \left(2 \cdot r_0^t - B_I^{t(I)}\right)}{2 \cdot tg\left(\Theta_{IL}\right)}$$

Отримавши миттєвий радіус повороту тягача R_0^t визначимо радіус кола за яким переміщуватиметься МЦП тягача до перетинання з віссю нейтральної поворотності напівпричепа:

$$R_{kp} = \sqrt{\left(R_0^t\right)^2 + \left(L_{17}\right)^2}$$
.

Точка перетинання й дасть МЦП автопоїзда.

Для автопоїзда з некерованим напівпричепом у діапазоні кутів складання від $\psi^t_{\Theta min}$ до $\psi^t_{\Theta max}$, а також для автопоїзда з керованим напівпричепом у діапазоні кутів складання від $\psi^t_{\Theta min}$ до $\psi^{st}_{\Theta max}$ координата $L_{BH\Pi}$ є незмінною, визначається тільки координата МЦП R_0^{st} за формулою:

$$R_0^{st} = \sqrt{\left(R_{kp}\right)^2 - \left(L_{BH\Pi}\right)^2}$$

$$L_{BHII}''' = -\frac{a \cdot b - \sqrt{a^2 \cdot (R_{kp})^2 - b^2 + (R_{kp})^2}}{a^2 + l},$$
$$R_0^{st} = a \cdot L_{BHII}'' + b,$$

де

$$a = \frac{R_{_{B2}} + B_2^{_{St}}}{L_{_{BH\Pi}}'' \cdot (1 - L_{_{BH\Pi}}' / L_{_{BH\Pi}}'')}; \qquad b = -\frac{R_{_{B2}} + B_2^{_{St}}}{1 - L_{_{BH\Pi}}' / L_{_{BH\Pi}}''}$$

Кут складання визначається за формулою:

$$\psi = \operatorname{arctg} \left(\frac{L_{BHII}}{R_0^{st}} \right) - \operatorname{arctg} \left(\frac{L_{17}}{R_{kp}} \right).$$

Внутрішній габаритний радіус визначається за формулою:

$$R_{\rm sc}=R_0^{\rm st}-B_2^{\rm st}/2\,.$$

Окремо визначимо зовнішній габаритний радіус тягача R^{t}_{32} та напівпричепа R^{st}_{32} , найбільше з отриманих значень занесемо до табл. Д.6 Зазначені радіуси визначимо за наступними формулами:

$$R_{32}^{t} = \sqrt{\left(R_{0}^{t} + B_{cab}/2 - R_{rnd}\right)^{2} + \left(L_{I} + L_{6}^{t} - 2 \cdot R_{rnd}\right)^{2}}, \qquad (\Pi.15)$$

$$R_{32}^{st} = \sqrt{\left(R_{0}^{st} + B_{2}^{st}/2 - R_{rnd}\right)^{2} + \left(L_{C3II}^{st} - L_{BHII} - 2 \cdot R_{rnd}\right)^{2}},$$

де *B*_{*cab*} – габаритна ширина кабіни тягача (рис. Д.3, *a*);

L^{*t*}_{*6*} – передній звис тягача;

*R*_{rnd} – урахування округлення кабіни;

L_{СЗП} – відстань від центру зчіпки ланок автопоїзда до найбільш віддаленої від нього габаритної точки відповідної ланки САП.

Результати розрахунків занесемо до табл. Д.6.

Крім зазначених параметрів визначимо критичну швидкість руху автопоїзда.

Усі КТЗ проектуються таким чином, щоб втрата стійкості руху у поперечному напрямку за проковзуванням настала раніше ніж за перекиданням, тому критична

швидкість руху за першою умовою буде меншою. Зазначений параметр й приймемо для тестування моделі.

JIb	Θ_{KK} , °								
юде	-60	-160	-260	-360	-421	-460	-525	-558	
и / и	Θ_{IL} , °								
етрі	-3,15	-8,5	-14,0	-19,4	-22,7	-24,8	-28,1	-29,8	
ирам				Θ_{l}	° R,				
Пв	-3,01	-7,69	-12,01	-15,93	-18,13	-19,47	-21,58	-22,61	
R_0^{t} , мм	71081	26343	16157	11707	10001	9140	8033	7556	
L _{внп} , мм				75	70				
R_0^{st} , мм	70679	25236	14282	8942	6551	5143	2728	0	
	кут складання САП, <i>ψ</i> , °								
графіч.	-5,74	-15,70	-26,30	-38,00	-46,5	-52,9	-66,9	-86,52	
імітац.	-6,10	-17,60	-28,8	-40,5	-47	-50,2	-54,5	-59,5	
похибка, %	3,0	5,7	4,5	3,2	0,5	2,6	10,2	18,5	
		вну	трішній	габарит	гний рад	ціус, <i>R</i> _{вг} ,	ММ		
графіч.	69439	23996	13042	7702	5310	3902	1485	1240	
імітац.	66062	23161	12450	7558	5381	4609	2021	1939	
похибка, %	2,5	1,8	2,3	0,9	0,7	8,3	15,3	22,0	
		30BH	ішній га	баритни	ий радіу	c, $R_{3r(max)}$), ММ		
графіч.	72431	28014	18086	13866	12292	11513	10529	10113	
імітац.	69480	27713	18004	14013	12485	12016	12409	6215	
похибка, %	2,1	0,5	0,2	0,5	0,8	2,1	8,2	23,9	
	рад	іус розта	ашуванн	ія центр	а мас НІ	П від МІ	ЦП, <i>Rstif</i> ,	ММ	
графіч.	70719	25348	14479	9253	6968	5665	3619	2379	
імітац.	67409	24645	14194	9357	7580	6460	5016	3855	
похибка, %	2,4	1,4	1,0	0,6	4,2	6,6	16,2	23,7	

Таблиця Д.6 – Оцінні параметри сталого руху САП з некерованим НП по колу

Таблиця Д.7 – Рекомендовані значення часу розрахунку динамічної моделі автопоїзда на момент встановлення сталого руху по колу

	$\varTheta_{{\scriptscriptstyle K\!K\!}}$, \circ									
V, км/год	-60	-260	-423	-525	-558	-613				
	Т _{СТАЛ} , с									
5	350	140	100	90	80	75				
10	200	75	58	56	52	50				
15	120	45	38	33	32	30				
20	90	30	26	24	23	22				
25	72	24	21	18	18	18				
30	60	20	18							
35	52									
40	48									

Критична швидкість сталого криволінійного руху КТЗ за проковзуванням визначається за формулою [28-33]:

$$V_{cs} = \sqrt{g \cdot R_{if}^{st} \cdot \varphi_y} , \qquad (Д.16)$$

де $R_{if}^{st} = \sqrt{\left(R_0^{st}\right)^2 + \left(L_{BHII} - a_a^{st}\right)^2}$ – відстань від миттєвого центру повороту КТЗ до

центра мас напівпричепа з повною масою (рис Д.3, δ);

 φ_y – коефіцієнт зчеплення шин з опорною поверхнею у поперечному напрямку.

Для сідельного автопоїзда критична швидкість руху розраховується окремо для тягача та напівпричепа. У рамках тестування моделі достатньо критичну швидкість руху визначити тільки для напівпричепа, так як його центр мас знаходиться ближче за центр мас тягача (рис. Д.3, *б*), тобто, критична швидкість напівпричепа також буде меншою за тягача.

Силу інерції у поперечній площині, що діє у центрі мас напівпричепа визначимо за наступною формулою:

$$F_{if(y)}^{st} = \frac{m_a^{st} \cdot V_{cs}^2}{R_{if}^{st}} \cdot \cos\left(\alpha_{if}^{st}\right) = m_a^{st} \cdot g \cdot \varphi_y \cdot \cos\left(\alpha_{if}^{st}\right),$$

де m_{a}^{st} – повна маса напівпричепа (додаток А);

 $\alpha_{if}^{st} = arctg((L_{BH\Pi} - a_a^{st})/R_0^{st}) -$ кут між лінією дії сили інерції та ВНП.

