

Міністерство освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Чаплигіна Олександра Михайлівна

УДК 621.878

ДИСЕРТАЦІЯ
ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОГРЕЙДЕРА

05.05.04 – машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт

13 – механічна інженерія

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.М. Чаплигіна

Науковий керівник Шевченко Валерій Олександрович, кандидат технічних наук,
доцент

Харків – 2021

АНОТАЦІЯ

Чаплигіна О.М. Підвищення показників курсової стійкості автогрейдера. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.04 – машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт (13 – Механічна інженерія). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України, Харків, 2021.

Дисертацію присвячено вирішенню актуальної науково-прикладної проблеми підвищення показників курсової стійкості автогрейдера, яка досягається за рахунок уточнення методів визначення параметрів траєкторії руху під час виконання технологічних операцій.

У дисертаційній роботі обґрунтовано актуальність теми, сформульовано об'єкт, предмет, мету і завдання дослідження, описано методи дослідження, а також визначено зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами та надано інформацію про апробацію і публікації результатів дослідження.

Оскільки підвищення показників курсової стійкості автогрейдера дозволяє зменшити кількість робочих проходів, що призводить до підвищення продуктивності, тему цієї дисертаційної роботи слід вважати актуальною.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

- вперше експериментально доведено режим руху автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій, який формує траєкторію руху, що складається з прямолінійних ділянок і ділянок оберту на місці навколо точки блокування відвала;

- вперше розроблена та досліджена динамічна модель руху автогрейдера, що складається з двох систем диференціальних рівнянь і залежності, яка визначає перехід від одного режиму руху (плоского переміщення) до іншого (оберт навколо точки блокування);

- набула подальшого розвитку методика врахування різних варіантів виконання технологічних операцій за рахунок уточнення аналітичних залежностей зусиль, які діють на автогрейдер;

– в математичній моделі набула подальшого уточнення чисельна модель формування призми ґрунту перед відвалом в процесі переміщення автогрейдера під час виконання технологічних операцій;

– вперше отримано регресійну залежність показників курсової стійкості від коефіцієнтів зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею по правому і лівому бортам машини, поперечного ухилу опорної поверхні, кута повороту передніх коліс в горизонтальній площині, кута нахилу передніх коліс у вертикальній площині та їх спільного впливу.

Експериментально встановлено, що траєкторія руху автогрейдера може формуватися різними способами: лінійна траєкторія руху автогрейдера формується за рахунок робочих опорів на відвалі, які мають, порівняно невеликі значення, і в таких випадках, відхилення реальної траєкторії руху автогрейдера від запланованої не реєструється; в ситуаціях, коли значення коефіцієнта зчеплення рушіїв з опорною поверхнею незначне, зафіксовано рух автогрейдера при виконанні технологічних операцій по криволінійній траєкторії; в процесі різання ґрунту фіксується кусково-лінійна траєкторія руху автогрейдера, при цьому машина на початковому етапі рухається прямолінійно, потім у міру зростання зовнішніх опорів вона гальмується, розвертається навколо точки блокування відвала і далі продовжує прямолінійне переміщення.

Уточнено і представлено технологічний процес, що виконується автогрейдером, у вигляді сукупності двох етапів руху:

– перший – виконується робоча операція, яка характеризується дією змінних сил робочого опору. Це викликано зміною сил опору копання, при змінній глибині різання та сил опору з боку призми матеріалу, що розроблюється та формується. Експерименти показують, що саме на цьому етапі руху найбільш імовірна втрата курсової стійкості автогрейдера;

– другий – характеризується стабілізацією значень сил робочого опору. Це явище викликане тим, що глибина різання, як правило, не змінюється, а отже опір різанню залишається постійним. Крім цього, об'єм призми матеріалу перед основним відвалом також залишається незмінним. Особливо це проявляється при

кутах захоплення, відмінних від 90° . При сталому режимі навантаження втрата курсової стійкості можлива в результаті зміни властивостей середовища і опорної поверхні (зміни характеристик ґрунту і коефіцієнта зчеплення), тобто при розробці анізотропного середовища.

Удосконалено динамічну модель руху автогрейдера, виконано аналіз впливу експлуатаційних показників робочого процесу на показники курсової стійкості машини. Рух автогрейдера може бути об'єктивно і всебічно описано за допомогою двох динамічних схем і відповідних математичних моделей:

- математичну модель плоского руху машини в опорній площині під дією зовнішніх сил;
- математичну модель повороту машини відносно точки блокування відвала під дією зовнішніх сил.

Уточнено умову переходу від плоского руху до повороту машини відносно точки блокування відвала.

Удосконалено математичну модель, у якій враховані різні варіанти виконання технологічних операцій: зарізання, променева схема; зарізання, пошарова схема; переміщення ґрунту.

Уточнено аналітичні залежності діючих на автогрейдер зусиль для визначення складових головного вектора зовнішніх опорів в залежності від розроблювального середовища та типу технологічної операції, яка виконується.

Запропонована чисельна модель формування призми ґрунту перед відвалом у процесі переміщення автогрейдера під час виконання технологічної операції демонструє, що взаємодія робочого органа з розроблюваним середовищем на другому етапі руху змінюється: зменшується площа стружки, що зрізається; під час виконання обертального руху навколо точки стопоріння відвала переміщується не вся призма накопиченого раніше ґрунту, а тільки її частина.

Визначені раціональні параметри факторів, які підвищують показники курсової стійкості. Рівняння регресії дозволяють оцінити ступінь впливу кожного фактора окремо та їх комплексний вплив.

Обґрунтовано, що значний вплив на показники курсової стійкості автогрейдера здійснюють геометричні параметри робочого процесу, що визначають положення робочого органа в просторі під час виконання операцій копання ґрунту і координати прикладення головного вектора сил зовнішнього опору. Формування траєкторії руху машини визначається дією динамічних навантажень на відвалі та впливом змінної на шляху сили опору копанню. Розроблена динамічна модель дозволяє спрогнозувати траєкторію руху автогрейдера з похибкою не більше 11%.

Розроблено та запатентовано спосіб визначення показників курсової стійкості землерийно-транспортних машин (ЗТМ), який дозволяє визначити бічний зсув і зміну кута обертв відносно точки блокування відвала автогрейдера.

Встановлено граничні умови втрати траєкторії руху автогрейдера під час виконання технологічних операцій.

Розроблено та запатентовано систему стабілізації траєкторії руху автогрейдера за рахунок коригування нахилу коліс. Визначено раціональні параметри бокового зміщення, за яких відхилення від прямолінійної траєкторії руху не буде перевищувати $\pm 0,1$ м.

Результати наукових досліджень дисертаційної роботи впроваджені на ТОВ «Харківспецбуд-1», ТОВ «Перша слобожанська будівельна компанія», проектно-монтажній фірмі ДП «Спеціалізоване управління механізованих робіт», а також у навчальному процесі для підготовки бакалаврів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті.

Проведені дослідження виявили ряд нових завдань, зокрема розробку методів планування траєкторій руху автогрейдера в залежності від параметрів ґрунту, погодних умов та наявності важкоподоланих перешкод, розробку автоматичної системи стабілізації руху машини, яка буде реагувати на змінення сил опору на відвалі.

Ключові слова: автогрейдер, показник курсової стійкості, траєкторія руху, динамічна модель, математична модель, експериментальне дослідження, планування експерименту, регресійний аналіз.

ABSTRACT

Chaplyhina O.M. Increasing indicators of the road-holding ability of a motor-grader.

– Qualifying scientific work, manuscript copyright.

The dissertation is for competition for a scientific degree of Candidate of Engineering Sciences for specialty 05.05.04 – Earth-moving machines, road and forestry-engineering machines (13 – Mechanical Engineering). – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2021.

The dissertation is devoted to the solution of an actual applied science problem of increasing the indicators of road-holding ability of a motor grader which is reached at the expense of clarification of the methods for determining parameters of movement trajectory while carrying out technological operations.

In the dissertation the relevance of the work is substantiated. The object, subject, purpose and task of the research are formulated. The research methods are described as well as the connection between the work and the scientific programs, plans and topics. The information on approbation and publication of research results is provided.

Since the increased indicators of road-holding ability of a motor grader allow reducing the number of working passes which leads to the productivity growth, the topic of this dissertation should be considered relevant.

The scientific novelty of the obtained results is as follows:

- for the first time the mode of a motor grader movement during performance of technological operations which forms the movement trajectory that consists of straight sections and sections of rotation in place around the locking point of blade blockage has been experimentally proved;
- for the first time a dynamic model of motor grader movement that is made up of two systems of differential equations and dependence which determines the transition from one mode of movement (flat movement) to another (rotation around the locking point) has been created and studied;

- the methodology of considering different options for performing technological operations by clarifying the analytical dependences of the forces acting on the motor grader gained further development;
- in the mathematical model, the numerical model of soil prism formation in front of the blade in the process of moving the motor grader while performing technological operations got further specification;
- for the first time the regression dependence of road-holding ability indicators on coefficients of the driving wheels coupling with a basic surface on the right and left car flank, the transverse slope of the bearing surface, the angle of rotation of the front wheels in the horizontal plane, the angle of inclination of the front wheels in the vertical plane and their common influence has been received.

It has been experimentally established that the movement trajectory of the motor grader can be formed in different ways: the linear movement trajectory of the motor grader is formed due to the working resistances on the blade which have relatively small values and in such cases, deviation of the actual movement trajectory of the motor grader from the planned one is not registered; in situations where the value of the adhesion coefficient of the wheels to the bearing surface is negligible, the movement of the motor grader while performing technological operations on a curvilinear trajectory is fixed; in the process of cutting the soil, a piece-linear movement trajectory of the motor grader is fixed while the machine initially moves straight. Then, as the external resistance increases, it stops, rotates around the locking point of the blade blockage and then continues to move straight.

The technological process performed by the motor grader is specified and presented in the form of a set of two movement stages:

- the first is as follows: a working operation is performed, which is characterized by the action of variable forces of working resistance. This is caused by a change of forces of digging resistance with variable cutting depth and resistance forces from the prism of the material that is being scraped and formed. Experiments show that at this stage of movement the loss of road-holding ability of the motor grader is the most likely;
- the second is characterized by stabilization of value of working resistance forces. This phenomenon is caused by the fact that the depth of cut, as a rule, does not change and

therefore the resistance to cutting remains constant. In addition, the volume of the material prism in front of the main blade also remains the same. This especially occurs at capture angles other than 90° . At a constant load mode, the loss of road-holding stability is possible as a result of changes in the properties of the medium and the support surface (changes in soil characteristics and adhesion coefficient), that is, when scraping an anisotropic medium.

The dynamic model of a motor-grader has been improved, the analysis of the impact of operation indicators of the working process on road-holding ability of the car has been made. The movement of a motor-grader can be objectively and comprehensively described by two dynamic schemes and corresponding mathematical models:

- the mathematical model of the flat motion of the machine in the bearing plane under the action of external forces;
- the mathematical model of the machine rotation relative to the locking point of the blade blockage under the action of external forces.

The condition of transition from the car flat motion to turning relative to the point of the blade blockage has been specified.

The mathematical model in which different types of technological operations performance are taken into account; cutting, beam scheme; layer-by-layer scheme; soil shifting, is improved. The analytical dependences of the forces acting on the motor grader for determination of components of the main vector of external resistances depending on the developed environment and the type of the performed technological operation is clarified.

The proposed numerical model of soil prism formation in front of the blade during the movement of the motor grader within the technological operation demonstrates that the interaction of the excavating part with the environment changes at the second movement stage: the area of the cut chips decreases; during the rotational movement around the point of the blade blockage not the whole prism of the previously accumulated soil moves, but only a part of it.

Rational parameters of the factors that increase the indicators of road-holding ability are determined. Regression equations allow to estimate the degree of impact of each factor separately and their complex impact.

It is substantiated that the geometric parameters of the working process have a significant influence on the indicators of road-holding ability of the motor grader, they determine the position of the working body in space during the operations of soil digging and the coordinates of the application of the main vector of external resistance forces. The formation of the movement trajectory of the machine is determined by the action of dynamic loads on the blade and the impact of the variable on the way of the digging resistance force. The developed dynamic model allows to predict the movement trajectory of the motor grader with a tolerance of not more than 11%.

A method for determining the indicators of road-holding ability of earth-moving machines (EMM), which allows to determine the lateral distortion and change the rotation angle relative to the locking point of the motor grader blade has been developed and patented.

The boundary conditions for the loss of the movement trajectory of the motor grader during the performance of technological operations have been established.

A system for stabilizing the trajectory of a motor grader by adjusting the wheels inclination has been developed and patented. Rational parameters of lateral displacement have been determined, at which the deviation from the rectilinear trajectory will not exceed ± 0.1 m.

The results of scientific research of the dissertation are implemented at LLC “Kharkivspetsbud-1”, LLC “The first Slobozhansk construction company”, design and installation company LLC “Specialized management of mechanized works”, as well as in the educational process for bachelors training in specialty 133 “Mechanical Engineering” at Kharkiv National Automobile and Highway University.

The conducted research revealed a number of new tasks, in particular development of planning methods of movement trajectories of a motor grader depending on soil parameters, weather conditions and the presence of difficult obstacles, development of an automatic system for stabilizing the movement of the machine, which will respond to changes in the resistance forces on the blade.

Key words: motor grader, indicator of the road-holding ability, movement trajectory, dynamic model, mathematical model, experimental research, experiment planning, regression analysis.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у міжнародній наукометричній базі даних SCOPUS

1. Shevchenko V., Chaplyhina O., Pimonov I., Reznikov O. and Ponikarovska S. Mathematical model of a motor-grader movement in the process of performing working operations // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 985. DOI: 10.1088/1757-899x/985/1/012009.

Статті у наукових фахових виданнях з переліку ДАК МОН України, що входять до міжнародних наукометричних баз даних

2. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Экспериментальное исследование влияния показателей курсовой устойчивости автогрейдера // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2014. Вип. 65–66. С. 221–226. (*Index Copernicus, Google scholar, DOAJ*).

3. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Аналитическая модель движения автогрейдера во время выполнения рабочих операций // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2016. Вип. 73. С. 167–175. (*Index Copernicus, Google scholar, DOAJ*).

4. Шевченко В. О., Чаплигіна О. М. Визначення показників курсової стійкості автогрейдера на основі дослідження його аналітичної моделі руху // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2020. Вип. 88. С. 43–50. (*Index Copernicus, Google scholar, DOAJ*).

5. Чаплыгина А. М. Экспериментальное исследование показателей курсовой устойчивости автогрейдера // Вісник національного університету водного господарства та природокористування : зб. наук. праць. 2015. Вип. 2(70). С. 342–353. (*Polska Bibliografia Naukowa, Academic Resource Index, Google Scholar*).

Статті у наукових фахових виданнях з переліку ДАК МОН України

6. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Анализ способов стабилизации траектории движения автогрейдера при асимметричном приложении внешней нагрузки на основной отвал // «Технология приборостроения» научно-технический журнал. Харьков : Государственное предприятие Научно-исследовательский технологический институт приборостроения, 2017. Вып. 2. С. 73–78.

7. Чаплигіна О. М. Критерії курсової стійкості автогрейдера // Наукові вісті Далівського університету : електронне наукове фахове видання. 2018. №15. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvdu_2018_15_16 (дата звернення 15.02.2021 р.).

8. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Определение граничных условий потери курсовой устойчивости автогрейдера // «Технология приборостроения» научно-технический журнал. Харьков : Государственное предприятие Научно-исследовательский технологический институт приборостроения, 2018. Вып. 2. С. 63–67.

9. Шевченко В. О., Чаплигіна О. М. Вплив несталого руху землерийно-транспортних машин на показники якості виконуваної роботи // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. 2018. №2 (44). С. 108-113 URL: [http://www.dgma.donetsk.ua/science_public/ddma/Herald_2\(44\)_2018/article/22.pdf](http://www.dgma.donetsk.ua/science_public/ddma/Herald_2(44)_2018/article/22.pdf) (дата звернення 15.02.2021 р.).

10. Чаплигіна О. М. Вплив положення передніх коліс у просторі на траєкторію руху автогрейдера // Наукові вісті Далівського університету : електронне наукове фахове видання. 2020. №18. С. 90-94 URL: http://dspace.snu.edu.ua:8080/jspui/bitstream/123456789/3197/1/NV_18_2019.pdf#page=90 (дата звернення 15.02.2021 р.).

Статті у наукових виданнях іншої держави

11. Shevchenko V. O., Beztsennaya Zh. P., Chaplygina A. M. Road-holding ability of the motor grader in the process of performing work operations // VIII International Conference. Heavy Machinery-HM 2014 Proceedings. Zlatibor, 2014. Part 8. P. 59–67.

12. Shevchenko V. O., Beztsennaya Zh. P., Chaplygina A. M. Methods to determine measures providing a motor-grader road-holding ability // IX International conference for young researchers. Technical sciences. Industrial management. Proceedings. Burgas, Bulgaria, 2015. P. 52–57.

13. Shevchenko V. O., Beztsennaya Zh. P., Chaplygina A. M. An analytical model of the motor-grader movement at performing working operations // International scientific journal trans motauto world. Sofia, Bulgaria, 2016. P. 28–32.

14. Shevchenko V. O., Beztsennaya Zh. P., Chaplygina A. M. The analytical research of the process of forming the motor-grader motion path at implementation of working operations // International scientific journal trans & motauto world – Scientific technical union of mechanical engineering industry-4.0, Sofia, Bulgaria, 2017. P. 81–84.

15. Shevchenko V., Chaplygina A., Krasnokutsky V., Logvinov E. The analytical research of the dynamic loading effect on the road-holding ability characteristic signs of earth-moving machine // International scientific journal trans & motauto world – Scientific technical union of mechanical engineering industry-4.0, Sofia, Bulgaria, 2018. Vol. 3 (2018), Issue 2. P. 57-61.

Охоронні документи на об'єкти права інтелектуальної власності

16. Пат. Україна № 108314, МПК G01B1/38, E02F3/00. Спосіб визначення показників курсової стійкості землерийно-транспортних машин / Шевченко В. О., Чаплигіна О. М. ; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № у 2016 00577; заяв. 25.01.2016 ; опубл. 11.07.2016, Бюл. №13. 4 с.

17. Пат. Україна № 114013, МПК F16H39/00, F16H43/00. Система стабілізації траєкторії руху автогрейдера / Шевченко В. О., Чаплигіна О. М. ; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № у 2016 08781; заяв. 29.08.2016 ; опубл. 27.02.2017, Бюл. №4. 3 с.

18. Пат. Україна № 114044, МПК F16H39/00, F16H43/00. Система стабілізації траєкторії руху автогрейдера за допомогою коригування нахилу коліс / Шевченко В. О., Чаплигіна О. М. ; заявник та патентовласник Харківський

національний автомобільно-дорожній університет. № u 2016 09081; заяв. 29.08.2016; опубл. 27.02.2017, Бюл. №4. 4 с.

19. Пат. Україна № 116183, МПК В60В15/08, В60В15/26. Система стабілізації траєкторії руху землерийно-транспортних машин / Шевченко В. О., Чаплигіна О. М., Буханцова Г. Д. ; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u 2016 12014; заяв. 28.11.2016; опубл. 10.05.2017, Бюл. №9. 3 с.

20. Пат. Україна № 120651, МПК F16Н39/00, F16 Н43/00. Система стабілізації траєкторії руху автогрейдера за допомогою коригування кута повороту коліс / Шевченко В. О., Чаплигіна О. М., Щербак О. В., Максимів Ю. М. ; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u 2017 05441; заяв. 02.06.2017 ; опубл. 10.11.2017, Бюл. №21. 4 с.

21. Пат. Україна №137711, МПК В60Т 8/24 (2006.01). Барабанні гальмівні механізми підвищеної стабільності й довговічності / Клец Д.М., Назаров О.І., Назаров І.О., Шпінда Є.М., Холодов А.П., Чаплигіна О. М., Резніков О.О.; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u201902761 ; заявл. 21.03.19 ; опубл. 11.11.19, Бюл. № 21. 7 с.

22. Пат. Україна №137712, МПК В60Т 8/24 (2006.01). Дисковий гальмівний механізм підвищеної стабільності й довговічності / Клец Д.М., Назаров О.І., Назаров І.О., Холодов А.П., Чаплигіна О.М., Резніков О.О.; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u201902762 ; заявл. 21.03.19 ; опубл. 11.11.19, Бюл. № 21. 8 с.

23. Пат. Україна №141678 МПК E02F 3/76 (2006.01). Система стабілізації траєкторії руху землерийно-транспортних машин за допомогою додаткового навісного обладнання / Шевченко В. О., Чаплигіна О. М., Резніков О. О. ; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u 2019 09204 ; заяв. 08.08.2019 ; опубл. 27.04.2020, Бюл. №8. 2 с.

Тези наукових доповідей

24. Чаплигіна О. М. Визначення показників курсової стійкості автогрейдера під час виконання технологічних операцій // 12-й міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. Тези доп. Львів : ТзОВ «КІНПАТРИ ЛТД», 2015. С. 166–167.

25. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Методика определения мероприятий обеспечивающих курсовую устойчивость автогрейдера // Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель та споруд : тези за матеріалами VII Міжнар. наук. конф., 20 – 21 жовт. 2015 р., Харків : ХНУБА, 2015. С. 113–115.

26. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Математическая модель движения автогрейдера во время выполнения технологических операций // Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель та споруд : тези за матеріалами VIII Міжнар. наук. конф., 18 – 19 жовт. 2017 р., Харків : ХНУБА, 2017. С. 86–87.

27. Чаплигіна О.М., Шевченко В.О., Ткачова А.В. Інтеграція досліджень курсової стійкості автогрейдера в машинобудування // Комп'ютерні технології і мехатроніка : зб. наук. пр. за матеріалами II міжнародної науково-практичної конференції. – Харків : ХНАДУ, 2020. С. 384 – 387 URL: <https://dSPACE.khadi.kharkov.ua/dSPACE/handle/123456789/3616> (дата звернення 21.02.2021 р.).

28. Shevchenko V., Chaplyhina O., Pimonov I., Reznikov O. and Ponikarovska S. Mathematical model of a motor-grader movement in the process of performing working operations // 15th International conference Problems of the railway transport mechanics : Safety of motion, dynamics, strength of rolling stock and energy saving. Abstracts. – Дніпро, 2020. С. 144. URL: http://pmconf.diit.edu.ua/wp-content/uploads/2020/10/%D0%A2%D0%B5%D0%B7%D0%B8%D1%81%D1%8B-PRTM_2020.pdf. (дата звернення 21.02.2021 р.).

ЗМІСТ

ВСТУП.....	17
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ МАШИН У ПРОЦЕСІ ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ	
1.1. Аналіз факторів, які впливають на формування траєкторії руху автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій	23
1.2. Огляд критеріїв, які характеризують показники курсової стійкості машин....	25
1.3. Аналіз аналітичних моделей процесу формування траєкторії руху машини ..	34
1.4. Огляд конструктивних рішень, які забезпечують курсову стійкість технічних об'єктів	44
Висновки за розділом 1	50
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА Й АНАЛІЗ ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ РУХУ АВТОГРЕЙДЕРА В ПРОЦЕСІ ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ. 53	
2.1. Мета і завдання теоретичного дослідження	53
2.2. Обґрунтування і визначення критерію курсової стійкості автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій	54
2.3. Обґрунтування динамічної моделі та основні припущення в математичному моделюванні процесів руху автогрейдера	60
2.4. Розробка динамічної моделі руху автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій	62
2.5. Зусилля, що діють на автогрейдер у процесі плоского руху	69
2.6. Зусилля, що діють на автогрейдер у процесі його повороту навколо точки блокування відвала.....	87
2.7. Аналіз математичної моделі.....	95
Висновки за розділом 2.....	101
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ФОРМУВАННЯ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ АВТОГРЕЙДЕРА ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ	
3.1. Мета і завдання експериментального дослідження.....	103

3.2. Методика визначення показників курсової стійкості автогрейдера.....	103
3.3. Аналіз результатів дослідження показників курсової стійкості в залежності від кута захоплення та початкової швидкості автогрейдера	107
3.4. Методика проведення багатофакторного експерименту	115
Висновки за розділом 3.....	125
РОЗДІЛ 4. РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОГРЕЙДЕРА ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ ...	
4.1. Інженерна методика визначення та корегування показників курсової стійкості автогрейдера.....	128
4.2. Інженерна методика вибору раціональних параметрів кутів встановлення коліс передньої осі автогрейдера для забезпечення курсової стійкості	131
4.3. Конструктивні рішення, які забезпечують курсову стійкість автогрейдера..	134
4.4. Визначення очікуваного економічного ефекту від впровадження в конструкцію автогрейдера системи стабілізації руху	137
Висновки за розділом 4.....	143
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	145
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	147
ДОДАТОК А. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ	162
ДОДАТОК Б. МАТЕМАТИЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	166

ВСТУП

Актуальність теми. Автогрейдер є однією з основних машин, які використовуються для виконання дорожніх і земляних робіт. Однією з особливостей навантаження автогрейдера під час виконання робочих операцій є асиметричне прикладення головного вектора зовнішнього опору до робочого органа відносно поздовжньої осі машини. Це викликає появу додаткових крутних моментів, які виникають в горизонтальній площині відносно центра ваги та призводять до відхилення від планованої траєкторії руху.

Втрата курсової стійкості землерийно-транспортних машин (ЗТМ), зокрема автогрейдерів, викликає зниження продуктивності та підвищення собівартості одиниці продукції за рахунок збільшення часу на виконання додаткових проходів.

Існуючі математичні моделі та методи визначення показників курсової стійкості технологічних машин не можуть бути використані для автогрейдерів, оскільки не враховують особливості їх конструкції, схему прикладення зусиль і процеси формування режимів навантаження.

Пропоновані конструкційні засоби утримання автогрейдерів на планованій траєкторії руху потребують використання додаткового дорогого обладнання, що підвищує собівартість одиниці продукції. Це звужує межі їх застосування і потребує розробки нових більш дешевих засобів.

Оскільки основним напрямом вдосконалення робочих машин є підвищення ефективності, зокрема продуктивності, всебічне дослідження процесів формування траєкторії руху автогрейдерів та визначення показників їх курсової стійкості є актуальним.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалася відповідно до наукового напрямку та завдання державної науково-технічної програми: «Енергетична стратегія розвитку України на період до 2030 року» (Постанова Кабінету Міністрів України №145-р від 15 березня 2008 р.), зі ст. 3 Закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» від 16.01.2016 р. за № 2623-14, а також відповідно до держбюджетних науково-

дослідницьких робіт за темами: № 0119U001300 «Покращення експлуатаційних властивостей військової автомобільної техніки шляхом створення інтелектуальної системи забезпечення функціональної стабільності» 2019–2021 рр. (виконавець).

Мета і завдання досліджень. Метою дисертаційної роботи є підвищення показників курсової стійкості автогрейдера за рахунок уточнення методів визначення параметрів траєкторії руху під час виконання технологічних операцій.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати аналіз науково-технічної інформації, присвяченої дослідженню, засобів та методів забезпечення курсової стійкості ЗТМ, підвищенню продуктивності, під час виконання технологічних операцій та сформулювати науково обґрунтовані передумови підвищення ефективності показників курсової стійкості автогрейдера;
- розробити теоретичну модель процесу руху автогрейдера з урахуванням факторів, які сприяють відхиленню від запланованої траєкторії;
- проаналізувати вплив експлуатаційних факторів на процес формування траєкторії руху автогрейдера на базі розробленої динамічної моделі та виявити випадки, які призводять до втрати курсової стійкості;
- розробити методику експериментального дослідження траєкторії руху автогрейдера під час виконання технологічних операцій;
- провести натурні випробування автогрейдера, проаналізувати результати;
- розробити практичні рекомендації, які дозволяють стабілізувати показники курсової стійкості автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій;
- визначити економічну ефективність застосування запропонованих заходів для забезпечення курсової стійкості.

Об'єкт дослідження – процес формування траєкторії руху автогрейдера під час виконання технологічних операцій розробки ґрунту.

Предмет дослідження – взаємозв'язок параметрів траєкторії руху автогрейдера з експлуатаційними показниками робочого процесу.

Методи дослідження. Аналітичні дослідження базуються на методах аналітичної і теоретичної механіки моделювання руху тіл та методах комп'ютерного

модельовання. Експериментальні дослідження базуються на стандартних методиках планування експерименту та регресійного аналізу. Обробка експериментальних даних виконана за допомогою методів математичної статистики.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

- вперше експериментально виявлено процес формування траєкторії руху автогрейдера під час виконання технологічних операцій, яка складається з прямолінійних ділянок і ділянок обертів на місці навколо точки блокування відвала;
- вперше розроблена та досліджена динамічна модель руху автогрейдера, що складається з двох систем диференціальних рівнянь і залежності, яка визначає перехід від одного режиму руху (плоского переміщення) до іншого (оберт навколо точки блокування);
- вперше за рахунок розробленої динамічної моделі руху автогрейдера були визначені залежності показників курсової стійкості від експлуатаційних показників виконуваної технологічної операції;
- вперше, на підставі експериментальних досліджень, отримано регресійну залежність показників курсової стійкості від коефіцієнтів зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею по правому і лівому бортах машини, поперечного ухилу опорної поверхні, кута повороту передніх коліс у горизонтальній площині, кута нахилу передніх коліс у вертикальній площині та їх спільного впливу;
- набула подальшого розвитку методика, яка враховує види виконуваних технологічних операцій, шляхом уточнення аналітичних залежностей зусиль, які діють на автогрейдер.

Практичне значення отриманих результатів:

- визначено раціональні параметри факторів, які підвищують показники курсової стійкості;
- розроблено інженерну методику визначення показників курсової стійкості;
- запропоновано спосіб визначення показників курсової стійкості для ЗТМ (пат. України 108314).

Результати наукових досліджень дисертаційної роботи впроваджені на ТОВ «Харківспецбуд-1», ТОВ «Перша слобожанська будівельна компанія», проектно-

монтажній фірмі ДП «Спеціалізоване управління механізованих робіт», а також у навчальному процесі з підготовки бакалаврів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті при викладанні курсу «Машини для земляних робіт».

Особистий внесок здобувача. Основні наукові положення, результати, висновки та рекомендації дисертаційної роботи наведено в роботах 1–28 списку опублікованих праць за темою дисертації. Роботи [5, 7, 10, 24] виконані й опубліковані одноосібно.

У співавторстві здобувач оцінила вплив характерних показників курсової стійкості, які впливають на бокове зміщення від запланованої прямолінійної траєкторії [2, 3, 6, 8, 9, 11, 12]; розробила розрахункові схеми і математичну модель автогрейдера, яка складається з двох етапів, для дослідження напрямку дії і розподілу зусиль, які діють на грейдерний відвал у процесі виконання технологічних операцій [1, 24, 15, 28]; отримала аналітичні залежності, які дозволяють уточнити математичну модель руху з урахуванням перерозподілу значень опорних реакцій на всіх колесах автогрейдера [1, 4, 13, 14, 26]; встановила закономірності переходу етапів руху [1, 4, 15]; експериментально підтвердила закономірність двоетапного руху автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій [5, 7, 8, 9, 10, 24]; встановила граничні умови втрати траєкторії руху автогрейдера під час виконання технологічних операцій [8, 9, 25, 27]; отримала патент на методику способу визначення показників курсової стійкості для ЗТМ [16]; розробила конструкцію системи стабілізації траєкторії руху автогрейдера [17, 19]; розробила конструкцію системи стабілізації траєкторії руху автогрейдера за допомогою: коригування нахилу коліс [18], коригування кута повороту коліс [20], додаткового навісного обладнання [23]; отримала патент з підвищення стабільності й довговічності гальмівної системи [21, 22].

Апробація результатів дисертації. Окремі положення дисертаційної роботи в цілому обговорювалися і отримали позитивну оцінку на міжнародних конференціях: «The eighth international triennial conference heavy machinery» University of Kragujevac Kraljevo (Serbia, 2014), «Нові досягнення в дослідженнях будівельних, дорожніх і

підйомно-транспортних машин» Харківський національний автомобільно-дорожній університет (ХНАДУ, м. Харків, 2014 р., 2016 р.), «Створення, експлуатація і ремонт машин та обладнання для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій» Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка (ПолтНТУ ім. Ю. Кондратюка, м. Полтава, 2014 р., 2016р., 2019р.), «12-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові» Національний університет «Львівська політехніка» (НУ «ЛП», м. Львів, 2015 р.), «Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель та споруд» Харківський державний технічний університет будівництва та архітектури (ХДТУБА, м. Харків, 2015 р., 2017р.), «IX International conference for young researchers. Technical sciences. Industrial management. Proceedings» (Burgas, Bulgaria, 2015), «Новітні технології – для захисту повітряного простору» Харківський університет повітряних сил ім. І. Кожедуба (ХУПС ім. І. Кожедуба, м. Харків, 2016 р.), «Transport techniques. Investigation of elements. Reliability. Vehicleengines. Application of fuels types. Efficiency» Scientific technical union of mechanical engineering (Sofia, Bulgaria, 2016), «XXV International scientific conference trans & motauto 2017 proceedings» (Burgas, Bulgaria, 2017), «XXVI International scientific conference trans & motauto 2018» (Burgas, Bulgaria, 2018), 54 засідання Науково-методичної Ради зі спеціалізації «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання» при МОН України Харківський національний автомобільно-дорожній університет (ХНАДУ, м. Харків, 2019 р.), II міжнародна науково-практична конференція «Комп'ютерні технології і мехатроніка» Харківський національний автомобільно-дорожній університет (ХНАДУ, м. Харків, 2020 р.), 15th International conference Problems of the railway transport mechanics: Safety of motion, dynamics, strength of rolling stock and energy saving (Дніпро, 2020 р.).

У повному обсязі дисертаційна робота розглядалася і отримала схвалення на засіданні 54 Підйомно-транспортної академії наук України (ПТАНУ 2019 р.), а також на засіданні міжкафедрального семінару кафедр будівельних і дорожніх машин (БДМ), автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій (АКІТ),

технології машинобудування і ремонту машин (ТМіРМ) Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (2021 р).

Відомості про кількість публікацій. Основні положення дисертаційної роботи викладено у 28 наукових роботах, з яких 9 робіт опубліковано у фахових виданнях України, 6 – у зарубіжних збірниках, одна з них входить до наукометричної бази даних SCOPUS; 5 робіт опубліковано в збірниках матеріалів міжнародних науково-технічних конференцій, отримано 8 патентів України на корисну модель.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел із 138 найменувань (15 сторінок) та 2 додатків. Повний обсяг роботи складає 169 сторінок, в тому числі 143 сторінки основного тексту, 19 таблиць, 70 ілюстрацій.

РОЗДІЛ 1.

АНАЛІЗ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ МАШИН У ПРОЦЕСІ ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ

1.1. Аналіз факторів, які впливають на формування траєкторії руху автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій

Автогрейдер є однією з основних машин дорожнього і цивільного будівництва. За допомогою цієї машини можливе виконання цілої низки специфічних технологічних операцій під час будівництва автомобільних і залізних доріг, а також аеродромів тощо. До числа найбільш характерних робочих операцій, які виконує автогрейдер, слід віднести зведення земляного полотна, вирізання корита і розробку бічних резервів, планування і профілювання опорних поверхонь, а також відкосів, виїмок і насипів, переміщення і розрівнювання ґрунту і будівельних матеріалів. Досить широко автогрейдери застосовуються в технологічних операціях, пов'язаних із сезонним утриманням доріг і вулиць.

Широкий спектр виконуваних технологічних операцій дозволяє автогрейдерам успішно конкурувати з іншими типами ЗТМ. На ринку дорожньо-будівельної техніки Європи представлені більше 20 фірм, які випускають різні лінійки автогрейдерів (рисунок 1.1). До провідних фірм слід віднести широко відомі: Caterpillar, Volvo, HBM-Nobas, John Deere, Komatsu. В останні роки на ринок дорожньої техніки почали виходити інші фірми, які поступово стають фаворитами продажів за рахунок дешевизни і наявності мінімально необхідного функціоналу: SEM, LiuGong, Shantui, DingSheng TianGong, а також XGMA.

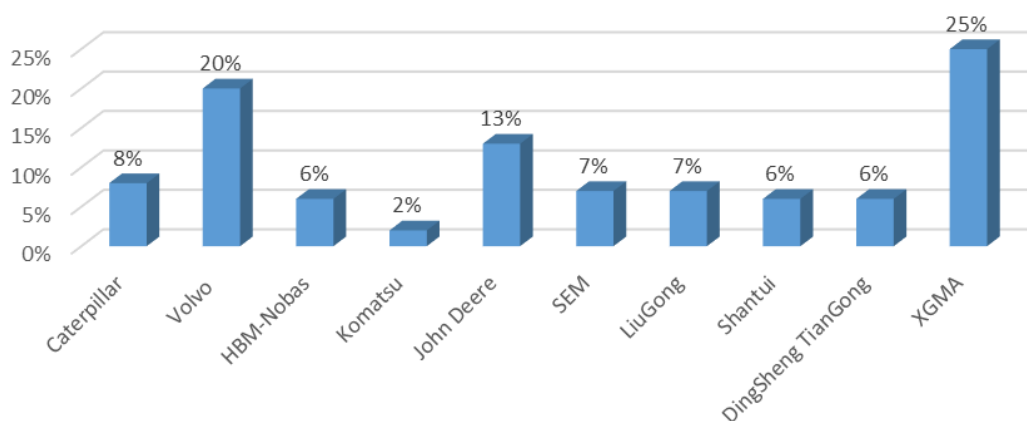


Рисунок 1.1. Розподіл ринку дорожньо-будівельної техніки Європи

Аналіз випуску автогрейдерів за ваговими категоріями показує, що найбільш популярними машинами є 17-19-тонні, частка яких склала 42%. На 14-16-тонні грейдери припадає 32%, на 20-23-тонні – 21%. Мінімальним попитом користуються легкі (масою менше 10 т) і надважкі (масою від 25 т і вище) грейдери (рисунок 1.2).

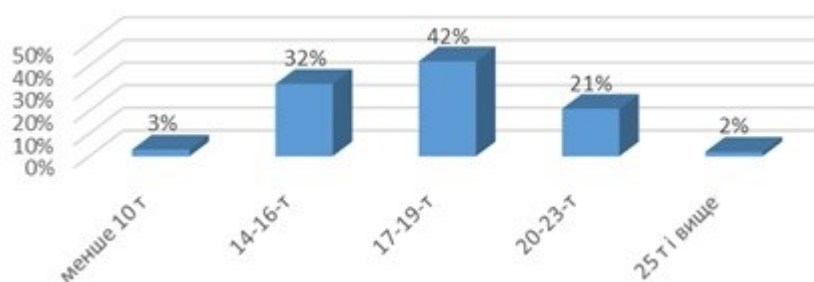


Рисунок 1.2. Розподіл за ваговими категоріями

Виконання автогрейдером необхідних технологічних операцій можливе завдяки особливостям конструкції його робочого обладнання:

- основний відвал розташований у міжколісному просторі;
- механізм повороту відвала в плані дозволяє повертати його навколо вертикальної осі на 360°;
- роздільний привід на гідроциліндри механізму підйому-опускання основного відвала дозволяє забезпечити його перекіс у вертикальній площині від 0° до 90° і більше;

– механізми виносу тягової рами в сторону і бічного зсуву відвала дозволяють виконати переміщення відвала вбік відносно поздовжньої осі машини на відстань до 2 м [54, 94].