Похибка визначається за формулою (Д.7). Результати розрахунків занесемо до табл. Д.8.

Таблиця Д.8 – Критична швидкість сталого руху сідельного автопоїзда по колу в залежності від стану дорожнього покриття

Молоди	$artheta_{\it KK}$, \degree									
модель	-60	-160	-260	-360	-421	-460	-525			
<i>V_{cs}, км/год</i> , рух по укатаному засніженому покритті										
аналітич.	42	25	19	15	13	12	10			
імітац.	24	20	17	16	15	15	15			
похибка, %	27,3	11,1	5,6	3,2	7,1	11,1	20,0			
<i>V_{cs}, км/год</i> , рух по сухому асфальтовому покритті										
аналітич.	85	51	38	31	27	24	19			
імітац.	41	33	29	27	26	26	25			
похибка, %	34,9	21,4	13,4	6,9	1,9	4,0	13,6			

Додаток Е

Аналіз існуючих методів експериментальних досліджень маневреності автопоїздів

У [30] встановлюються наступні оціночні критерії маневреності КТЗ: мінімальний радіус повороту; мінімальний габаритний радіус повороту; поворотна ширина за слідом коліс; габаритна смуга руху; питома сила тяги, що необхідна при повороті; коефіцієнти використання зчіпної сили коліс при повороті; легкість кермового керування при поворотах керованих коліс на місті. Перші два та останній показники визначаються у відповідності до галузевої нормалі ГН 025.319-68 [152]. Оціночними показниками керованості за [29], які оцінюються суб'єктивно у балах, є: стійкість керування траєкторії; стійкість курсового керування; стійкість керування траєкторією при гальмуванні; стійкість курсового керування при гальмуванні; гранична швидкість виконання маневру V_{cp} , км/год; швидкість початку зниження стійкості курсового керування $V_{курс}$, км/год.

Експериментальним дослідженням маневреності та керованості автопоїздів присвячено багато робіт, так як довести адекватність запропонованої математичної моделі можна тільки шляхом отримання емпіричних даних [25, 52, 66-68, 73].

Найбільш простим і точним методом визначення траєкторії руху ланок автопоїзда є метод відмітчиків траєкторій. На кожній ланці автопоїзда встановлюється бачок з фарбувальною рідиною. При рухові автопоїзда вздовж заздалегідь розміченого майданчику рідина через краники і трубки залишає слід траєкторії на дорожній поверхні [66-68].

Програма випробувань статичної маневреності автопоїздів за [25, 52] включає наступне: визначення повної габаритної смуги руху на прямокутному (еталонному) повороті вліво і вправо; визначення повної габаритної смуги руху на розвороті у зворотному напрямку (на кут 180°) вліво і вправо; випробування при русі заднім ходом на прямолінійній ділянці.

Випробування за запропонованою програмою проводять на горизонтальному рівному прямокутному майданчику, що має тверде покриття і розміри для автопоїзда приблизно 50×80 м. На майданчик повинна бути нанесена стійкою фарбою полярна система координат. Уздовж більшої сторони прямокутника майданчика на відстані близько п'яти м від її межі наносять основну опорну пряму лінію m-n довжиною 80 м з відмітками від 0 до 80 через кожен метр, з відновленими до них перпендикулярами завдовжки 3 м кожен (рис. Е.1). Від відмітки 40 м від центру проводять і фіксують на майданчику дев'ятнадцять променів завдовжки 40 м кожен і нумерують їх від 2 до 20. Крайні промені 1 і 21 співпадають з опорною лінією m-n. Центральний промінь 11 також розмічають через кожен метр, а на решті променів відмітки наносять через кожних 10 м. Кути між променями 1-4, 8-14 і 18-21 повинні бути 5°, а між останніми – 15°.



Рисунок Е.1 – Розмітка площадки для вимірювання параметрів маневреності САП

Перед початком випробувань за програмою визначають необхідні геометричні параметри КТЗ (габарити, база, звиси, максимально можливі кути повороту керованих коліс КТЗ, максимально можливі за конструкцією кути складання автопоїзда та ін.).

У характерних точках випробовуваного об'єкту (точки *1, 2, 3* і *4* рис. Е.1), тобто в тих точках, траєкторії яких утворюють габаритну смугу руху, встановлюють відмітчики траєкторій. Найбільш простим і достатньо надійним є відмітчик, який наносить на опорній поверхні мірного майданчика траєкторії крейдою або рідиною.

Поворот на кут 90°. Автопоїзд встановлюють в початкове положення на центральному промені 11 строго прямолінійно (середини усіх ходових осей його ланок повинні бути строго над лінією 11). Керовані колеса нерухомого тягача повертають на максимально можливі кути до упору. За малою швидкістю руху (не більше 5 км/год) КТЗ здійснює поворот під прямим кутом до моменту виходу на траєкторію, паралельну опорній лінії *m-n*. При цьому на пряму повинні вийти ведучи колеса тягача так, щоб його поздовжня вісь стала паралельною до опорної лінії *m-n*. Після зупинки рух продовжують у прямому напрямку з виведеними в нейтральне положення керованими колесами. Бажано, щоб за час прямолінійного руху причіпна ланка також вийшла на пряму. Рух припиняють, досягнувши кінця опорної лінії *m-n*.

Аналогічним образом проводять випробування при повороті на кут 180°, але круговий рух припиняють, як тільки ведуча вісь автомобіля знов вийде на центральний промінь *11* і поздовжня вісь автомобіля або автомобіля-тягача знов буде паралельна опорній лінії *m-n*, але тепер на відстані ширини розвороту.

Для дослідницьких робіт можуть використовуватися більш досконаліші, але й складніші, дорогі методи, включаючи гіроскопічні, з безпосереднім нанесенням курсового положення ланок автопоїзда на планшет, реєстрація положення ланок автопоїзда за допомогою GPS та ін.

Співробітниками полігону НАМІ розроблений інший метод, заснований на тензометрії, що використовує координатну сітку у дорожньому покритті, для визначення параметрів руху автомобіля. Формування сигналів здійснюється індукційними датчиками.

Для дослідження динамічних параметрів руху сідельних автопоїздів авторами [153] запропоновано тензометричний опорно-зчіпний пристрій, виконаний у вигляді хрестоподібної балки прямокутного перетину.

Для отримання експериментальних даних використовують як фізичні моделі (макет автопоїзда), так і натурні об'єкти, що знаходяться в експлуатації. Так, довгий час для своїх досліджень представники наукової школи проф. В. П. Сахно триланкового автопоїзда [154], що використовували макет складався 3 електромобілю та саморобних причепів (рис. Е.2, а). Завдяки цій моделі можна визначати наступні параметри: переміщення характерних точок автопоїзда, кутову швидкість та кути складання його ланок. Траєкторія фіксувалась завдяки крейдовим відмітчикам. З іншого боку, С. Л. Тропін, для своїх досліджень натурного об'єкту [52] з урахуванням їх специфіки використовував тільки крейдові відмітчики траєкторії, та фіксував час виконання маневру, час повороту керма тягача у крайнє положення. Результати експериментів, отриманих за цими моделями є доволі сумнівними.









У своїй роботі [67] Гуменюк П. О. для проведення експериментальних досліджень також використав фізичну модель із застосуванням π -теореми подібності, яка полягає у наступному: якщо дві динамічні системи описані однаковими диференціальними рівняннями, то рішення диференціальних рівнянь буде масштабно незмінним при тих самих π -групах. Завдяки цієї ідеї підібрані параметри моделі, що відповідають реальним. Модель автопоїзда була оснащена необхідною контрольно-вимірювальною апаратурою, створеною на платформі Arduino Uno, на якій встановлено декілька пристроїв для забезпечення зв'язку з

комп'ютером, іншими пристроями Arduino або мікроконтролерами. У фізичній моделі для повороту керованих коліс використовується сервопривод Mini Servo SG-90. Зазначений метод організації проведення експерименту є виправданим, тому що, визначення параметрів руху КТЗ за умов конструктивних змін його складових частин з використанням натурного об'єкту у порівнянні з фізичною є економічно недоцільною.

Більш точні результати експериментальних досліджень [155] можна отримати вимірювально-реєструючої КТЗ при розміщенні апаратури на реальному (рис. Е.2, б). До того ж, для проведення експерименту можуть використовуватись сенсори, які беруть участь у керуванні бортовими системами натурного об'єкту (автопоїзда) [66]: сенсори переміщення підвіски WABCO №441 050 100 0 – для визначення кутів повороту керованих коліс та кутів складання ланок автопоїзда. Значно складнішу апаратуру для експериментальних досліджень використовував С. С. Шадрін [73]: Tri-Axial Navigational Sensor (TANS-3215003MS 2510-PT) – сенсор, що вимірює поздовжні прискорення та кутові швидкості відносно трьох координатних осей; CORREVIT S-CE w/Gyro (SCE36507) – безконтактний оптичний сенсор, що вимірює поздовжню та поперечну швидкості, кутову швидкість відносно вертикальної осі; MSW-S – вимірювальне кермо, яке фіксує кут та швидкість його повороту, крутний момент на кермі; Light Barrier (PRK 96K/N-1380-46) – сенсор для електронної фіксації моменту початку та завершення заїзду. Але, не залежно від апаратури, яка використовується для організації експериментальних випробувань КТЗ, автори розглянутих робіт радять додатково використовувати відмітчики траєкторій.

Що стосується програми експериментальних випробувань, то майже у всіх авторів розглянутих робіт вона однакова так як регламентується нормативною документацією: РД 37.001.005-82, ДСТУ 3310–96, [115], (поворот радіусом 25 м або 35 м (рис. Е.З, *a*), «переставка» (рис. Е.З, *б*), швидкість руху обмежується стійкістю КТЗ); Anon (Low-Speed-Corner (SPW₉₀, SPW₃₆₀): траєкторія руху тягача задається центром його керованого моста (рис. Е.З, *в*), радіус повороту центру переднього габариту якого дорівнює 11,25 м, швидкість руху автопоїзда – 10 км/год [156]);
ISO 3888-1 (Evasive maneuvers course (рис. Е.З, *г*), швидкість руху обмежується стійкістю КТЗ). Крім зазначених тестів додатково можуть проводити: Sinusoidal Steer за SAE, Lane Change, Heavy commercial vehicles and buses – Braking in a turn – Open-loop test methods за ISO 14794-2011 та ін.



а) поворот радіусом 25 м або 35 м за ДСТУ 3310–96; б) «переставка» за ДСТУ 3310–96; в) маневр «Low-Speed-Corner» за Anon; г) маневр «Evasive maneuvers course» за ISO 3888-1

Рисунок Е.3 – Тести для експериментальних випробувань

Кількість заїздів для кожного тесту регламентується [115] та дорівнює трьом, хоча у [157] рекомендується кількість заїздів для одного маневру не менше восьми. Враховуючи відсутність можливості відтворення умов виконання наступних заїздів щодо проведених, немає сенсу проводити багату кількість заїздів, тому свій вибір зупинимо на рекомендаціях [115]. Для реєстрації та обробки отриманих даних використовують такі програмні комплекси, як TurboLab Analysis, LabVIEW, з подальшим імпортом у середовище MatLab.

Додаток Ж

Попередній вибір складових системи активного керування поворотом напівпричепа

Ж.1. Механіка керованого моста

Для визначення кутової швидкості лівої поворотної цапфи відносно шворня (точка O_3 , рис. 4.4) за рахунок зміни вектору $\vec{L_c}$, що спостерігається під час роботи робочого циліндру, складемо розрахункову схему (рис. Ж.1).



Рисунок Ж.1 – Розрахункова схема для визначення кутової швидкості ω_{WL}

Кутова швидкість лівої поворотної цапфи визначається за формулою:

$$\omega_{WL} = -\frac{V_{WR}}{L_L} = -\frac{V_{WRx} \cdot k_v}{L_L} = -\frac{V_{WRx}}{L_L} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{L_b^2 - L_c^2 - L_L^2}{\sqrt{\left(L_L^2 - \left(L_b - L_c\right)^2\right) \cdot \left(\left(L_b + L_c\right)^2 - L_L^2\right)}}\right)^2}$$

де *L*_{*i*} – довжина відповідних векторів системи;

*V*_{WR} – абсолютна швидкість руху штоку робочого циліндру.

При розгортанні робочого гідроциліндру змінюється довжина сторони трикутника L_C на величину ходу штоку h_p та кути α і γ , тобто вираз для абсолютної швидкості V_{WR} вузла O_2 можна записати наступним чином:

$$V_{WR} = \sqrt{V_{WRx}^2 + V_{WRy}^2}, \text{ afo: } V_{WR} = \frac{d\vec{L_c}}{dt}, \text{ fre } \vec{L_c} = L_c \cdot \vec{u_{L_c}}.$$
$$V_{WR} = \frac{dL_c}{dt} \cdot \sqrt{1 + \left(L_c \cdot \frac{d\gamma}{dL_c}\right)^2} = V_{WRx} \cdot \sqrt{1 + \left(L_c \cdot \frac{d\gamma}{dL_c}\right)^2}.$$

де
$$\gamma = \arccos\left(\frac{L_b^2 + L_c^2 - L_L^2}{2 \cdot L_b \cdot L_c}\right) - 3мінний кут між вектором L_C та L_b .$$

Визначимо лінійну швидкість переміщення штока циліндра блокування (*V_{kx}*), для цього складемо розрахункову схему (рис. Ж.2).



Рисунок Ж.2 – Кінематичні зв'язки елементів трапеції та циліндру блокування рухомими векторами

До невідомого компоненту системи відноситься довжина вектору $\vec{L_R}$, як змінна у часі величина, тому виведемо вираз для її визначення. Для цього запишемо суму векторів з подальшим визначенням їх проекцій на вісь «у» помноженням на одиничний вектор $\vec{u_v}$.

$$\left(\overrightarrow{L_{T}} + \overrightarrow{L_{P}} + \overrightarrow{L_{R}}\right) \cdot \overrightarrow{u_{y}} = \left(\overrightarrow{L_{x}} + \overrightarrow{L_{y}} + \overrightarrow{L_{h}} + \overrightarrow{L_{g}}\right) \cdot \overrightarrow{u_{y}};$$

$$L_{T} \cdot sin(\varphi_{L}) + L_{P} \cdot sin(\lambda) + L_{R} \cdot sin(\xi) = L_{y}, \text{ de } - \xi = \lambda - \frac{\pi}{2},$$

$$\text{звідси:} \ L_{R} = \frac{L_{T} \cdot sin(\varphi_{L}) + L_{P} \cdot sin(\lambda) - L_{y}}{cos(\lambda)}.$$

Величина проекції лінійної швидкості точки «K» контакту штоку циліндра блокування з упором поперечної тяги трапеції на вісь «x» (V_{kx}) визначаємо за формулою:

$$V_{kx} = \overrightarrow{V_k} \cdot \overrightarrow{u_x} = -L_T \cdot \frac{d\varphi_L}{dt} \cdot \sin(\varphi_L) - L_P \cdot \frac{d\lambda}{dt} \cdot \sin(\lambda) + \frac{dL_R}{dt} \cdot \sin(\lambda) + L_R \cdot \frac{d\lambda}{dt} \cdot \cos(\lambda) + L_R \cdot \frac{d\lambda}{dt}$$

На розрахунковій схемі керованого моста (рис. 4.4) до відповідних вузлів додамо сили, що виникають при повороті коліс, отриману схему, яка відноситься до загальної, представимо на рис. Ж.3.