Для забезпечення найбільш ефективної роботи автогрейдера під час виконання практично всіх видів технологічних операцій рекомендовано відвал розміщувати в просторі з раціональними кутами установки (в залежності від типу виконуваної операції) [94]:

- кут різання $\delta - 30^\circ \div 60^\circ$;
- кут захоплення $\alpha - 30^\circ \div 90^\circ$;
- кут перекоосу $\varepsilon - 0^\circ \div 15^\circ$ (під час зарізання ґрунту).

Чисельні експериментальні і теоретичні дослідження свідчать, що перераховані особливості експлуатації автогрейдера призводять до формування особливого режиму навантаження машини, який характеризується асиметричним розташуванням точки прикладання головного вектора зовнішніх опорів на відвалі та виникненням додаткових бічних навантажень. Таким чином, під час руху в процесі виконання технологічної операції машина може зазнавати додаткових зовнішніх обурень, що здатні відхилити її від запланованої траєкторії руху. Це явище трактується як втрата курсової стійкості. Оскільки автогрейдери використовують на ділянках значної протяжності, відхилення з планованою траєкторією руху може призвести до необхідності виконання додаткових проходів і зменшення продуктивності машини. Сучасний розвиток автогрейдерів характеризується збільшенням їх одиничної потужності, а отже, і зростанням рівня діючих робочих навантажень, тому проблема забезпечення курсової стійкості є актуальною і вимагає додаткового дослідження.

1.2. Огляд критеріїв, які характеризують показники курсової стійкості машин

Питанням курсової стійкості присвячена велика кількість розробок, відмінною рисою яких є аналіз траєкторії руху машини під час дії бічних

навантажень. В якості останніх виступають: відцентрові сили, що виникають в процесі руху машини на повороті; складові сили тяжіння, що виникають під час руху по опорній поверхні з поперечним ухилом; бічна складова головного вектора опорів на робочому органі.

Найбільш повно питання курсової стійкості розглядалися для транспортних машин під час руху на повороті. У своїх дослідженнях М. А. Подригало пропонує для оцінки курсової стійкості використовувати коефіцієнт відведення (таблиця 1.1 п.1), який визначається відношенням бічних реакцій дороги на передню і задню осі. Цей коефіцієнт рекомендовано використовувати для оцінки стійкості машини під час руху на повороті [91].

У дослідженнях Я. М. Певзнера пропонується коефіцієнт курсової стійкості (таблиця 1.1 п.2) окремо для передньої і задньої осей розраховувати за допомогою диференціальних рівнянь. Стійкість колеса прямо пропорційна його куту відведення та коефіцієнту опору відведенню [66].

Я. Є. Фаробін, А. С. Литвинов, аналізуючи питання бокового ковзання коліс, вивели рівняння рівноваги поперечних сил, а курсову стійкість охарактеризували коефіцієнтом поперечної стійкості автомобіля (таблиця 1.1 п.3), що залежить від геометричних параметрів машини [48].

В. І. Кнороз на відміну від попередніх дослідників, запропонував для оцінки курсової стійкості транспортного засобу використовувати коефіцієнт опору бічному відведенню колеса, який залежить від кута бічного зміщення і бічної сили, яка діє вздовж осі колеса (таблиця 1.1 п.4) [42].

Головною особливістю конструкції сільськогосподарської техніки є наявність додаткового робочого обладнання. Оцінюючи курсову стійкість машин такого типу, дослідники враховують кут поперечного нахилу опорної поверхні, наявність шарнірних з'єднань між рамними конструкціями базового колісного трактора, а також шарнірне з'єднання між машиною і робочим обладнанням. Крім цього, критерії курсової стійкості явно залежать від величини бокової складової сил опору на робочому органі.

В. М. Булгаков, М. В. Усенко, В. М. Пришляк у своїй роботі пропонують як критерій курсової стійкості використовувати умови рівноваги машини в бічному напрямку. Запропонована залежність за основні характеристики враховує власну вагу машини, кут поперечного ухилу і коефіцієнт бокового зчеплення коліс з ґрунтом (таблиця 1.1 п.5) [17].

Т. В. Циганков для оцінки курсової стійкості пропонує використовувати граничний коефіцієнт зчеплення, що залежить від поздовжньої бази машини (таблиця 1.1 п.6) [96]. І. Є. Донцов розглядає рух сільськогосподарської машини, яка обладнана фронтальним робочим органом. При цьому автор розглядає курсову стійкість машини, приділяючи особливу увагу коливальній і аперіодичній стійкості фронтального обладнання (таблиця 1.1 п.7) [33].

М. П. Артёмов дослідив рух шарнірно-зчленованої сільськогосподарської машини з робочим обладнанням, враховуючи сили, які діють на саме обладнання. Автор пропонує коефіцієнт керованості розраховувати як відношення керуючого зусилля до сил опору з урахуванням бічних зусиль, які діють на сільськогосподарське обладнання (таблиця 1.1 п.8) [7].

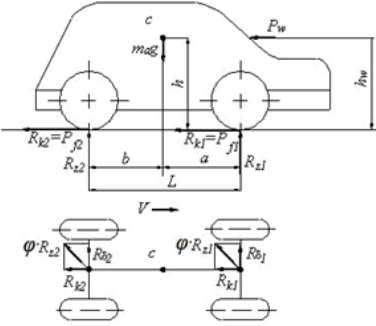
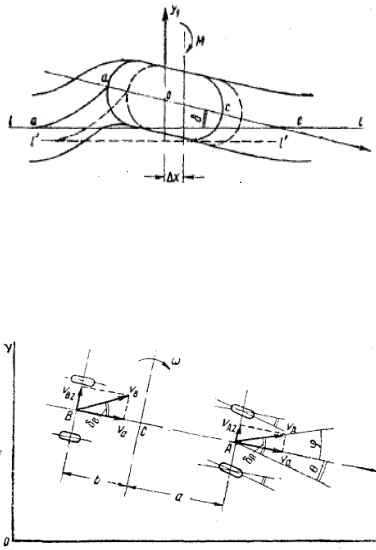
Цілий ряд наукових розробок присвячено теоретичному аналізу руху колеса при дії поперечної сили. У дослідженнях В.В.Гуськова, І.П. Ксеневича коефіцієнт бічного зміщення колеса пропорційний відношенню вищевказаної сили і кута відведення (таблиця 1.1 п.9) [28].

Деякі науковці (таблиця 1.1 п.10) [39] вважають, що при складанні математичної моделі руху машини з шарнірно-зчленованою рамою показники, які характеризують курсову стійкість, не істотні.

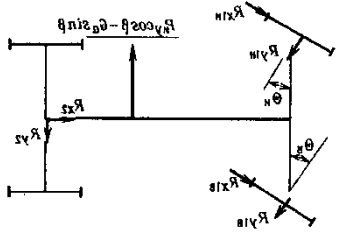
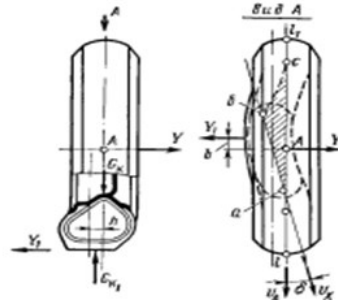
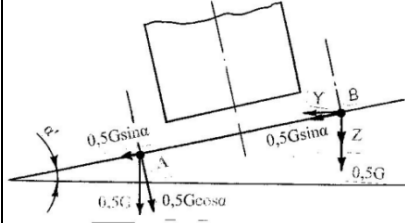
Дослідження, проведені в землерийно-транспортній техніці, дозволяють стверджувати, що коефіцієнти, які характеризують курсову стійкість, безпосередньо залежать від граничних сил, що діють на робочий орган із втратою стійкості (таблиця 1.1 п.11–12) [34, 75].

Для гусеничних машин даний коефіцієнт характеризується відношенням моменту, що утримує машину від розвороту, до моменту, який її розвертає (див. таблицю 1.1 п.13) [43].

Таблиця 1.1. Показники, що характеризують курсову стійкість.

№	Автор	Динамічна модель	Показник курсової стійкості
1	2	3	4
1	Подригало М.А.		Коефіцієнт відведення: $K_{уст} = \frac{b}{a} \cdot \frac{R_{\delta 1}}{R_{\delta 2}}, \quad (1.1)$ де a, b – координати проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину; $R_{\delta 1}, R_{\delta 2}$ – бічні реакції дороги на колесах передньої і задньої осей.
2	Певзнер Я.М.		Рівняння стійкості колеса: $Y = k \cdot \delta, \quad (1.2)$ де k – коефіцієнт опору відведенню; δ – кут відведення. Коефіцієнти відведення осей автомобіля $K_B = \left(\frac{dY_B}{d\delta_B} \right)_{\delta_B = \delta_{Bp}}, \quad (1.3)$ $K_A = \left(\frac{dY_A}{d\delta_A} \right)_{\delta_A = \delta_{Ap}}, \quad (1.4)$ де δ_B, δ_A кути між векторами напрямків швидкостей V_B, V_A і площинами коліс; Y_B, Y_A бічна реакція на відповідну вісь

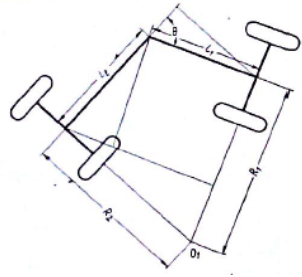
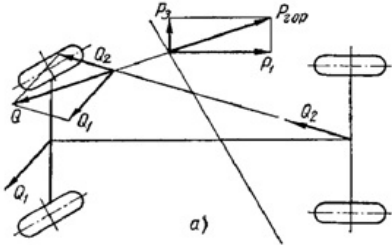
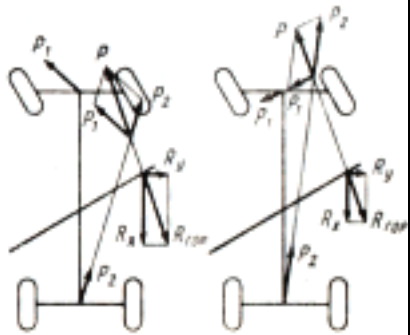
Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4
3	Фаробін Я.Е. Литвинов А.С.		Умови рівноваги транспортного засобу: $P_{uy} \cdot \cos \beta - G_a \cdot \sin \beta = \sum R_y, \quad (1.5)$ де $\sum R_y = \sum R_{y\phi} + \sum R_{yH}$ – сума проекцій на поперечну вісь реакцій, що діють на колеса. Коефіцієнт поперечної стійкості автомобіля $\eta_{ny} = \frac{B}{2h_g}, \quad (1.6)$ де B – колія автомобіля; h_g – плече відносно положення центра ваги у вертикальній площині
4	Кнороз В.І.		Коефіцієнт опору бічному відведенню $k_y = \frac{dY}{D\delta}, \quad (1.7)$ де δ – кут бічного відведення; Y – бічна сила, яка діє вздовж осі
5	Булгаков В.М., Усенко М.В., Пришляк В.М.		Умова рівноваги: $0,5\phi G \cdot (1 + \sin \alpha) \geq 0,5G \sin \alpha, \quad (1.8)$ де G – сила ваги, яка припадає на колеса; ϕ – коефіцієнт бічного зчеплення шини з ґрунтом; $0,5G \sin \alpha$ – бічна сила, яка переміщує по ухилу вниз колесо

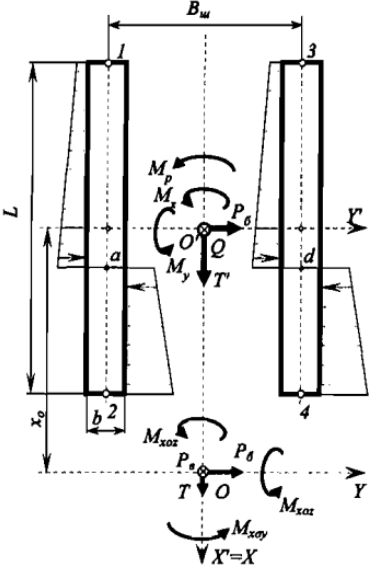
Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4
8	Артёмов М. П		Коефіцієнт керованості $K_{кер} = \frac{P_{\kappa}}{\sum P_c}, \quad (1.12)$ де P_{κ} – керуюче зусилля; $\sum P_c$ – сума сил опору
9	Гуськов В.В., Ксеневич І.П.		Коефіцієнт опору бічного зміщення в разі прикладення до осі колеса поперечної сили F_z: $K_{yb} = \frac{F_z}{\varphi_{yb}}, \quad (1.13)$ де φ_{yb} – кут відведення Кутова деформація шини, яка характеризується коефіцієнтом кутової жорсткості: $K_{\varphi} = \frac{M}{\varphi}, \quad (1.14)$ де M – момент, що виникає в колесі, навантаженому нормальною силою; φ – кут, що характеризує кутову жорсткість

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4
10	Брянський Ю.А. Грифф М.І., Наумов А.В., Скокан А.І.		При моделюванні руху машини на повороті не враховується поздовжнє і бічне ковзання, і не враховується бічне відведення, яке вважається не істотним.
11	Алексєєва Т.В. Артем'єв К.О. Бромберг А.О.		$k_x = \frac{P_1}{P_{1\max}}, \quad (1.15)$ де P_1 – гранична складова реакції ґрунту на ніж, за якої ще не втрачається стійкість ходу із даним перерозподілом опорних реакцій; $P_{1\max}$ – гранична складова реакції ґрунту на ножі, за якої ще не втрачається стійкість ходу з найвигіднішим перерозподілом опорних реакцій
12	Сєвров К.П.		Коефіцієнт ступеня стійкості ходу: $K_x = \frac{R_x}{R_{x\max}}, \quad (1.16)$ де R_x – найбільша поздовжня складова реакції ґрунту на ніж; $R_{x\max}$ – найбільша поздовжня складова реакція ґрунту на ніж із найвигіднішим перерозподілом опорних реакцій

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4
13	Коваль А.Б.		Курсова стійкість універсальних землерийних машин оцінюється за величиною коефіцієнта курсової стійкості: $k_{kc} = \frac{M_{op}}{M_p} > 1, \quad (1.17)$ де M_{op} – момент, який утримує машину від розвороту; M_p – момент, який розвертає машину

1.3. Аналіз аналітичних моделей процесу формування траєкторії руху машини

Аналіз публікацій, присвячених дослідженню курсової стійкості і керованості рухомих машин, показує, що практично всі дослідження базуються на аналізі форми траєкторій руху.

Дослідженню означеної проблеми присвячені роботи вчених, які працюють у різних галузях техніки. Так, у сфері автомобілебудування найбільш відомі праці В. О. Горєлова [23, 25, 26], Є. О. Дубініна [68], Д. М. Клеца [41, 69, 115], М. А. Подригало [69, 91, 115, 121, 133, 125], О. С. Полянського [68], Г. А. Смірнова [81], Я. Є. Фаробіна [48], А. А. Хачатурова [29], Є. О. Чудакова [103] та ін. Аналізу курсової стійкості сільськогосподарських машин присвячені роботи М. П. Артємова [7], Р. В. Антоценка [6, 86], А. Т. Лебедєва [6, 47], С. А. Лебедєва [47], В. О. Толстолуцького [6, 86] та ін. Математичні моделі руху ЗТМ, зокрема автогрейдерів, розглянуті в роботах Ю. М. Бузіна [88], А. В. Вороновича [2, 22, 72], М. М. Гайцгорі [15, 49], Б. О. Гречишникова [60], В. П. Істоміна [85, 114], І. Г. Кириченка [72, 40, 131], Є. Ю. Малиновського [15, 49], В. А. Мещерякова, Л. В. Назарова [60, 72, 85, 114], П. І. Нікуліна [63], О. А. Портнової [71], М. О. Ульянова [87, 88], С. Л. Хачатурян [19, 53, 131], Л. Х. Шарипова [88], В. О. Шевченка [105, 72], В. С. Щербакова [4] та ін.

Роботи Д.М. Клеца присвячені аналізу криволінійного руху автомобіля [41]. Особливістю запропонованої автором математичної моделі є облік коливань машини в поздовжньому і поперечному напрямках (рисунок 1.3), що призводить до перерозподілу опорних реакцій на колесах і, відповідно, зміни тягових зусиль на ведучу вісь. Запропонований підхід дозволяє більш точно описувати траєкторію руху автомобіля під час його повороту.

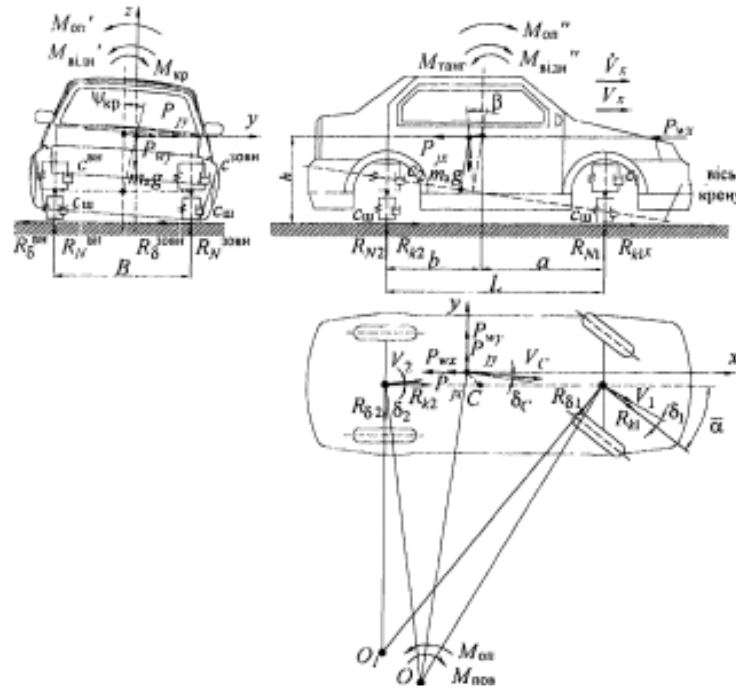


Рисунок 1.3. Динамічна модель руху автомобіля розроблена Д.М. Клецом

$$\left\{ \begin{aligned} & 2 \left[\frac{m_a}{2} + \frac{l_K}{2r_d^2} + \frac{l_z}{2R^2} \right] \dot{V}_{x1} = (m_x \cdot \varphi_x \cdot G - 0,5 \cdot C_x \cdot \rho \cdot F \cdot V_{x1}^2) \frac{h-r_d}{L} \varphi_x (1 - \cos \bar{\alpha}) - \\ & - \frac{h-r_d}{L} \varphi_y \sin \bar{\alpha} (m_x \cdot \varphi_x \cdot G - 0,5 \cdot C_x \cdot \rho \cdot F \cdot V_{x1}^2) - \\ & - P_{Cx} - \left[\varphi_x (a + b \cos \bar{\alpha}) + \varphi_y b \sin \bar{\alpha} \right] \frac{G}{L}; \\ & I_x \cdot \ddot{\psi}_{кр} - 0,5 \cdot \mu \cdot B^2 \cdot \dot{\psi}_{кр} - (c_1 + c_2 - m_a g \cdot h_{кр}) \cdot \psi_{кр} = -P_{Cy} \cdot h_{кр}; \\ & I_y \cdot \ddot{\beta} + 2 \cdot \mu \cdot (a^2 + b^2) \cdot \dot{\beta} + (c_1 + c_2 - m_a g \cdot h_{кр}) \cdot \beta = -P_{Cx} \cdot h_{кр}. \end{aligned} \right. \quad (1.19)$$

У роботах В.А Горєлова обґрунтовані і досліджені математичні моделі руху багатоланкових багатовісних колісних комплексів [23, 24, 25, 26]. Побудову математичної моделі прямолінійного руху колісного комплексу розглянуто на прикладі тривісного тягача з можливістю реалізації індивідуального, диференційного та блокованого привода коліс і тривісного причепа у веденому режимі. Розрахункова схема автопоїзда, представлена на рисунку 1.4, прийнята з

урахуванням характеру розв'язуваної задачі і описується наступними рівняннями руху для тягача (1.20) і причепа (1.21):

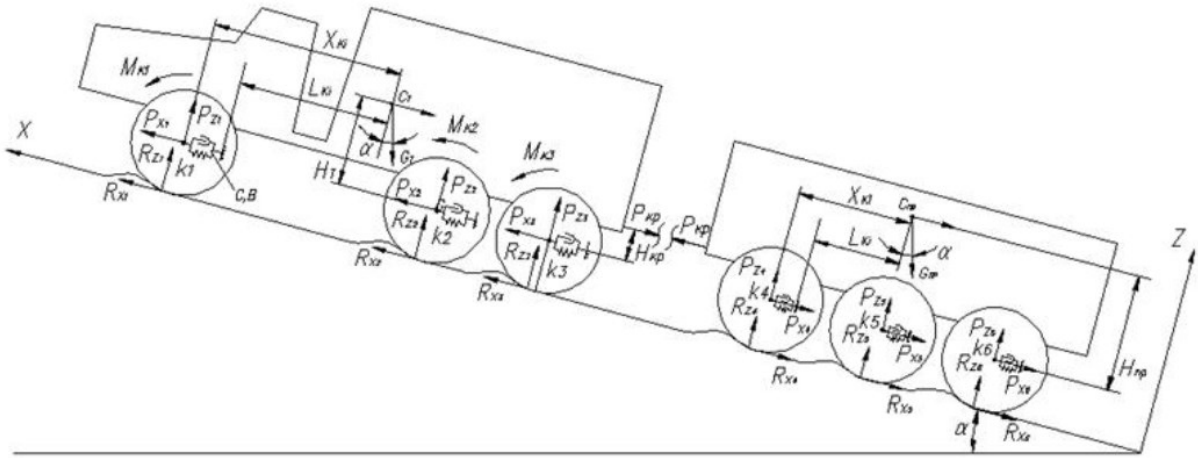


Рисунок 1.4. Розрахункова схема руху автопоїзда

Тягач

$$\begin{aligned}
 m_T \cdot \dot{V}_{X_T} &= 2 \cdot \sum_{i=1}^3 P_{X_i} - m_T \cdot g \cdot \sin(\alpha) - P_{KP}, \\
 I_{ki} \cdot \dot{\omega}_{ki} &= M_{Ki} - (1 - S_{Bi}) \cdot (f_{wi} + \varphi_i) \cdot R_{Zi} \cdot r_{Ko}, \\
 m_{Ki} \cdot a_{XKi} &= \varphi_i \cdot R_{Zi} - P_{X_i} - m_{Ki} \cdot g \cdot \sin(\alpha);
 \end{aligned} \tag{1.20}$$

Причеп

$$\begin{aligned}
 m_{PP} \cdot \dot{V}_{X_{PP}} &= -2 \cdot \sum_{i=4}^6 P_{X_i} - m_{PP} \cdot g \cdot \sin(\alpha) + P_{KP}, \\
 I_{ki} \cdot \dot{\omega}_{ki} &= \frac{1}{(1 - S_{Bi})} \cdot (\varphi_i - f_{wi}) \cdot R_{Zi} \cdot r_{Ko}, \\
 m_{Ki} \cdot a_{XKi} &= P_{X_i} - \varphi_i \cdot R_{Zi} - m_{Ki} \cdot g \cdot \sin(\alpha).
 \end{aligned} \tag{1.21}$$

У роботі А.Т. Лебедєва, Р.В. Антощенков і В.О. Толстолуцького [6] розглянуто і проаналізовано математичну модель сільськогосподарського трактора, обладнаного плугом під час виконання орних робіт. Особливість запропонованої

моделі полягає в тому, що рівняння руху машини складені для рухомої системи координат, яка рухається разом з трактором (рисунк 1.5). Надалі автори пропонують за допомогою додаткових диференціальних рівнянь зв'язку виконувати перерахування параметрів руху машини для нерухомої системи координат.

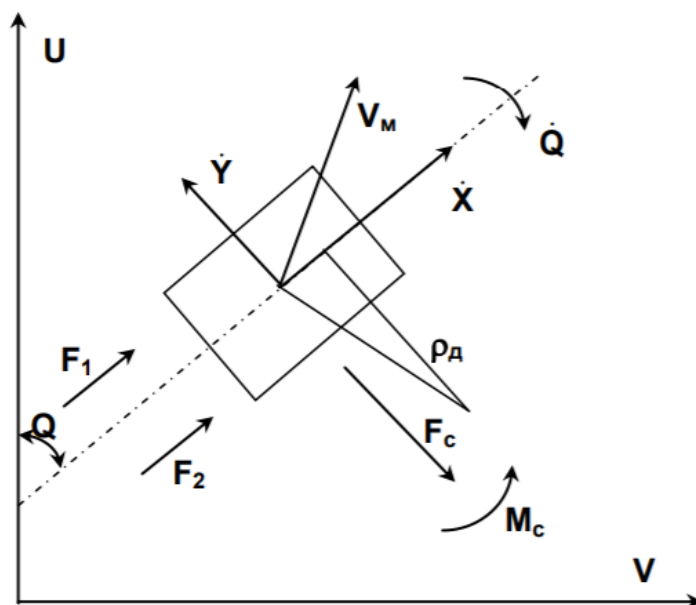


Рисунок 1.5. Схема руху орного агрегата із симетричним триточковим навішуванням плуга

Рівняння руху сільськогосподарського трактора:

$$\begin{aligned}\ddot{X} &= \frac{1}{M} \cdot (T_1 + T_2) - \dot{Y}\dot{Q} - g \cdot (f_{cd}) \cdot \text{sign}\dot{X}; \\ \ddot{Y} &= \dot{X} \cdot \dot{Q} - \frac{F_c}{M}; \\ \ddot{Q} &= \frac{1}{I_M} \cdot \left[(T_1 - T_2) \cdot \frac{B}{2} - M_c \right]\end{aligned}\tag{1.22}$$

Рівняння перерахунку координат трактора в нерухому систему:

$$\begin{aligned}\dot{U} &= \dot{X} \cdot \cos Q + \dot{Y} \cdot \sin Q \\ \dot{V} &= \dot{X} \cdot \sin Q - \dot{Y} \cdot \cos Q\end{aligned}\quad (1.23)$$

М.П. Артёмов [7] досліджував рух шарнірно-зчленованого колісного тягача спільно з причіпним робочим обладнанням (рисунок 1.6). Система рівнянь руху агрегату складена на основі рівнянь Лагранжа другого роду відносно нерухомої системи координат. Особливістю математичної моделі є врахування зазорів (люфтів) у гідравлічній системі кермового управління трактора.

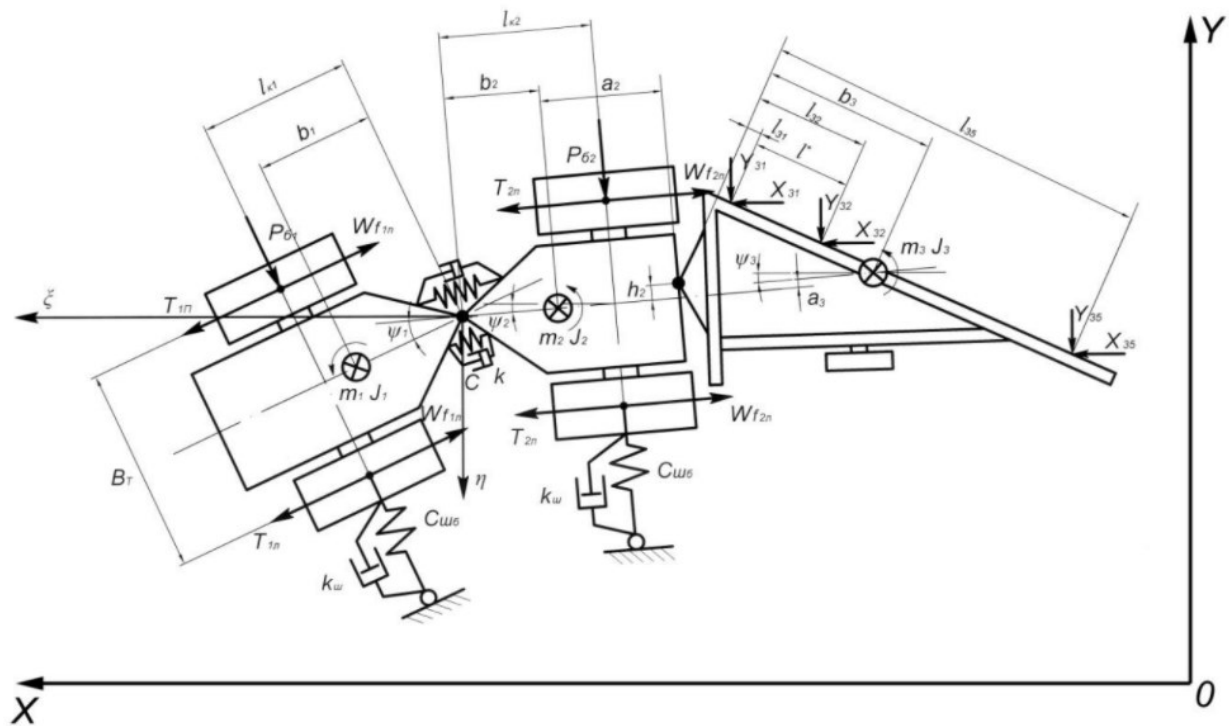


Рисунок 1.6. Схема руху шарнірно-зчленованого колісного тягача спільно з причіпним робочим обладнанням

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{\xi} + C_1\ddot{\psi}_1 + D_1\ddot{\psi}_2 + E_1\ddot{\psi}_3 + F_1 &= G_1 \\ m\ddot{\eta} + C_2\ddot{\psi}_1 + D_2\ddot{\psi}_2 + E_3\ddot{\psi}_3 + F_2 &= G_2 \\ C_1\ddot{\xi} + C_2\ddot{\eta} + C_3\ddot{\psi}_1 + F_3 &= G_3 \\ D_1\ddot{\xi} + D_2\ddot{\eta} + D_4\ddot{\psi}_2 + E_4\ddot{\psi}_3 + F_4 &= G_4 \\ E_1\ddot{\xi} + E_2\ddot{\eta} + E_4\ddot{\psi}_2 + E_5\ddot{\psi}_3 &= G_5 \end{aligned} \right\} \quad (1.24)$$

В.А. Толстолуцький, Р.В. Антощенко [86] розробили і дослідили математичну модель руху багатоелементного шарнірно-зчленованого сільськогосподарського агрегату (рисунок 1.7). При складанні системи диференціальних рівнянь руху автори врахували дію поперечних сил. Отримана система рівнянь дозволяє описати рух як енергетичного, так і технологічного модулів агрегату.

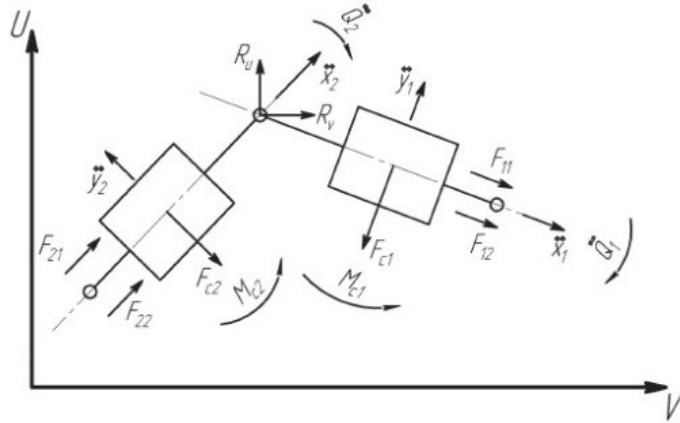


Рисунок 1.7. Схема руху багатоелементного шарнірно-зчленованого сільськогосподарського агрегату

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + R_v \cdot \sin Q_1 + R_u \cdot \cos Q_1 = F_{x1}; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + R_v \cdot \sin Q_1 - R_u \cdot \cos Q_1 = F_{y1}; \\ I_1 \ddot{Q}_1 + R_v L_1 \cos Q_1 - R_u L_1 \sin Q_1 = M_{Q1}; \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + R_v \cdot \sin Q_2 + R_u \cdot \cos Q_2 = F_{x2}; \\ m_2 \cdot \ddot{y}_2 + R_v \cdot \sin Q_2 - R_u \cdot \cos Q_2 = F_{y2}; \\ I_2 \ddot{Q}_2 + R_v L_2 \cos Q_2 - R_u L_2 \sin Q_2 = M_{Q2}; \\ \ddot{x}_2 \cdot \cos Q_2 + \ddot{y}_2 \cdot \sin Q_2 - \dot{x}_2 \dot{Q}_2 \sin Q_2 - \dot{y}_2 \dot{Q}_2 \cos Q_2 + \\ \ddot{Q}_2 \cdot L_2 \cdot \sin Q_2 + \dot{Q}_2^2 \cdot L_2 \cdot \cos Q_2 = 0; \\ \ddot{x}_1 \cdot \sin Q_1 - \ddot{y}_1 \cdot \cos Q_1 + \dot{x}_1 \dot{Q}_1 \cos Q_1 + \dot{y}_1 \dot{Q}_1 \sin Q_1 - \ddot{Q}_1 \cdot L_1 \cdot \cos Q_1 + \\ + \dot{Q}_1^2 \cdot L_1 \cdot \sin Q_1 - \ddot{x}_2 \cdot \sin Q_2 + \ddot{y}_2 \cdot \cos Q_2 - \dot{x}_2 \dot{Q}_2 \cos Q_2 - \\ - \dot{y}_2 \dot{Q}_2 \sin Q_2 - \ddot{Q}_2 \cdot L_2 \cdot \cos Q_2 + \dot{Q}_2^2 \cdot L_2 \cdot \sin Q_2 = 0. \end{array} \right. \quad (1.25)$$

Основи тягової динаміки самохідних колісних ЗТМ розглянуті в роботах доктора технічних наук М. О. Ульянова [87, 88, 89]. Зокрема, ним запропонована

$$\begin{aligned}
(m_1 + m_2) \cdot \ddot{z}_1 &= \sum R - \sum W; \\
(m_1 + m_2) \cdot \ddot{x}_1 + (m_1 \cdot a_1 + m_2 \cdot b_1) \cdot \ddot{\beta}_1 &= (m_1 + m_2) \cdot g - \sum P; \\
(m_1 \cdot a_1 + m_2 \cdot b_1) \cdot \ddot{x}_2 + (J_{y_1} + J_{y_2} + m_1 \cdot a_1^2 + m_2 \cdot b_1^2) \cdot \ddot{\beta}_1 &= (\sum R - \sum W) \cdot r_k - \\
&- (m_1 \cdot a_1 + m_2 \cdot b_1) \cdot g - (P_{np1} + P_{\lambda 1}) \cdot a - (P_{np2} + P_{\lambda 2}) \cdot b; \\
(m_1 + m_2) \cdot \ddot{y}_1 - m_1 \cdot a_1 \cdot \ddot{\alpha}_1 + m_2 \cdot b_1 \cdot \ddot{\alpha}_2 + m_1 \cdot h_1 \cdot \ddot{\gamma}_1 + m_2 \cdot h_2 \cdot \ddot{\gamma}_2 &= -\sum R'; \\
-m_1 \cdot a_1 \cdot \ddot{y}_1 + (J_{x_1} + m_1 \cdot a_1^2) \cdot \ddot{\alpha}_1 - (J_{z_1 x_1} + m_1 \cdot a_2 \cdot h_1) \cdot \ddot{\gamma}_1 &= (R'_{np1} + R'_{\lambda 1}) \cdot a - M; \\
m_2 \cdot b_1 \cdot \ddot{y}_1 + (J_{x_1} + m_2 \cdot b_1^2) \cdot \ddot{\alpha}_2 + (J_{z_1 x_1} + m_2 \cdot b_2 \cdot h_2) \cdot \ddot{\gamma}_2 &= M - (R'_{np2} + R'_{\lambda 2}) \cdot b; \\
m_1 \cdot h_2 \cdot \ddot{y}_1 - (J_{z_1 x_1} + m_1 \cdot a_1 \cdot h_1) \cdot \ddot{\alpha}_1 + (J_{z_1} + m_1 \cdot h_1^2) \cdot \ddot{\gamma}_1 &= \frac{H}{2} \cdot (P_{np1} - P_{\lambda 1}) + H_1 \cdot (R'_{np1} + R'_{\lambda 1}); \\
m_2 \cdot h_2 \cdot \ddot{y}_1 + (J_{z_1 x_1} + m_2 \cdot b_1 \cdot h_2) \cdot \ddot{\alpha}_2 + (J_{z_1} + m_2 \cdot h_2^2) \cdot \ddot{\gamma}_2 &= \frac{H}{2} \cdot (P_{np1} - P_{\lambda 1}) + H_1 \cdot (R'_{np2} + R'_{\lambda 2});
\end{aligned} \tag{1.27}$$

У своїй роботі автори розглянули можливі варіанти руху ЗТМ, з модифікацією узагальненої математичної моделі.

Роботи Л. В. Назарова [59, 73, 94], А. М. Холодов [73, 94], Б. А. Гречишнікова [60], В. О. Шевченка [105], А. В. Вороновича [22], Р. В. Антощенко [123] присвячені дослідженню руху колісної ЗТМ (автогрейдера) в процесі впливу на робоче обладнання динамічного навантаження (рисунок 1.9).

$$\begin{aligned}
m \ddot{x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\int_0^{x-\beta h-\gamma b} f_x(x_x) dx \right] &= T(\dot{x}) - f(N_z + N_p); \\
m \ddot{z} + C_{zz}(z + \beta l_c) + C_{zp}(z - \beta l_1) - C_z(z - \beta l) + \frac{\partial}{\partial z} \left[\int_0^{x-\beta h-\gamma b} f_x(x_x) dx \right] &= -\psi_v R_x; \\
m \ddot{y} + C_{yz}(y + \gamma l_c) + C_{yp}(y - \gamma l_1) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\int_0^{x-\beta h-\gamma b} f_x(x_x) dx \right] &= -\psi_b R_x; \\
J_0 \ddot{\beta} + C_{zz} l_c(z + \beta l_c) - C_{zp} l_1(z - \beta l_1) - C_z l(z - \beta l) + \frac{\partial}{\partial \beta} \left[\int_0^{x-\beta h-\gamma b} f_x(x_x) dx \right] &= \\
= -T(\dot{x})h + f(N_z + N_p)h + \psi_v R_x l; \\
J_0 \ddot{\gamma} + C_{yz} l_c(y + \gamma l_c) - C_{yp} l_1(y - \gamma l_1) + \frac{\partial}{\partial \gamma} \left[\int_0^{x-\beta h-\gamma b} f_x(x_x) dx \right] &= \\
= -T(\dot{x})b + f(N_z + N_p)b - \psi_b R_x b.
\end{aligned} \tag{1.28}$$

Рух машини описано системою диференціальних рівнянь, сформованою на основі рівнянь Ларанжа другого роду. В роботі А. В. Вороновича [22] розглянута просторова модель автогрейдера для випадку позацентрового ударного навантаження до основного відвала машини.