 а) сили опору повороту коліс; б) приведення сил, що діють на рульову трапецію до лівого шворня; в) приведення сил, що діють на шток робочого циліндру до лівого шворня; г) сили, що діють від циліндрів блокування

Рисунок Ж.3 – Схема сил, що діють на вузли керованого моста при повороті коліс у крайнє ліве положення

Запишемо вирази для визначення моментів опору повороту коліс керованого моста відносно шворнів, (рис. Ж.З, *a*).

- лівого колеса:

$$\Sigma \overline{M_{5tr}^{(l)}} = \overline{M_{5\delta}^{(l)}} + \overline{M_{5\xi}^{(l)}} + \overline{M_{5\mu}^{(l)}} + \overline{M_{5pb}^{(l)}} = \overline{M_{5\delta}^{(l)}} + \overline{F_{5\xi}^{(l)}} \cdot b_{kp} + \overline{F_{5\mu}^{(l)}} \cdot a_{kp} + \overline{M_{5pb}^{(l)}}$$

- правого колеса:

$$\Sigma \overline{M_{\mathfrak{f}\mathfrak{l}r}^{(r)}} = \overline{M_{\mathfrak{f}\mathfrak{d}}^{(r)}} + \overline{M_{\mathfrak{f}\mathfrak{d}}^{(r)}} + \overline{M_{\mathfrak{f}\mu}^{(r)}} + \overline{M_{\mathfrak{f}pb}^{(r)}} = \overline{M_{\mathfrak{f}\mathfrak{d}}^{(r)}} + \overline{F_{\mathfrak{f}\mathfrak{d}}^{(r)}} \cdot b_{kp} + \overline{F_{\mathfrak{f}\mu}^{(r)}} \cdot a_{kp} + \overline{M_{\mathfrak{f}pb}^{(r)}}$$

Також, на рис. Ж.3, а представлена схема сил, що діють на циліндри блокування. Так як на шток правого циліндра блокування не діє упор рульової трапеції, то зі сторони правого циліндра утворюється реакція $\overline{F_{5CB}^{\prime(r)}}$ у протидії активній силі $\overline{F_{5CB}^{(r)}}$, що утворюється у наслідок дії на поршень тиску рідини. На шток лівого циліндру блокування з одного боку діє активна сила $\overline{F_{5TT}^{(l)}}$ зі сторони рульової боку трапеції, упору 3 другого утворюється сума сил $\Sigma \overrightarrow{F_{5CB}^{TT(l)}} = \left(\overrightarrow{F_{5CB}^{(l)}} + \overrightarrow{F_{5CB}^{\prime(l)}}\right) / cos(\lambda)$, яка протидіє переміщенню штоку, ця сума сил складається з активної сили $\overline{F_{5CB}^{(l)}}$, що утворюється у наслідок дії на поршень тиску рідини, та сили опору переміщення штоку за рахунок тертя у циліндрі $\overline{F_{5CB}^{\prime(l)}}$.

Виконаємо приведення сил опору повороту правого колеса та лівого циліндру блокування до шарніру O_{10} , (рис. Ж.З, б), для цього, спочатку, запишемо вираз для визначення сили опору повороту правого колеса, що діє на шарнір O_7 вдовж поперечної тяги рульової трапеції:

$$\overline{F_{5TT}^{\prime(r)}} = \Sigma \overline{M_{5tr}^{(r)}} / (L_T \cdot \cos(\beta^{(r)})) = \Sigma \overline{M_{5tr}^{(r)}} / (L_T \cdot \cos(\frac{\pi}{2} - \varphi_R + \lambda)) =$$
$$= \Sigma \overline{M_{5tr}^{(r)}} / (L_T \cdot \sin(\varphi_R - \lambda)),$$

де $\beta^{(r)}$ – кут між векторами сил $\overline{F_{STT}^{\prime\tau(r)}}$ та $\overline{F_{STT}^{\prime(r)}}$.

Запишемо вираз для визначення вектору сили опору повороту, який утворює крутний момент навколо шарніру *O*₃:

$$\overline{F_{5TT}^{\prime\tau(l)}} = \overline{F_{5TT}^{\prime(l)}} \cdot \cos\left(\beta^{(l)}\right) = \left(\overline{F_{5TT}^{\prime(r)}} + \Sigma \overline{F_{5CB}^{TT(l)}}\right) \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_L + \lambda\right) = \left(\overline{F_{5TT}^{\prime(r)}} + \Sigma \overline{F_{5CB}^{TT(l)}}\right) \cdot \sin\left(\varphi_L - \lambda\right),$$

де $\beta^{(l)}$ – кут між векторами сил $\overline{F_{STT}^{\prime \tau(l)}}$ та $\overline{F_{STT}^{\prime (l)}}$.

Виконаємо приведення сил опору, що діють на шарнір *О*₁₀ та сил опору повороту лівого колеса до штоку робочого циліндру, (рис. Ж.З, в).

$$\overrightarrow{F_{scw}'} = \overrightarrow{F_{scw}'}_{sin(\alpha)} = \frac{\left(\overrightarrow{F_{str}'^{\tau(l)}} \cdot L_T + \Sigma \overline{M_{str}^{(l)}}\right)}{\left(L_L \cdot sin(\alpha)\right)},$$

де α – кут між векторами сил $\Sigma \overrightarrow{F_{s_{CW}}}$ та $\Sigma \overrightarrow{F_{s_{CW}}}$ визначимо, використовуючи теорему синусів та тригонометричне перетворення $sin(arccos(x)) = \sqrt{1-x^2}$, з виразу:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{L_B}{L_L} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{L_b^2 + L_c^2 - L_L^2}{2 \cdot L_b \cdot L_c}\right)^2}\right),$$

Механізм вибору гідравлічних двигунів (гідравлічних циліндрів) для керованих мостів представлено у підрозділі Ж.4 додатку Ж, а результати розрахунків – у табл. Ж.1.

Таблиця Ж.1 – Геометричні параметри гідравлічних циліндрів.

№ моста	Параметри, м							
	L_C	L_B	L_L	h	<i>h_{max(роб)}</i> (ліве колесо)			
				П _{тах(блок)}	внутрішнє	зовнішнє		
1	0,967	1,014	0,306	-0,0308	0,062	-0,052		
2	0,967	1,014	0,306	-0,0782	0,1335	-0,1029		
3	0,967	1,014	0,306	-0,1088	0,1813	-0,1464		

де $h_{max(pob)}$ – максимальне значення переміщення поршня вдовж робочого циліндра;

h_{max(блок)} – максимальне значення переміщення поршня вдовж циліндра пристрою блокування.

Ж.2. Розробка конструкції рульової трапеції

Діаметр пальця кріплення поперечної тяги трапеції до бокового важеля визначається за формулою:

$$d_{O_{10}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{3TT(max)}^{\prime(1)}}{2 \cdot \pi \cdot [\tau_{3p}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 85700,67}{2 \cdot 3,14 \cdot 140 \cdot 10^6}} = 0,020 \ M,$$

де $[\tau_{3p}] = 140 M\Pi a$ – допустиме напруження на зріз (сталь 40), [158];

 $F_{3TT(max)}^{\prime(1)} = 85700,67H$ – максимальне зусилля, що діє на шарнір у точці O_{10} (підрозділ Ж.4 додатку Ж).

Згідно ГОСТ 3635-78 приймаємо діаметр пальця кріплення поперечної тяги до бокового важеля трапеції однаковим для усіх мостів напівпричепу – 25 мм, та вибираємо підшипник шарнірний ШС25.

Мінімально допустиме значення зовнішнього та внутрішнього діаметрів поперечної тяги трапеції визначимо з двох умов: стискання і стійкість при стисканні. Приймаємо матеріал для поперечної тяги та наконечників трапеції сталь 45, для якого допустиме напруження при стисканні – $[\sigma_{cm}] = 230 M\Pi a$ [158].

Зовнішній діаметр поперечної тяги за умовою стискання при *d/D=0,63* визначається за формулою:

$$D_{3TT(cm)} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{3TT(max)}^{\prime(1)}}{\pi \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right) \cdot \left[\sigma_{cm}\right]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 85700,67}{3,14 \cdot \left(1 - 0,63^2\right) \cdot 230 \cdot 10^6}} = 0,028 \text{ MM}$$

Допустиме напруження за умови втрати стійкості визначається за формулою:

$$\left[\sigma_{3_{CMK}}\right] = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot D_{TT(CMK)}^2 \cdot \left(1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2\right)}{16 \cdot L_{3TT}^2 \cdot K_3} = \frac{3.14^2 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 40^2 \cdot \left(1 + 0.63^2\right)}{16 \cdot 1203^2 \cdot 1.6} = 124.9 \text{ MIIa},$$

де $E = 2, 1 \cdot 10^5 M\Pi a$ – модуль пружності першого роду;

 $K_3 = 1,6 -$ коефіцієнт запасу допустимої напруги.

В наслідок виконання дисертаційного дослідження доведено, що для визначення мінімально необхідного зовнішнього діаметра поперечної тяги за умови стійкості достатньо використовувати геометричні параметри тільки одного з мостів за рахунок певного співвідношення максимального зусилля, що діє вздовж поперечної тяги, до допустимої напруги $[\sigma_{cm\kappa}]$.

Зовнішній діаметр поперечної тяги за умовою стійкості визначається за формулою:

$$D_{3TT(cm\kappa)} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{3TT(max)}^{\prime(1)}}{\pi \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right) \cdot \left[\sigma_{3cm\kappa}\right]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 85700,67}{3,14 \cdot \left(1 - 0,63^2\right) \cdot 124,9 \cdot 10^6}} = 0,038 \ M$$

Остаточно приймаємо найбільше з двох значення $D_{TT} = 40 \text{ мм}$, та визначаємо внутрішній діаметр тяги $d_{TT} = D_{TT} \cdot 0,63 = 40 \cdot 0,63 = 25,2 \text{ мм}$. Згідно ГОСТ 22353-77 приймаємо $d_{TT} = 23,7524 \text{ мм}$ під різьбу – М27 із кроком – 3 мм. Різьба використовується для роз'ємного з'єднання поперечної тяги та наконечників рульової трапеції. Перевіримо різьбове з'єднання на міцність і визначимо мінімально допустиму довжину різьбової ділянки за податливістю.

Розрахункове напруження на зрізання різьби визначаємо за формулою:

$$\sigma_{P} = \frac{4 \cdot F_{3TT(max)}^{\prime(1)}}{\pi \cdot d_{TT}^{2}} = \frac{4 \cdot 85700,67}{3,14 \cdot 23,7524^{2}} = 193,51 \text{ MIIa}.$$

Допустима напруга на зрізання різьби визначається наступним чином:

$$\sigma_P = \sigma_T / [S_T] = 360/1, 8 = 200 M\Pi a,$$

де $\sigma_T = 360 M\Pi a$ – межа текучості сталі 45, [158];

[S_T] = 1,8 – коефіцієнт запасу міцності (за умови змінного навантаження та контрольованого затягування).

Тобто, умова щодо зрізання різьби виконана ($\sigma_T \leq [\sigma_T]$).

Основні геометричні параметри рульової трапеції представимо у табл. Ж.2.

Таблиця Ж.2 – Геометричні параметри рульової трапеції

№ моста	Параметри						
	L _t , м	L _{tt} , м	В _{кр} , м	Максимальний кут повороту лівого колеса, градус			
				внутрішнього	зовнішнього		
1	0,2	1,1481	1,456	15,45	12,38		
2	0,2	1,2708	1,456	27,02	21,89		
3	0,2	1,3232	1,456	-36,83	30,30		

Ж.З. Складання гідравлічної схеми та вибір її основних параметрів

За аналогією з існуючими гідравлічними системами, що використовують для будівельних та броньованих машин [159] приймемо для гідравлічного приводу системи активного керування поворотом напівпричепа номінальний тиск – 10 МПа; швидкість робочої рідини – 3,7 м/с (нагнітаюча магістраль), 2 м/с (зливна магістраль).

Для забезпечення працездатності системи активного керування поворотом напівпричепу пропонується сформувати схему гідравлічного приводу (рис. Ж.4), що складається з насосної станції 1 для подачі робочого тіла під потрібним тиском від маслобаку 12 через гідроблок 2 до гідравлічних моторів (робочого циліндру 3 та циліндрів блокування 4). Для функціонування насосної станції передбачено: насос 5, що приводиться до дії електродвигуном 6, перепускний клапан 7 для унеможливлення підвищення тиску у приводі більше за допустимий.



Рисунок Ж.4 – Схема гідравлічного приводу системи активного керування поворотом напівпричепа

Для візуального контролю тиску після насосу передбачено манометр 15. Гідроблок 2 складається з трьох чотирьохпозиційних золотників 9, які з'єднують відповідні об'єми робочого циліндру 3 із нагнітаючою або зливною лінією. Також, для керування напрямком потоку робочого тіла у гідроблоці передбачено вісімнадцять редукційних пропорційних клапанів 10 та стільки ж зворотних клапанів 13. Для збереження безпеки руху автопоїзда при роботі системи та виходу з ладу робочого циліндру у гідроблоці передбачено три пневмогідроакумулятори. Робоче тіло, повертаючись до маслобаку 12, очищується завдяки фільтру 11.

Вибір марки робочої рідини для гідроприводу САПК напівпричепа зумовлено використанням в якості робочої рідини для підсилювачів кермового керування переважної кількості сідельних тягачів, зокрема – сідельних тягачів DAF XF95.430, [160], технічної рідини Dexron-III групи Н згідно ISO-6074, технічна характеристика якої представлена у табл. Ж.З.

Технічний параметр	Значення параметру			
1	2			
Місце застосування	у сил автома у 1 авт	ових коробках передач, в атичних коробках передач, гідравлічних системах гомобілів, у кермовому керуванні		
Кінематична в'язкість,	р Значення параметр 2 у силових коробках пер- автоматичних коробках пер- автоматичних коробках пер- автомобілів, у кермов керуванні 30°С 0,36·10 ⁻⁴ 40°С 0,36·10 ⁻⁴ 100°С 0,08·10 ⁻⁴ 20°С 1500 не 30°С 5000 15°С 847 відсутність піни при 135° руйнування за 23 с при	0,36.10-4		
м ² /с, за температури:		0,08.10-4		
В'язкість згідно з	20°C	1500		
В'язкість згідно з Брукфільдом, МПа∙с, не	30°C	5000		
більш, за температури:	цно з 20°С Па·с, не 30°С ратури: 40°С	20000		
Щільність, кг/м ³ , за температури	15°C	847		
	відсутність піни при 95°С			
Випробування на виникнення піни	10 мм піни при 135°С			
	руйнування за 23 с при 135°С			
Температура спалаху у відкритому тиглі, °С	210			

Таблиця Ж.3 – Технічна характеристика робочої рідини Dexron-III

Закінчення табл. Ж.З

1	2
Температура застигання, °С	-50
Захист від виникнення іржі	відсутність помітного виникнення іржі на випробувальних поверхнях
Випробування на зношування за методом ASTM D 2882 (80°C; 6,9 МПа): втрата маси, мг, не більш	15

Ж.4. Вибір гідромоторів для приводу

Для здійснення повороту коліс напівпричепа використаємо поршневий робочий гідравлічний циліндр двосторонньої дії з одностороннім виходом штоку. Зусилля на штокові та його переміщення можуть мати напрямок у два боки в залежності від того, в який об'єм нагнітається робоча рідина.