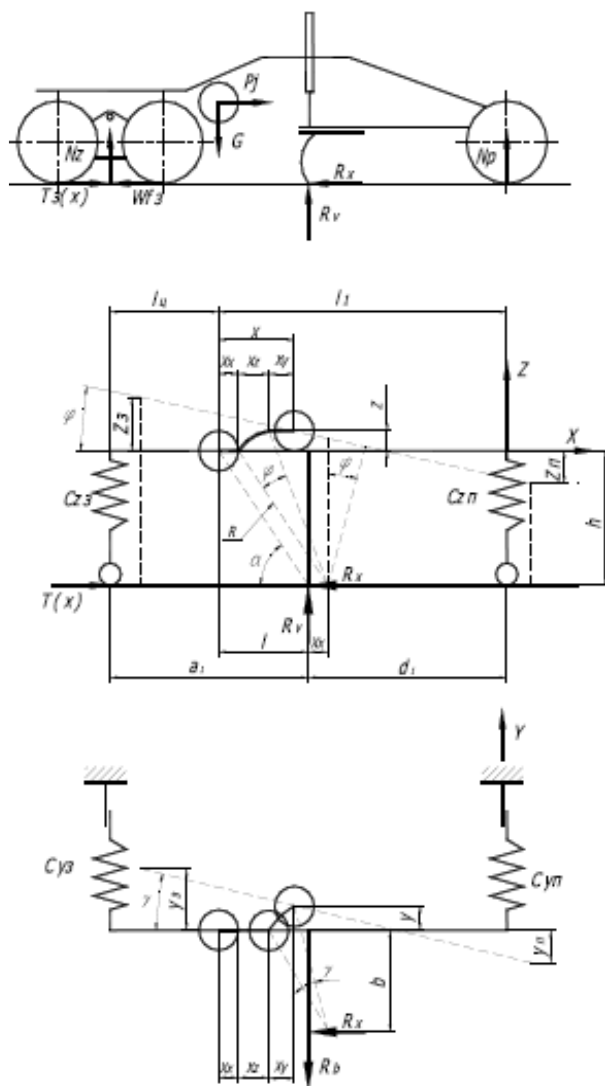


Рисунок 1.9. Розрахункова схема автогрейдера середнього класу

У роботі А.О. Жакова і І.П. Трояновської [35, 36] запропонована модель відхилення трактора від прямолінійного руху під дією зовнішніх нецентральних сил (рисунок 1.10). Для побудови реальної траєкторії руху машини автори пропонують використовувати квазістатичну математичну модель, що являє собою систему інтегро-диференціальних рівнянь. Особливостями запропонованої моделі є облік

анізотропії коефіцієнтів тертя коліс об ґрунт у поздовжньому і поперечному напрямках, а також пружних властивостей ґрунту і шини.

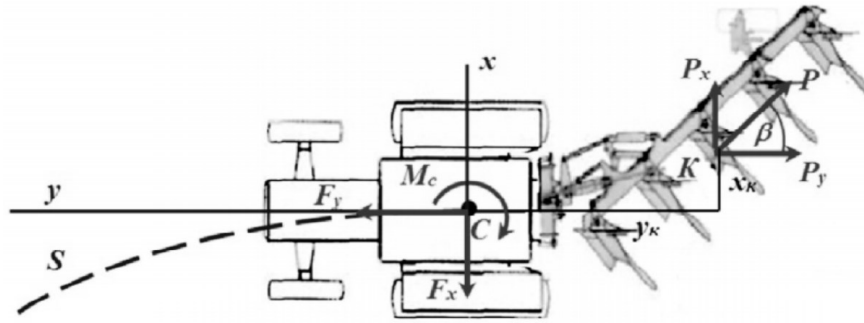


Рисунок 1.10. Схема сил, які діють на тракторний агрегат під час роботи з плугом

$$\begin{aligned}
 & -q \iint_{\varphi\gamma} \frac{\mu_{xm} \cdot t \cdot h \cdot \left[\lambda \cdot \frac{(x-y)}{(\rho+x)} \right] \cdot (y-\varphi)}{\sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2}} d\gamma d\varphi + P \sin \beta = 0, \\
 & q \iint_{\varphi\gamma} \frac{\mu_{ym} \cdot t \cdot h \cdot \left[\lambda \cdot \frac{(x-y)}{(\rho+x)} \right] \cdot (x-\gamma)}{\sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2}} d\gamma d\varphi - P \cos \beta = 0, \\
 & xq \iint_{\varphi\gamma} \frac{\mu_{ym} \cdot t \cdot h \cdot \left[\lambda \cdot \frac{(x-y)}{(\rho+x)} \right] \cdot (x-\gamma)}{\sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2}} d\gamma d\varphi + \\
 & + yq \iint_{\varphi\gamma} \frac{\mu_{xm} \cdot t \cdot h \cdot \left[\lambda \cdot \frac{(x-y)}{(\rho+x)} \right] \cdot (y-\varphi)}{\sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2}} d\gamma d\varphi - \\
 & - q \iint_{\varphi\gamma} \frac{\mu_{xm} \cdot t \cdot h \cdot \left[\lambda \cdot \frac{(x-y)}{(\rho+x)} \right] \cdot (y-\varphi)^2 + \mu_{xm} \cdot t \cdot h \cdot \left[\lambda \cdot \frac{(x-y)}{(\rho+x)} \right] \cdot (y-\varphi)^2}{\sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2}} d\gamma d\varphi + \\
 & + y_k \cdot P \sin \beta + x_k \cdot P \cos \beta = 0.
 \end{aligned} \tag{1.29}$$

Підводячи підсумок проведеному аналізу математичних моделей формування траєкторій руху колісних машин, можна зробити наступні висновки: математичні моделі руху машин базуються на основних положеннях і законах динаміки твердих тіл. Відмінності між розглянутими моделями пояснюються відмінністю завдань, які

автори ставили перед своїм дослідженням. На жаль, більшість представлених моделей не враховують особливості навантаження автогрейдера в процесі виконання типових технологічних операцій та не дозволяють спрогнозувати параметри його курсової стійкості. Означений висновок дозволяє підтвердити актуальність пропонованого нами дослідження параметрів і показників курсової стійкості автогрейдера під час виконання робочих операцій.

1.4. Огляд конструктивних рішень, які забезпечують курсову стійкість технічних об'єктів

Згідно з оглядом науково-технічних джерел [5, 8, 93] для забезпечення курсової стійкості технічних об'єктів використовують наступні сучасні методи (рисунок 1.11).



Рисунок 1.11. Класифікація конструкційних методів забезпечення курсової стійкості технічних об'єктів

Найбільш сучасними методами є керування рухом машини за допомогою супутникових навігаційних систем GPS, GALILEO та інші [65, 93, 118, 119].

Структурна схема такої атоматизованої системи управління рухом представлена на рисунку 1.12.

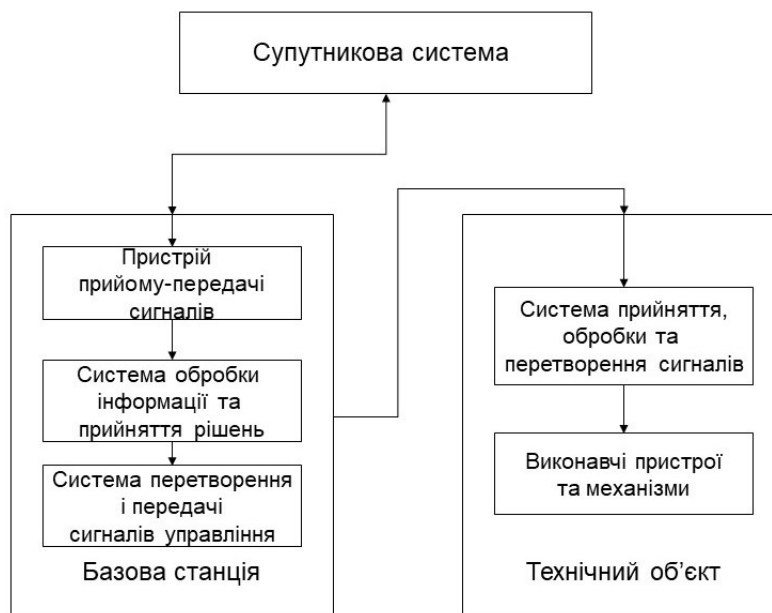


Рисунок 1.12. Структурна схема супутникової атоматизованої системи керування рухом технічного об'єкта

Перевагами цих систем є: висока точність (можливе відхилення від запланованої траєкторії не перевищує декількох сантиметрів) [119]; можливість повної атоматизації процесу переміщення машини під час виконання технологічної операції. Найбільш відомими представниками подібних пристроїв є фірми Trimble, Leica Geosystems Case, Topcon Positioning Inc [137, 122, 126].

До недоліків супутникових систем атоматизованого управління слід віднести наступне:

- устаткування може бути встановлене тільки на сучасних машинах, які мають електрогідравлічні системи. Машини з іншими системами складно встановлюються, та не відповідають технічним вимогам;
- висока вартість у порівнянні з вартістю усієї машини. Це суттєво збільшує собівартість продукції.

Таким чином, перед установкою і використанням систем супутникової навігації необхідно виконувати детальний конструкторський і економічний аналіз.

Найбільшого розповсюдження набули системи нівелювання руху технічних об'єктів, зокрема ЗТМ (автогрейдери), за допомогою лазерних і механічних систем копіювання [122, 126]. Система "Профіль-30" має двоконтурну систему, яка стабілізує рух автогрейдера за заданим курсом. До складу такої системи входить щуповий датчик і датчик повороту сошки керованого управління. Керованим параметром у підсистемі є відстань від осі автогрейдера до копірного троса. У навігаційних лазерних системах замість троса використовується лазерний промінь. До основних недоліків таких систем відноситься великий обсяг підготовчих робіт, пов'язаних з установкою та налаштуванням для виконання кожної технологічної операції. Це може призвести до спаду продуктивності і підвищення собівартості продукції.

Для сільськогосподарчих машин розроблені системи автоматичного підрулювання UniDrive (Угорщина), автопілот GeoSteer фірми AgLeader, автопілот SmarTrax MD фірми Raven та ін. Ці прилади не дозволяють виникати пропускам і напусткам під час проведення аграрних робіт [70, 132, 138].

Крім автоматичного регулювання кута повороту керованих коліс у горизонтальній площині, для запобігання бічного зміщення машини використовують метод нахилу коліс у вертикальній площині під час роботи на ухилі [1, 44], який використовувався у багатьох ЗТМ [90, 83]. Прикладом системи, яка регулює положення керованих коліс машини в залежності від поперечного ухилу опорної поверхні, може служити передній керований міст автогрейдера, рисунок 1.13 [90]. Для стабілізації траєкторії руху машини, на ній встановлена система, яка стежить, та дозволяє в залежності від кута поперечного ухилу поверхні змінювати нахил керованих коліс у вертикальній площині.

Найдешевшим та найпростішим методом забезпечення курсової стійкості технічного об'єкта є введення до його конструкції додаткових приладів.

Прикладами таких систем є прилади, які забезпечують зростання коефіцієнта зчеплення рушіїв у бічному напрямі. На рисунку 1.14 наведено конструкцію одного з таких приладів [92]. Такі пристрої можливо використовувати тільки в особливих умовах роботи машин на сипких ґрунтових поверхнях.

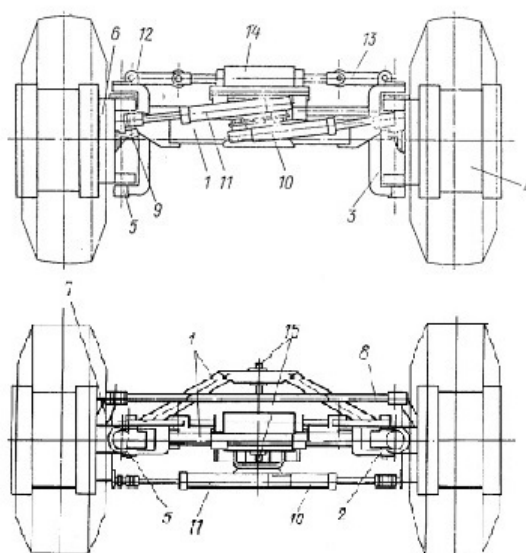


Рисунок 1.13. Передній керований міст автогрейдера:

- 1 – балка; 2 – шарніри; 3 – важелі нахилу коліс; 4 – колеса; 5 – кронштейн;
 6 – цапфа; 7 – поворотні важелі; 8 – поперечна рульова тяга трапеції;
 9 – важелі, з'єднані з гідроциліндрами; 10,11 – гідроциліндри; 12 – шарнір;
 13 – поперечна тяга; 14 – двоштоковий гідроциліндр; 15 – шарнір

Деякі автори пропонують встановлювати додаткове робоче обладнання, яке дозволяє компенсувати дію бічних сил з боку основного робочого органу [1, 56, 79]. Для автогрейдерів пропонується разом з основним відвалом встановлювати додатковий відвал, який при виконанні планувальних операцій розвертається протилежно до кута встановлення основного відвала.

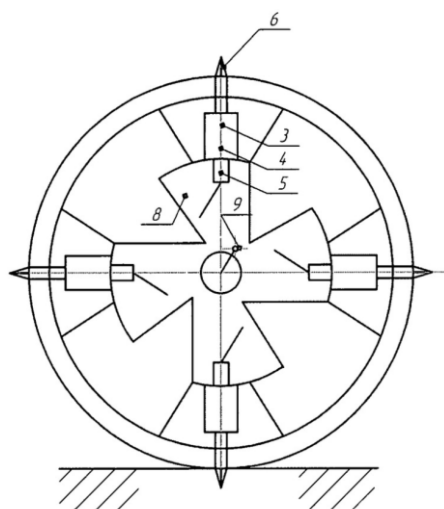


Рисунок 1.14. Пристрій для уникнення бічних зміщень колеса

На машинах, обладнаних активним робочим органом, багато авторів рекомендують встановлювати системи, які стабілізують напрямок руху, безпосередньо на робочому обладнанні, рисунок 1.15 [56].

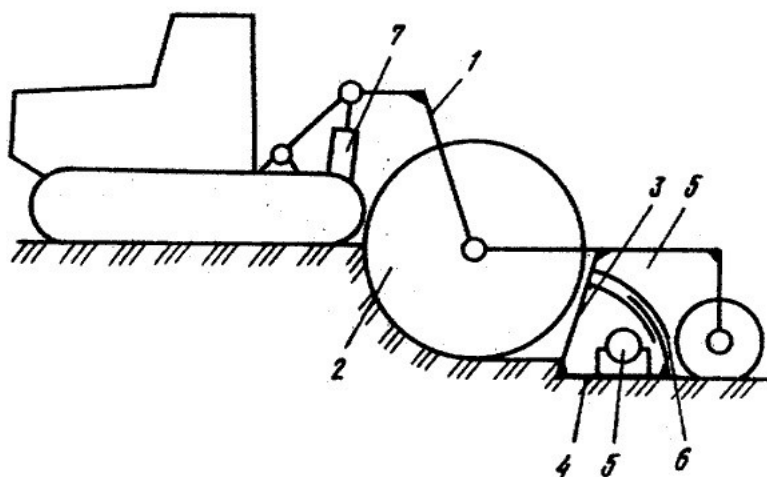


Рисунок 1.15. ЗТМ з механізмом напрямку руху робочого органа: 1 – рама базової машини; 2 – робочий орган; 3 – зачисний ніж; 4 – опорна лижа; 5 – датчик напрямку руху; 6 – криволінійна телескопічна напрямна; 7 – гідроциліндр

Найчастіше ці системи складаються з двох елементів: датчика напрямку руху і напрямного пристрою. В даному конкретному пристрої замість останнього використовується опорна лижа. Нерідко пропонується використовувати напрямні пристрої, котрі прикладаються до робочого органа, що формують додаткові сили реакції середовища.

Деякі автори пропонують для утримання машини на запланованій тректоїї руху змінювати положення центра ваги. Прикладами таких систем є технічні рішення [2, 83]. На рисунку 1.16 представлена конструкція автогрейдера, обладнаного додатковим робочим органом у вигляді розпушувача, який встановлено на рамі в задній частині машини.

Розпушувач виготовлений таким чином, що може рухатись по несучій рамі в поперечному напрямку. Розбіг між значеннями тягових зусиль по бортах балансиного візка дозволяє отримати в горизонтальній площині додатковий

крутний момент, який протидіє дестабілізуючим моментам, що викликані зусиллями на робочому органі.

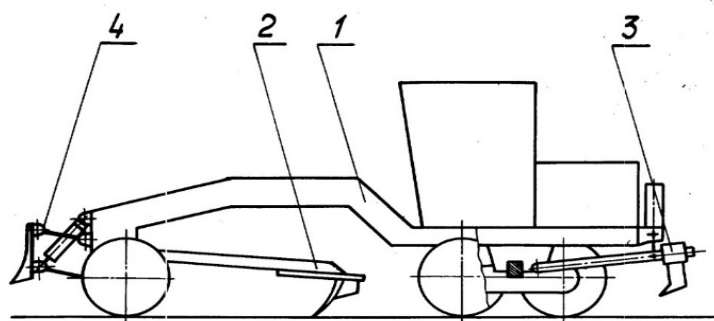


Рисунок 1.16. Автогрейдер обладнаний рухливою противагою:

1 – самохідне шасі; 2 – грейдерний відвал; 3 – додаткове робоче обладнання у вигляді розпушувача, шарнірно з'єднаного з шасі; 4 – бульдозерний відвал

Аналогічно вирішуються проблема і для колісного трактора (рисунок 1.17). Ідея зміни положення центра ваги машини вирішується використанням двох рухливих вантажів, установлених у передній і задній частинах трактора. Таке технічне рішення є більш ефективним, оскільки вантажі можуть рухатись незалежно один від одного, що дозволяє розширити ділянку регулювання положення центра ваги машини [83].

Додаткові рухомі вантажі дозволяють змінювати положення центра ваги, що за особливих умов роботи убезпечить машину не тільки від перекидання, а і від відхилення від запланованої траєкторії руху.

Порівнюючи розглянуті вище конструктивні методи забезпечення курсової стійкості, можна зробити такі зауваження:

– автоматизоване керування рухом ЗТМ (автогрейдера) та автоматизоване регулювання руху дозволяє спростити процес управління машиною та забезпечити необхідне значення показників курсової стійкості. Водночас використання означених методів потребує значних витрат;

– уведення в конструкцію машини додаткових пристроїв, які забезпечують курсову стійкість, потребує менших витрат, але потребує виконання додаткових наукових досліджень для запобігання оптимального їх використання.

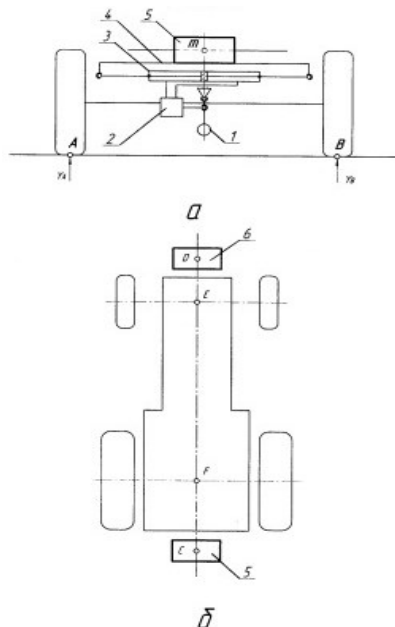


Рисунок 1.17. Колісний трактор, обладнаний механізмом з рухоми типом вантажів: а – задній міст транспортного засобу (вид ззаду), обладнаного додатковими вантажами; б – транспортний засіб, обладнаний додатковими вантажами (вид зверху); 1 – маятниковий датчик; 2 – гідророзподільник; 3 – гідроциліндр; 4 – важіль; 5, 6 – вантаж

Висновки за розділом 1

На підставі виконаного огляду науково-технічних досліджень робимо (можна зробити) наступні висновки:

1. Проблема курсової стійкості, пов'язана з відхиленням машини з планованої траєкторії в процесі руху, активно досліджується в галузях транспортного, сільськогосподарського та дорожньо-будівельного машинобудування.

2. Критерієм курсової стійкості найчастіше пропонується використовувати коефіцієнт, рівний відношенню утримуючих зусиль до дестабілізуючих зусиль.

3. Для дослідження процесів втрати курсової стійкості використовуються динамічні схеми, які дозволяють описати траєкторію руху машини в опорній площині. Для складання математичної моделі руху машини використовують основне рівняння динаміки або рівняння Лагранжа II роду. Оскільки при описі досліджуваних процесів використовують припущення і спрощення, прийняті в динаміці великих переміщень, машини розраховують як сукупність абсолютно твердих тіл, з'єднаних між собою шарнірами.

4. У процесі досліджень розглядаються наступні ситуації: рух машини по поверхні з поперечним ухилом, рух машини по криволінійній траєкторії. При моделюванні траєкторії руху сільськогосподарських машин враховано вплив поздовжніх і поперечних сил на робочому обладнанні, шарнірно-приєднане у задній частині тягача.

5. Зазначені підходи не в повній мірі відповідають режимам навантаження ЗТМ, зокрема, автогрейдерів. До конструктивних особливостей, які визначають характер навантаження автогрейдерів слід віднести наступне:

- основний відвал розташований у міжколісному просторі, що сприяє покращенню планувальних можливостей машини;
- конструктивні особливості кріплення відвала до основної рами автогрейдера дозволяють оператору переміщати його в просторі і займати різноманітні положення, відповідні технологічній операції, яка виконується.

Останнє визначає особливості формування сил опору з боку розроблювального середовища:

- головний вектор опорів на відвалі може прикладатися асиметрично відносно поздовжньої осі машини, що викликає появу дестабілізуючих крутних моментів;
- під час виконання технологічних операцій встановлення відвала з кутом захоплення, відмінним від 90° , призводить до появи додаткової поперечної складової сил зовнішнього опору.

Перераховані особливості навантаження автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій, пов'язаних з розробкою ґрунтів, викликає необхідність додаткового дослідження параметрів, які характеризують його курсову стійкість.

6. Конструктивні методи, які дозволяють стабілізувати траєкторію руху машини, поділяють на три групи:

- системи автоматичного управління, які базуються на аналізі супутникової інформації або інформації про відхилення від попередньо встановлених копірних систем;
- бортові системи автоматичного регулювання, які впливають на системи управління на основі обробки інформації, що надходить від датчиків, встановлених на самій машині;
- додаткові механічні пристрої, які дозволяють впливати на параметри машини і довкілля, забезпечуючи дотримання вимог курсової стійкості в процесі виконання технологічних операцій.

Перша і друга групи розглянутих конструктивних методів достатньо дорогі і потребують використання на машині електрогідравлічних систем управління, що унеможлиблює їх використання на машинах ранніх версій. З нашої точки зору, найбільш раціональним є розробка й установка на автогрейдерів додаткових простих конструкцій механічних систем, які дозволяють утримувати машину на планованій траєкторії руху. Для обґрунтування параметрів подібних систем потрібне проведення додаткових досліджень, пов'язаних з оцінкою курсової стійкості автогрейдера.

Результати розділу опубліковані в [97, 129, 130].

РОЗДІЛ 2.

РОЗРОБКА Й АНАЛІЗ ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ РУХУ АВТОГРЕЙДЕРА В ПРОЦЕСІ ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ

2.1. Мета і завдання теоретичного дослідження

Як показав огляд науково-технічної інформації, для автогрейдера характерним є виконання технологічних операцій зі зміщеним або розгорнутим відносно поздовжньої осі основним відвалом. Зазвичай це стосується операцій з планування і профілювання робочих поверхонь, а також операцій, пов'язаних з вирізанням корита або кюветів. За таких ситуацій на машину діють зовнішні робочі опори, прикладені асиметрично відносно поздовжньої осі машини. Діють і поперечні сили, коли кут захоплення основного відвала відрізняється від 90° , з урахуванням поздовжніх сил опору з боку середовища. Зазначені особливості формування силового впливу в процесі переміщення автогрейдера під час виконання технологічної операції призводять до відхилення його з планованої траєкторії руху. Наслідком цього є необхідність виконання додаткових технологічних проходів машини. Тому метою теоретичного дослідження є обґрунтування, аналіз та розробка динамічної моделі руху автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій.

Поставлена мета може бути досягнута шляхом вирішення наступних завдань:

1. Аналіз обґрунтування і визначення критерію курсової стійкості автогрейдера для процесу виконання технологічних операцій;
2. Аналіз і обґрунтування структури математичної моделі на основі пошукових експериментальних досліджень;
3. Складання узагальненої математичної моделі руху автогрейдера на основі загальноприйнятих положень аналітичної і теоретичної механіки;

4. Обґрунтування і подання у математичній формі всіх складових, що входять в математичну модель руху автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій;

5. Виявлення, на основі математичної моделі, закономірностей, що впливають на формування траєкторії руху автогрейдера і показники його курсової стійкості.

2.2. Обґрунтування і визначення критерію курсової стійкості автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій

Огляд науково-технічної інформації показав, що як критерії курсової стійкості дослідники використовують коефіцієнти, рівні відношенню сумарного силового чинника, який сприяє утриманню машини на запланованій траєкторії руху, до сумарного силового фактору, що сприяє зміщенню машини з цієї траєкторії

$$k_y = \frac{P_{y\partial}}{P_{\partial est}}, \quad (2.1)$$

де $P_{y\partial}$ – сумарний силовий фактор, який утримує машину на запланованій траєкторії руху;

$P_{\partial est}$ – сумарний силовий дестабілізуючий фактор, що сприяє відхиленню машини від запланованої траєкторії руху.

Такий підхід не в повній мірі відповідає тим технологічним операціям, які виконує автогрейдер. Для обґрунтування критерію курсової стійкості і структури динамічної моделі руху машини на навчально-науковій базі Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ННБ ХНАДУ) були проведені пошукові експериментальні дослідження, в яких фіксували траєкторію руху автогрейдера в процесі виконання різних технологічних операцій.

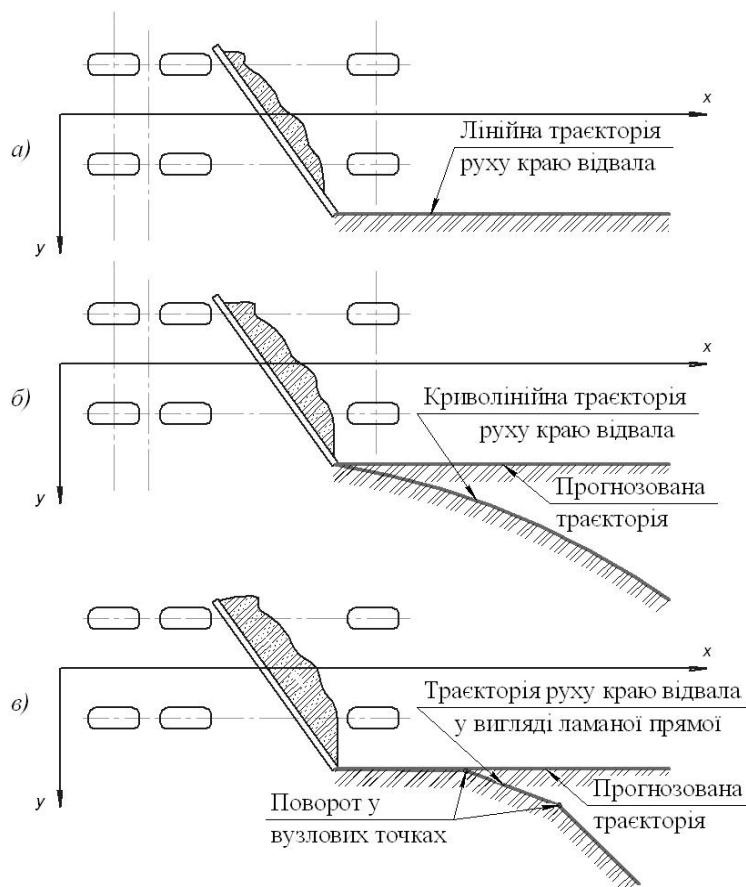
Експерименти проводилися в літній період на ґрунті II категорії. Як базова машина використовувався автогрейдер Крюківського вагонобудівного заводу ДЗк-251.

Траєкторія руху автогрейдера формувалась різними способами (рисунок 2.1):

1. Лінійна траєкторія руху автогрейдера (рисунок 2.1, а) формується в тих випадках, коли робочі опори на відвалі порівняно невеликі. У цій ситуації відхилення реальної траєкторії руху автогрейдера від запланованої не реєструється;

2. В ситуаціях, коли коефіцієнт зчеплення рушіїв з опорною поверхнею незначний, було зафіксовано рух автогрейдера під час виконання технологічних операцій за криволінійною траєкторією (рисунок 2.1, б);

3. У процесі різання ґрунту фіксується кусково-лінійна траєкторія руху автогрейдера (рисунок 2.1, в), при цьому машина на початковому етапі рухається прямолінійно, потім у міру зростання зовнішніх опорів вона гальмується, розвертається навколо точки блокування відвала і далі продовжує прямолінійне переміщення (рисунок 2.2).



4

Рисунок 2.1. Траєкторії руху автогрейдера під час виконання технологічної операції



Рисунок 2.2. Траєкторія руху машини з прямолінійних ділянок, повернутих одна до одної в процесі різання ґрунту

У ситуаціях втрати курсової стійкості слід зазначити, що поперечне зміщення машини відбувається поступово на дистанції переміщення (захватки). Оскільки більшість технологічних операцій, виконуваних автогрейдером, рекомендується реалізовувати з перекриттям проходів, за критерій курсової стійкості, в першому наближенні, можна прийняти коефіцієнт перекриття проходів k_n або відповідне йому поперечне зміщення краю відвала (машини) ε_l .

У цьому випадку критерієм $y_p(x)$ курсової стійкості на захватці, довжиною l необхідна наступна умова:

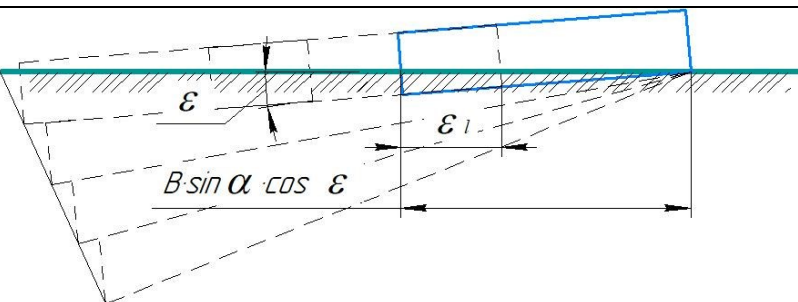
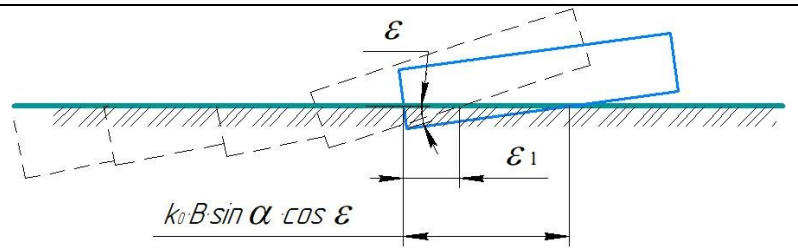
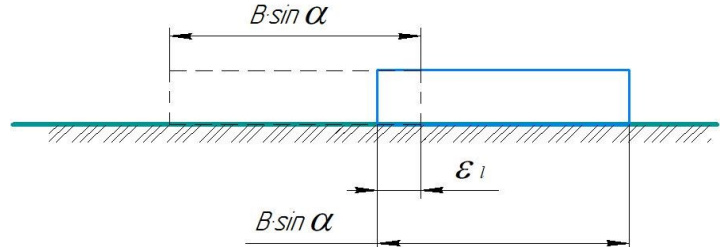
$$y_p(x) \leq y_n(x) \pm \varepsilon_l, \quad (2.2)$$

де y_p – поперечне зміщення машини під час руху по реальній траєкторії руху;

y_n – поперечне зміщення машини під час руху по запланованій траєкторії руху.

Значення ε_l можуть бути визначені на основі інформації, наведеної в довідковій літературі [9, 10, 11, 12, 16, 54, 58, 64, 85, 94], таблиця 2.1.

Таблиця 2.1. Рекомендовані значення допустимого зміщення краю відвала автогрейдера під час виконання технологічних операцій

Вид технологічної операції	Розрахункова схема	Значення k_n	Значення ε_l
Зарізання, променева схема розробки		Розпушений ґрунт 1,15–1,3	$(k_n - 1) \cdot B \cdot k_v \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varepsilon \quad (2.3)$
		Ґрунт непорушеної структури 1,25-1,6	
Зарізання, пошарова схема розробки		Розпушений ґрунт 1,45-1,7	$(k_n - 1) \cdot k_0 \cdot B \cdot k_v \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varepsilon \quad (2.4)$
		Ґрунт непорушеної структури до 2	
Переміщення ґрунту		1,1-1,15	$(k_n - 1) \cdot k_0 \cdot B \cdot k_v \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varepsilon \quad (2.5)$

де B – ширина відвала; α – кут захоплення відвала; ε – кут перекосу відвала у вертикальній площині; k_0 – коефіцієнт, що визначає, яка частина відвала виконує операцію зарізання; k_v – коефіцієнт варіації допустимого бокового зміщення.

Коефіцієнт k_0 залежить від глибини різання ґрунту і величини кута перекосу відвала в вертикальній площині, які визначаються типом виконуваної технологічної операції. За попередніми оцінками значення цього коефіцієнта лежить у межах від 0,2 до 0,65.

Коефіцієнт варіації k_v визначається нормативними вимогами до якості виконуваної роботи та техніко-економічними показниками, які характеризують роботу автогрейдера. До таких слід віднести продуктивність і собівартість одиниці продукції. Попередні розрахунки показали, що значення цього коефіцієнта змінюється в межах від 0,05 до 0,25.

Результати розрахунків значень допустимого зміщення ε_l для $k_v = 0,1$ наведені на рисунках 2.3–2.5. Значення ε_l змінюється в широких межах від 0,033 м до 0,186 м. Діапазон допустимих значень ε_l залежить не тільки від типу виконуваної технологічної операції, але й від фізико-механічних характеристик розроблювального ґрунту. Збільшення кута захоплення від 40° до 60° спричиняє зростання ε_l на 34% – 36%. Збільшення кута перекосу у вертикальній площині від 5° до 20° сприяє зниженню значень ε_l на 5% – 8%.

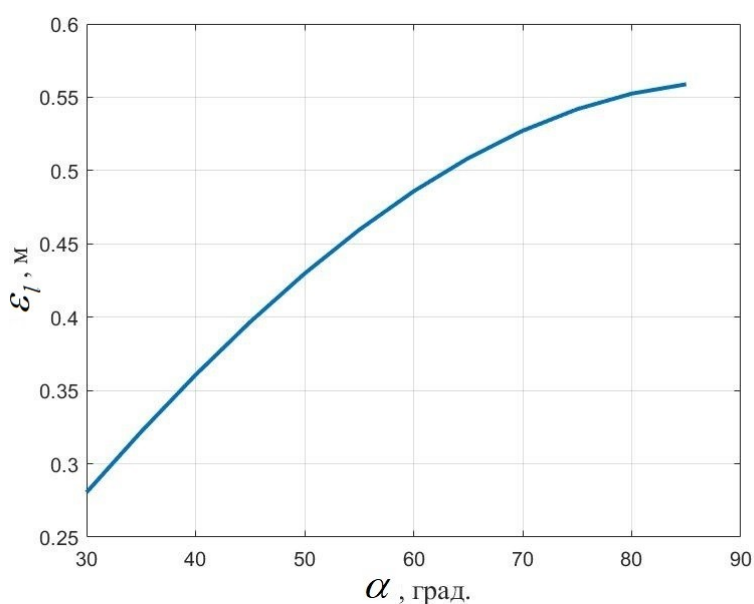


Рисунок 2.3. Графік залежності допустимого поперечного зміщення ε_l від кута захоплення α під час виконання операції переміщення ґрунту

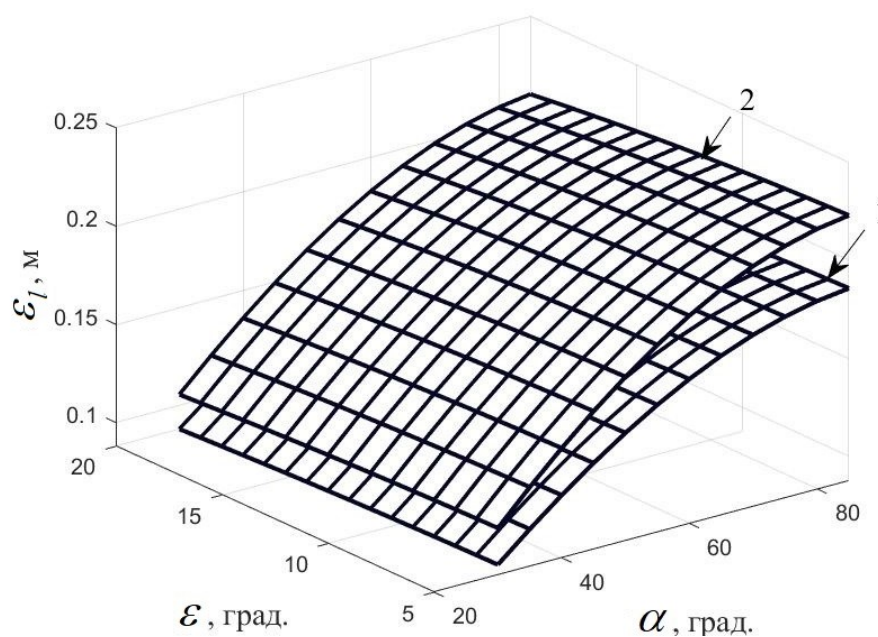


Рисунок 2.4. Графік залежності допустимого поперечного зміщення ε_l від кута захоплення α і кута перекосу відвала у вертикальній площині ε під час виконання операції зарізання ґрунту з використанням променевої схеми: 1 – ґрунт розпушений ($k_n = 1,6$); 2 – ґрунт непорушеної структури ($k_n = 1,8$)

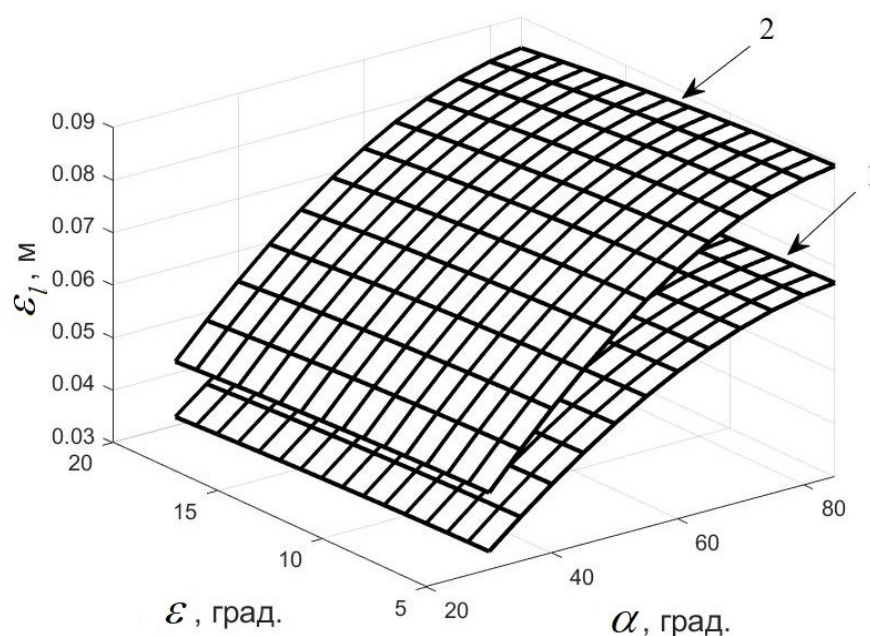


Рисунок 2.5. Графік залежності допустимого поперечного зміщення ε_l від кута захоплення α і кута перекосу відвала у вертикальній площині ε під час виконання операції зарізання ґрунту кутом відвала: 1 – ґрунт розпушений ($k_n = 1,6$); 2 – ґрунт непорушеної структури ($k_n = 1,8$)

Враховуючи оцінку критерію курсової стійкості, необхідно обчислити відхилення реальної траєкторії руху краю відвала автогрейдера відносно запланованої траєкторії руху на заданій дистанції, що відповідає довжині забою або захватки. Теоретичні дослідження базуються на аналізі динамічної моделі руху автогрейдера під час виконання технологічної операції.