Усі розрахунки будуть здійснені для критичного режиму роботи САКП, а саме: при складанні автопоїзда гідравлічна частина приводу системи працює, а механічна частина знаходиться у заблокованому стані за рахунок штучно створеної перешкоди повороту коліс напівпричепа. Максимальний тиск у робочому циліндрі:

$$P_{\mathcal{AB}} = p_H \cdot \eta_2 = 10 \cdot 0, 9 = 9 \ M\Pi a,$$

де $p_{H} = 10 \ M\Pi a$ – максимальний тиск, який може забезпечити насос, відповідає номінальному робочому тиску прийнятому раніше;

 $\eta_{2} = 0,9 - гідравлічний к.к.д. системи.$

Максимальне зусилля, що діє на шарнір у точці O_{10} (рис. Ж.3, δ), спостерігається на першому мосту напівпричепу та дорівнює:

$$F_{3TT(max)}^{\prime(1)} = F_{3TT(max)}^{\prime(r)} = \frac{F_{3CW(max)} \cdot L_L}{L_T \cdot \sin(\varphi_0)} = \frac{43407, 36 \cdot 0, 306}{0, 2 \cdot \sin(50^{\circ}48')} = 85700, 67 \ H, \qquad (\text{W.1})$$

$$F_{5TT(max)}^{\prime(1)} = F_{5TT(max)}^{\prime(r)} = \frac{F_{5CW(max)} \cdot L_L}{L_T \cdot \sin(\varphi_0)} = \frac{43407, 36 \cdot 0, 306}{0, 2 \cdot \sin(75^{\circ}12')} = 68692, 24 \ H, \qquad (\text{W.2})$$

де *F_{CW(max)}* – максимальне значення зусилля, що виникає у наслідку максимального тиску робочого тіла та діє вздовж штока робочого циліндра:

$$F_{3CW(max)} = F_{4CW(max)} = F_{5CW(max)} = \frac{\pi \cdot D_{CW}^2 \cdot \eta_{Mex} \cdot p_P}{4} =$$
(W.3)

$$=\frac{3,14\cdot 0,08^2\cdot 0,96\cdot 9\cdot 10^6}{4}=43407,36 \text{ H}.$$

Розрахунок і вибір гідроциліндра. Робоча площа циліндра:

$$S = \frac{F_{CW(max)}}{P_{IIB} \cdot \eta_{e} \cdot \eta_{Mu}} = \frac{43407.36}{9 \cdot 10^{6} \cdot 0.9 \cdot 0.96} = 0.00558 \text{ M}^{2},$$

де $\eta_{_{Mu}} = 0,96$ – механічний к.к.д. гідроциліндра.

Внутрішній діаметр гідроциліндра:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \eta_M \cdot P_{\mathcal{AB}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 43407.36}{3.14 \cdot 0.96 \cdot 9 \cdot 10^6}} = 0.082 \,\mathcal{M},$$

Діаметр штока:

$$d = 0,5D = 0,5 \cdot 0,082 = 0,041$$
 M.

За рекомендаціями [161] вибираємо гідроциліндр з параметрами D = 80 мм, L = 360 мм, об'ємний к.к.д. $\eta_{ou} = 1$, механічний к.к.д. $\eta_{Mu} = 0,96$.

Уточнена площа поршня

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,080^2}{4} = 0,00502 \,\mathrm{m}^2.$$

Розрахунковий тиск, який повинен розвивати насос

$$P_{p} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D^{2} \cdot \eta_{M} \cdot \eta_{z}} = \frac{4 \cdot 43407, 36}{3,14 \cdot 0,080^{2} \cdot 0,96 \cdot 0,9} = 8,95 \cdot 10^{6} \Pi a.$$

Розрахунковий тиск $P_p = 8,95$ МПа не перевищує попередньо прийнятий $P_{_{\!\! \mathcal{I}\!B}} = 9$ МПа.

Для вибору гідравлічного циліндра необхідно визначити діаметр поршня D_n та діаметр штока d_u за силовими та конструктивними критеріями. До того ж, хід штоку обмежено умовами його подовжньої стійкості. Для виконання цих умов за рекомендаціями [161] визначимо найбільшу відстань між опорами циліндра:

$$[L_{C}] = \frac{356, 5 \cdot d_{u}^{2}}{D_{n} \cdot K_{3} \cdot \sqrt{p_{\mu} \cdot n_{3}}} = \frac{356, 5 \cdot 36^{2}}{80 \cdot 1 \cdot \sqrt{10 \cdot 3, 5}} = 976 \text{ MM}_{2}$$

де $K_3 = 1$ – коефіцієнт закріплення циліндра; $n_3 = 3,5$ – запас міцності.

Ж.5. Вибір гідроапаратури та гідрообладнання для приводу

Використовуючи довідники [161, 162] визначимо параметри гідроапаратури та занесемо до табл. Ж.4. Параметри насоса та електродвигуна приймемо за аналогією з [47].

Таблиця Ж.4 – Параметри елементів гідравлічного приводу САКП напівпричепа

Гідроапарат	Основні параметри	Кількість	Маса одиниці без робочого тіла / загальна маса, кг	Вартість усіх елементів станом на 07.2017р., грн			
1	2	3	4	5			
Гідродвигуни							
Робочий гідроциліндр	ГЦ-80×36×360	3	39 / 117	24450			
Гідроциліндр блокування	ГЦ-50×32×120	6	11 / 66	37800			
Гідрообладнання							
Бак	40 л	1	15 / 15	800			
Насос		1	8.2 / 8,2	6500			
Електродвигун	N = 5.5 kBt.	1	9,0 / 9,0	1200			
Гідропневмоакумулятор	$P_p = 5$ МПа, $V_H = 2 \pi.$	3	10.5 + 1,8 / 36,9	3620			

Закінчення табл. Ж.4

1	2	3	4	5		
Гідроапаратура						
	$P_p = 10 \mathrm{M}\Pi \mathrm{a},$		4,04 / 72,7	34200		
Релукційний	$Q_l = 125$ л/хв.,					
пропорційний клапан	Умовний діаметр	18				
	-					
Фільтр зливний	$P_p = 0.3$ MI1a,	1	0,5 / 0,5	250		
	$\delta = 25$ MKM.	-				
Firmonopuority unit	$P_H = 32$ MIIa,	3	4,7 / 14,1	18000		
Гідророзподільник	Q = 100 л/хв.					
Зворотній клапан моделі		18	0,92 / 16,6	2700		
61200				2700		
Перепускний клапан		1	4,4 / 4,4	1600		
Маса робочого тіла	20 л		18 / 18	2877		
Ящик		1	40	2350		
Всього			418,40	136347		

Ж.6. Тестування імітаційної моделі «керований міст - гідропривод»

Даний тест має на меті встановити якість вибору параметрів елементів гідравлічного приводу системи активного керування поворотом напівпричепа окремо від імітаційної моделі руху автопоїзда. Для цього, задаємо закон зміни кута складання автопоїзда в ручному режимі (з пульта керування, блок №15, рис. 4.2), та відслідковуємо моменти спрацювання відповідних циліндрів керованого моста та закон повороту керованих коліс. В дисертаційній роботі представимо результати розрахунків для першого та третього мостів.

Для тестування складеної моделі на вході системи задаємо закон зміни кута складання автопоїзда від нейтрального положення до крайнього положення (37°)

при його розгортанні з наступним переміщенням штоку у крайнє положення при його сгортанні (-37°) з поверненням штоку у нейтральне положення (рис. Ж.5). Отримані результати кутів повороту коліс та переміщення штоків відповідних циліндрів першого керованого моста представлені на рис. Ж.6, третього керованого моста – на рис. Ж.7.



Рисунок Ж.5 – Вихідний сигнал, імітуючий складання автопоїзда

Як видно з рис. Ж.6, при складанні автопоїзда вправо на кут 37 (рис. Ж.5) починаючи з 0,2 с і до 2 с зовнішнє ліве колесо та внутрішнє праве колесо повертаються вліво за цей час на максимальні кути – 12° та $15,2^{\circ}$ відповідно (рис. Ж.6, *a*), при цьому, спостерігається переміщення поршня робочого циліндру у напрямку до циліндру на 65 мм (рис. Ж.6, *s*), поршень лівого циліндру блокування також переміщується до циліндру на 32,5 мм до нуля (рис. Ж.6, *б*), поршень правого циліндру блокування залишається нерухомим (рис. Ж.6, *с*). Далі, виходячи з закону зміни кута складання автопоїзда (рис. Ж.6, *a*) під час від 3 с до 4,8 с – колеса повертаються до нейтрального положення, при цьому поршень робочого циліндру переміщується до нейтрального положення, а поршні циліндрів блокування залишаються нерухомими. З 5 с до 7 с колеса продовжують здійснювати поворот вправо до максимальних кутів, поршень робочого циліндру переміщується від

циліндру на 54,8 мм, поршень правого циліндру блокування переміщується до циліндру на 32,5 мм до нуля за час від 5,2 с до 7 с, поршень лівого циліндру блокування залишається нерухомим.



а) кути повороту коліс; б) переміщення поршня лівого циліндру блокування; в)
 переміщення поршня робочого циліндру; г) переміщення поршня
 правого циліндру блокування

Рисунок Ж.6 – Результати переміщення рухомих частин першого керованого моста

Наступним етапом відбувається встановлення ланок автопоїзда співвісно, тобто відбувається вирівнювання автопоїзда за час від 8 с до 10 с. Як видно з рис. Ж.6 вирівнювання коліс керованого моста здійснюється за допомогою робочого циліндра, а поршні блокуючих циліндрів починають свій рух на 12 с і до повного вирівнювання коліс – 13,8 с.



а) кути повороту коліс; б) переміщення поршня лівого циліндру блокування; в)
 переміщення поршня робочого циліндру; г) переміщення поршня
 правого циліндру блокування

Рисунок Ж.7 – Результати переміщення рухомих частин третього керованого моста

З третім керованим мостом спостерігається аналогічна картина (рис. Ж.7), тільки максимальні кути повороту коліс склали 29,8° та 36,9° відповідно, хід поршня робочого циліндру – 185,5 мм та 151,5 мм, а хід поршнів циліндрів блокування – 112,4 мм.

Порівняння отриманих даних з попередньо розрахованими графічним методом (табл. Ж.1, Ж.2 додатку Ж) максимальне значення відносної похибки склало: 0,8% – щодо кутів повороту коліс; 2,4% – щодо ходу поршня робочого циліндру; 2,7% – щодо ходу поршня циліндра блокування.

Додаток З

Список публікацій здобувача та відомості про апробацію результатів дисертації

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Леонтьєв Д. М. Методика визначення максимальних значень теоретично необхідних кутів повороту коліс напівпричепів / Д. М. Леонтьєв, М. В. Дячук, О. С. Лиходій, В. М. Малий, С. В. Мережко // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. №3(7) – Луцьк: Луцький НТУ, 2016. С. 84-88.

2. Лиходій О. С. Оцінка маневреності двохланкових автопоїздів з системами керування коліс напівпричепа «STEER-BY-WIRE» / О. С. Лиходій, М. В. Дячук // Вісник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ, 2011. – №121. – С. 143-145.

3. Лиходій О. С. Розробка пристосувань вимірювання кінематичних параметрів кермового керування для експериментальних досліджень керованості автопоїзда / О. С. Лиходій, М. В. Дячук // Вісник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ, 2012. – №135. – С. 34-37.

4. Лиходій О. С. Визначення оптимальних параметрів кермових трапецій керованих осей напівпричепа / О. С. Лиходій // «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – №30 (1003). – С. 49-54.

5. Лиходій О. С. Імітаційне моделювання керованої осі напівпричепа /
О. С. Лиходій // «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ»,
2014. – №10 (1053). – С. 146-152.

 Лиходій О. С. Імітаційне моделювання гідроприводу управління поворотом керованих коліс причіпної техніки / О. С. Лиходій // Вісник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ, 2013. – №143. – С. 134-137.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

7. Лиходій О. С. Застосування сучасних САПР для конструювання складальних одиниць ланок сідельного автопоїзда / О. С. Лиходій, В. М. Малий, О. С. Костенко // Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції

«Механіка машин – основна складова прикладної механіки» присвяченої 110-річчя з дня народження Кожевникова С. М., частина 2, 11-13 квітня 2017 року. – Дніпро: НМетАУ, 2017, С. 274-277. – ISBN 978-966-331-578-2.

8. Лиходій О. С. Планування проведення експерименту щодо визначення параметрів маневреності сідельного автопоїзда DAF XF-95+Fliegl / О. С. Лиходій // Збірник наукових праць: Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі : Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених та студентів. – Донецьк: ЛАНДОН-XXI, 2011, С. 49-51.

9. Лиходій О. С. Питання синтезу системи активного керування поворотом коліс причіпних ланок автопоїздів / О. С. Лиходій, М. В. Дячук // Тези доповідей: Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні (до 50-річчя інституту Укравтобуспром/ВКЕІ Автобуспром) : Всеукраїнська науково-практична конфер. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2015, С. 20-22.

10. Лиходій О. С. Загальні положення алгоритмізації керування поворотом коліс причіпних ланок / О. С. Лиходій, М. В. Дячук // Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 19-21 жовтня 2015 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та ін.]. – Вінниця: ВНТУ, 2015, С. 145-147.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

11. А. с. 38737 Україна. Математична модель руху зчленованих пневмоколісних транспортних засобів по криволінійній траєкторії / О. С. Лиходій (Україна). – № 38920 ; заявл. 05.04.2011; зареєстр. 22.06.2011.

12. А. с. 73938 Україна. Імітаційна модель системи активного керування поворотом напівпричепу інтегрована з імітаційною моделлю динаміки руху автопоїзду / О. С. Лиходій (Україна). – № 74639 ; заявл. 31.07.2017; зареєстр. 26.09.2017.

13. А. с. 68730 Україна. Методика визначення геометричних параметрів трапецій для керованих мостів напівпричепів / О. С. Лиходій (Україна). – № 68681 ; заявл. 23.09.2016; зареєстр. 23.11.2016.

14. Пат. UA 97870 Україна, МПК G01B 5/24. Пристрій для вимірювання кута складання сідельного автопоїзду / Дячук М. В., Лиходій О. С. ; заявник та власник патенту ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури». – № и 201410909 ; заявл. 06.10.2014 ; опубл. 10.04.2015, Бюл. №7. – 4 с. : іл.

15. Пат. UA 99269 Україна, МПК B62D 7/15. Пристрій для блокування кермового приводу керованої осі причіпних ланок автопоїзда / Лиходій О. С. ; заявник та власник патенту ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури». – № и 201413562 ; заявл. 17.12.2014 ; опубл. 25.05.2015, Бюл. №10. – 4 с. : іл.

16. Пат. UA 114382 Україна, МПК В60В 35/04. Балка комбінованого моста для причіпних ланок автопоїзда / Лиходій О. С., Малий В. М. ; заявник та власник патенту ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури». – № и 201608642 ; заявл. 08.08.2016 ; опубл. 10.03.2017, Бюл. №5. – 4 с. : іл.

17. Лиходей А. С. Анализ состояния и возможного развития вопроса «управляемость автомобиля» / А. С. Лиходей, М. В. Дячук // Новини науки Придніпров'я. Науково-практичний журнал. Серія: інженерні дисципліни. – Дніпропетровськ : ПДАБтаА, 2005. – №3. – С. 35-39.

18. Лиходій О. С. Визначення кута взаємного розміщення ланок сідельного автопоїзда експериментальним шляхом / О. С. Лиходій, М. В. Дячук, М. П. Литвиненко // Сб. науч. тр.: Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин; Вып. 66. – Днепропетровск: ГВУЗ ПГАСА, 2012, С. 211-216.

Відомості про апробацію результатів дисертації.