2.3. Обґрунтування динамічної моделі та основні припущення в математичному моделюванні процесів руху автогрейдера

Процес різання, переміщення, перемішування і планування ґрунту робочим органом автогрейдера, як правило, являє собою складні фізичні явища, точний опис яких викликає певні труднощі. При складанні кінцево-мірних динамічних моделей подібних процесів фахівці спираються на цілий ряд спрощень і припущень, що дозволяють описати рух технічних об'єктів з допустимою точністю. Найбільшого поширення в будівництві набули автогрейдери середнього класу масою 12–16 т.

Більшість автогрейдерів, що випускаються провідними фірмами (до 70%), мають колісну формулу 1х2х3, що припускають прикладення тягових зусиль тільки на ведучих колесах балансиру вантажівки. На автогрейдерах, як силові установки, часто використовуються дизельні двигуни, а як привід ведучих коліс – гідромеханічні трансмісії. Цим вимогам відповідає автогрейдер ДЗк-251 Крюківського вагонобудівного заводу, який і був обраний за прототип. Незважаючи на те, що цей автогрейдер обладнаний силовим приводом на передню керовану вісь, під час виконання експериментальних досліджень його було заблоковано. Це дозволяє розглядати автогрейдер як машину з двома задніми ведучими осями.

Будь-який технологічний процес, що виконується автогрейдером, може бути представлений у вигляді сукупності двох етапів руху:

- перший – виконується робоча операція, яка характеризується дією змінних сил робочого опору. Це викликано зміною сил опору копання, при змінній глибині різання та сил опору з боку призми матеріалу, що розроблюється та формується.

Експерименти показують, що саме на цьому етапі руху найбільш імовірна втрата курсової стійкості автогрейдера;

– другий – характеризується стабілізацією значень сил робочого опору. Це явище викликане тим, що глибина різання, як правило, не змінюється, а отже, опір різанню залишається постійним. Крім цього, об'єм призми матеріалу перед основним відвалом також залишається стабільним. Особливо це проявляється при кутах захоплення, відмінних від 90° . При сталому режимі навантаження втрата курсової стійкості можлива в результаті зміни властивостей середовища й опорної поверхні (зміни характеристик ґрунту і коефіцієнта зчеплення), тобто при розробці анізотропного середовища.

Оскільки траєкторія руху автогрейдера формується всім комплексом діючих на нього зусиль, причому ці зусилля змінні, сам процес переміщення машини відноситься до області динаміки твердих тіл. При цьому переміщення машини будуть значні. Це дозволяє віднести задачу опису траєкторії руху до завдань динаміки великих переміщень [59, 117, 135, 136] та при обґрунтуванні і розробці динамічної моделі системи використовувати загальноприйняті спрощення і припущення, а саме:

1. Оскільки параметри курсової стійкості визначаються при переміщенні машини на великі відстані (від декількох метрів до декількох десятків метрів), то пружними деформаціями привода управління, робочого обладнання та несучої металоконструкції нехтуємо (зважаючи на їх неістотності в порівнянні із загальним переміщенням всієї машини);

2. В динамічній моделі, в першу чергу, враховуються фрикційні зв'язки. Це дозволяє перейти до розгляду одномасної динамічної схеми, яка описує плоский рух автогрейдера;

3. Технологічні операції виконуються на горизонтальному майданчику, який не має поздовжніх і поперечних ухилів;

4. Розроблюване середовище однорідне і має властивість ізотропності. Подібне спрощення дозволяє використовувати детерміновані залежності для опису сил опору;

5. При аналізі руху автогрейдера вважається, що маса автогрейдера зосереджена в його центрі ваги. При кутових коливаннях машини маса впливає на моменти інерції відносно відповідних координатних осей;

6. Перерозподіл опорних реакцій між ведучими і веденими осями визначається силою інерції, прикладеною в центрі мас автогрейдера;

7. Сучасні автогрейдери є енергонасиченими машинами, оскільки вони обладнані двигунами внутрішнього згоряння з надлишковою потужністю. Під час виконання робочих операцій копання ґрунту, коли швидкості руху машини малі, а наведена маса обертових елементів трансмісії і маховика двигуна в десятки і сотні разів перевищують масу самого автогрейдера, зі зміною величини зовнішніх опорів число обертів вала двигуна змінюється незначно. В експериментах зафіксовано зниження числа обертів колінчастого вала не більше ніж на 5%, що не суттєво. В розрахунках вважаємо, що воно залишається постійним. Отже, і теоретична швидкість автогрейдера також залишається незмінною. Двигун має достатню потужність, щоб перевести ведучі колеса машини в режим 100% буксування.

Прийняті спрощення, припущення дозволять перейти до розробки розрахункової динамічної схеми автогрейдера.

2.4. Розробка динамічної моделі руху автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій

Аналіз науково-технічної інформації показує, що дослідники для моделювання траєкторії руху машин розглядають плоскі динамічні моделі [7, 52, 85, 86, 116, 123]. Як математичні моделі руху таких технічних систем найчастіше використовуються диференціальні рівняння плоского руху твердого тіла [17, 28, 33, 96]. У тих випадках, коли до складу системи входить кілька мас, між якими є пружні і дисипативні зв'язки, як математичну модель руху використовують рівняння Лагранжа другого роду [7, 41].

Прийняті спрощення і припущення та результати огляду науково-технічної інформації дозволяють перейти до розробки розрахункової динамічної схеми автогрейдера. Особливості формування траєкторій руху автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій дозволяють визначити структуру узагальненої математичної моделі, яка описує цей процес:

1. Математична модель повинна включати в себе дві системи диференціальних рівнянь:

- математичну модель плоского руху машини в опорній площині під дією зовнішніх сил;

- математичну модель повороту машини відносно точки блокування відвала під дією зовнішніх сил;

2. Узагальнена математична модель повинна включати в себе умови переходу від одного типу руху до іншого і назад;

3. В моделі повинні бути враховані перерозподіл значень опорних реакцій на ведучих і ведених колесах та змінення координати прикладення і величини зовнішніх сил опору в результаті накопичення перед відвалом призми ґрунту.

Розрахункові динамічні схеми автогрейдера для процесу виконання технологічних операцій наведені на рисунках 2.6 та 2.7.

Оскільки об'єктом дослідження є процес формування траєкторії руху автогрейдера, то завдання зводиться до аналізу руху вільного тіла відносно нерухомої системи координат. Згідно з теоремою Шаля будь-який рух тіла може бути представлений як сукупність поступального руху довільної точки тіла, що зветься полюсом і обертального руху тіла навколо цієї ж точки [14, 18, 51]. Для спрощення викладок рекомендується як полюс вибрати центр мас тіла (т.О, рисунок 2.6). У цьому випадку на підставі відомих законів динаміки рух тіла описується системою диференціальних рівнянь [18, 51, 52, 135]:

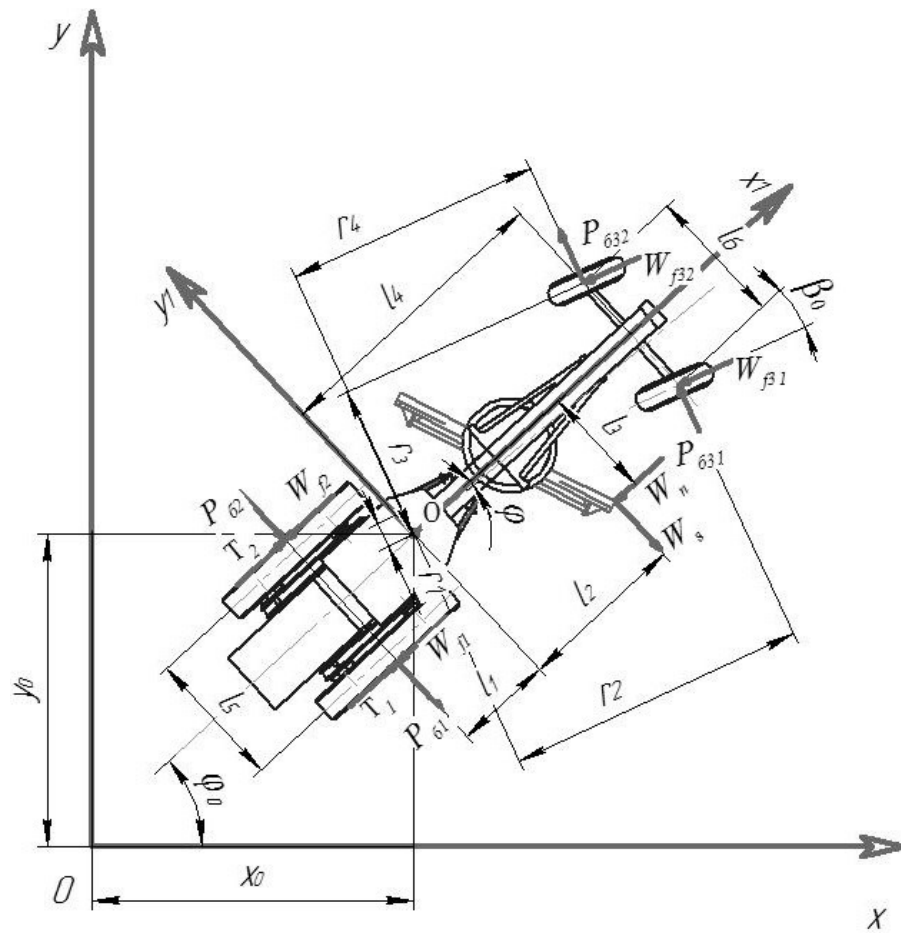


Рисунок 2.6. Розрахункова схема автогрейдера для етапу вільного плоского руху

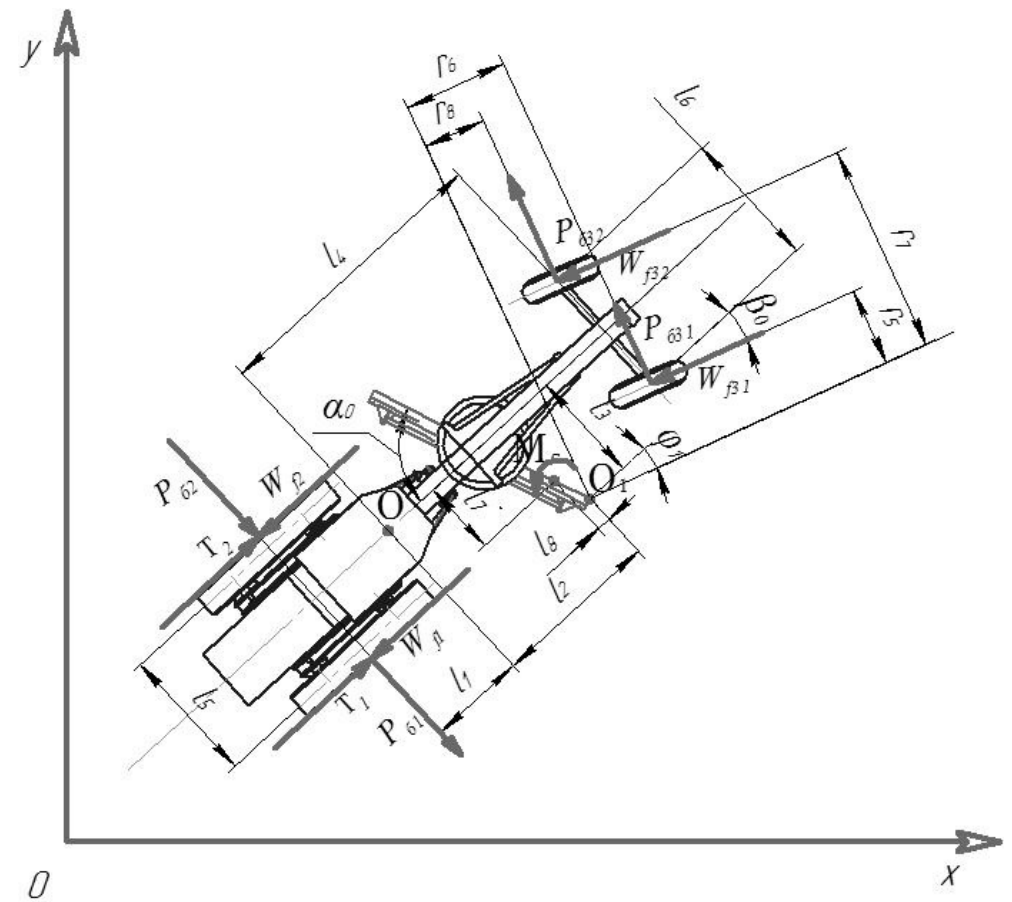


Рисунок 2.7. Розрахункова схема автогрейдера для етапу оберту навколо точки блокування відвала

$$\left\{ \begin{array}{l} m \cdot \frac{d^2 \cdot x_c}{dt^2} = \sum P_x; \\ m \cdot \frac{d^2 \cdot y_c}{dt^2} = \sum P_y; \\ m \cdot \frac{d^2 \cdot z_c}{dt^2} = \sum P_z; \\ I_z \cdot \frac{d \cdot \omega_x}{dt} - I_{xy} \cdot \frac{d \cdot \omega_y}{dt} - I_{xz} \cdot \frac{d \cdot \omega_z}{dt} + (I_z - I_y) \cdot \omega_y \cdot \omega_z + I_{yz} \cdot (\omega_z^2 - \omega_y^2) + \\ + \omega_x \cdot (I_{xy} \cdot \omega_z - I_{xz} \cdot \omega_y) = \sum M_x; \\ -I_{xy} \cdot \frac{d \cdot \omega_x}{dt} + I_y \cdot \frac{d \cdot \omega_y}{dt} - I_{yz} \cdot \frac{d \cdot \omega_z}{dt} + (I_x - I_z) \cdot \omega_x \cdot \omega_z + I_{xz} \cdot (\omega_x^2 - \omega_z^2) + \\ + \omega_y \cdot (I_{yz} \cdot \omega_x - I_{xy} \cdot \omega_z) = \sum M_y; \\ -I_{xz} \cdot \frac{d \cdot \omega_x}{dt} + I_{yz} \cdot \frac{d \cdot \omega_y}{dt} - I_z \cdot \frac{d \cdot \omega_z}{dt} + (I_y - I_x) \cdot \omega_x \cdot \omega_y + I_{xy} \cdot (\omega_y^2 - \omega_x^2) + \\ + \omega_z \cdot (I_{xz} \cdot \omega_y - I_{yz} \cdot \omega_x) = \sum M_z; \end{array} \right. \quad (2.6)$$

де m – маса автогрейдера;

t – час;

x_c, y_c, z_c – узагальнені координати центра мас тіла;

$\sum P_x, \sum P_y, \sum P_z$ – сума проєкцій зовнішніх сил на відповідні осі координат;

$I_x, I_y, I_z, I_{xy}, I_{xz}, I_{yz}$ – компоненти тензора інерції тіла для центра мас;

$\omega_x, \omega_y, \omega_z$ – кутові швидкості тіла відносно відповідних осей;

$\sum M_x, \sum M_y, \sum M_z$ – сума моментів зовнішніх сил відносно системи

координат, яка жорстко зв'язана з тілом [51, 18].

Величини $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ можна замінити на вирази, що задаються кінематичними рівняннями Ейлера [51, 117]:

$$\begin{aligned} \omega_x &= \dot{\psi} \sin \theta \sin \varphi + \dot{\theta} \cos \varphi; \\ \omega_y &= \dot{\psi} \sin \theta \cos \varphi - \dot{\theta} \sin \varphi; \\ \omega_z &= \dot{\psi} \cos \theta + \dot{\varphi}, \end{aligned} \quad (2.7)$$

де ψ, θ і φ кути Ейлера.

Якщо знехтувати пружністю ходових елементів у вертикальній площині припускаючи, що центр мас автогрейдера не рухається у вертикальному напрямку, то це переміщення буде настільки незначне, що його можна не розглядати. Отже, рівняння плоского руху автогрейдера будуть виглядати наступним чином:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x_c}{dt^2} = \sum P_x, \\ m \frac{d^2 y_c}{dt^2} = \sum P_y, \\ I_z \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \sum M_z. \end{cases} \quad (2.8)$$

Додаткові рівняння

$$\begin{cases} \sum P_z = 0, \\ -I_{xz} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - I_{yz} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = \sum M_x, \\ -I_{yz} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - I_{xz} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = \sum M_y, \end{cases} \quad (2.9)$$

накладають обмеження на геометрію мас тіла, зовнішні сили і частково на початкові умови [51, 18, 117].

Остаточно математична модель руху автогрейдера на першому етапі плоского переміщення має вигляд:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = (T_1 + T_2) \cdot \cos \varphi - (W_{f1} + W_{f2}) \cdot \cos \varphi + (P_{\delta 1} + P_{\delta 2}) \cdot \sin \varphi - W_z \cdot \cos \varphi + \\ + W_{\delta} \cdot \sin \varphi - (W_{f31} + W_{f32}) \cdot \cos(\beta_0 + \varphi) - (P_{\delta 31} + P_{\delta 32}) \cdot \sin(\beta_0 + \varphi); \\ m\ddot{y} = (T_1 + T_2) \cdot \sin \varphi - (W_{f1} + W_{f2}) \cdot \sin \varphi - (P_{\delta 1} + P_{\delta 2}) \cdot \cos \varphi - W_z \cdot \sin \varphi - \\ - W_{\delta} \cdot \cos \varphi - (W_{f31} + W_{f32}) \cdot \sin(\beta_0 + \varphi) + (P_{\delta 31} + P_{\delta 32}) \cdot \cos(\beta_0 + \varphi); \\ I\ddot{\varphi} = (T_2 - T_1 + W_{f1} - W_{f2}) \cdot \frac{l_5}{2} - (P_{\delta 1} + P_{\delta 2}) \cdot l_1 + W_z \cdot l_3 + W_{\delta} \cdot l_2 - W_{f31} \cdot r_1 - \\ - P_{\delta 31} \cdot r_2 - W_{f32} \cdot r_3 - P_{\delta 32} \cdot r_4, \end{cases} \quad (2.10)$$

де x, y, φ – узагальнені координати для умов плоского руху автогрейдера;

I – момент інерції автогрейдера відносно центра мас;

T_1, T_2 – тягове зусилля на правому і лівому ведучих бортах;

N_1, N_2 – опорні реакції на відповідних бортах балансірного візка;

N_{31}, N_{32} – опорні реакції на передніх ведених колесах;

W_{f1} – опір перекочування правого ведучого борту;

W_{f2} – опір перекочування лівого ведучого борту;

$W_{f31} = W_{f32}$ – опори перекочування передніх ведучих коліс (рівні між

собою, оскільки передній міст шарнірно кріпиться до хребтової балки і має можливість вільно нахилитися у вертикальній площині на кут $\pm 20^\circ$);

$P_{\delta 1}$ – бічне зусилля на правому ведучому борті;

$P_{\delta 2}$ – бічне зусилля на лівому ведучому борті;

$P_{\delta 31}, P_{\delta 32}$ – бічне зусилля на правому і лівому борту передньої осі;

W_z – горизонтальна складова опору копання;

W_{δ} – бічна складова опору копання.

Під час виконання технологічних операцій автогрейдером можливе блокування відвала зростаючими силами робочого опору (опір різанню розроблюваного середовища і опір переміщенню призми). В цьому випадку в

експериментах фіксувався оберт автогрейдера відносно точки блокування відвала. Слід зазначити, що зміна характеру руху машини спричиняє зміну як динамічної схеми, так і рівнянь руху. Рівняння руху автогрейдера під час обертів навколо точки стопоріння відвала має вигляд [39]:

$$I_{O1}\ddot{\varphi}_1 = (T_1 - W_{f1}) \cdot (l_3 - \frac{l_5}{2}) + (T_2 - W_{f2}) \cdot (l_3 + \frac{l_5}{2}) - (P_{\delta 1} + P_{\delta 2}) \cdot (l_1 + l_2) - \\ - W_{f31} \cdot r_5 - P_{\delta 31} \cdot r_6 - W_{f32} \cdot r_7 - P_{\delta 32} \cdot r_8 - M_c, \quad (2.11)$$

де M_c – момент сил опору з боку розроблюваного ґрунту.

Формально умовою переходу від першого етапу руху до другого є рівність суми проекцій рушійних сил уздовж поздовжньої осі автогрейдера і суми проекцій сил опору вздовж поздовжньої осі автогрейдера:

$$\sum P_p \leq \sum P_{оп} \quad (2.12)$$

На підставі динамічної схеми (рисунк 2.7) ця умова набуває вигляду

$$T_1 + T_2 + m \cdot \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2} \cdot \cos\left(\arctg \frac{\ddot{y}}{\ddot{x}}\right) \leq W_{f1} + W_{f2} + W_c + (W_{f31} + W_{f32}) \cdot \cos \beta_0. \quad (2.13)$$

Якщо з переходом на другий етап руху відвал залишається заблокованим (автогрейдер не може здійснювати обертальний рух відносно точки блокування), в експериментах фіксувалося збільшення неконтрольованих коливань автогрейдера в поздовжній площині, які мають наростаючу амплітуду. Подібні режими навантаження небезпечні і можуть призвести до руйнування металоконструкції як робочого обладнання, так і основної рами машини.

2.5. Зусилля, що діють на автогрейдер у процесі плоского руху

Ціла група зусиль, що діють на автогрейдер, залежить від величини опорних реакцій на ходовому обладнанні. До числа таких зусиль слід віднести тягові зусилля (T_1, T_2), сили опору перекочування ($W_{f1}, W_{f2}, W_{f31}, W_{f32}$) і сили бокового опору ($P_{\phi 1}, P_{\phi 2}, P_{\phi 31}, P_{\phi 32}$). На перерозподіл опорних реакцій під час виконання технологічних операцій, крім власної ваги автогрейдера G , впливають такі фактори:

- координати положення центра мас машини щодо опорних елементів ходового обладнання (коліс);
- поздовжнє прискорення центра мас автогрейдера $\ddot{x}_1$;
- поперечне прискорення центра мас автогрейдера $\ddot{y}_1$;
- вертикальна складова сил опору копання ґрунту на робочому органі R_g ;
- координати точки прикладення зусилля копання.

Для оцінки рівня впливу поздовжнього прискорення центра мас автогрейдера був проведений попередній аналіз результатів експериментальних досліджень, а також відповідних їм відеозаписів.

Попередній аналіз показав, що відхилення машини від запланованої траєкторії відбувається в наступних характерних ситуаціях:

- за практично незмінної швидкості руху автогрейдера в результаті набору призми ґрунту відбувався поворот машини за рахунок бічного зміщення, після чого виконання технологічної операції продовжувалося. Той факт, що швидкість автогрейдера не змінювалася, свідчить, що прискорення в цьому випадку було близьке до нуля;
- в результаті копання ґрунту і набору призми машина зупинялася, після чого починався її оберт. Початкові швидкості руху автогрейдера знаходилися в межах від $0,8 \div 1,21$ м/с, а час, протягом якого відбувалося його гальмування, відповідав $6-10$ с, середнє прискорення при цьому становило $0,08 \div 0,2$ м/с².

Розрахунки показали, що довантаження переднього моста в результаті дії таких прискорень в ідеальному випадку становило від 1,2% до 3,3%.

Виконані спостереження дозволяють зробити висновок, що для розглянутих в дисертаційному дослідженні технологічних операцій зовнішні поздовжні прискорення на перерозподіл опорних реакцій неістотні і ними можна знехтувати. На основі проведеного аналітичного аналізу можна стверджувати, що і поперечним прискоренням центра мас автогрейдера при оцінці опорних реакцій також можна знехтувати.

Формування вертикальної складової опору копання на робочому органі (формула 2.13) носить складний характер і, на жаль, на сьогоднішній день відсутні залежності, що дозволяють однозначно установити її значення. Численні експериментальні дослідження показують, що значення цих зусиль залежать від типу виконуваної робочої операції, характеристик розроблюваного середовища, геометричних параметрів робочого органа тощо. Часто ця складова змінює випадковим чином свій напрямок і значення. В існуючих на сьогоднішній день розрахункових методиках рекомендують вибирати значення цього зусилля згідно з залежністю [54, 95, 94]:

$$W_g = \pm k_2 \cdot W_z, \quad (2.13)$$

де k_2 – емпіричний коефіцієнт, змінюваний в діапазоні від 0,1 до 0,3. Знак перед коефіцієнтом визначає напрям вектора зусилля W_g .

Враховуючи особливості конструкції ходового устаткування автогрейдера і результати виконаного аналізу, значення опорних реакцій можливо визначити на основі аналізу статичної рівноваги машини (рисунок 2.8).

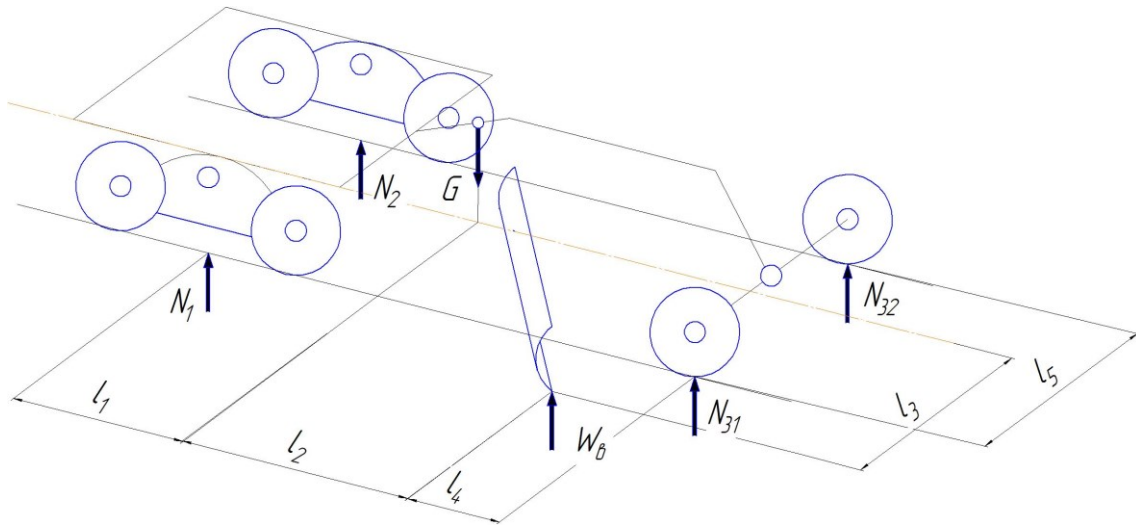


Рисунок 2.8. Розрахункова схема для визначення опорних реакцій

Значення опорних реакцій визначаються залежностями:

$$\begin{cases} N_{31} = N_{32} = \frac{m \cdot g - (\pm k_2 \cdot W_e) \cdot (l_1 - l_2)}{2(l_1 + l_4)} & \text{при } N_{31} + N_{32} \geq 0; \\ N_{31} = N_{32} = 0 & \text{при } N_{31} + N_{32} < 0. \end{cases} \quad (2.14)$$

$$\begin{cases} N_2 = \frac{[mg - (N_{31} + N_{32})] \cdot \frac{l_5}{2} + (\pm k_2 \cdot W_e) \cdot (l_3 - \frac{l_5}{2})}{2(l_1 + l_4)} & \text{при } N_2 \geq 0; \\ N_2 = 0 & \text{при } N_2 < 0. \end{cases} \quad (2.15)$$

$$\begin{cases} N_1 = mg - (N_{31} + N_{32}) - N_2 - (\pm k_2 \cdot W_e) & \text{при } N_1 \geq 0; \\ N_1 = 0 & \text{при } N_1 < 0. \end{cases} \quad (2.16)$$

У представлених залежностях $mg = G$ сила тяжіння автогрейдера.

Практично всі сучасні автогрейдери обладнані двигунами з надлишковою потужністю. Як показують експерименти, навіть під час різкого підвищення рівня сил опору на відвалі, число обертів колінчастого вала двигуна знижується менш, ніж на 5%. При цьому у двигуна вистачає потужності, щоб перевести

машини в режим 100%-го буксування провідних коліс. Враховуючи цей факт, для визначення значень тягових зусиль на провідних колесах, відомі залежності (2.17), запропоновані професором Л.В. Назаровим [59], можуть бути перетворені до вигляду [7, 33, 89]:

$$\begin{cases} T_1 = N_1 \cdot \varphi_{cy} \cdot (1 - a\dot{x}_1 - b\dot{x}_1^5), \\ T_2 = N_1 \cdot \varphi_{cy} \cdot (1 - a\dot{x}_1 - b\dot{x}_1^5), \\ \dot{x}_1 = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \cdot \cos \left[\arctg \frac{\dot{y}}{\dot{x}} - \varphi \right], \end{cases} \quad (2.17)$$

де φ_{cy} – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею;

a, b – емпіричні коефіцієнти.

Для визначення сил опору перекочуванню враховується коефіцієнт опору f , який залежить від типу опорної поверхні:

$$\begin{cases} W_{f1} = f \cdot N_1 \\ W_{f2} = f \cdot N_2 \\ W_{f31} = f \cdot N_{31} \\ W_{f32} = f \cdot N_{32}. \end{cases} \quad (2.18)$$

Питанням аналітичного опису бічних навантажень, що діють на еластичну шину, присвячені роботи з дослідження динаміки транспортних засобів [27, 30, 42, 48, 57, 69, 74, 87]. Як правило, в роботах розглядається пружно-в'язка модель пневматичного колеса. Найбільш повний опис бокового зусилля виконано в роботі Пасейка [120]. Запропоновані залежності враховують такі параметри шини, як: фактор жорсткості, фактор форми, фактор кривизни, вертикальне і горизонтальне зрушення. У більшості розрахункових моделей автори припускають, що бічна складова сил зчеплення, яка виникає на колесі, утримує

транспортний засіб від бокового ковзання (зміщення). Такий підхід суперечить отриманим у процесі випробувань автогрейдера експериментальним даним. Це пояснюється зниженими значеннями коефіцієнтів зчеплення колеса і ґрунтової опорної поверхні, що призводить до явного ковзання колеса в бічному напрямку. З урахуванням запропонованої нами в'язко-пружної моделі колеса (рисунок 2.9) бічне зусилля на i -му колесі може бути представлене наступною залежністю:

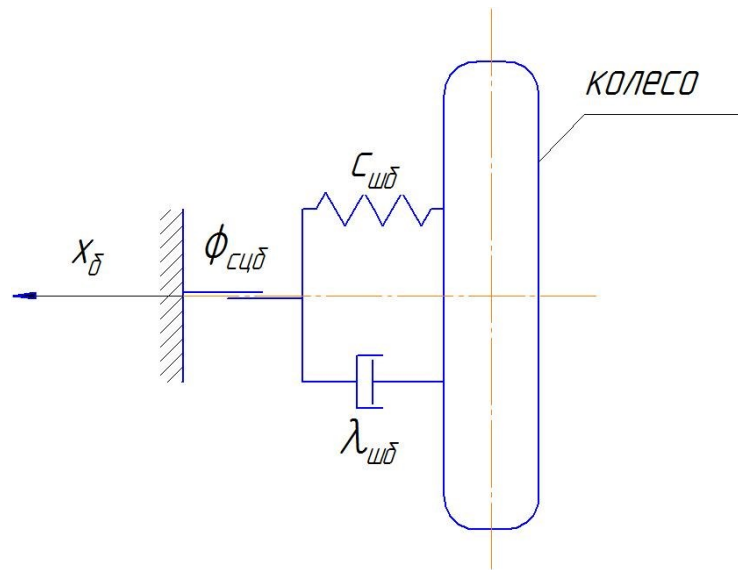


Рисунок 2.9. Схематична репрезентація бічного утримуючого зусилля на колесі

$$P_{\delta i} = \begin{cases} C_{ш\delta} \cdot \Delta S_i + \lambda_{ш\delta} \cdot \dot{S}_i \cdot \text{sign}(\dot{S}_i) & \text{при } C_{ш\delta} \cdot \Delta S_i + \lambda_{ш\delta} \cdot \dot{S}_i \cdot \text{sign}(\dot{S}_i) \ll N_i \cdot \varphi_{сц\delta} \\ N_i \cdot \varphi_{сц\delta} & \text{при } C_{ш\delta} \cdot \Delta S_i + \lambda_{ш\delta} \cdot \dot{S}_i \cdot \text{sign}(\dot{S}_i) \geq N_i \cdot \varphi_{сц\delta} \end{cases}, (2.19)$$

де $C_{ш\delta}$ – коефіцієнт пружності колеса в бічному напрямі;

$\lambda_{ш\delta}$ – коефіцієнт в'язкого тертя колеса в бічному напрямі;

$\varphi_{сц\delta}$ – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею в бічному напрямі;

ΔS_i – переміщення зсуву i -го колеса в бічному напрямку;

$\dot{S}_i$ – швидкість зсуву i -го колеса в бічному напрямку;

N_i – опорна реакція на i -му колесі.

Для забезпечення коректного запису аналітичних залежностей, що описують бічні утримувальні зусилля на колесах необхідно виразити ΔS_i і $\dot{S}_i$ через узагальнені координати x, y, φ і узагальнені швидкості $\dot{x}, \dot{y}, \dot{\varphi}$.

На основі аналізу розрахункової схеми бокове зміщення кожного з бортів балансиного візка дорівнюватиме:

$$\Delta S_1 = \Delta S_2 = \Delta y \cdot \cos(\varphi - \Delta\varphi) - \Delta x \cdot \sin(\varphi - \Delta\varphi) + 2\sqrt{l_1^2 + \frac{l_5^2}{4}} \cdot \sin\left(\frac{\Delta\varphi}{2}\right) \cdot \cos\left(\varphi - \frac{\Delta\varphi}{2}\right) \quad (2.20)$$

На підставі аналогічних перетворень для передніх коліс:

$$\begin{aligned} \Delta S_{31} = \Delta S_{32} = \\ = \left[\Delta x \cdot \sin(\varphi - \Delta\varphi) - \Delta y \cdot \cos(\varphi - \Delta\varphi) + 2\sqrt{l_4^2 + \frac{l_6^2}{4}} \cdot \sin\left(\frac{\Delta\varphi}{2}\right) \cdot \cos\left(\varphi - \frac{\Delta\varphi}{2}\right) \right] \cdot \cos\beta_0 \end{aligned} \quad (2.21)$$

Бічні швидкості відповідних опорних елементів визначаються на підставі підсумовування векторів лінійних швидкостей узагальнених координат. Для кожного з бортів балансиного візка:

$$\dot{S}_1 = \dot{S}_2 = \dot{y} \cdot \cos\varphi - \dot{x} \cdot \sin\varphi + \dot{\varphi} \sqrt{l_1^2 + \frac{l_5^2}{4}} \cdot \sin\left(\arctg \frac{2l_1}{l_5}\right). \quad (2.22)$$

Для передніх коліс отримуємо аналогічні залежності:

$$\dot{S}_{31} = \dot{S}_{32} = \left[\dot{x} \cdot \sin\varphi - \dot{y} \cdot \cos\varphi + \dot{\varphi} \sqrt{l_4^2 + \frac{l_6^2}{4}} \cdot \sin\left(\arctg \frac{2l_4}{l_6}\right) \right] \cdot \cos\beta_0. \quad (2.23)$$

Для опису сил зовнішніх опорів, що діють на відвал з боку розроблюваного середовища, доцільно використовувати відомі теорії різання і копання ґрунтів [34,

54, 94, 95]. Зокрема, на підставі принципу суперпозицій, горизонтальну W_z та бокову W_{δ} складові головного вектора опорів можна представити у вигляді сум:

$$W_z = W_p + W_{np} + W_{\delta} + W_{\delta\delta}, \quad (2.24)$$

$$W_{\delta} = W_p^{\delta} + W_{np}^{\delta} + W_{\delta}^{\delta} + W_{\delta\delta}^{\delta}, \quad (2.25)$$

де W_p, W_p^{δ} – поздовжня і поперечна складові опору різанню ґрунту;

W_{np}, W_{np}^{δ} – поздовжня і поперечна складові опору переміщенню призми матеріалу перед відвалом;

$W_{\delta}, W_{\delta}^{\delta}$ – поздовжня і поперечна складові опору переміщенню стружки ґрунту, що зрізається, вгору по відвалу;

$W_{\delta\delta}, W_{\delta\delta}^{\delta}$ – поздовжня і поперечна складові опору переміщенню призми ґрунту вздовж відвала.

Оскільки відношення ширини різання до товщини зрізуваної стружки в автогрейдерів більше 10, то опір різанню доцільно визначати за залежністю Н.Г. Домбровського [21, 32]. При цьому слід враховувати, що величина опору ґрунту різанню залежить не тільки від кута захоплення α_0 , а й від напрямку вектора зміщення точки прикладання зусиль W_p (рисунок 2.10):

$$W_p = k \cdot F \cdot \varphi_{\delta} \cdot \sin(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A}), \quad (2.26)$$

де k – питомий коефіцієнт опору ґрунту різанню;

F – площа стружки, яка зрізається;

φ_{δ} – коефіцієнт, що залежить від кута різання;

x_A, y_A – зміщення вздовж відповідних осей точки прикладання головного вектора зовнішніх опорів.

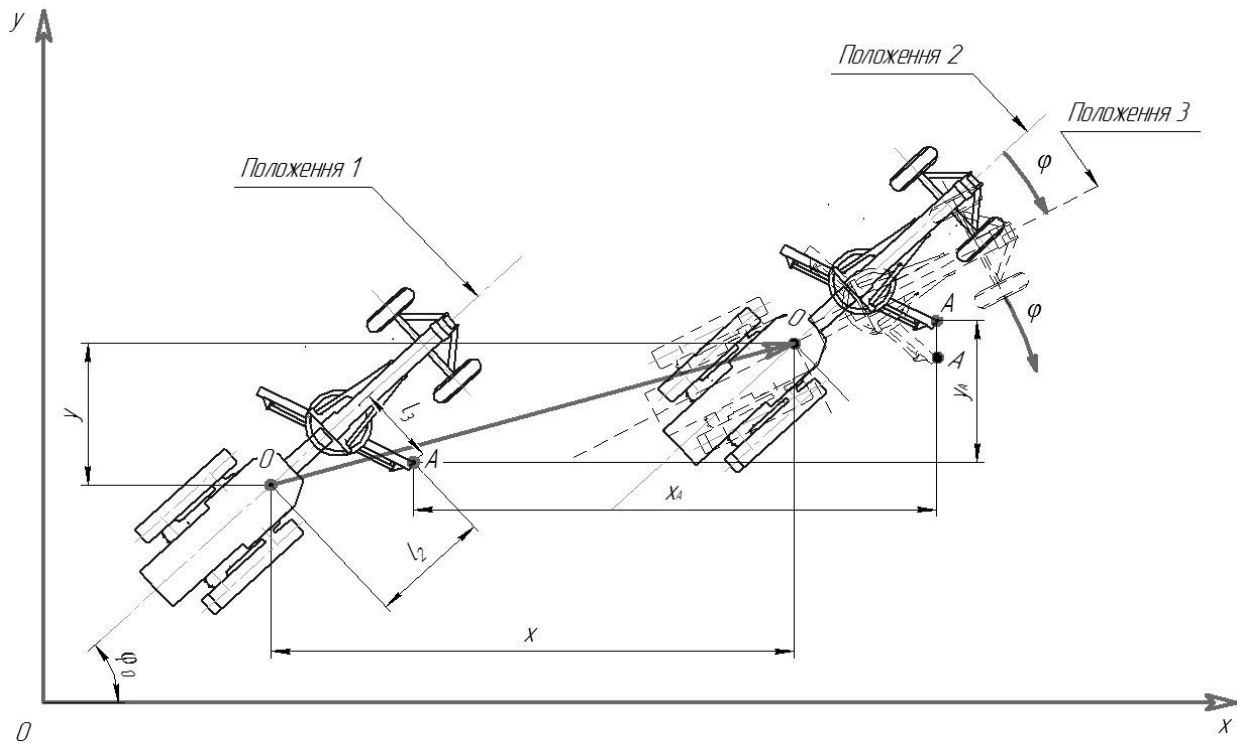


Рисунок 2.10. Схема для визначення зміщення координати головного вектора зовнішніх опорів

Зміщення т. А (координати прикладання головного вектора опорів на відвалі) може бути визначене за допомогою залежностей на основі аналізу геометричних побудов, що визначають рух автогрейдера:

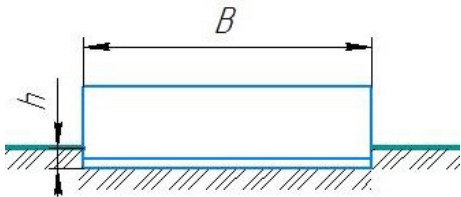
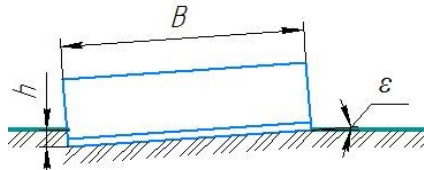
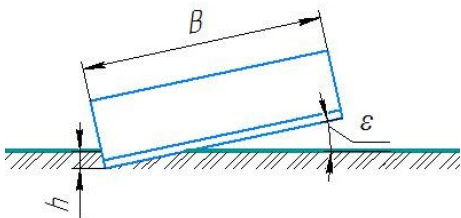
$$\begin{aligned} x_A &= x + \sqrt{l_2^2 + l_3^2} \cdot \left\{ \cos \left[\arctg \frac{l_3}{l_2} + \varphi_0 - \varphi \right] - \cos \left[\arctg \frac{l_3}{l_2} + \varphi_0 \right] \right\} \\ y_A &= y + \sqrt{l_2^2 + l_3^2} \cdot \left\{ \sin \left[\arctg \frac{l_3}{l_2} + \varphi_0 - \varphi \right] - \sin \left[\arctg \frac{l_3}{l_2} + \varphi_0 \right] \right\} \end{aligned} \quad (2.27)$$

Бічна складова опору різанню визначатиметься залежністю:

$$W_p^{\delta} = k \cdot F \cdot \varphi_{\delta} \cdot \cos \left(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A} \right) \quad (2.28)$$

Площа стружки ґрунту, що зрізається, залежить від типу виконуваної технологічної операції (таблиця 2.2).

Таблиця 2.2. Залежності для визначення площі стружки, що зрізається, для різних технологічних операцій

Схема копання ґрунту	Площа поперечного перерізу стружки
Копання усією шириною відвала 	$F = B \cdot h \quad (2.29)$
Променева схема копання 	$F = \frac{B \cdot h}{2 \cos \varepsilon} \quad (2.30)$
Копання кутом відвала 	$F = \frac{h^2}{\sin 2\varepsilon} \quad (2.31)$

Решта складових робочого опору на відвалі також може бути визначена за відомими залежностями [54, 94, 95], таблиця 2.3.

У формулах використані наступні буквені позначення: δ_{ep} – щільність ґрунту в природному заляганні; g – прискорення вільного падіння; k_p – коефіцієнт розпушування ґрунту; V_{np} – об'єм призми ґрунту перед відвалом; μ_1 – коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту; μ_2 – коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту.

Таблиця 2.3. Горизонтальні та бічні складові опору копанню ґрунту

Складові горизонтального зусилля	
$W_{np} = \frac{\delta_{zp}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_1 \cdot \sin(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A})$	(2.32)
$W_{\epsilon} = \frac{\delta_{zp}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_2 \cdot \cos^2 \delta \cdot \sin(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A})$	(2.33)
$W_{\epsilon\delta} = \frac{\delta_{zp}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \cos(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A})$	(2.34)
Складові бічного зусилля	
$W_{np}^{\delta} = \frac{\delta_{zp}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_1 \cdot \cos\left(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A}\right)$	(2.35)
$W_{\epsilon}^{\delta} = \frac{\delta_{zp}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_2 \cdot \cos^2 \delta \cdot \cos\left(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A}\right)$	(2.36)
$W_{\epsilon\delta}^{\delta} = \frac{\delta_{zp}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \sin\left(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A}\right)$	(2.37)

Згідно з залежностями, наведеними в таблиці 2.3, складові опору копанню ґрунту залежать від параметрів розроблюваного ґрунту та геометричних розмірів відвала. Формування цих зусиль залежить від призми ґрунту V_{np} , яка формується перед відвалом. На початковій стадії копання ґрунту відбувається формування призми, а потім об'єм її стабілізується за рахунок відходу (виходу) ґрунту з відвала в бічній валик, рисунок 2.11. В теорії копання ґрунтів уведено поняття граничної призми ґрунту V_{max} , як найбільшого можливого об'єму ґрунту, який може розташуватись перед відвалом. Під час побудови траєкторії руху автогрейдера необхідно розрізняти перший етап, коли відбувається зростання розмірів призми, і другий етап, коли її розміри стабілізуються.

Для грейдерних відвалів при кутах захоплення $\alpha_0 = 90^\circ \div 80^\circ$, коли різання ґрунту виконується всією шириною відвала, для визначення граничного об'єму призми ґрунту [34, 75, 94] рекомендується використовувати залежність (2.38):

$$V_{\max} = \frac{B \cdot (H - h_{cp}) \cdot k_3}{2 \operatorname{tg} \varphi_{отк}} \quad (2.38)$$

де B – ширина відвала;

H – висота відвала;

h_{cp} – середня глибина різання;

k_3 – коефіцієнт заповнення відвала. Звичайно приймають $k_3 = 1,5 \div 1,9$;

$\varphi_{отк}$ – кут природнього відкосу розроблюваного матеріалу.

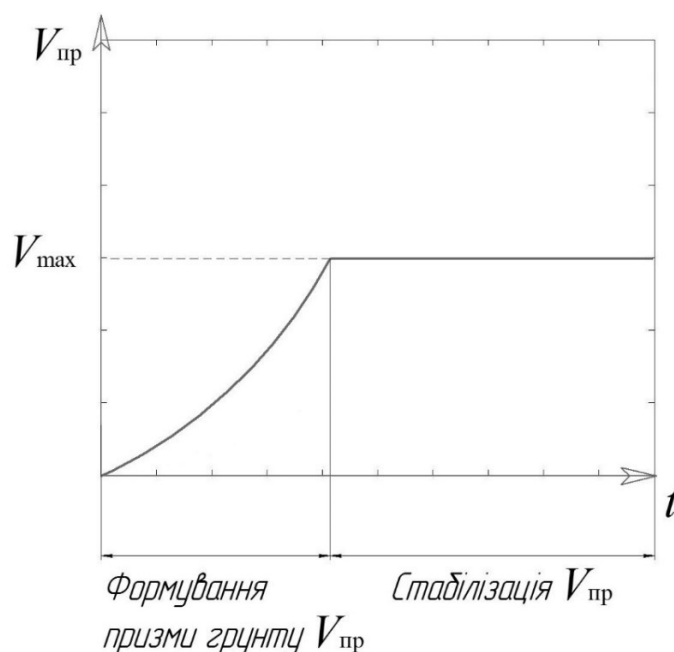


Рисунок 2.11. Залежність об'єму призми ґрунту від часу

Якщо кут захоплення відрізняється від 90° , то на підставі експериментальних даних для ґрунтів II – III категорії [94], нами було отримано апроксимуючу залежність (рисунок 2.12):

$$V_{\max} = -0,0002 \cdot \alpha_0^2 + 0,0565 \cdot \alpha_0 - 1,0132 \quad (2.39)$$

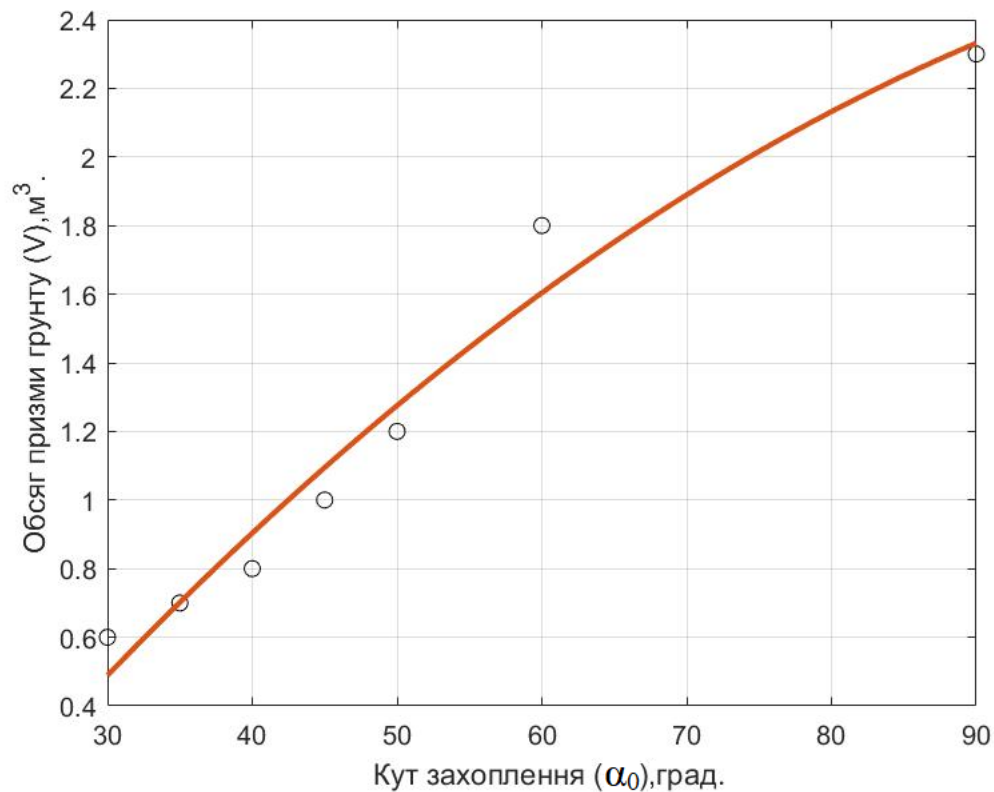
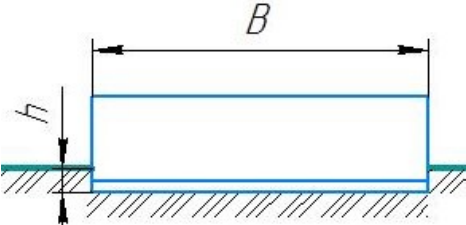
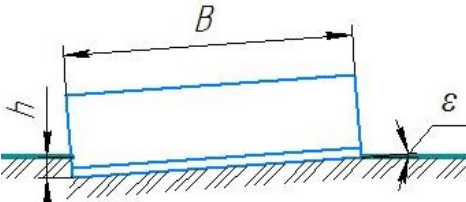
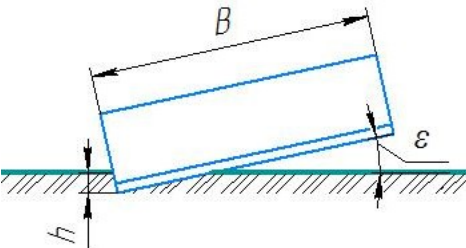


Рисунок 2.12. Залежність об'єму призми ґрунту перед відвалом від кута захоплення

У технологічних операціях (наприклад вирізання кювету), якщо вирізається трикутна стружка і різання ґрунту виконується не по всій ширині відвала B , формування призми ґрунту відбувається більш складним чином. Це пояснюється тим, що зважаючи на великі кути перекосу відвала ε , частина ґрунту йде під відвал, а частина – в бічний валик. Питаннями визначення граничних значень призми ґрунту займалися такі дослідники, як І. А. Недорезов [61, 62] та ін. [45, 67, 84, 124]. Для таких розрахункових ситуацій для розрахунку граничного значення призми використовуємо методику, запропоновану В. Ш. Зубковим [37, 38] (Додаток Б).

Остаточно, для розрахунку граничного об'єму призми ґрунту перед відвалом автогрейдера для різних технологічних операцій можна використовувати розрахункові залежності, представлені в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4. Розрахункові залежності для визначення граничного об'єму призми ґрунту перед основним відвалом автогрейдера.

Схема копання ґрунту	Умови	Розрахункова залежність
Копання всією шириною відвала 	$\alpha_0 = 90 \div 80^\circ$	$V_{\max} = \frac{B \cdot (H - h_{cp})^2 \cdot k_3}{2 \operatorname{tg} \varphi_{отк}} \quad (2.40)$
Променева схема копання 	$\alpha_0 = 30 \div 70^\circ$	$V_{\max} = -0,0002 \cdot \alpha_0^2 + 0,0565 \cdot \alpha_0 - 1,0132 \quad (2.41)$
Копання кутом відвала трикутної стружки 	$B \geq B_{\min}$	Розрахунок ведеться за методикою В.Ш. Зубкова $V_{\max} = V_{np1} + V_{np2} + V_{np3} \quad (2.42)$
	$B \leq B_{\min}$	Розрахунок ведеться за методикою В.Ш. Зубкова $V_{\max} = V_{np1} + V_{np2} + V_{np31} \quad (2.43)$

Процес формування призми ґрунту на початковому етапі його різання може істотно вплинути на динаміку переміщення автогрейдера. В пропонованому дослідженні була репрезентована математична модель, яка описує це явище. В процесі розробки були прийняті наступні припущення: призма ґрунту має трикутний поперечний переріз; відвал плоский; призма формується за рахунок перебігу двох одночасних процесів – накопичення ґрунту перед відвалом $V_+(t)$ і відходу ґрунту з відвала в бічний валик $V_-(t)$. Поточне значення об'єму призми визначається співвідношенням:

$$V = \begin{cases} V_+(t) - V_-(t) & \text{при } V \leq V_{\max} \\ V_{\max} & \text{при } V > V_{\max} \end{cases}. \quad (2.44)$$

Значення об'єму ґрунту, що надходить на відвал в процесі різання, визначається залежністю:

$$V_+(t) = k_p \int_0^t F(t) \sqrt{(x'_A)^2 + (y'_A)^2} dt, \quad (2.45)$$

де перші похідні координат точки А за часом рівні:

$$\begin{aligned} \frac{dx_A}{dt} = x'_A &= x' + \sqrt{l_2^2 + l_3^2} \cdot \left\{ \sin \left[\arctg \frac{l_3}{l_2} + \alpha_0 - \varphi \right] \right\} \cdot \varphi' \\ \frac{dy_A}{dt} = y'_A &= y' - \sqrt{l_2^2 + l_3^2} \cdot \left\{ \cos \left[\arctg \frac{l_3}{l_2} + \alpha_0 - \varphi \right] \right\} \cdot \varphi' \end{aligned} \quad (2.46)$$

Об'єм ґрунту, що зійшов з відвала в бічний валик, може бути визначений у результаті рішення інтегрально-диференційного рівняння:

$$V_-(t) + D \int_0^t dV_-(t) dt = D \int_0^t dV_+(t) dt, \quad (2.47)$$

$$D = \frac{\cos(\alpha + \rho)}{B \cos \rho} \sin \alpha \sqrt{(x'_A)^2 + (y'_A)^2}. \quad (2.48)$$

У процесі аналізу математичної моделі необхідно враховувати той факт, що координати прикладення головного вектора зусилля опору на відвалі залежать від способу розробки матеріалу.

При вирізання стружки прямокутного перетину всією шириною ножа головний вектор опорів дорівнює сумі всіх складових. Координати його прикладення, які припадають на центральну частину відвала і визначаються координатами відносно центра мас автогрейдера: l_2 і $l_3 = 0$ (таблиця 2.5).

Різання ґрунту трикутною стружкою вимагає аналізу більш складних залежностей. Зокрема, при реалізації променевої схеми розробки ґрунту (рисунок 2.13) рівнодійна опору різання ґрунту прикладається в центрі ваги трикутного перетину, стружки, яка вирізується, що лежить на перетині медіан.

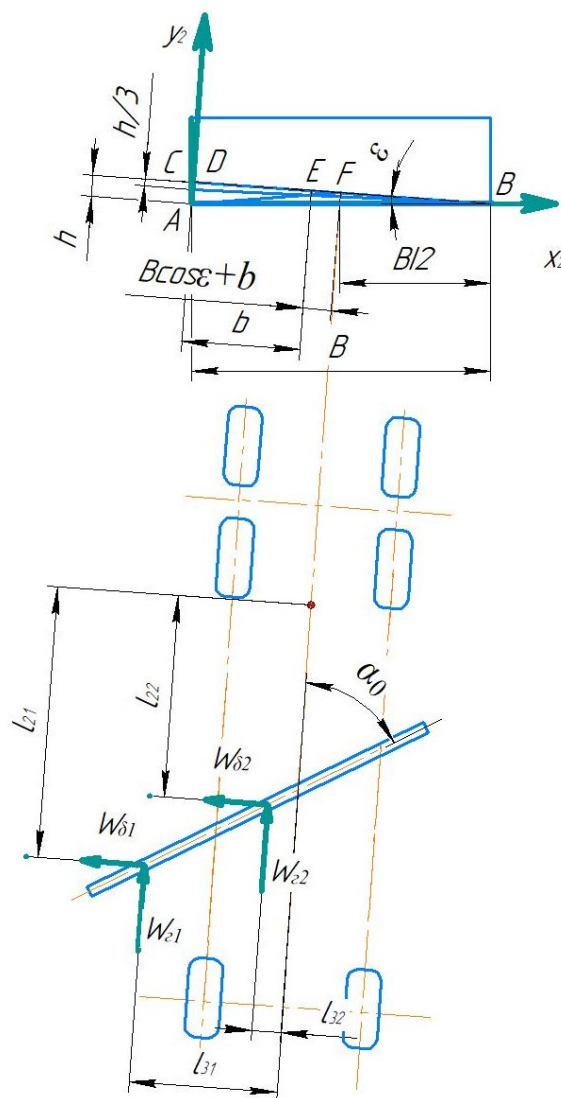
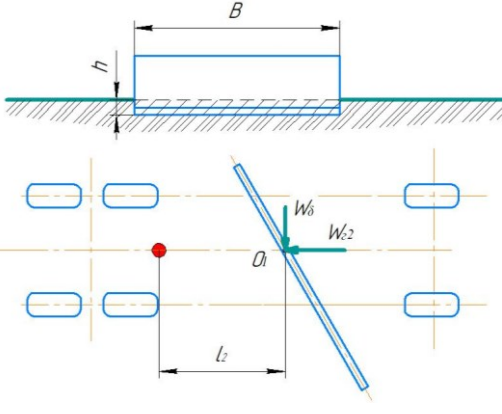
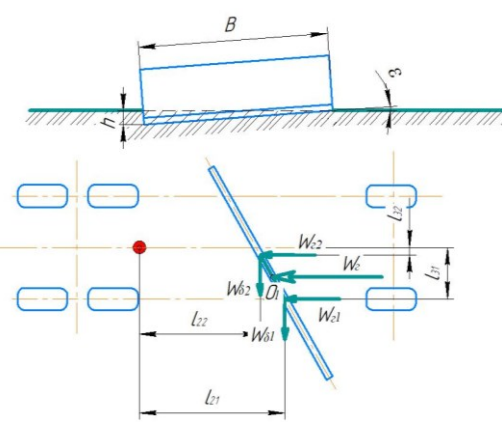
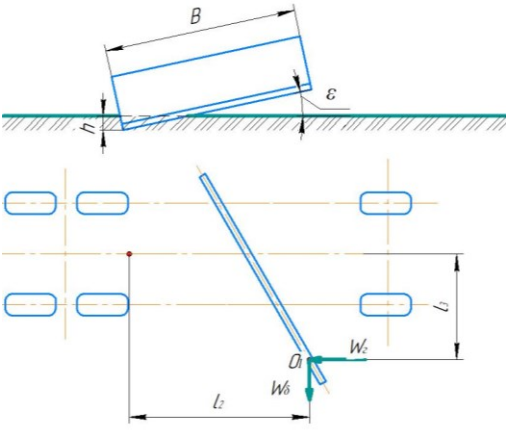


Рисунок 2.13. Схема для визначення координат докладання зусиль опору відносно центра мас автогрейдера

Таблиця 2.5. Значення поздовжньої складової головного вектора зовнішніх опорів і координати його прикладання

Розрахункова схема	Значення поздовжньої складової головного вектора опорів	l_2	l_3
	$W_z = W_p + W_{np} + W_\epsilon + W_{\epsilon 3}$	l_2 (визначено конструктивно)	$l_3 = 0$
	$W_{z1} = W_p + W$ $W_{z2} = W_{np} + W_{\epsilon 3}$	l_{21} (визначено конструктивно)	$l_{31} = B \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \cos \epsilon - \frac{1}{3} \cdot \frac{2 \cos^2 \epsilon^{-1}}{\cos \epsilon} \right) \cdot \sin \alpha_0; \quad (2.50)$ $l_{32} = \left(1 - \frac{V_{np}}{V_{пред}} \right) \cdot B \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \cos \epsilon - \frac{1}{3} \cdot \frac{2 \cos^2 \epsilon^{-1}}{\cos \epsilon} \right) \cdot \sin \alpha_0; \quad (2.51)$

Продовження таблиці 2.5

		$l_{22} = \left(1 - \frac{V_{np}}{V_{\max}}\right) \cdot B \cdot$ $\left(\frac{1}{2} \cdot \cos \varepsilon - \frac{1}{3} \cdot \frac{2 \cos^2 \varepsilon^{-1}}{\cos \varepsilon}\right) \cdot$ $\cos \alpha_0 + [l_{21} - B \cdot \quad (2.49)$ $\cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \cos \varepsilon - \frac{1}{3} \cdot \frac{2 \cos^2 \varepsilon^{-1}}{\cos \varepsilon}\right)] \cdot$ $\cdot \cos \alpha_0$	
	$W_{\varepsilon} = W_p + W_{np} +$ $+ W_{\varepsilon} + W_{\varepsilon 3}$	$l_2 \text{ (визначено конструктивно)}$	$l_3 \text{ (визначено конструктивно)}$

Зусилля, які входять до складу головного вектора опорів, можна розділити на дві групи:

– сили W_p і W_e при переміщенні практично не змінюють свого положення відносно відвала. У першому наближенні можна вважати, що їх координати l_{21} і l_{31} практично незмінні;

– сили W_p і W_e в початковий момент різі прикладаються до відвала в тій же точці з координатами l_{21} і l_{31} але потім, у міру збільшення призми ґрунту точка прикладення цих рівнодійних зміщується вздовж відвала і в момент, коли V стане рівною $V_{\max}$, буде розміщуватися в центрі відвала.

Головний вектор зовнішніх опорів доцільно в цій ситуації подати у вигляді двох складових: нерухомої $W_{e1} = W_p + W_e$, і рухомої $W_{e2} = W_{np} + W_{e3}$.

Координати прикладення цих навантажень визначимо на підставі відомих геометричних залежностей: для W_{e1}

$$b = \frac{BD - CD}{3} = \frac{B \cdot \cos \varepsilon \cdot B \cdot \frac{\sin^2 \varepsilon^{-1}}{\cos \varepsilon}}{3} = \frac{B}{3} \left(\frac{2 \cos^2 \varepsilon^{-1}}{\cos \varepsilon} \right); \quad (2.52)$$

довжина плеча l_{31} визначається залежністю

$$l_{31} = \left(\frac{B}{2} \cdot \cos \varepsilon - b \right) \cdot \sin \alpha_0 = B \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \cos \varepsilon - \frac{1}{3} \cdot \frac{2 \cos^2 \varepsilon^{-1}}{\cos \varepsilon} \right) \cdot \sin \alpha_0; \quad (2.53)$$

для W_{e2} з урахуванням того, що точка прикладання переміщується по мірі збільшення призми ґрунту:

$$l_{32} = \left(1 - \frac{V}{V_{\max}} \right) \cdot B \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \cos \varepsilon - \frac{1}{3} \cdot \frac{2 \cos^2 \varepsilon^{-1}}{\cos \varepsilon} \right) \cdot \sin \alpha_0; \quad (2.54)$$

$$l_{22} = \left(1 - \frac{V}{V_{\max}}\right) \cdot B \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \cos \varepsilon - \frac{1}{3} \cdot \frac{2 \cos^2 \varepsilon^{-1}}{\cos \varepsilon}\right) \cdot \cos \alpha_0 +$$

$$+ \left[l_{21} - B \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \cos \varepsilon - \frac{1}{3} \cdot \frac{2 \cos^2 \varepsilon^{-1}}{\cos \varepsilon}\right) \cdot \cos \alpha_0 \right]. \quad (2.55)$$

Отримані результати дозволяють повністю описати процес руху автогрейдера на першому етапі.

2.6. Зусилля, що діють на автогрейдер у процесі його повороту навколо точки блокування відвала

Відповідно до викладених вище теоретичних положень, другий етап руху автогрейдера може починатися в момент блокування (стопоріння) відвала в розроблюваному середовищі. Основними завданнями теоретичного дослідження на цьому етапі є:

- визначення координат точки, навколо якої буде відбуватися обертальний рух автогрейдера;
- визначення аналітичних залежностей, що описують діючі на автогрейдер зусилля.

Для визначення координат точки повороту автогрейдера приймемо такі припущення, що впливають з опису фізичних процесів розробки середовища відвальним робочим органом:

- координати точки повороту автогрейдера збігаються з координатами прикладеними до відвала головного вектора зовнішніх опорів з боку розроблюваного середовища.

Значення даних координат при різних способах різання розроблюваного середовища наведені в таблиці 2.5.

У процесі переходу на другий етап, частина зовнішніх зусиль, які діють на автогрейдер, залишається незмінними, а частина – змінює форму їх аналітичних залежностей.

До числа зусиль, аналітичний опис яких залишається незмінним, слід віднести сили T_1 , T_2 , W_{f1} , W_{f2} , W_{f31} , W_{f32} . Залежності для визначення всіх інших зусиль змінюються. Визначимо ці залежності.

Аналіз математичної моделі і отриманих експериментальних даних демонструє, що взаємодія робочого органа з розроблюваним середовищем, на другому етапі руху змінюється, а саме:

- змінюється площа стружки, що зрізається (зменшується);
- під час виконання обертального руху навколо точки, перед відвалом, переміщується не вся призма накопиченого раніше ґрунту, а тільки її частина;
- сама операція копання розроблюваного матеріалу при невеликих циклах може бути представлена як лобове різання, що дозволяє спростити вид аналітичних залежностей.

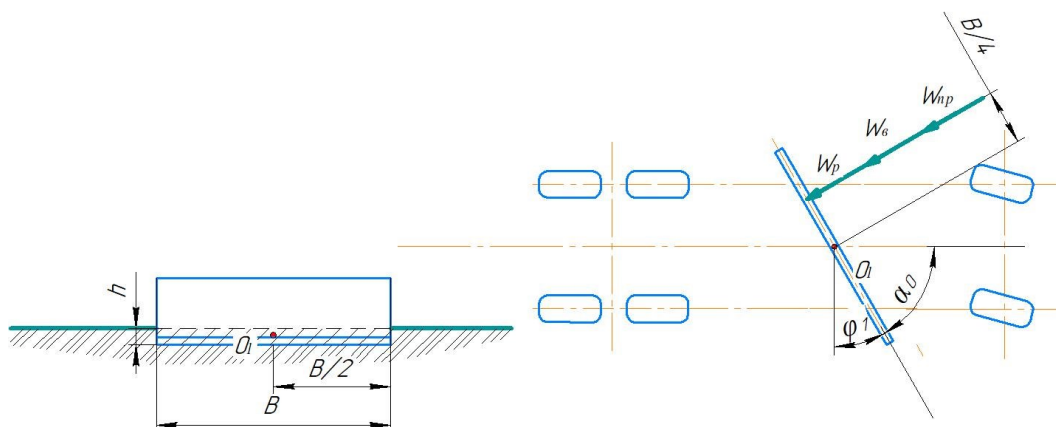


Рисунок 2.14. Схема прикладання сил опору на відвалі в ситуаціях, коли різання матеріалу проводиться всією поверхнею ножа з постійною глибиною різання

Раніше, при аналізі руху автогрейдера на першому етапі, були розглянуті три способи різання матеріалу. Для них визначимо значення моментів з боку сил опору, що діють на відвалі.

Якщо операція копання розроблюваного середовища виконується всією шириною відвала з нульовим значенням кута перекосу у вертикальній площині

($\varepsilon = 0$), то відповідно до прийнятих раніше спрощень і припущень на відвал будуть діяти такі зовнішні опори (рисунки 2.14):

– опір матеріала різанню

$$W_p = \frac{1}{2} \cdot B \cdot h \cdot k \cdot \varphi_0; \quad (2.56)$$

– опір переміщенню призми ґрунту перед відвалом

$$W_{np} = \frac{\delta_{ep}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_1; \quad (2.57)$$

– опір переміщенню стружки ґрунту, що зрізається, вгору по відвалу

$$W_\varepsilon = \frac{\delta_{ep}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_2 \cdot \cos^2 \delta, \quad (2.58)$$

Момент опору повороту автогрейдера навколо точки від дії цих зусиль:

$$M_c = \frac{B}{4} \cdot (W_p + W_{np} + W_\varepsilon). \quad (2.59)$$

Значення зусиль W_{np} і W_ε визначаються значенням об'єму призми V_{np} , яка переміщується разом з відвалом:

$$V = \begin{cases} \frac{1}{2} V_{np1} + \frac{B^2 \cdot h \cdot \varphi_1}{8} & \text{при } V \leq \frac{1}{2} V_{\max} \\ \frac{1}{2} V_{\max} & \text{при } V_{np} > \frac{1}{2} V_{\max} \end{cases}, \quad (2.60)$$

де V_{np1} – об'єм ґрунту, накопичений перед відвалом, до моменту переходу системи з першого етапу руху до другого.

Значення граничного об'єму призми визначається залежністю [13, 36, 46]:

$$V_{\max} = \frac{B(H - h_{cp})^2 \cdot k_3}{2 \operatorname{tg} \varphi_{отк}}. \quad (2.61)$$

У наведеній залежності враховано, що призма формується тільки перед половиною відвала.

Променева схема різання ґрунту (рисунок 2.15) передбачає, що під час виконання робочої операції відвал перекошений у вертикальній площині на кут ε .

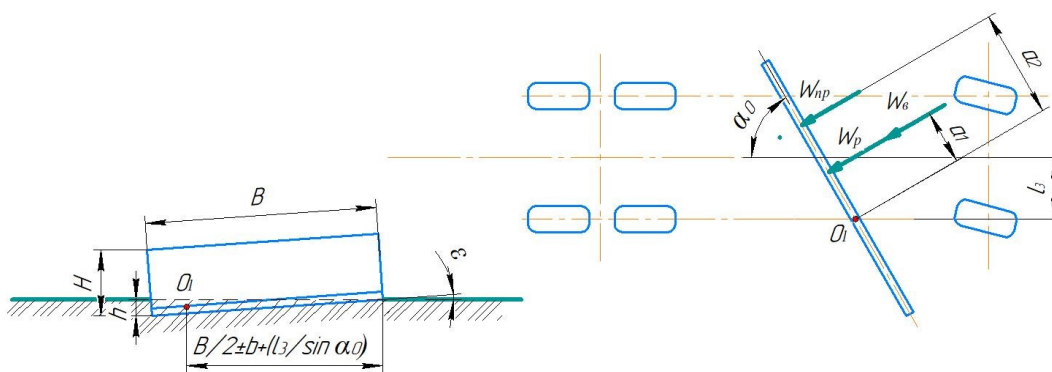


Рисунок 2.15. Схема прикладання сил опору на відвалі при виконанні операції копання матеріалу, за променевою схемою

Опір різанню матеріалу на другому етапі руху визначається залежністю:

$$W_p = \frac{1}{2} \left(\frac{B}{2} \pm b + \frac{l_3}{\sin \alpha} \right) \cdot k \cdot \varphi_6 \cdot \operatorname{tg} \varepsilon, \quad (2.62)$$

де b – величина бічного зміщення відвала.

Сили W_{np} і W_6 визначаються за залежностями, які вказані раніше. Об'єм призми ґрунту перед відвалом дорівнює

$$V = \begin{cases} V_{np1} \cdot k_1 + \frac{1}{6} \cdot \left(\frac{B}{2} \pm b + \frac{l_3}{\sin \alpha} \right)^3 \cdot \varphi_1 & \text{при } V \leq V_{\max 2}, \\ V_{\max 2} & \text{при } V > V_{\max 2} \end{cases}, \quad (2.63)$$

де k_1 – коефіцієнт, що визначає величину об'єму попередньо накопиченої призми ґрунту, який буде переміщуватися разом з відвалом на початковій стадії руху;

$V_{\max 2}$ – граничний об'єм призми ґрунту перед відвалом на другому етапі руху.

Значення доданка $V_{np1} \cdot k_1$ може бути визначено за допомогою залежності

$$V_{np1} \cdot k_1 = \left[B \cdot \left(\frac{V_{np1}}{V_{\max}} - 0,5 \right) \pm b - \frac{l_3}{\sin \alpha} \right] \cdot \frac{H^2}{2tg\varphi_{отк}} \cdot k_3 \quad (2.64)$$

Граничний об'єм призми $V_{\max 2}$ на другому етапі руху може бути визначений, або на підставі залежності запропонованої В. Ш Зубковим (додаток Б), або за допомогою спрощеної залежності:

$$V_{\max 2} = \left(\frac{B}{2} \cdot \pm b + \frac{l_3}{\sin \alpha} \right) \cdot \frac{H^2}{2tg\varphi_{отк}} \cdot k_3 \quad (2.65)$$

Момент опору M_c з боку сил, що діють на відвал, дорівнює:

$$M_c = (W_p + W_e) \cdot a_1 + W_{np} \cdot a_2, \quad (2.66)$$

де a_1 і a_2 – відповідні плечі, які визначаються на основі геометричних співвідношень:

$$a_1 = \frac{1}{3} \left(\frac{B}{2} \cdot \pm b + \frac{l_3}{\sin \alpha_0} \right), \quad (2.67)$$

$$a_2 = \frac{V_{np}}{V_{\max 2}} \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{B}{2} \cdot \pm b + \frac{l_3}{\sin \alpha_0} \right) = \frac{1}{2} \cdot \frac{V_{np}}{V_{\max 2}} \cdot \left(\frac{B}{2} \cdot \pm b + \frac{l_3}{\sin \alpha_0} \right). \quad (2.68)$$

Остаточно момент опору буде визначатися залежністю:

$$M_c = \left(\frac{W_p + W_\varepsilon}{3} + \frac{W_{np}}{2} \cdot \frac{V}{V_{\max 2}} \right) \cdot \left(\frac{B}{2} \cdot \pm b + \frac{l_3}{\sin \alpha_0} \right). \quad (2.69)$$

У випадку, коли різання ґрунту виконується кутом відвала (рисунок 2.16), умовно вважаємо, що координати докладання зусиль W_p , W_{np} і W_ε розташовуються на одній вертикальній осі.

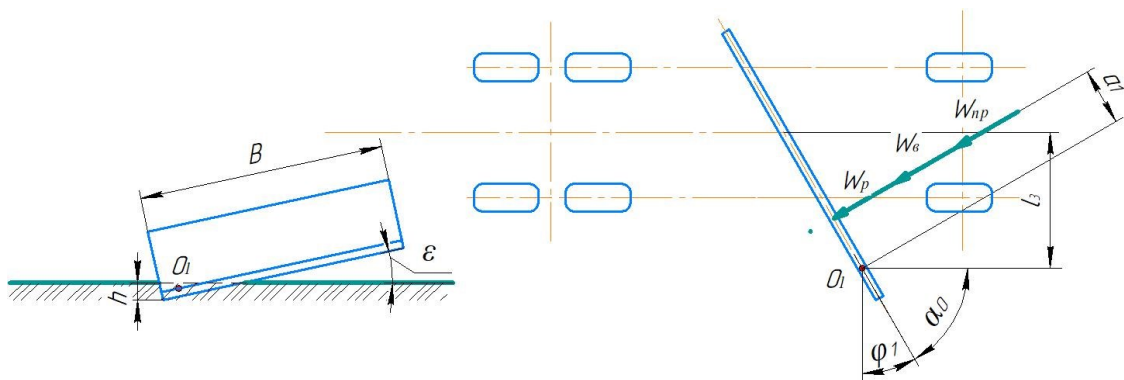


Рисунок 2.16. Схема прикладання зусиль опору на відвалі при виконанні операції копання матеріалу кутом відвала

Опір ґрунту різанню визначається залежністю:

$$W_p = k \cdot F \cdot \varphi_\varepsilon = k \cdot \varphi_\varepsilon \left[\frac{h^2}{2} \cdot \operatorname{tg} \varepsilon \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \varepsilon} - \frac{2}{3 \operatorname{tg} 2 \varepsilon} \right)^2 \right]. \quad (2.70)$$

Призма ґрунту перед відвалом дорівнюватиме:

$$V = \begin{cases} V_{np1} \cdot k_1 + \frac{h^3 \cdot \operatorname{tg} \varepsilon}{6} \cdot \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \varepsilon} - \frac{2}{3 \operatorname{tg} 2 \varepsilon} \right)^3 \cdot \varphi_1 & \text{при } V \leq V_{\max 2} \\ V_{\max 2} & \text{при } V > V_{\max 2} \end{cases}. \quad (2.71)$$

У наведеній залежності емпіричний коефіцієнт k_1 залежить від параметрів ґрунту, кута перекосу ε і глибини різання h . Його значення рекомендується приймати в межах $k_1 = 0,25 \div 0,63$. Значення граничного об'єму призми $V_{\max 2}$ рекомендовано обчислювати за методикою В.Ш. Зубкова (додаток Б).