Основні результати роботи доповідались та отримали позитивну оцінку на: науково-технічних семінарах кафедри експлуатації та ремонту машин ДВНЗ «ПДАБА» (Дніпропетровськ, ПДАБА, 6 грудня 2012, форма участі – очна, 23 грудня

2015, форма участі – очна, 28 грудня 2016, форма участі – очна); всеукраїнській науково-практичній конференції молодих учених та студентів «Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі» (Донецьк, СВЦ «ЕКСПОДОНБАС», 23-24 листопада 2011, форма участі – очна); XV, XVI-тій міжнародних науковотехнічних конференціях «Автомобільний транспорт: проблеми та перспективи» (Севастополь, СевНТУ, 10-17 вересня 2012, форма участі – очна, 16-21 вересня 2013, всеукраїнській форма участі очна): науково-практичній конференції _ «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні (до 50-річчя інституту Укравтобуспром/ВКЕІ Автобуспром)», (Львів, НУ «Львівська політехніка», 24-25 вересня 2015, форма участі – очна); VIII міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», (Вінниця, ВНТУ, 19-21 жовтня 2015, форма участі – заочна); всеукраїнській науково-технічній конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки (до 110-річчя з дня народження члена-кореспондента АН України, професора, доктора технічних наук Кожевнікова Сергія Миколайовича)» (Дніпро, НМетАУ, 11-13 квітня 2017, форма участі – очна); 81-й науково-технічній та науково-методичній конференції Харківського національного автомобільнодорожнього університету (Харків, ХНАДУ, 10-12 травня 2017, форма участі – очна).

Додаток И

Практичне впровадження результатів дисертаційної роботи



51600, Україна, Дніпропетровська обл. м.Верхньодніпровськ, вул. Пальохи, 109 тел/факс (05658) 6-01-04 код ЄДРПОУ 05461390 р/р 26009050262267 в ПАТ КБ "Приватбанк" МФО 305299; Свідоцтво про реєстрацію платника податку №100290204, ІПН № 054613904163



щодо використання матеріалів дисертаційної роботи

Акт

«Підвищення маневреності дволанкового сідельного автопоїзда з активним керуванням поворотом причіпної ланки»

Лиходія Олександра Сергійовича

Складено комісією у складі:

- Бідюк Іван Іванович головний інженер ТОВ «ВАРЗ»
- Брой Сергій Миколайович начальник КТВ ТОВ «ВАРЗ»;
- Большешапова Тетяна Анатоліївна технолог КТВ ТОВ «ВАРЗ»;
- Пахаренко Тетяна Володимирівна технолог КТВ ТОВ «ВАРЗ».

Комісія провела роботу щодо визначення можливості використання ТОВ «ВАРЗ» отриманих пошукувачем Лиходієм О.С. наступних наукових результатів:

 Запропоновані координати розташування осі нейтральної поворотності за критерієм мінімізації різниці між зовнішніми габаритними радіусами, що дозволить на початкових етапах проектування керованих напівпричепів визначити координати раціонального розміщення мостів відносно шворня.

- Запропонована класифікаційна схема систем активного керуванням поворотом напівпричепу та розроблені вимоги до них надають змогу для заданого автопоїзда обґрунтовано вибрати тип системи та її складових.
- 3. Запропонований загальний принцип конструювання комбінованих балок мостів та розглянуті особливості визначення конструктивних параметрів мостів у програмному комплексі SolidWorks, а також розроблені імітаційні моделі механічної частини та гідравлічної частини керованого моста дозволять здійснити вибір гідроапаратури для забезпечення необхідної кінематики повороту коліс;
- Теоретичне дослідження систем активного керування поворотом напівпричепу дозволило запропонувати принципово нову методику проектування керованих мостів та інших складових системи на основі імітаційного моделювання.

Комісією встановлено, що участь пошукувача Лиходія Олександра Сергійовича у зазначених дослідженнях становить не менше 80%, результати досліджень в об'ємі не менш ніж 40% можуть бути використані у перспективних розробках ТОВ «ВАРЗ».

Акт складено у 4-х екземплярах. Екземпляри 1-3 передаються в ХНАДУ.

There we have a start of the second s

Члени комісії

Бідюк Іван Іванович

Брой Сергій Миколайович

Большешапова Тетяна Анатоліївна

Пахаренко Тетяна Володимирівна

274



Акт

щодо використання матеріалів дисертаційної роботи «Підвищення маневреності дволанкового сідельного автопоїзда з активним керуванням поворотом причіпної ланки» Лиходія Олександра Сергійовича

Складено комісією у складі: Івлєв Анатолій Анатолійович – директор Єфімова Ольга Олександрівна – аварійний комісар;

Комісія провела роботу щодо визначення можливості використання ЧП «Харківський центр після аварійного захисту «ЕКСПЕРТ-СЕРВІС»» отриманих пошукувачем Лиходієм О.С. наступних наукових результатів:

- 1. Розроблені математичні моделі динаміки руху сідельного автопоїзда з керованим напівпричепом, в аналітичному та імітаційному вигляді, дозволяють встановити особливості керованості, стійкості та маневреності автопоїздів та визначити вірогідність створення небезпечної ситуації на вузьких ділянках в межах дороги.
- Розроблена імітаційна модель динаміки руху автопоїзда надає змогу визначати ступінь впливу швидкості руху та розподілу вантажу вздовж напівпричепа на траєкторію руху окремих ланок сідельного автопоїзда.
- 3. Дослідження криволінійного руху автопоїзда, та впливу на нього процесів, що відбуваються при роботі системи активного керування поворотом напівпричепу дозволило встановити чинники, які можуть вплинути на роботу автоматичної системи керування поворотом осей напівпричепа.
- Розроблений вимірювально-реєструючий комплекс, дозволяє у реальному часі фіксувати 35 параметрів (швидкість, прискорення та переміщення), на основі яких можливо відтворення траєкторії руху ланок сідельного автопоїзда.

Комісією встановлено, що участь пошукувача Лиходія О. С. у зазначених дослідженнях становить 90%. Результати досліджень використовуються в практиці ЧП «Харківський центр після аварійного захисту «ЕКСПЕРТ-СЕРВІС»».

Акт складено у 4-х екземплярах. Екземпляри 1-3 передаються в ХНАДУ.

Члени комісії:

Івлєв А.А. Сервісто Сервісто Ванабології ванабо Ванаболії в

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД «ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ» 49600, Дніпропетровськ, Чернишевського, 24-а,тел. (056) 745-23-72, факс (0562) 47-07-88 <u>www.pgasa.dp.ua</u> E-mail: <u>postmaster@pgasa.dp.ua</u>

08.12. 2016p. Nº 38/08.34. на №



АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Ми, що нижче підписалися, виконуючий обов'язки завідувача кафедрою експлуатації та ремонту машин к.т.н., доц Заяць Г. В., виконавець – асистент кафедри експлуатації та ремонту машин Лиходій О. С., склали дійсний акт про те, що результати роботи та розроблена Лиходієм О. С. методика конструювання мостів для напівпричепів за модульним принципом, яка дозволяє за короткий термін та з малими зусиллями сконструювати балку моста будь-якого типу з максимальною уніфікацією її частин, використовується в учбовому процесі при проведенні практичних занять з дисциплін: «Автомобілі» для бакалаврів та «Спецкурс з дисципліни. Дослідження механіки руху автомобілів» для магістрів на кафедрі ЕРМ. Розроблена методика адаптована під сучасні прикладні пакети такі як SolidWorks Simulation, Autodesk Inventor Simulation, Ansys та ін.

Запропонована методика конструювання автомобільних мостів може використовуватись при розробці одного з розділів курсової або магістерської робіт студентами спеціальності «Автомобільний транспорт», а також конструкторами на автовиробничих підприємствах.

В. о. завідувача кафедрою ЕРМ к.т.н., доцент

асистент кафедри ЕРМ

Г.В. Заяць

О.С.Лиходій