Момент опору з боку розроблюваного середовища після перетворень визначатиметься залежністю:

$$M_c = (W_p + W_{np} + W_e) \cdot \frac{h}{3} \cdot \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \varepsilon} - \frac{2}{3 \operatorname{tg} 2\varepsilon} \right). \quad (2.72)$$

Бічні утримувальні зусилля на опорних елементах (колесах) залежать від збільшення бічних переміщень і від проекції вектора лінійної швидкості на відповідні напрями (рисунок 2.17).

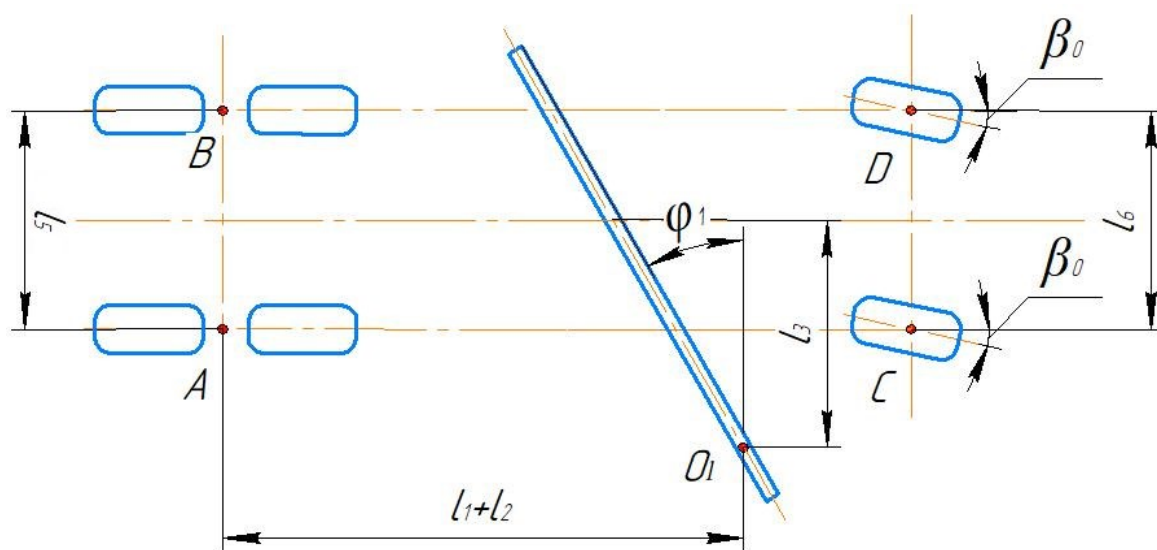


Рисунок 2.17. Розрахункова схема для визначення приросту бічних переміщень ΔS_i і лінійних швидкостей $\dot{S}_i$ в бічному напрямку

Виконаний аналіз дозволив визначити необхідні величини для кожної з чотирьох зображених на схемі точок (таблиця 2.6)

Таблиця 2.6. Залежності для визначення ΔS_i і $\dot{S}_i$

Точка	ΔS_i	$\dot{S}_i$
A	$\Delta\varphi_1 \sqrt{(l_1 + l_2)^2 + \left(l_3 - \frac{l_5}{2}\right)^2} \cdot \sin \left(\arctg \frac{l_1 + l_2}{l_3 - \frac{l_5}{2}} - \frac{\Delta\varphi_1}{2} \right) \quad (2.73)$	$\dot{\varphi}_1 \sqrt{(l_1 + l_2)^2 + \left(l_3 - \frac{l_5}{2}\right)^2} \cdot \sin \left(\arctg \frac{l_1 + l_2}{l_3 - \frac{l_5}{2}} \right) \quad (2.77)$
B	$\Delta\varphi_1 \sqrt{(l_1 + l_2)^2 + \left(l_3 + \frac{l_5}{2}\right)^2} \cdot \sin \left(\arctg \frac{l_1 + l_2}{l_3 + \frac{l_5}{2}} - \frac{\Delta\varphi_1}{2} \right) \quad (2.74)$	$\dot{\varphi}_1 \sqrt{(l_1 + l_2)^2 + \left(l_3 + \frac{l_5}{2}\right)^2} \cdot \sin \left(\arctg \frac{l_1 + l_2}{l_3 + \frac{l_5}{2}} \right) \quad (2.78)$
C	$\Delta\varphi_1 \sqrt{l_4^2 + \left(l_3 - \frac{l_6}{2}\right)^2} \cdot \sin \left(\arctg \frac{l_4}{l_3 - \frac{l_6}{2}} - \frac{\Delta\varphi_1}{2} \right) \cdot \cos \beta_0 \quad (2.75)$	$\dot{\varphi}_1 \sqrt{l_4^2 + \left(l_3 - \frac{l_6}{2}\right)^2} \cdot \sin \left(\arctg \frac{l_4}{l_3 - \frac{l_6}{2}} \right) \cdot \cos \beta_0 \quad (2.79)$
D	$\Delta\varphi_1 \sqrt{l_4^2 + \left(l_3 + \frac{l_6}{2}\right)^2} \cdot \sin \left(\arctg \frac{l_4}{l_3 + \frac{l_6}{2}} - \frac{\Delta\varphi_1}{2} \right) \cdot \cos \beta_0 \quad (2.76)$	$\dot{\varphi}_1 \sqrt{l_4^2 + \left(l_3 + \frac{l_6}{2}\right)^2} \cdot \sin \left(\arctg \frac{l_4}{l_3 + \frac{l_6}{2}} \right) \cdot \cos \beta_0 \quad (2.80)$

Таким чином, математична модель руху автогрейдера повністю визначена

2.7. Аналіз математичної моделі.

У процесі аналізу складеної математичної моделі як прототип використовувався автогрейдер середнього класу ДЗК-251. Таке рішення прийняте на підставі того, що експериментальні дослідження були виконані на реальному зразку цієї машини.

Проведені експерименти показали, що найбільше на показники курсової стійкості автогрейдера впливають:

- вид технологічної операції;
- значення і напрямки головного вектора опорів на робочому органі;
- координати прикладення головного вектора опорів до робочого органа.

Розроблена математична модель враховує в повній мірі всі ці фактори. Аналіз залежностей, одержаних у процесі формування моделі, дозволив виділити найбільш важливі параметри. Зокрема, слід виділити: фізичні і механічні характеристики розроблюваного середовища, площу поперечного перерізу зрізуваної стружки ґрунту, кут захоплення, кут перекосу основного відвала у вертикальній площині, початкову швидкість руху автогрейдера.

Аналіз спільного впливу зазначених факторів і параметрів на показники курсової стійкості дозволяє виявити закономірності формування траєкторії руху автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій.

Однією з найбільш важливих є закономірність формування горизонтальної і бокової складових сил опору копанню в залежності від площі поперечного перерізу зрізуваної стружки ґрунту і кута захоплення. Результати розрахунку для технологічної операції, коли різання ґрунту виконується всією шириною ножа з постійною глибиною різання, наведені на рисунках 2.18 і 2.19. Як розроблюване середовище в дослідженнях розглядається ґрунт II категорії. Збільшення глибини різання ґрунту від 0 до 0,15 м сприяє зростанню горизонтальної складової сил опору копанню в 1,57–2,79 разів. Водночас зменшення кута захоплення з 90° до 30° спричиняє зменшення цієї складової в 3,05–5,41 рази. Залежність бічної складової

сил опору копанню від розглянутих змінних носить яскраво виражений нелінійний характер. При цьому зі зміною кута захоплення від 90° до 30° вона спочатку зростає, а потім зменшується. Максимум значень цієї складової припадає, в залежності від глибини різання, на кути захоплення від 67° ($h = 0$ м) до 43° ($h = 0,15$ м). Така зміна зусилля дозволяє припустити, що втрата курсової стійкості від дії бічної складової опорів копанню найбільш імовірна саме при цих кутах захоплення.

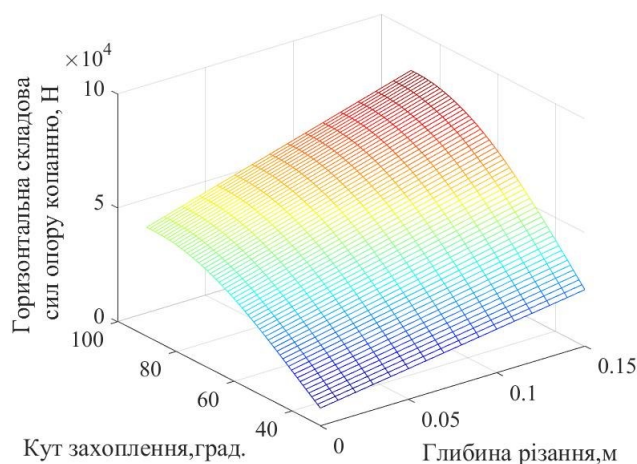


Рисунок 2.18. Залежність горизонтальної складової сил опору копанню від глибини різання та кута захоплення

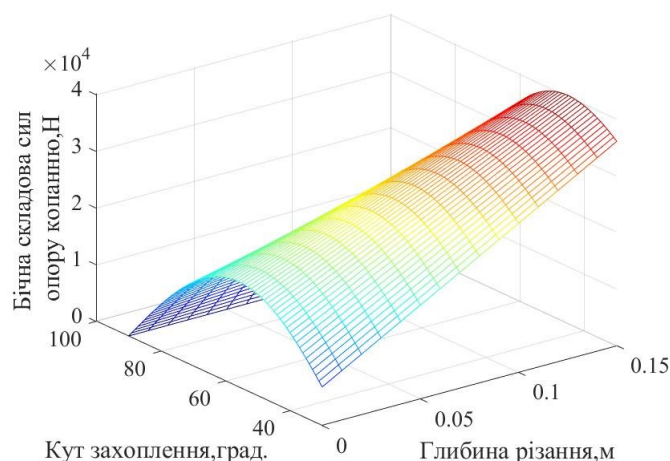


Рисунок 2.19. Залежність бічної складової сил опору копанню від глибини різання та кута захоплення

Графіки залежності бічних зусиль, що діють на колеса передньої осі (P_{63}) і балансиного візка ($P_{61} + P_{62}$), від кута захоплення і глибини різання основним відвалом наведені на рисунках 2.20 і 2.21. Ці залежності носять нелінійний характер. Горизонтальні площини відповідають граничному рівню значень бічних зусиль, який дорівнює добутку опорної реакції на коефіцієнт зчеплення колеса в поперечному напрямку. Графіки демонструють, що у разі, коли головний вектор зовнішніх опорів прикладається в точці перетину різальної крайки і поздовжньої осі автогрейдера, бічні навантаження, які діють на колеса, істотно нижчі від їх граничного рівня, відповідного бічного ковзання. Це гарантує переміщення автогрейдера прямолінійною траєкторією на етапі плоского руху. Разом з цим, аналіз показує, що зміщення координати прикладення головного вектора опорів

копанню в бічному напрямку на 1,8 м і більше призводить до бічного ковзання коліс передньої осі (рисунок 2.22). Це викликає втрату керованості машиною. Найбільш небезпечні ситуації, коли кут захоплення лежить у межах $45^\circ \div 70^\circ$, а глибина різання перевищує 0,1 м.

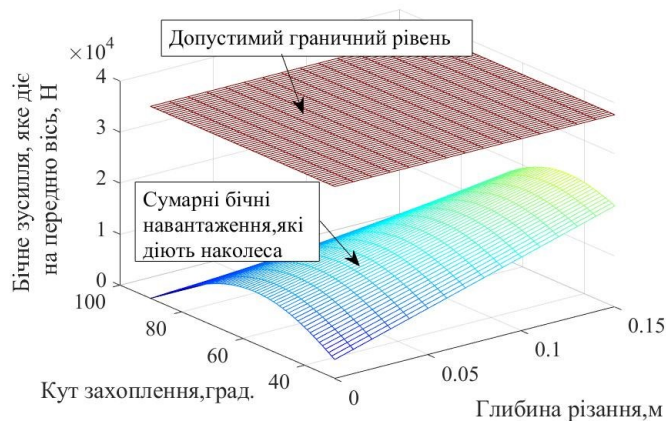


Рисунок 2.20. Залежність бічного зусилля, яке діє на передню вісь, від глибини різання та кута захоплення

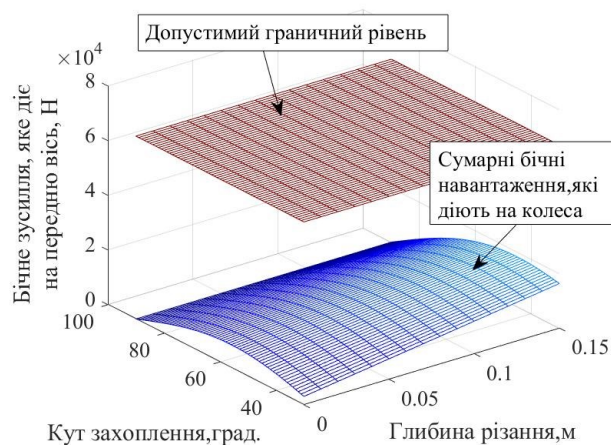


Рисунок 2.21. Залежність бічного зусилля, яке діє на колеса балансірного візка, від глибини різання та кута захоплення

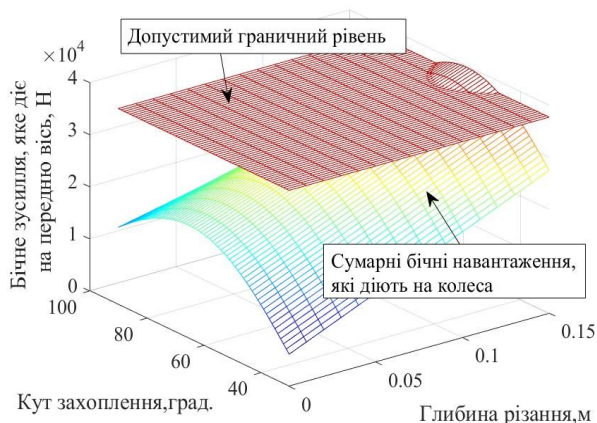


Рисунок 2.22. Залежність бічного зусилля, яке діє на передню вісь, від глибини різання та кута захоплення. Координата прикладання головного вектора опору копанню зміщена вбік на 1,9 м

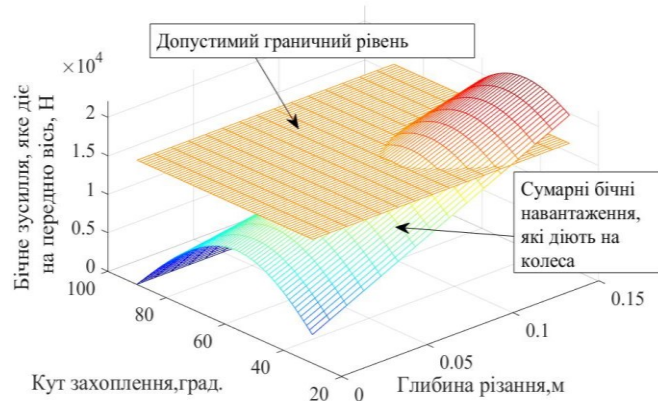


Рисунок 2.23. Залежність бічного зусилля, яке діє на передню вісь, від глибини різання та кута захоплення. Коефіцієнт зчеплення дорівнює 0,3, бічне зміщення головного вектора опору копанню відсутнє

Такий самий результат фіксується при зниженні коефіцієнта зчеплення до 0,3 і нижче, що відповідає експлуатації автогрейдера на свіжорозпушених, піщаних і перезволожених поверхнях (рисунок 2.23).

Бічне зміщення координати прикладення головного вектора опорів копанню з одночасним зниженням коефіцієнта зчеплення спричиняє зростання вірогідності втрати керованості передніми колесами і, як наслідок, відхилення автогрейдера з планованої траєкторії руху (рисунок 2.24). Для забезпечення курсової стійкості автогрейдера при експлуатації на поверхнях зі зниженим коефіцієнтом зчеплення не рекомендовано зміщувати координату прикладення головного вектора опорів копанню в бічному напрямку. Це досягається відповідним набором геометричних параметрів установки відвала.

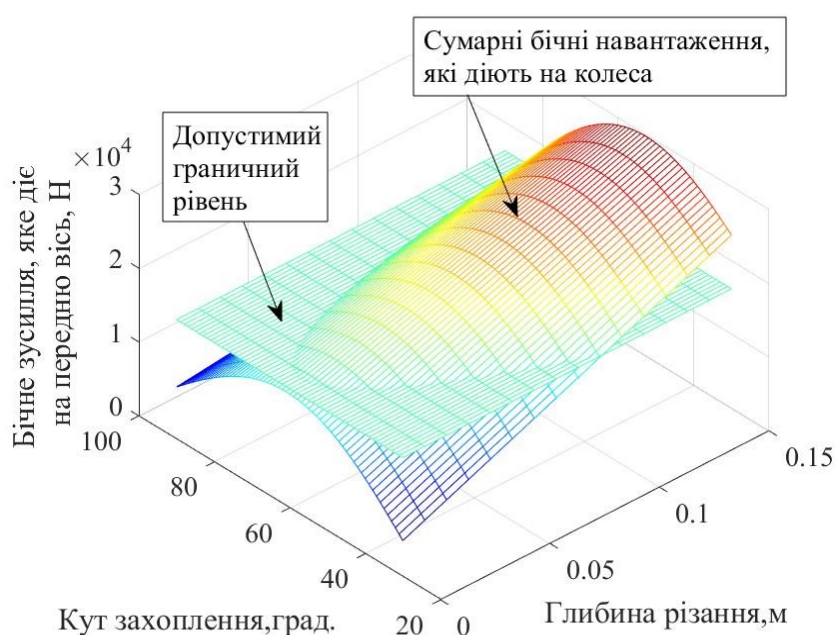


Рисунок 2.24. Залежність бічного зусилля, яке діє на передню вісь, від глибини різання та кута захоплення. Коефіцієнт зчеплення дорівнює 0,3, бічне зміщення головного вектора опору копанню 0,9 м

У всіх розглянутих розрахункових ситуаціях сумарні бічні навантаження, які діють на колеса балансірного візка, не перевищують допустимого граничного рівня, що виключає їх бічне ковзання в процесі плоского руху машини на першому етапі.

Пошуковий експеримент засвідчив, що перехід автогрейдера на другий етап руху, відповідний повороту навколо точки блокування відвала, відбувається не завжди. Оскільки оберт машини реєструвався після виходу її рушіїв на режим 100% буксування і повної зупинки, особливості цього переходу будуть визначатися не тільки величиною рушійних сил, опорів на робочому органі і сил опору перекочуванню, а й способом формування сил бічного опору, що діють на колеса. Попередні оцінки показують, що на початковому етапі повороту відбувається деформація коліс в поперечному напрямку. В подальшому сили опору на відвалі зменшуються, а сили бокового опору зростають до свого граничного рівня, який відповідає бічному ковзанню коліс. Сам факт переходу на другий етап руху можна зареєструвати, порівнявши величину утримувальних і дестабілізуювальних моментів, що діють на автогрейдер, у початковий момент повороту.

Аналіз математичної моделі показує, що на цей процес впливає тип технологічної операції, виконуваної автогрейдером. Під час розробки ґрунту всією шириною відвала, розворот навколо точки блокування можливий тільки за наявності бокового зміщення машини на відстань не менше 0,47 м (рисунк 2.25). Кут захоплення і тип опорної поверхні (коефіцієнт зчеплення і коефіцієнт опору перекочуванню) істотного впливу не мають.

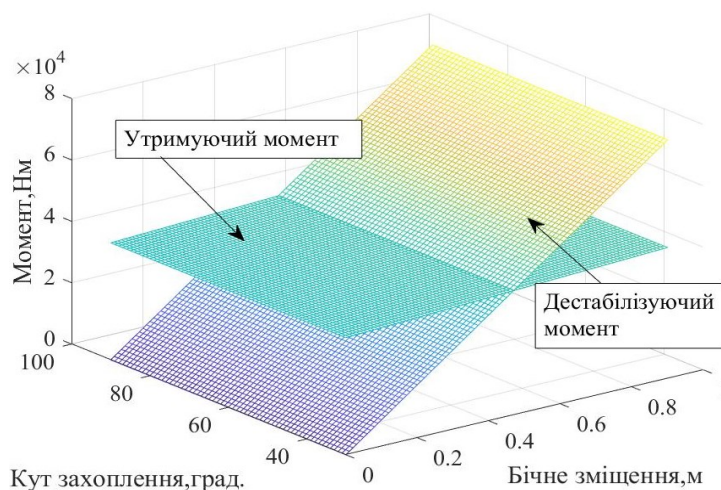


Рисунок 2.25. Графік залежності утримувального та дестабілізуючого моментів від бічного зміщення відвала та кута захоплення. Розробка ґрунту ведеться всією шириною відвала

У процесі виконання копання ґрунту за променевою схемою, координата прикладення головного вектора опорів на відвалі (точка блокування відвала) початково зміщена в поперечному напрямку відносно поздовжньої осі машини на відстань не менше 0,16–0,17 м довжини відвала. Розрахунки показують, що при додатковому зміщенні відвала в бічному напрямку на відстань від 0,25 м і вище, буде відбуватися оберт навколо точки блокування (рисунки 2.26–2.27). У протилежному випадку машина зупиняється і переходить у режим 100% буксування без повороту. Якщо технологічна операція виконується на піщаній опорній поверхні або на розпушеному ґрунті ($\varphi = 0,4 \div 0,3$), то практично у всіх розрахункових ситуаціях відбувається розворот машини. Вплив кута захоплення на процес переходу до другого етапу руху несуттєвий.

Під час розробки ґрунту кутом відвала точка блокування винесена в бік на ще більшу відстань, що сприяє переходу машини на другий етап руху.

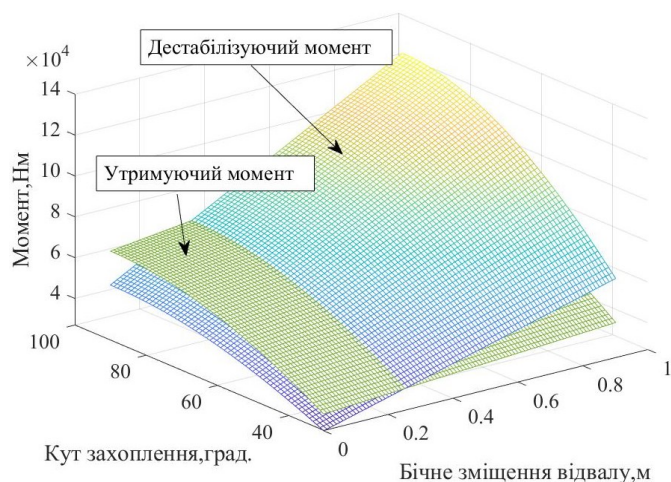


Рисунок 2.26. Графік залежності утримуючого та дестабілізуючого моментів від бічного зміщення відвала та кута захоплення. Розробка ґрунту ведеться за променевою схемою. Коефіцієнт зчеплення 0,8 (поверхня твердого ґрунту)

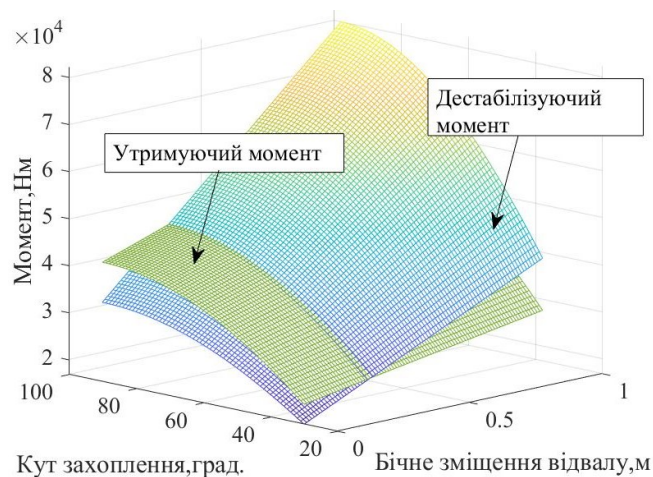


Рисунок 2.27. Графік залежності утримуючого та дестабілізуючого моментів від бічного зміщення відвала та кута захоплення. Розробка ґрунту ведеться за променевою схемою. Коефіцієнт зчеплення 0,5 (поверхня розпушеного ґрунту)

Висновки за розділом 2

Виконані теоретичні дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

1. Оскільки автогрейдери, як правило, працюють на захватках великої протяжності, на додаток до загальноприйнятих критеріїв курсової стійкості доцільно ввести показник допустимого бокового зміщення, величина якого визначається коефіцієнтом перекриття проходів. Як демонструють розрахунки, значення такого показника лежать в межах 0,033–0,186 м для різних типів виконуваних технологічних операцій.

2. Процес формування траєкторії руху автогрейдера може бути представлений на основі положень аналітичної механіки, що описують рух твердих тіл у горизонтальній площині.

3. Аналіз експериментальних даних показав, що процес руху автогрейдера під час виконання технологічних операцій може складатися з двох етапів: плоского руху по опорній поверхні і повороту навколо точки блокування основного відвала. В цьому випадку динамічна модель руху автогрейдера включає в себе дві групи диференціальних рівнянь руху, кожна з яких визначає рух на відповідному етапі. Рішення отриманих диференціальних рівнянь дозволяє побудувати розрахункову траєкторію руху автогрейдера.

4. Аналіз теоретичної моделі довів, що відхилення дійсної траєкторії руху автогрейдера від планованої може відбутися внаслідок бічного зміщення коліс передньої осі під час плоского переміщення машини або внаслідок її обертання навколо точки блокування відвала.

5. Виконане теоретичне дослідження засвідчило, що найбільший вплив на показники курсової стійкості автогрейдера здійснюють такі експлуатаційні фактори, як: кут захоплення основного відвала, площа поперечного перерізу зрізуваної стружки ґрунту, координати прикладення вектора зовнішніх опорів з боку розроблюваного середовища і коефіцієнт зчеплення ходового обладнання з опорною поверхнею. На етапі плоского руху автогрейдера було зафіксовано бічне ковзання його переднього моста при кутах захоплення $45^\circ \div 70^\circ$ та при глибині різання більше 0,1 м, і повністю сформованою перед відвалом призмою ґрунту.

6. Зниження коефіцієнта зчеплення від 0,8 до 0,3, що відповідає переміщенню ведучих коліс по пухкому ґрунту, піщаних і перезволожених поверхнях, навіть при невеликих глибинах різання (від 0,08 м), призводить до втрати керованості переднім мостом і його бічного зміщення при кутах захоплення $45^\circ \div 55^\circ$. Якщо за цих умов координата прикладення головного вектора опорів зміщується в бічному напрямку на відстань до 0,9 м, то реєструється зміщення переднього моста в поперечному напрямку при глибинах різання вище 0,02 м і кутах захоплення в межах $35^\circ \div 75^\circ$.

7. Найбільший вплив на процес переходу автогрейдера від плоского руху до оберта навколо точки блокування відвала створює величина поперечного зміщення цієї точки відносно поздовжньої осі машини. Під час виконання копання ґрунту всією шириною відвала вихід на режим повороту навколо точки блокування відбувається, якщо її бічне зміщення становить 0,47 м і більше. Для променевої схеми розробки ґрунту бічний зсув відвала має становити більш 0,25 м. Кут захоплення істотного впливу на цей процес не має. Експлуатація автогрейдера на ґрунтах із низьким коефіцієнтом зчеплення, рівним 0,4–0,3, викликає різке падіння показників курсової стійкості і гарантований перехід машини на другий етап руху.

Результати розділу опубліковані в [110, 108, 111, 112, 127, 134].

РОЗДІЛ 3.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ФОРМУВАННЯ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ АВТОГРЕЙДЕРА ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ

3.1. Мета і завдання експериментального дослідження

Мета експериментальної частини дослідженні полягала у вивченні та аналізі процесів формування траєкторії руху автогрейдера під впливом експлуатаційних факторів під час виконання технологічних операцій.

Встановлена мета може бути досягнута за рахунок рішення наступних завдань:

1. Розробка методики проведення експериментальних досліджень, яка передбачає: визначення змінних і реєстрованих факторів, розробку плану експерименту, обґрунтування способу визначення показників курсової стійкості ЗТМ [82], вибір вимірювального обладнання;
2. Підготовка до експериментальних досліджень реальної моделі автогрейдера, підготовка робочого майданчика;
3. Проведення експериментального дослідження за планом;
4. Аналіз експериментальних даних та оцінка їх похибки [1, 3, 20].

3.2. Методика визначення показників курсової стійкості автогрейдера

Установлена мета була досягнута шляхом проведення досліджень на натурному зразку робочої машини в умовах ННБ ХНАДУ. За об'єкт дослідження було обрано автогрейдер виробництва ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» ДЗк-251 (таблиця 3.1). Автогрейдер має колісну формулу $1 \times 2 \times 3$ і масу 16 т.

Таблиця 3.1. Технічні параметри автогрейдера ДЗк-251

Параметри	Значення
Потужність двигуна, кВт	121,4
Номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна, об/хв	2000
Тип трансмісії	Гідромеханічна
Експлуатаційна маса, кг	16000
Колія, мм	2115
База, мм	6160
Ширина відвала, мм	3740
Переміщення відвала відносно тягової рами, мм	800
Висота центра ваги, мм	1140
Відстань від центра ваги до передньої осі, мм	4435

Експерименти виконувалися на ґрунтах II категорії, які є типовими для території України. Характеристики розроблюваних ґрунтів визначалися за допомогою приладу Ковальова (таблиця 3.2).

Таблиця 3.2. Характеристики розроблюваних ґрунтів

Параметр	Тип ґрунту
	Супісок
Об'ємна маса, тм ³	1,75
Категорія	II
Кількість ударів ударника ДорНДІ	5-8
Питомий опір копанню, МПа	0,013
Вологість, %	16-18
Кут внутрішнього тертя	40
Коеф. внутрішнього тертя	0,84-1,2
Коеф. тертя ґрунту по сталі	0,5-0,7

Для вирішення завдань експериментального дослідження було виконано аналіз основних факторів, що впливають на показники курсової стійкості автогрейдера. Як змінні фактори обрано кут захоплення і початкову швидкість руху машини.

Усі експериментальні досліді проводилися згідно з розробленим та запатентованим способом [82]. Визначення показників курсової стійкості машини, на прикладі автогрейдера, здійснюють наступним чином. Бічний зсув машини фіксується по сліду, залишеному машиною. Вимірювання проводять по базовій прямій кожні 2 м. Перед безпосереднім вимірюванням показників виконують ряд дій: розробляють план експерименту, готують випробувальний майданчик (ділянка очищається від бур'янів, сміття, нерівності, видимі неозброєним оком, вирівнюються), прокладають базову пряму (відрізок ділянки з розміткою кожні m метрів), готують обладнання для проведення вимірів (рулетка, лінійка, кутомір, таблиці для фіксації знятих даних). Машину виставляють паралельно до базової прямої (рисунок 3.1). Похибку першопочаткового встановлення машини співвідносять з базою машини. Для автогрейдера з базою 6,16 м похибка становить не більше $\pm 0,03$ м.

Оператор, який виставив машину, під час різання не впливає на рульове колесо. Здійснювати проїзд під час тих же умов рекомендують не менше трьох разів [73] для виключення помилки (випадкових чинників), а також для розрахунків відтворюваності експерименту та обробки експериментальних даних.

Переміщення машини в горизонтальній площині здійснюється на певну довжину m_p (рисунок 3.2).

Після повної зупинки машини виконувалось вимірювання (рисунок 3.3) за орієнтиром: початок відбитка протектора, його середина або кромка, яка утворена краєм відвала. Рекомендовано використовувати середину відбитка протектора або кромку, яка утворена краєм відвала, тому що це найбільш характерні і чіткі орієнтири, які менш за все не зазнають деформації. Заміри фіксують через кожні 2 м. Для підвищення точності вимірів кількість вимірювань можна збільшити за рахунок зменшення відстані між ними.

Для запобігання грубих неточностей замірів вимірювань відхилення автогрейдера від траєкторії руху проводились строго перпендикулярно базовій прямій. Перпендикулярність встановлювалась за допомогою кутоміра (рисунок 3.3). Похибка даного виміру становить 0,015 м і $1^{\circ}30''$.

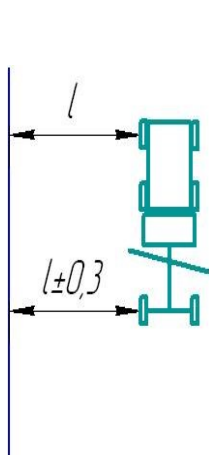


Рисунок 3.1. Схема розташування машини щодо базової прямої

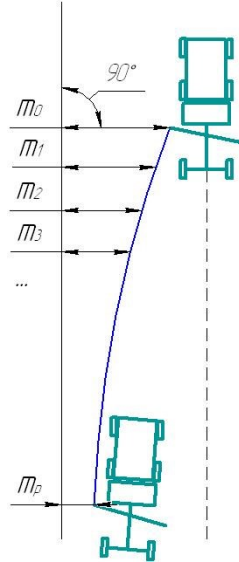


Рисунок 3.2. Приклад схеми вимірювання бокового зміщення щодо кромки різь

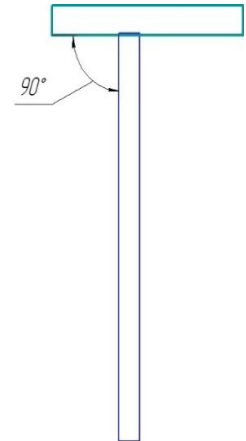


Рисунок 3.3. Приклад схеми розташування лінійок для вимірювань бокового зміщення

Для визначення бокового зміщення використовують такі формули:

$$\left\{ \begin{array}{ll} m_0 - m_0 = 0 & \text{- у першій точці зміщення відсутнє;} \\ m_0 - m_1 = & \text{- зміщення;} \\ m_0 - m_2 = & \\ \dots & \\ \dots & \\ m_0 - m_p = & \text{-бокове зміщення в останній точці заміру;} \end{array} \right. \quad (3.1)$$

Якщо зміщення в процесі обчислень набуло знака «мінус», це означає, що змінився напрям траєкторії руху машини.

Під час виконання експериментів проводиться вимір відстані передньої і задньої осі до базової прямої (рисунок 3.4). Виміри фіксувались до початку руху і

після повної зупинки машини. Зміщення передньої X_1 і задньої X_2 осей розраховувались за допомогою формули (3.1).

Разом із бічним зсувом обчислювався кут β (рисунок 3.5).

$$\beta = \arctg \frac{l}{X}, \quad (3.2)$$

де l – база машини;

$$X = X_2 - X_1. \quad (3.3)$$

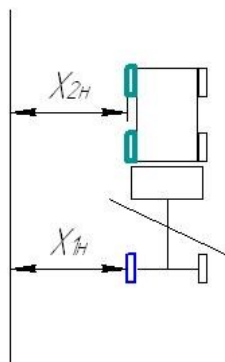


Рисунок 3.4. Схема вимірювання бічного зміщення автогрейдера

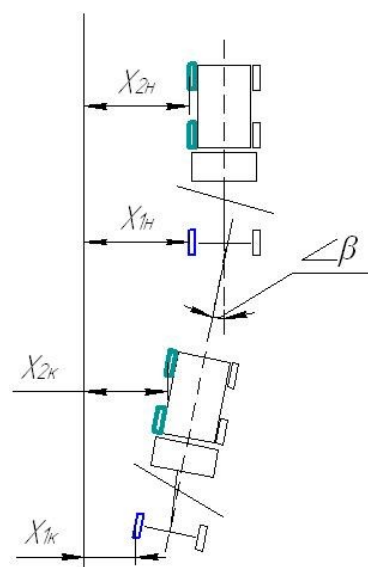


Рисунок 3.5. Схема вимірювання кута оберту машини відносно точки блокування відвала на прикладі автогрейдера за допомогою геометричної функції

3.3. Аналіз результатів дослідження показників курсової стійкості в залежності від кута захоплення та початкової швидкості автогрейдера

З метою отримання більш повної інформації про вплив зміни швидкості та зміни кута захоплення відвала на показники курсової стійкості автогрейдера експеримент був проведений на трьох рівнях варіювання факторів (таблиця 3.3).

Таблиця 3.3. Рівні варіювання факторів

Варійована величина	Позначення	Одиниці виміру	Рівні варіювання факторів
Кут захоплення	α	град.	45°
			90°
			135°
Швидкість руху машини	V	м/с	1,01
			1,4
			1,57

Параметри факторів задавалися на основі рекомендованих значень для основних режимів роботи автогрейдера. Геометричні параметри встановлення основного відвала фіксувались і не змінювались: кут перекосу 9°; глибина копання 0,05 м; винос відвала відносно тягової рами у бік 0,8 м. У процесі проведення експериментів було виявлено, що втрата курсової стійкості автогрейдера відбувається за рахунок обертів навколо точки блокування відвала (рисунки 3.6).



Рисунок 3.6. Фотограма процесу бокового зміщення машини в ході проведення експерименту

Проведені експериментальні дослідження [108, 113] засвідчили, що в разі розробки ґрунту відповідно до променевої схеми, ймовірність відхилення реальної траєкторії від запланованої істотно підвищиться. Особливо слід відзначити форму траєкторії руху, яка складається з лінійних відрізків. З фізичної точки зору процес руху автогрейдера відбувається наступним чином. На ділянці траєкторії АВ виконується різання ґрунту і формування з нього призми перед відвалом (рисунок 3.7). Це призводить до зростання значень опорів на відвалі. У точці А машина зупиняється й одночасно обертається навколо точки блокування відвала, яка збігається з координатою прикладення головного вектора зовнішніх опорів $\sum W$. У процесі обертут автогрейдера об'єм призми ґрунту зменшується, а отже, і зменшується значення зовнішніх опорів.

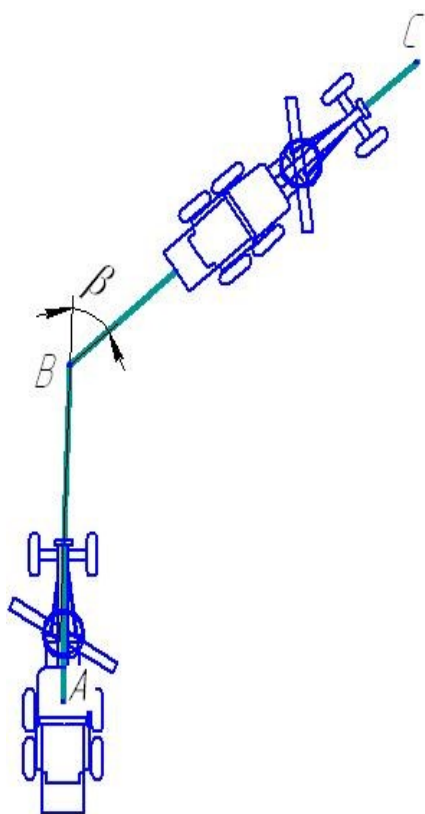


Рисунок 3.7. Траєкторія руху автогрейдера

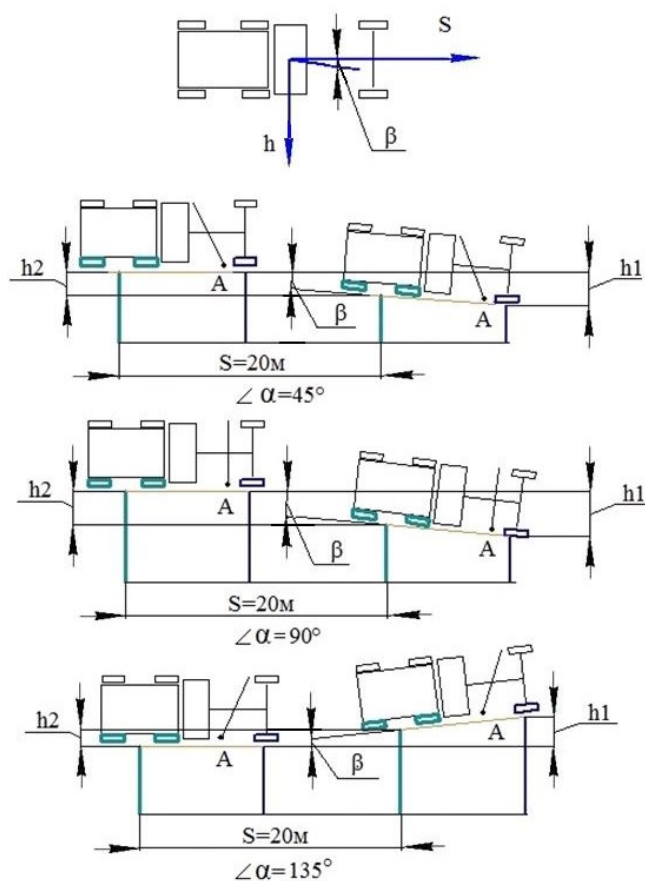


Рисунок 3.8. Схема виміру параметрів, що характеризують курсову стійкість автогрейдера

Оберт машини відбувається за рахунок поперечного ковзання коліс, при цьому реєструється практично 100% буксування ведучих коліс. Після обертів знову відбувається переміщення автогрейдера по прямолінійній траєкторії. Надалі цей процес може повторюватися.

Оскільки навантаження на робочому обладнанні з боку розроблюваного середовища може змінюватися у функції зміщення автогрейдера, для аналітичного дослідження траєкторії його руху необхідно розглядати динамічну модель, що враховує результати проведених експериментальних досліджень.

Заміри бокового зміщення і кута обертів відносно точки блокування відвала машини проводилися за схемою (рисунки 3.8).

Точкою А, позначений край відвала, яким проводилося різання ґрунтів. Дані вимірів, що відповідають наведеній системі координат, представлені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4. Параметри, що характеризують курсову стійкість автогрейдера

Експериментальні дані		Бічні зміщення, м		β – кут обертів машини
α , град	V, м/с	h_1 —передня вісь	h_1 —задня вісь	
45	1,01	3,471	2,575	47°44'
	1,4	0,339	0,764	22°26'
	1,57	0,160	0,228	3°57'
90	1,01	0,339	0,299	2°17'
	1,4	1,454	1,352	6°4'
	1,57	2,411	2,306	6°5'
135	1,01	1,427	1,329	5°50'
	1,4	0,937	0,674	17°6'
	1,57	0,287	1,567	65°31'

Аналіз експериментальної інформації показує, що граничні бічні зміщення передньої осі на захватці 20 м, при куті встановлення відвала в плані $\alpha=45^\circ$ та швидкості 1,01 м/с, складають 3,5 м, а заднього моста – 2,6 м. Кут повороту відносно точки блокування відвала машини відповідно дорівнює 20° – 65° . Різання випереджальним кутом відвала призводить до зміщення і повороту машини в бік

прикладеного навантаження. У разі, коли різання виконується відсталим кутом відвала, зміщення й оберт машини відбувається в протилежному напрямку.

Обробка отриманих даних за допомогою програмного забезпечення MATLAB [104] дозволила отримати ряд регресійних залежностей, представлених у таблиці 3.5 та на рисунках 3.9–3.11.

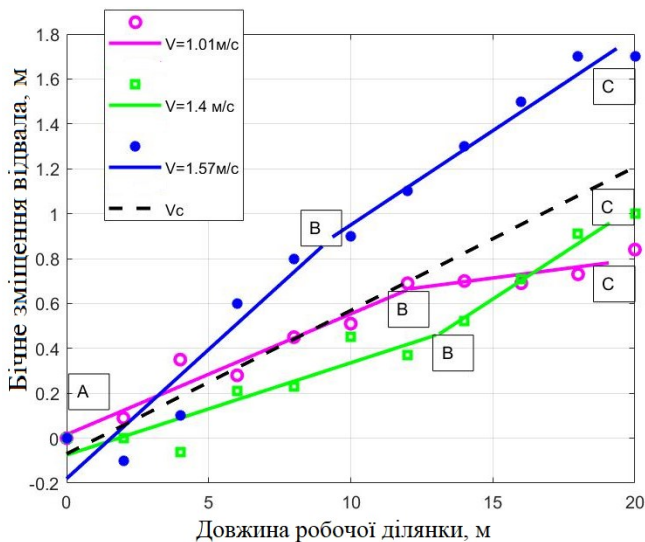


Рисунок 3.9. Графік рівнянь регресії з кутом захоплення $\alpha=90^\circ$

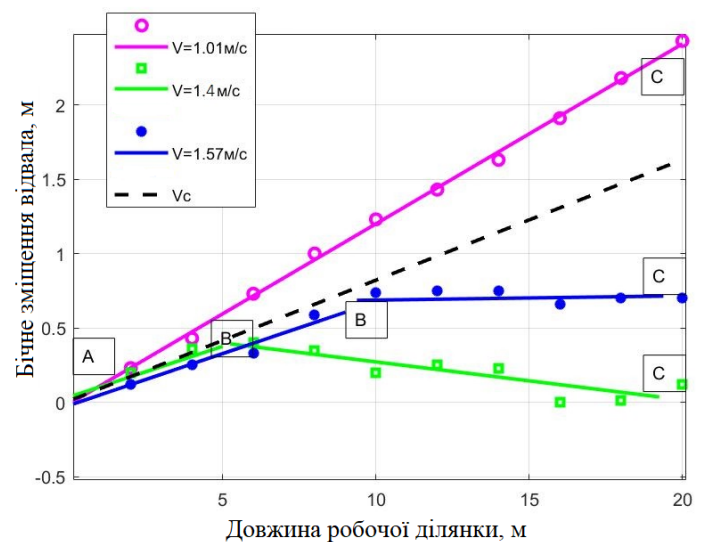


Рисунок 3.10. Графік рівнянь регресії з кутом захоплення $\alpha=45^\circ$

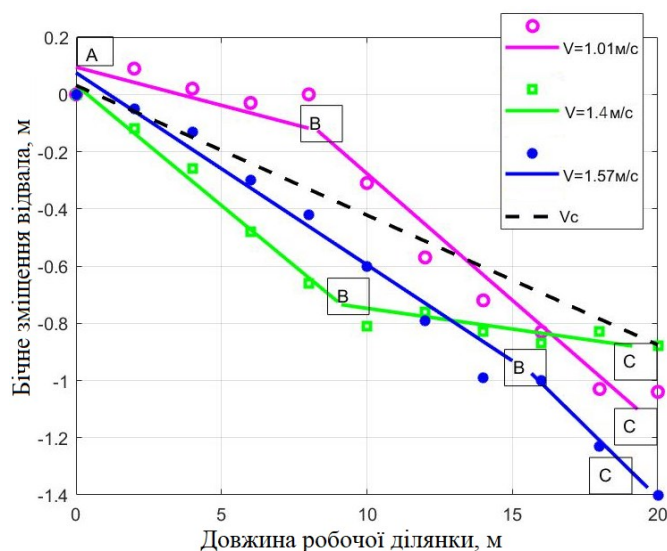


Рисунок 3.11. Графік рівнянь регресії з кутом захоплення $\alpha=135^\circ$

Таблиця 3.5. Параметри, що характеризують траєкторію руху автогрейдера

Кут захоплення відвала	Швидкість, м/с	Величина бокового зміщення, м											Рівняння регресії
		0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	
90°	1,01	0	0,09	0,55	0,28	0,45	0,51	0,69	0,7	0,69	0,73	0,84	$y_1 = 0,0537 \cdot x + 0,0161;$ $y_2 = 0,0165 \cdot x + 0,4660$
	1,4	0	0	-0,06	0,21	0,23	0,45	0,37	0,52	0,71	0,91	1	$y_1 = 0,0411 \cdot x - 0,0750;$ $y_2 = 0,0825 \cdot x - 0,6180$
	1,57	0	-0,1	0	0,6	0,8	0,9	1,1	1,3	1,5	1,7	1,7	$y_1 = 0,1150 \cdot x - 0,1800;$ $y_2 = 0,0839 \cdot x + 0,1107$
45°	1,01	0	0,23	0,43	0,73	1	1,23	1,43	1,63	1,91	2,18	2,43	$y_1 = 0,1210 \cdot x - 0,0100$
	1,4	0	0,2	0,36	0,4	0,35	0,2	0,25	0,23	0	0,01	0,12	$y_1 = 0,0680 \cdot x + 0,0360;$ $y_2 = -0,0255 \cdot x + 0,5262$
	1,57	0	0,12	0,25	0,33	0,59	0,74	0,75	0,75	0,66	0,7	0,7	$y_1 = 0,0695 \cdot x - 0,0200;$ $y_2 = 0,0029 \cdot x + 0,6586$
135°	1,01	0	0,09	0,02	-0,03	-0,19	-0,31	-0,57	-0,72	-0,83	-1,03	-1,04	$y_1 = -0,0186 \cdot x + 0,0862;$ $y_2 = -0,0886 \cdot x + 0,6089$
	1,4	0	-0,12	-0,26	-0,48	-0,66	-0,81	-0,76	-0,83	-0,87	-0,83	-0,88	$y_1 = -0,0841 \cdot x + 0,0324$ $y_2 = -0,0145 \cdot x - 0,6032$
	1,57	0	-0,05	-0,13	-0,3	-0,42	-0,6	-0,79	-0,99	-1	-1,23	-1,4	$y_1 = -0,0671 \cdot x + 0,0757$ $y_2 = -0,1000 \cdot x - 0,5900$

Для зіставлення експериментальних і теоритичних досліджень було проведено аналіз із використанням функції S_x^2 . Експеримент було проведено при зафіксованих параметрах швидкості автогрейдера $V=1,4$ м/с, куті захоплення 45° , виносі відвала відносно тягової рами у бік 0,8 м. Змінним фактором був кут перекосу відвала, який варіювався у межах $0^\circ \div 15^\circ$. Весь пройдений автогрейдером шлях поділявся на 10 смуг, у кожній із яких визначалося відношення середнього значення в інтервалі від суми значень всього діапазону. Величина S_x^2 визначалась за формулою [3]:

$$S_x^2 = \sum_{j=0}^q \frac{(S_{1_j} - S_{2_j})^2}{S_{1_j}}, \quad (3.4)$$

де S_{1_j} – відношення середнього значення функції, що була отримана під час експериментального дослідження, на j -му інтервалі значення часу, до суми середніх значень на всіх інтервалах;

S_{2_j} – відношення середнього значення функції результату теоретичного розрахунку, отриманого на j -му інтервалі, до сум усіх середніх значень відповідно по 10 інтервалах;

q – величина, яка визначається за формулою (3.5):

$$q = n - 1, \quad (3.5)$$

де n – число інтервалів, на які було розбито пройдений автогрейдером відрізок шляху в експерименті.

Ймовірність збігу графіків, отриманих під час експериментальних досліджень із графіками, отриманими теоретичним шляхом, обчислювалася за допомогою функції пакету Excel.

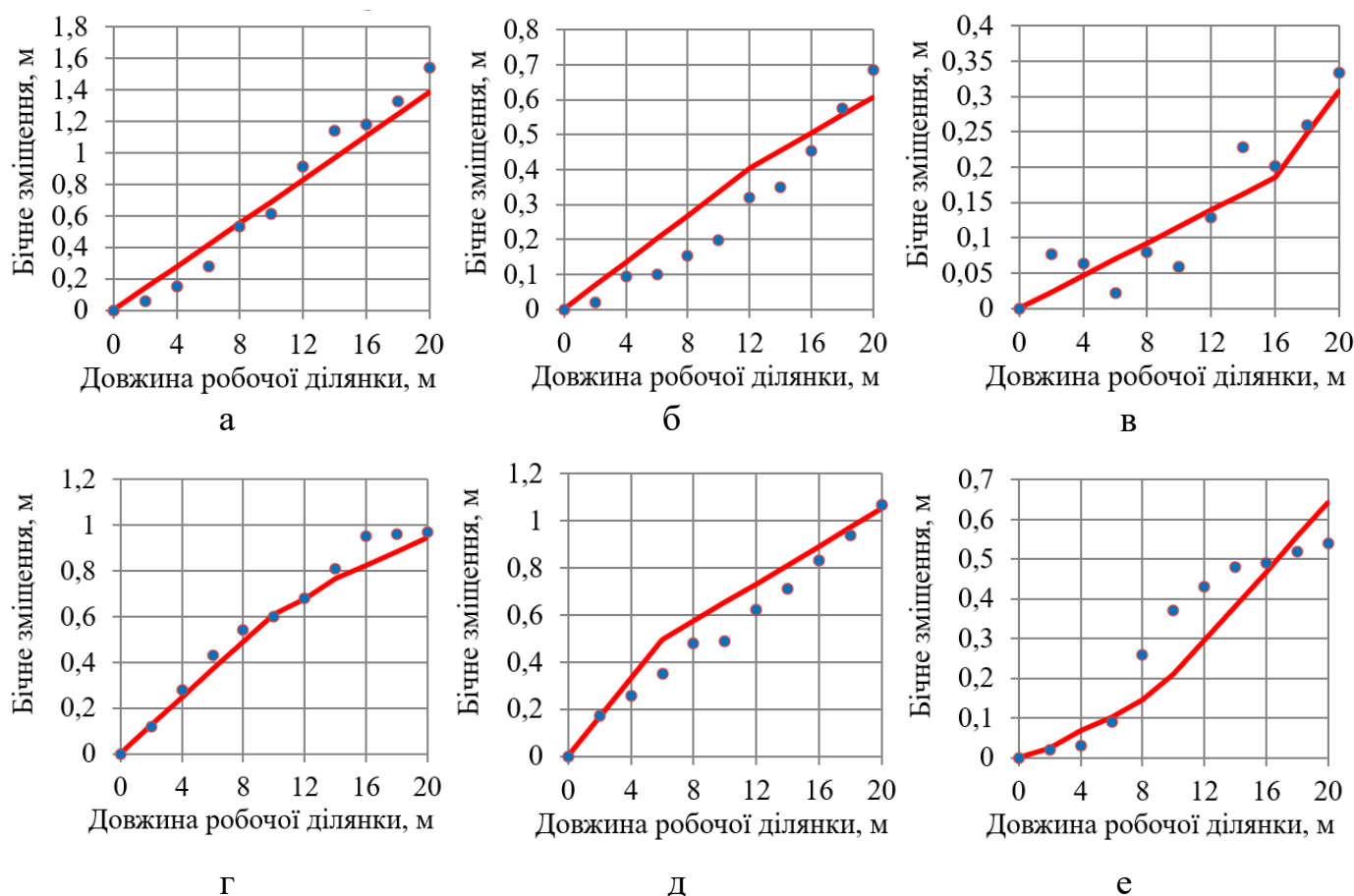


Рисунок 3.12. Графік загальної збіжності результатів експериментальних досліджень і математичного моделювання: а – кут перекосу відвала 0° ; б – кут перекосу відвала 3° ; в – кут перекосу відвала 6° ; г – кут перекосу відвала 9° ; д – кут перекосу відвала 12° ; е – кут перекосу відвала 15° ;
 ● – експериментальні дослідження, — – математичне моделювання

У результаті проведення експлуатаційних випробувань автогрейдера (рисунок 3.12) встановлено, що максимальне відхилення від прямолінійної траєкторії руху, з кутом захоплення 90° та зміною кута перекосу в межах $0^\circ \div 15^\circ$, склало 1,3 м. Таким чином, розбіжність теоретичних і експериментальних даних не перевищує 4,8 – 12,6%. Це дає підставу рекомендувати методику визначення бокових відхилень та кута оберту автогрейдера навколо точки блокування відвала до використання в практичних уточнених розрахунках.

3.4. Методика проведення багатофакторного експерименту

На основі методів планування була проведена серія дослідів, які дозволили оцінити рівень впливу на показники курсової стійкості цілої групи додаткових чинників, що характеризують умови виконання робочих операцій автогрейдером.

Як правило, автори [102, 113] досліджують вплив на показники курсової стійкості тільки окремих (поодиноких) експлуатаційних факторів, у той час як у реальних умовах під час виконання технологічних операцій фіксується їх спільна дія.

Більшість із відомих робіт [7, 23, 33, 41, 43, 49, 86] не відображають специфічні умови роботи автогрейдера через особливості компонування робочого обладнання, специфіки формування робочих опорів тощо.

Багатофакторний експеримент потрібен, щоб визначити не тільки фактори, які провокують появу бічного зміщення та обертуту автогрейдера, але й фактори, які допоможуть його уникнути взагалі. З попередніх дослідів відомо, що найбільші бічні зміщення передньої осі досягаються на захватці 20 м, при куті встановлення відвала в плані $\alpha=45^\circ$ та швидкості 1,01 м/с. Отже, враховуючи ці початкові дані, проведемо повний факторний експеримент типу 2^4 для визначення способу впливу виділених чинників.

Найбільший вплив на формування показників курсової стійкості здійснюють чисельне значення і координати прикладення головного вектора зовнішніх опорів W_Σ до робочого органа.

Меншою мірою досліджено комплексний вплив на показники курсової стійкості автогрейдера таких факторів, як: поперечний ухил робочого майданчика, коефіцієнт пересування і бічного зчеплення рушіїв з опорною поверхнею, кут нахилу передніх керованих коліс у вертикальній і кут повороту передніх коліс у горизонтальних площинах.

Повний факторний експеримент був виконаний у вигляді плану матриці типу 2^4 [3, 20, 102]. Для нівелювання впливу координат прикладення і величини вектора головних опорів на робочому органі в процесі проведення експериментів положення

основного відвала автогрейдера залишалося незмінним. Різання ґрунту II категорії виконувалось із приямка на довжину забою 20 м.

При складанні таблиці рівнів і інтервалів варіювання використовувалися стандартні методики планування експерименту (таблиця 3.6) [3, 20]. Факторний експеримент розрахований на використання трьох рівнів: верхнього (+1), основного (0) і нижнього (-1), представлених у закодованому вигляді:

$x_1 = \varphi$, град., – поперечний ухил поверхні;

$x_2 = k$ – коефіцієнт зчеплення ґрунту по бортах;

$x_3 = \gamma$, град., – кут повороту передніх коліс у горизонтальній площині;

$x_4 = \rho$, град., – кут нахилу передніх коліс у вертикальній площині.

Таблиця 3.6. Значення і кодування рівнів факторів

Інтервал варіювання	Незалежні фактори			
	x_1	x_2	x_3	x_4
Нижній (-1)	0	0,4	0	0
Середній (0)	4	0,6	5	7,5
Верхній (+1)	8	0,8	10	15
Інтервал варіювання (δ_i)	4	0,2	5	7,5

Зв'язок між кодовим і натуральним значенням фактора задається формулою [3, 20]:

$$x_i = \frac{X_i - x_{i_0}}{\delta_i}, \quad (3.6)$$

де X_i – натуральне (реальне) значення фактора;

x_{i_0} – значення i -го фактора на нульовому рівні;

δ_i – інтервал варіювання i -го фактора.

За критерієм Кохрена визначимо відтворюваність або достовірність паралельних дослідів. Отримані дані зведено у таблицю 3.7.

Таблиця 3.7. Розрахункові дані для помилки досліду

Дослід	x_1	x_2	x_3	x_4	$\overline{H_u}$	$S_u^2 = f(H)$	$\overline{\beta_u}$	$S_u^2 = f(\beta)$
1	-1	-1	-1	-1	2,94	0,0288	5	0,5
2	+1	-1	-1	-1	0,67	0,01445	3	0,5
3	-1	+1	-1	-1	3,86	0,18605	7	0,5
4	+1	+1	-1	-1	-0,71	0,0128	-4	0,5
5	-1	-1	+1	-1	-3,107	0,0392	-12	0,5
6	+1	-1	+1	-1	-3,14	0,0288	-7	0,5
7	-1	+1	+1	-1	-1	0,0288	-5	0,5
8	+1	+1	+1	-1	-0,78	0,0338	-5,5	1,125
9	-1	-1	-1	+1	2,2	0,01445	6,5	1,125
10	+1	-1	-1	+1	-0,28	0,0648	-7	0,5
11	-1	+1	-1	+1	-0,46	0,02205	2	2
12	+1	+1	-1	+1	0,7	0,02	4	2
13	-1	-1	+1	+1	-4,58	0,0288	-19	4,5
14	+1	-1	+1	+1	-2,2	0,01445	-5	0,5
15	-1	+1	+1	+1	-5,46	0,0242	-21	0,5
16	+1	+1	+1	+1	-4,72	0,04205	-17	2

$$G = \frac{S_{u \max}^2}{\sum_{u=1}^n S_u^2} \leq G_{(0.05; f_n; f_u)}, \quad (3.7)$$

де $S_u^2 = \frac{\sum_{p=1}^m (Y_{u_p} - \overline{Y_u})^2}{m-1}$ – дисперсія характеризує розсіювання результатів дослідів

на u -му поєднанні рівнів факторів;

$p = 1, 2, \dots$;

m – кількість паралельних дослідів, $m = 3$ [73];

$S_{u \max}^2$ – найбільша з дисперсій у рядках плану;

$G_{(0.05; f_n; f_u)}$ – табличне значення критерію Кохрена при 5% -му рівні значущості;

$f_n = n$ – число незалежних оцінок дисперсій, $n = 4$;

$f_u = m - 1$ – число степенів свободи кожної оцінки.

Помилку досліду розраховуємо за формулою [3, 20]:

$$S_y^2 = \frac{\sum_{u=1}^n S_u^2}{n}. \quad (3.8)$$

Відтворюваність зміщення машини з початкової траєкторії руху є достовірною, оскільки нерівність виконується.

$$G(H) = \frac{0,1861}{0,6035} \leq G_{(0.05;16;2)} \quad (3.9)$$

$$0,308285004 \leq 0,34742.$$

Помилка досліду зміщення машини склала $S_y^2 = 0,2$.

Відтворюваність оберту відносно поздовжньої осі машини достовірна через виконання нерівності:

$$G_{(\beta)} = \frac{4,5}{17,75} \leq G_{(0.05;16;2)} \quad (3.10)$$

$$0,253521127 \leq 0,34742.$$

Помилка досліду оберту відносно поздовжньої осі машини склала $S_y^2 = 1,109375$.

Коефіцієнт регресії при відтворюваності процесу буде виглядати наступним чином:

$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^n \overline{H_u}}{n}; \quad b_i = \frac{\sum_{u=1}^n x_{i_u} \overline{H_u}}{n}; \quad b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^n x_{i_u} x_{j_u} \overline{H_u}}{n}; \quad (3.11)$$

Після аналізу на адекватність і значущість коефіцієнтів рівнянь регресії отримані наступні рівняння регресії:

для бокового зміщення автогрейдера:

$$\begin{aligned} H(x_1, x_2, x_3, x_4) = & -1,0375 - 0,27x_1 - 0,126x_2 - 2,011x_3 - 0,835x_4 + \\ & + 0,6813x_1x_3 + 0,5225x_1x_4 + 0,2475x_2x_3 - 0,5738x_2x_4 - \\ & - 0,3563x_3x_4 - 0,2325x_1x_2x_3 + 0,19625x_1x_2x_4 - 0,15375x_1x_3x_4 - \\ & - 0,3975x_2x_3x_4 - 0,3725x_1x_2x_3x_4; \end{aligned} \quad (3.12)$$

для обертів відносно поздовжньої осі автогрейдера:

$$\begin{aligned} \beta(x_1, x_2, x_3, x_4) = & -4,6875 - 6,75x_3 - 2,375x_4 - 0,5625x_1x_2 + \\ & + 2,9375x_1x_3 + 0,9375x_1x_4 - 0,6875x_2x_4 - 1,6875x_3x_4 - 1,375x_1x_2x_3 + \\ & + 1,25x_1x_2x_4 + 0,75x_1x_3x_4 - 2,125x_2x_3x_4 - 1,8125x_1x_2x_3x_4. \end{aligned} \quad (3.13)$$

У процесі складання рівнянь регресії було проведено аналіз значущості факторів за критерієм Стюдента.

Для опису курсової стійкості автогрейдера в процесі копання ґрунту доцільно використовувати два показники: бокове зміщення (H) і оберт відносно точки блокування відвала машини (β) щодо запланованої прямолінійної траєкторії руху. Саме для цих показників, на основі проведених експериментів, були складені рівняння регресії. При складанні рівнянь розглядалася лінійна модель руху машини. У процесі проведення розрахунків була виконана оцінка значущості впливу кожного з факторів і їх сукупностей на значення вказаних вище показників.

Оцінка проводиться за допомогою критерію Стюдента:

$$|b_i| \geq \Delta b_i = t_{(0.05; f_y)} \frac{S_y}{\sqrt{n}}, \quad (3.14)$$

де $|b_i|$ – коефіцієнт регресії при відтворюваності процесу;

Δb_i – критерій Стюдента;

$t_{(0.05; f_y)}$ – табличне значення критерію Стюдента при 5%-й точці розподілу з

f_y ступенями свободи;

S_y – помилка досліду, значення якого розраховується.

Для бокового зміщення величина $(\Delta b_i(H))$ склала $S_y=0,126$ і для оберту відносно поздовжньої осі машини щодо траєкторії руху величина $(\Delta b_i(\beta))$ – $S_y=0,558$.

У таблиці 3.8 знаком «+» позначені значущі фактори, а знаком «-» – незначущі.

Рівняння регресії в натуральному вигляді після перекодування й урахування значущості мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} H(\varphi, k, \gamma, \rho) = & 2,6589 - 0,1538\varphi + 0,7015k - 0,80095\gamma + \\ & + 0,1441\rho - 0,4219\varphi k + 0,0208\varphi\gamma - 0,0343\varphi\rho + 0,505k\gamma - \\ & - 0,4967k\rho - 0,0343\gamma\rho + 0,035\varphi k\gamma + 0,0948\varphi k\rho + \\ & + 0,0064\varphi\gamma\rho - 0,0033k\gamma\rho - 0,0124\varphi k\gamma\rho. \end{aligned} \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} \beta(\varphi, k, \gamma, \rho) = & 3,6875 + 0,875\varphi + 5k - 2,2\gamma + 0,5333\rho - \\ & - 2,8125\varphi k + 0,04375\varphi\gamma + 0,3\varphi\rho + 1,25k\gamma - 1,0833k\rho - \\ & - 0,04\gamma\rho + 0,1094\varphi k\gamma + 0,5104\varphi k\rho + 0,0413\varphi\gamma\rho - \\ & - 0,0417k\gamma\rho - 0,0604\varphi k\gamma\rho. \end{aligned} \quad (3.16)$$

Таблиця 3.8. Коефіцієнти значущості для доданків рівнянь регресії

Параметр	Бічне зміщення машини – Н, м		Кут оберту навколо точки блокування відвала машини відносно запланованої траєкторії – ρ , град.	
	значення коефіцієнта значущості	значущість	значення коефіцієнта значущості	значущість
$ b_1 (\varphi)$	0,27	+	0,125	-
$ b_2 (k)$	0,126	+	0,25	-
$ b_3 (\gamma)$	2,011	+	6,75	+
$ b_4 (\rho)$	0,835	+	2,375	+
$ b_5 (\varphi, k)$	0,0013	-	0,5625	+
$ b_6 (\varphi, \gamma)$	0,6813	+	2,9375	+
$ b_7 (\varphi, \rho)$	0,5225	+	0,9375	+
$ b_8 (k, \gamma)$	0,2475	+	0,4375	-
$ b_9 (k, \rho)$	0,5738	+	0,6875	+
$ b_{10} (\gamma, \rho)$	0,3563	+	1,6875	+
$ b_{11} (\varphi, k, \gamma)$	0,2325	+	1,375	+
$ b_{12} (\varphi, k, \rho)$	0,19625	+	1,25	+
$ b_{13} (\varphi, \gamma, \rho)$	0,15375	+	0,75	+
$ b_{14} (k, \gamma, \rho)$	0,3975	+	2,125	+
$ b_{15} (\varphi, k, \gamma, \rho)$	0,3725	+	1,8125	+
$ b_0 $	1,0375	+	4,6875	+

Отримані регресійні рівняння дозволяють у графічному та чисельному вигляді визначити вплив одночасної зміни декількох факторів на показники курсової стійкості, зокрема на відхилення автогрейдера від планованої траєкторії руху.

Графіки залежності бічного зміщення H автогрейдера від кута повороту передніх коліс у горизонтальній площині γ та кута нахилу у вертикальній площині ρ для різних поперечних ухилів опорної поверхні наведені на рисунку 3.13.

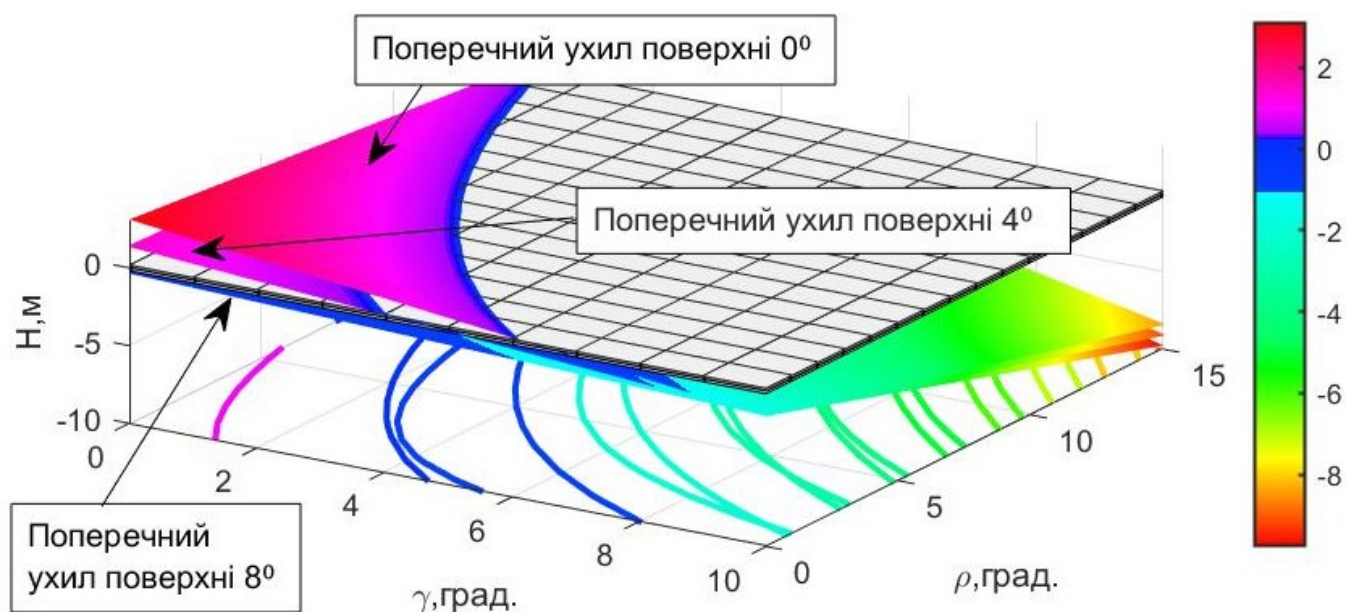


Рисунок 3.13. Графік залежності бічного зміщення автогрейдера від кутів повороту у горизонтальній і нахилу у вертикальній площині передніх коліс для різних значень поперечного ухилу опорної поверхні

Аналогічні графіки, але для різних коефіцієнтів зчеплення подані на рисунку 3.14. Всі побудовані поверхні нелінійні. Найбільші відхилення автогрейдера від планованої траєкторії руху зареєстровані при $\gamma = 10^\circ$ та $\rho = 15^\circ$ і складають $-8,4 \dots -9,7$ м на довжині захватки 20 м. У ситуаціях, коли $\gamma = 0^\circ$ та $\rho = 0^\circ$ відхилення дорівнюють $1,4 \dots 3,2$ м.

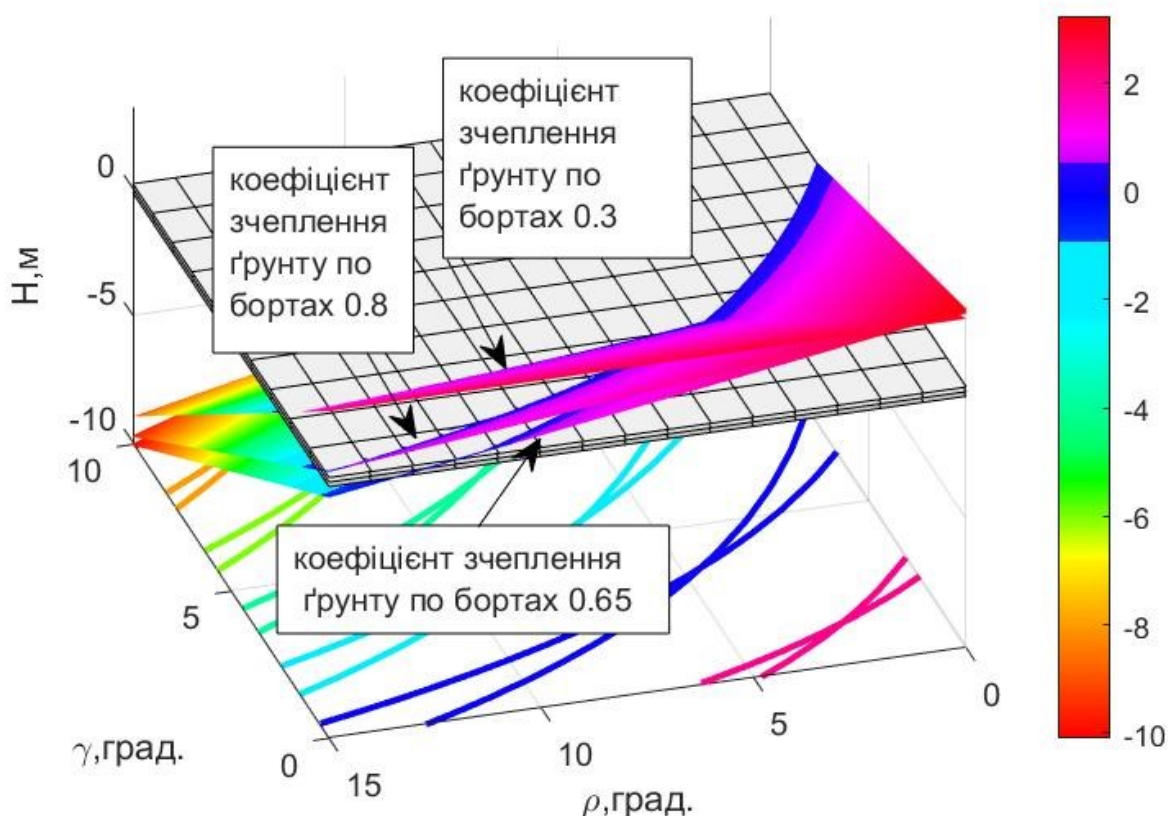


Рисунок 3.14. Графік залежності бічного зміщення автогрейдера від кутів повороту в горизонтальній і нахилу у вертикальній площині передніх коліс для різних коефіцієнтів зчеплення

Аналіз рівнянь регресії показує, що для заданих значень поперечного ухилу та коефіцієнта зчеплення ми маємо можливість визначити співвідношення між кутами γ і ρ за яких критерій курсової стійкості виконується. Графічно множина цих значень знаходиться в зоні перетину побудованих поверхонь двома паралельними площинами, які знаходяться відносно нульового зміщення на відстані $\pm \varepsilon_\gamma$. На графіках, які зображено на рисунках 3.15, множина прийнятних значень кутів γ і ρ розташована між двома кривими. Подібним чином визначається множина значень цих кутів для ситуацій, коли бічне зміщення автогрейдера повинно дорівнювати 0 (рисунок 3.16).

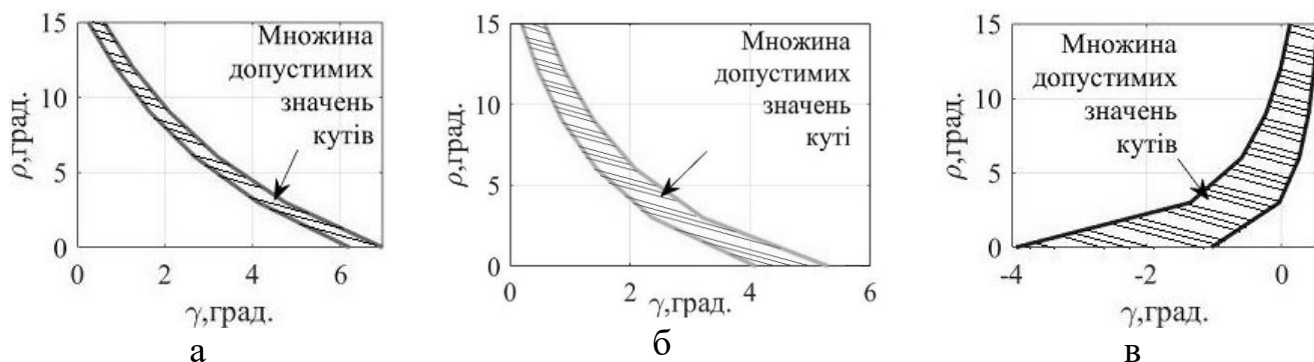


Рисунок 3.15. Графічні залежності, які дозволяють визначити співвідношення кутів γ і ρ , що забезпечують припустиме бокове зміщення автогрейдера в межах $\varepsilon_l = \pm 0,18$ м: а – поперечний ухил опорної поверхні 0° ; б – поперечний ухил опорної поверхні 4° ; в – поперечний ухил опорної поверхні 8°

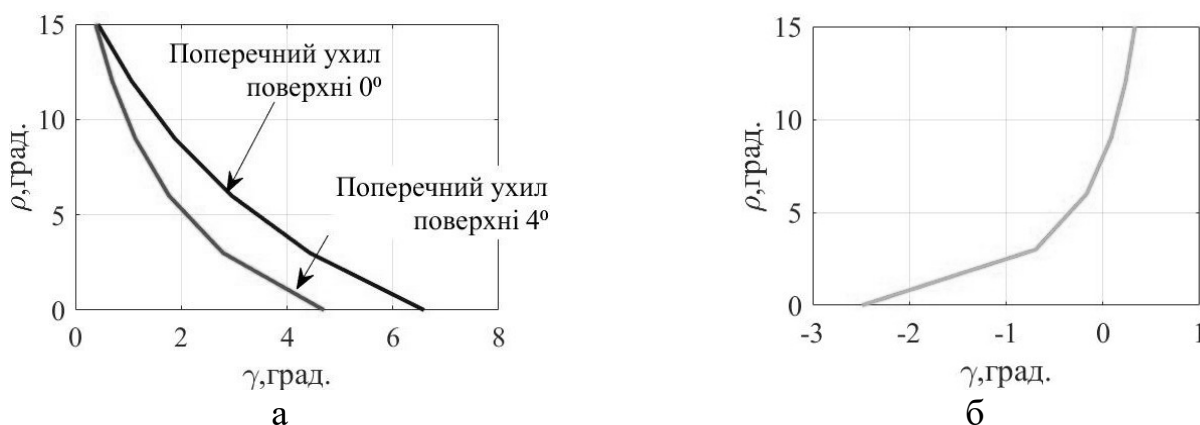


Рисунок 3.16. Графічні залежності, які дозволяють визначити співвідношення кутів γ і ρ , що забезпечують припустиме бокове зміщення автогрейдера в межах $\varepsilon_l = 0$ м: а – поперечний ухил опорної поверхні 0° та 4° ; б – поперечний ухил опорної поверхні 8°

Результати таких саме розрахунків для змінних значень коефіцієнта зчеплення наведено на рисунках 3.17–3.18.

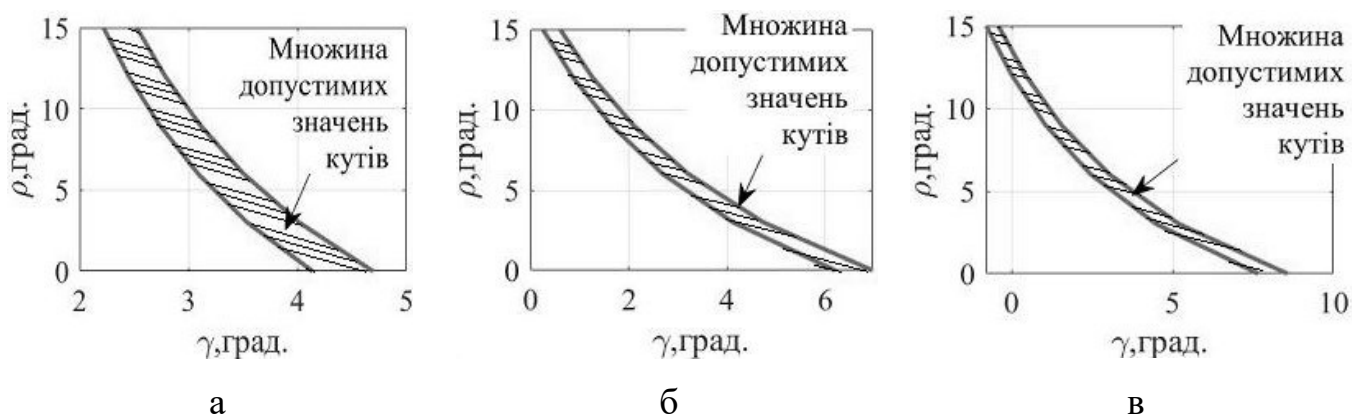


Рисунок 3.17. Графічні залежності, які дозволяють визначити співвідношення кутів γ і ρ , що забезпечують припустиме бокове зміщення автогрейдера в межах $\varepsilon_l = \pm 0,18$ м: а – коефіцієнт зчеплення дорівнює 0,3; б – коефіцієнт зчеплення дорівнює 0,65; в – коефіцієнт зчеплення дорівнює 0,8

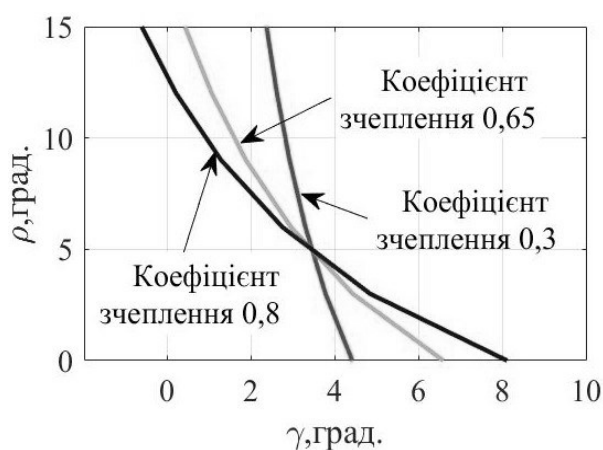


Рисунок 3.18. Графічні залежності, які дозволяють визначити співвідношення кутів γ і ρ , що забезпечують припустиме бокове зміщення автогрейдера в межах $\varepsilon_l = 0$ м. Коефіцієнт зчеплення дорівнює 0,3; 0,65; 0,8

Висновки за розділом 3

1. Запропонована методика виміру показників курсової стійкості дозволяє визначати бічне зміщення автогрейдера та кут оберту навколо точки блокування відвала з похибками 0,015 м і $1^\circ 30''$ відповідно.

2. Експериментально доведено, що позацентрово прикладений опір копанню на відвалі сприяє формуванню траєкторії руху, яка складається з лінійних відрізків, повернутих відносно один одного. Обертання машини навколо точки блокування відвала, яка збігається з координатою прикладення головного вектора зовнішніх опорів, відбувається після зупинки машини.

3. Експериментальні дослідження довели, що найбільш істотний вплив на показники курсової стійкості автогрейдера має координата прикладення основного вектора зовнішніх опорів, яка визначається кутом встановлення відвала в плані. Різання випереджальним або відсталим кутом відвала призводить до зміни напрямку бічного зміщення, що лежать у межах: при різанні випереджальним кутом 0,12–2,43 м, при різанні відсталим кутом 0,8–1,4 м. При куті захоплення 90° позацентрове прикладення опору копанню призводить до бічного зміщення 0,8–1,7 м на довжині робочого майданчика 20 м.

4. Результати теоретичних і експлуатаційних досліджень задовільно корелюються між собою: розбіжність їх знаходиться на рівні 4,8 – 12,6%.

5. Проведений багатofакторний експеримент довів, що додатково до координати прикладення та значення сил опору значний вплив на бічне зміщення автогрейдера мають:

– кут повороту передніх коліс у горизонтальній площині, величина коефіцієнта значущості якого склала $|b_3|(\gamma) = 2,011$. Бічне зміщення від планованої траєкторії руху при варіюванні цього фактору досягає 3,1 м;

– кут нахилу передніх коліс, величина коефіцієнта значущості якого – $|b_4|(\rho) = 0,835$. Бічне зміщення від планованої траєкторії руху при варіюванні цього фактору досягає 2,2 м;

– сукупна дія коефіцієнтів зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею під правим і лівим бортами машини і кута нахилу передніх коліс у горизонтальній площині, значущість яких склала $|b_6|(\varphi, \gamma) = 0,6813$. Бічне зміщення від планованої траєкторії руху при варіюванні цього фактору досягає 3,14 м.

6. На бічне зміщення автогрейдера не впливає сукупна дія поперечного ухилу опорної поверхні і коефіцієнта зчеплення коліс, значущість яких склала $|b_5|(\varphi, k) = 0,0013$.

7. Доведено, що додатково до координати прикладення та значення сил опору значний вплив на значення кута обертут автогрейдера відносно точки блокування відвала мають:

- кут повороту передніх коліс у горизонтальній площині, величина коефіцієнта значущості якого склала $|b_3|(\gamma) = 6,75$. Бічне зміщення від планованої траєкторії руху при варіюванні цього фактору досягає 12° ;

- спільний вплив ухилу опорної поверхні і кута повороту передніх коліс машини в горизонтальній площині, величина коефіцієнта значущості якого склала $|b_6|(\varphi, \gamma) = 2,9375$ з величиною бічного зміщення від планованої траєкторії руху при варіюванні цього фактору – 7° ;

- кут нахилу передніх коліс у вертикальній площині, величина коефіцієнта значущості якого склала $|b_4|(\rho) = 2,375$. Бічне зміщення від планованої траєкторії руху при варіюванні цього фактору досягає $6,5$.

8. На значення кута обертут автогрейдера відносно точки блокування відвала не впливають: ухил поверхні, величина коефіцієнта значущості якого склала $|b_1|(\varphi) = 0,125$, коефіцієнт зчеплення під бортами машини з величиною значущості – $|b_2|(k) = 0,25$, а також спільний вплив коефіцієнта зчеплення під бортами машини і повороту коліс у горизонтальній площині, величина коефіцієнта значущості якого склала $|b_8|(k, \gamma) = 0,4375$.

9. Завдяки отриманим рівнянням регресії графічним методом визначені множини сукупностей кутів повороту в горизонтальній та нахилу у вертикальній площинах коліс передньої осі автогрейдера, які дозволяють забезпечити на потрібному рівні значення показників курсової стійкості.

Результати розділу опубліковані в [98, 99, 100, 101, 102, 107, 109, 106, 113, 128].

РОЗДІЛ 4.

РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ
АВТОГРЕЙДЕРА ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ4.1. Інженерна методика визначення та корегування показників курсової
стійкості автогрейдера

На підставі виконаних досліджень розроблена методика оцінки показників курсової стійкості автогрейдера. Алгоритм методики заснований на визначенні ймовірності появи однієї з можливих форм під час виконання робочої операції: бічне зміщення переднього моста; перехід від плоского руху до обертального відносно точки блокування відвала.

Алгоритм виконання розрахунків подано в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Алгоритм інженерної методики оцінки курсової стійкості автогрейдера.

№	Докладний опис дії	Вхідні дані. Розрахункові залежності
1	2	3
I Підготувати вихідні дані для розрахунку		
1	Вибір виконуваної технологічної операції	переміщення матеріалів; розробка ґрунту всією шириною відвала з постійною глибиною різання; променева схема розробки ґрунту; різання ґрунту кутом відвала.
2	Визначаємо фізико-механічні характеристики ґрунту	$k_2, \varphi_{\text{отк}}, k_3, \delta_{\text{ep}}, k_p, \delta, \mu_1, \mu_2, k, \varphi_\delta, \varphi_{\text{сц}}, \varphi_{\text{сц.б.}}$

Продовження таблиці 4.1.

1	2	3
3	Визначаємо параметри автогрейдера і геометричні розміри які характеризують відвал і його положення в просторі	$m_1, l_1, l_5, B, \varepsilon, \alpha_0, H, h_{cp}, h, f, l_4$.
II Перевірити можливість появи бокового зміщення переднього моста		
4	Визначити значення призми ґрунту розташованої перед основним відвалом	$V_{пр} = V_{max}$ (див. таблицю 2.4).
5	Визначити координати прикладення головного вектора зовнішніх опорів	$l_2, l_3, l_4, l_{21}, l_{22}, l_{31}, l_{32}$ (див. таблицю 2.5).
6	Розрахувати величину опорних реакцій на колесах автогрейдера	Дивись залежності 2.14–2.16.
7	Розрахувати горизонтальну і бічну силу опору копанню, що діє на основний відвал автогрейдера	W_r, W_6 , дивись: залежності 2.24, 2.25 та таблиці 2.2, 2.3.
8	Визначити величину сил опору перекочування автогрейдера	$W_{f1}, W_{f2}, W_{f31}, W_{f32}$, дивись залежність 2.18.
9	Розрахувати значення тягових зусиль	$T_1 = \frac{T}{N_1 + N_2} \cdot N_1, \quad (4.1)$ $T_2 = \frac{T}{N_1 + N_2} \cdot N_2. \quad (4.2)$
10	Визначаємо величину бічних зусиль діючих на передню вісь	$P_{63} = \frac{W_r \cdot l_3 + W_6 \cdot (l_1 + l_2)}{l_4 + l_1} +$ $\frac{\frac{l_5}{2} \cdot ((T_2 - T_1) + (W_{f1} - W_{f2}))}{l_4 + l_1} \quad (4.3)$
11	Визначити значення граничних бічних зусиль на передній осі	$P_{63max} = (N_1 + N_2) \cdot \varphi_{сц.б} \quad (4.4)$

Продовження таблиці 4.1.

1	2	3
12	Порівняти між собою P_{63} і $P_{63\max}$	Якщо $P_{63} \ll P_{63\max}$ – курсова стійкість забезпечена; якщо $P_{63} \geq P_{63\max}$ – машина відхиляється від заданої траєкторії руху за рахунок бічного зміщення коліс передньої осі.
III Перевірити можливість повороту автогрейдера при переході від першого етапу руху до другого		
13	Розрахувати момент опору	M_c , дивись залежності 2.59, 2.66, 2.69, 2.72.
14	Розрахувати величину утримуючого моменту	$M_y = M_c + W_{f2} \cdot \left(\frac{l_5}{2} + l_3 \right) - W_{f1} \cdot \left(\frac{l_5}{2} + l_3 \right) + (W_{f31} + W_{f32}) \cdot l_3, \quad (4.5)$
15	Розрахувати величину дестабілізуючого моменту	$M_d = T_2 \cdot \left(\frac{l_5}{2} + l_3 \right) - T_1 \cdot \left(\frac{l_5}{2} - l_3 \right), \quad (4.6)$
16	Порівняти між собою M_y і M_d	Якщо $M_y \gg M_d$ – оберт автогрейдера відносно точки блокування відвала не відбувається; якщо $M_y \ll M_d$ – автогрейдер обертається навколо точки блокування відвала. Курсова стійкість не забезпечена.

4.2. Інженерна методика вибору раціональних параметрів кутів встановлення коліс передньої осі автогрейдера для забезпечення курсової стійкості

Експериментальні дослідження довели, що раціональний підбір кутів встановлення коліс передньої осі дозволяє забезпечити потрібний рівень показників курсової стійкості автогрейдера. Алгоритм методики приведено на рисунку 4.1.

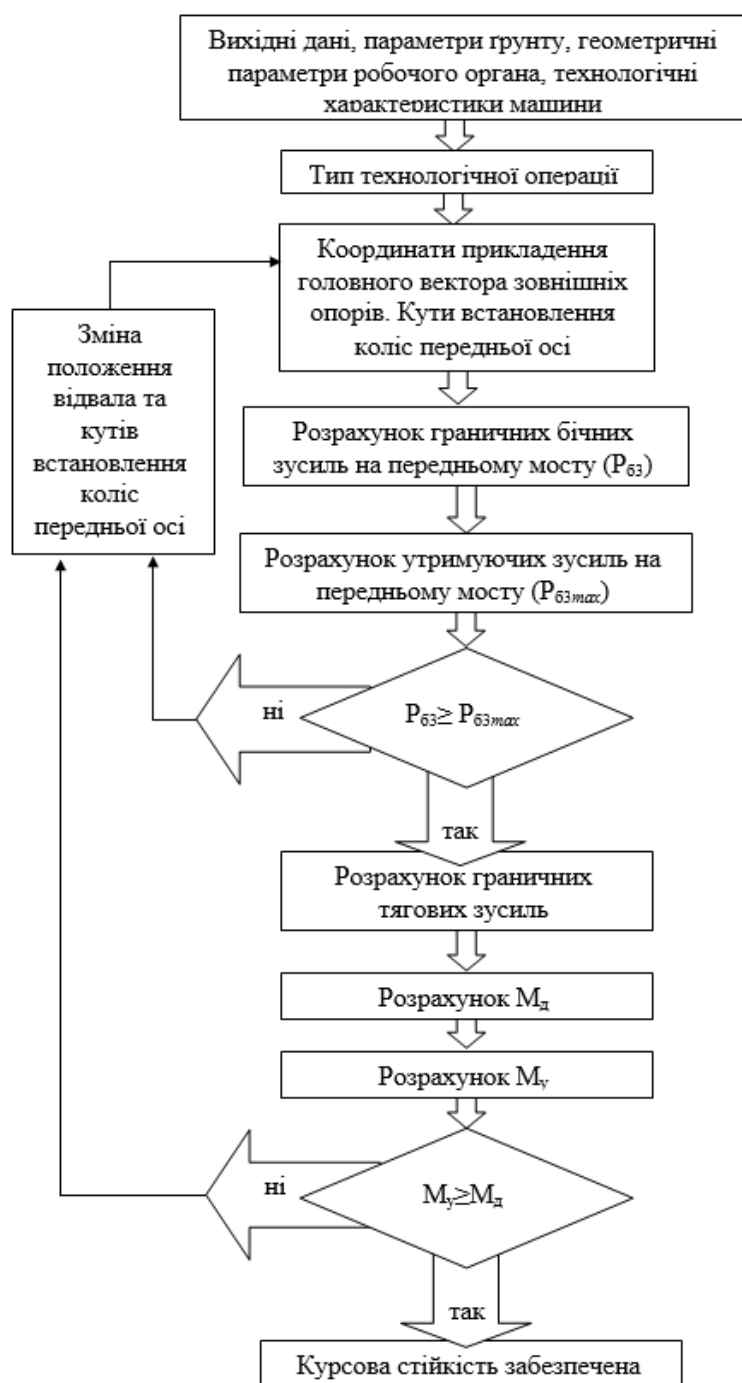


Рисунок 4.1. Алгоритм методики оцінки показників курсової стійкості автогрейдера

Згідно запропонованій методиці досягти потрібного рівня курсової стійкості можливо за рахунок зміни координат прикладання головного вектора опорів, або зміни кутів встановлення.

У випадках, коли зміни характеристик процесу різання і переміщення ґрунту неможливі, найбільш ефективною є одночасна зміна кута нахилу у вертикальній площині і повороту в горизонтальній площині передніх коліс. Вибір цих кутів можна зробити на основі емпіричних даних (див. розділ 3.3–3.4).

За допомогою рівняння регресії побудовано графік (рисунок 4.2) залежності зміни кутів у просторі передньої осі рушіїв автогрейдера.

Регресійний аналіз наочно засвідчив, що зміна геометричних параметрів машини істотно впливає на траєкторію руху та дозволяє досягти прямолінійного руху автогрейдера для розроблення ґрунту по заданих технологічних параметрах. У процесі різання ґрунту рекомендовано встановити: спільні кути повороту передньої осі від 0° до 3° в горизонтальній площині та кути нахилу від 0° до 6° у вертикальній площині.

Рівняння регресії дозволило визначити співвідношення між кутами, що дозволяють утримати машину від бокового зміщення (Н) за відомих умов асиметричного навантаження автогрейдера. На рисунках 4.3 і 4.4 наведені графіки залежності поперечного зміщення автогрейдера від кутів γ і ρ встановлення керованих коліс. У наведених нижче таблицях (4.2, 4.3) подані раціональні співвідношення відповідних кутів, що дозволяють утримати машину на прямолінійній траєкторії руху для умов навантаження, реалізованих в експерименті.

Таблиця 4.2. Співвідношення кутів нахилу і повороту передніх коліс автогрейдера під час роботи на майданчику з поперечним ухилом $\varphi=0^\circ$

ρ , град.	γ , град.
0°	$-0,605^\circ$
3°	$1,284^\circ$
6°	$1,51^\circ$
9°	$1,624^\circ$
12°	$1,695^\circ$

Таблиця 4.3. Співвідношення кутів нахилу і повороту передніх коліс автогрейдера під час роботи на майданчику з поперечним ухилом $\varphi=8^\circ$

ρ , град.	γ , град.
0°	$1,37^\circ$
3°	$0,97^\circ$
6°	$1,018^\circ$
9°	$1,0317^\circ$
12°	$1,038^\circ$

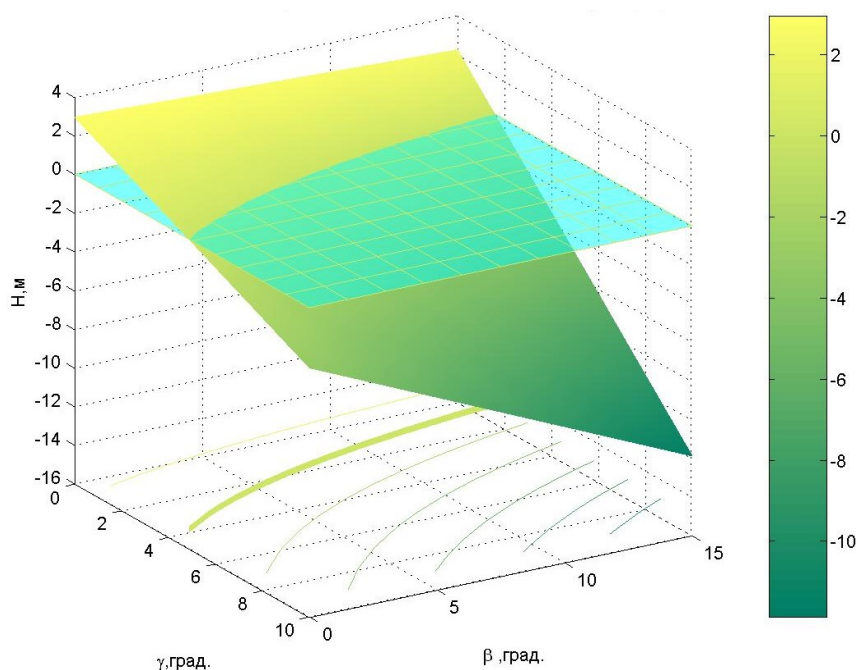


Рисунок 4.2 Графік залежності зміщення автогрейдера від показників установки коліс у горизонтальній (0° - 10°) та вертикальній (0° - 15°) площинах.

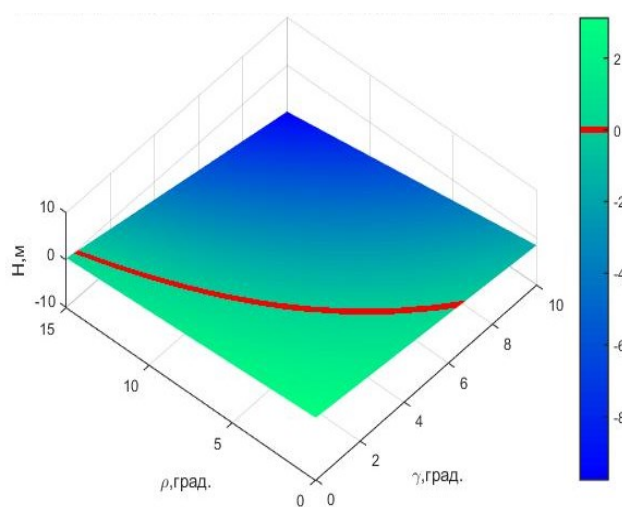


Рисунок 4.3 Залежність бокового зміщення автогрейдера в залежності від кута нахилу (ρ) і кута повороту (γ) передніх коліс. Технологічні операції виконуються на майданчику без поперечного ухилу

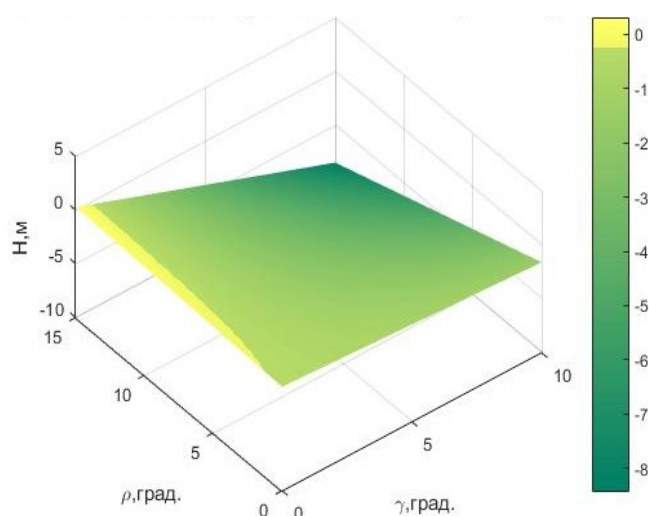


Рисунок 4.4 Залежність бокового зміщення автогрейдера в залежності від кута нахилу (ρ) і кута повороту (γ) передніх коліс. Технологічні операції виконуються на майданчику з поперечним ухилом $\varphi=8^{\circ}$

Запропонована методика дозволяє розрахувати значення таких параметрів, як кут повороту передніх коліс у горизонтальній площині і кут їх нахилу у вертикальній площині, що дозволяє навіть при асиметричному прикладенні зовнішніх навантажень утримати автогрейдер на прямолінійній траєкторії руху. Отримані дані можуть стати основою для розробки автоматичних систем, що забезпечують стабільність траєкторії руху автогрейдера.

4.3. Конструктивні рішення, які забезпечують курсову стійкість автогрейдера

Для забезпечення стабілізації траєкторії руху, зокрема автогрейдерів, було запропоновано корисні моделі, які відносяться до коліс і шин [77, 78].

Запропонована гідравлічна система дозволяє відстежити різницю кількості обертів коліс лівого і правого бортів балансірного візка та відкорегувати кут нахилу (рисунок 4.5) або повороту коліс передньої осі (рисунок 4.6).

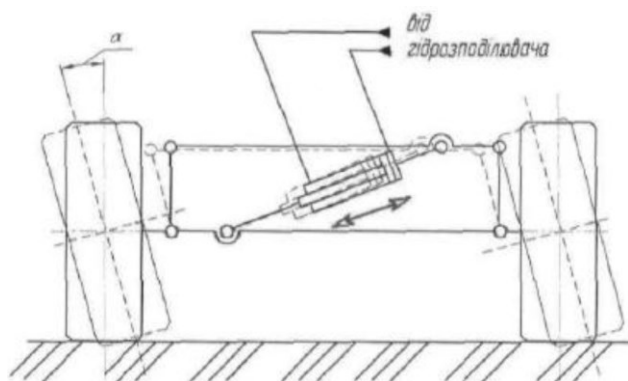


Рисунок 4.5. Система управління нахилом коліс передньої осі у вертикальній площині

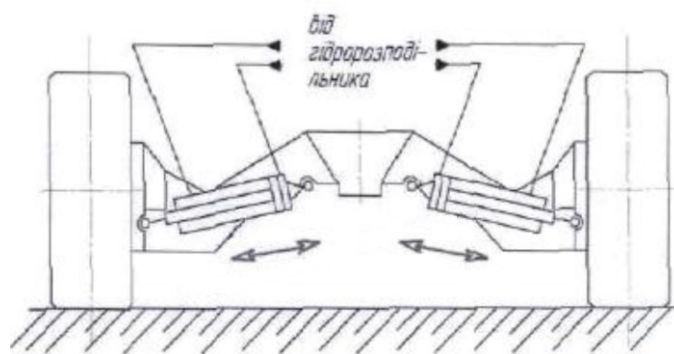


Рисунок 4.6. Система управління поворотом коліс передньої осі у горизонтальній площині

Нахил коліс сприяє зменшенню площини контакту колеса з ґрунтом, що збільшує тиск у зоні контакту колеса з ґрунтом. За рахунок деформації опорної поверхні при зміщенні передніх коліс у бік додатково до сил тертя виникають зусилля різання ґрунту самим колесом, що спричиняє збільшення утримуючого

моменту в горизонтальній площині. Крім того, під час нахилу коліс, за рахунок асиметричного зміщення центра обертання колеса відносно центра опорної поверхні, виникає додатковий утримуючий момент.

Нахил коліс переднього мосту у вертикальній, так само як і поворот у горизонтальній площині, повинен коригуватись у залежності від напрямку головного вектора сил опору на відвалі, а кут нахилу залежить від значення дестабілізуючого моменту, який виникає завдяки дії сил опору.

Також нами було розроблено і запатентовано систему стабілізації руху автогрейдера [76], яка дозволяє керувати положенням робочого обладнання в просторі за рахунок гідравлічних систем підйому-опускання відвала та виносу відвала в бік. (рисунок 4.7).

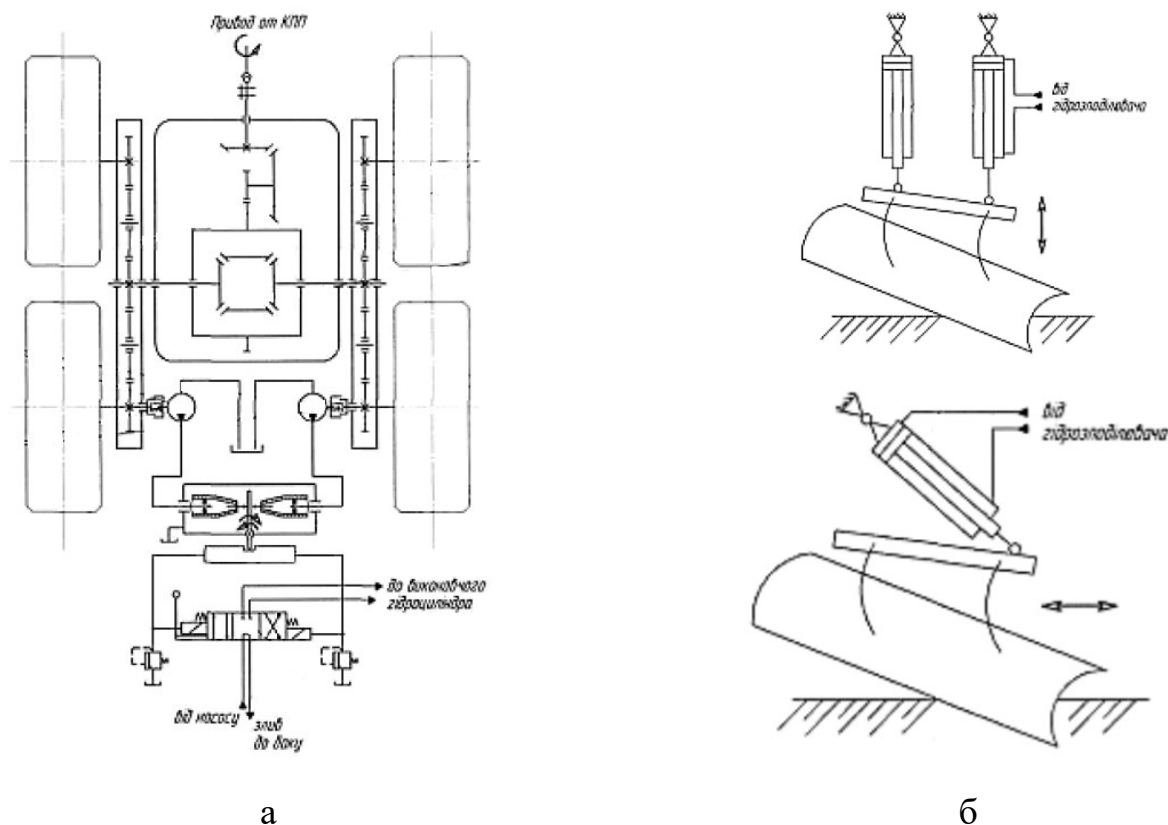


Рисунок 4.7. Система управління відвалом автогрейдера: а – гідравлічна схема; б – системи управління відвалом

Для стабілізації траєкторії руху автогрейдера [79] доцільно збільшувати значення бічних утримуючих зусиль на колесах за рахунок використання

додаткових ґрунтозачепів. Ґрунтозачеми мають Т-подібну форму та при зануренні в ґрунт збільшують коефіцієнт зчеплення, і як наслідок зменшують бічний зсув.

Стабілізувати траєкторію руху землерийно-транспортних машин можливо за допомогою додаткового навісного обладнання [80]. На обертальному бульдозерному обладнанні з гідравлічним приводом оберту встановлено виконавчий пристрій, закомутований на датчик кута оберту, який встановлено на основному відвалі (рисунок 4.8). Завдяки бічним силам опору копанню, прикладеним до бульдозерного відвала, зменшується величина дестабілізуючого моменту, що дозволяє утримати машину на запланованій траєкторії.

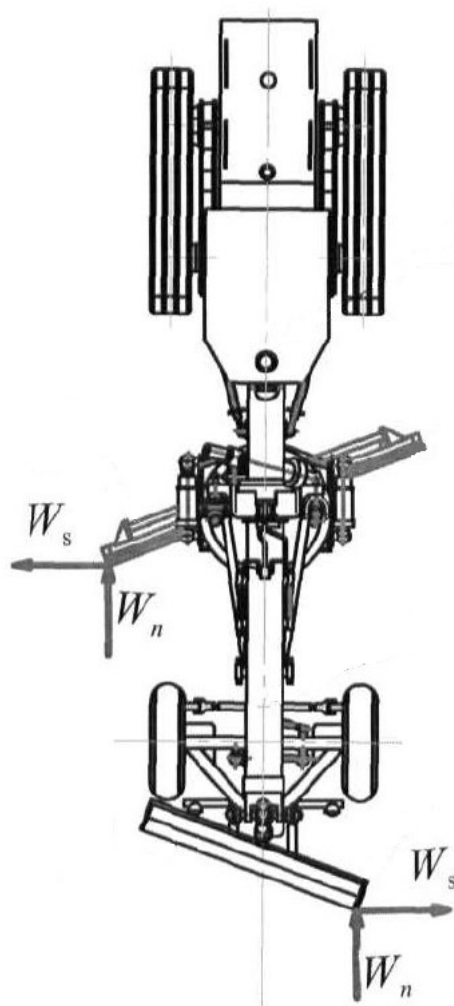


Рисунок 4.8. Система стабілізації траєкторії руху землерийно-транспортних машин за допомогою додаткового навісного обладнання

4.4. Визначення очікуваного економічного ефекту від впровадження в конструкцію автогрейдера системи стабілізації руху

Проведені експериментальні дослідження і загальні закономірності ергономіки дозволили визначити мінімальне бічне зміщення, яке лежить у межах 0,2–0,3 м, і фіксується оператором.

У робочому режимі, під час зведення доріг, обмежено відхилення в бік від заданих координат майбутньої дороги. До сьогодні, щоб дотриматися ширини смуги дороги, оператор автогрейдера здійснює корегування напрямку руху, через бічне зміщення машини. Оператору досить складно зафіксувати його, враховуючи габарити машини. В результаті, розробка заданої смуги вимагала 2–3 зворотно-поступальних руху, коли бічне зміщення становило 0,5 м і більше.

Запропоновано систему, яка дозволить під час фіксації явища буксування лівого чи правого борту задніх осей, за допомогою поліпшеної конструкції колісних півосей, згенерувати керувальний сигнал. Отриманий керувальний сигнал посприє перемиканню розподільника і подачі рідини до робочої порожнини виконавчого гідроциліндра нахилу коліс передньої осі автогрейдера. Гідроциліндр змінить нахил колісного обладнання, що створить протидію дестабілізуючому моменту в горизонтальній площині, яка дозволить утримати машину на запланованій траєкторії.

Таким чином, система коригування траєкторії руху дозволить під час технологічної обробки робочої ділянки автогрейдером запобігти боковому зміщенню, зменшити величину коефіцієнта перекриття проходів під час копання, зменшити кількість корегувальних рухів та підвищити його продуктивність.

Модернізація автогрейдера передбачає підвищення його середньозваженої ціни від заводу-виготовлювача і підвищення витрати на технічне обслуговування автогрейдера в експлуатації. З метою визначення впливу зазначених вище факторів необхідно оцінити ефективність впровадження регульованої системи стабілізації курсової стійкості автогрейдера.

Оцінка економічної ефективності експлуатації проведена для автогрейдера середнього класу. За базовий варіант прийнята експлуатація автогрейдера ДЗк-251 зі штатним обладнанням, встановленим заводом-виробником.

Розрахунок економічного ефекту від використання автогрейдера з поліпшеними якісними характеристиками (продуктивність) здійснюється за формулою [50]

$$\Xi = [\Pi_{\text{п}} \cdot (V_2 - V_1) - (Z_2 - Z_1)] \cdot T_{\text{н}} \cdot N_n, \quad (4.7)$$

де Z_1 і Z_2 – приведені витрати на одну годину роботи відповідно існуючого і нового варіанта експлуатації автогрейдера, грн;

V_1 і V_2 – обсяги продукції за існуючим і новим варіантам експлуатації автогрейдера, м³/год;

$\Pi_{\text{п}}$ – ціна продукції, грн/м³;

$T_{\text{н}}$ – нормований обсяг робіт, маш.-год;

N_n – кількість машин.

Приведені витрати одиниці продукції, відповідно до існуючого і нового варіанта експлуатації автогрейдера, визначаються за формулами [55]:

$$Z_1 = S_{11} + S_{12} + S_{13} + S_{14} + S_{15} + S_{16}; \quad (4.8)$$

$$Z_2 = S_{21} + S_{22} + S_{23} + S_{24} + S_{25} + S_{26}, \quad (4.9)$$

де S_{11}, S_{21} – приведені витрати на заробітну плату обслуговувального персоналу, грн/год;

S_{12}, S_{22} – амортизаційні відрахування, грн/год;

S_{13}, S_{23} – приведені витрати на паливно-мастильні матеріали, грн/год;

S_{14}, S_{24} – приведені витрати на робочу рідину, грн/год;

S_{15}, S_{25} – приведені витрати на роботи з технічного обслуговування машини, грн/год;

S_{16}, S_{26} – приведені витрати на зберігання, страхування машини і допоміжні матеріали, грн/год.

Розраховуючи витратну частину експлуатації автогрейдера, враховуємо тільки витрати, які змінюються для існуючого і нового варіанта експлуатації автогрейдера. За цих умов, величини витрат на заробітну плату обслуговувального персоналу, на паливно-мастильні матеріали, на зберігання, страхування машини і допоміжні матеріали, на роботи з технічного обслуговування машини, на робочу рідину приймаємо для двох варіантів однаковими і не враховуємо їх у подальших розрахунках.

Амортизаційні відрахування по базовій машині визначаються за формулою [50]:

$$S_{12} = \frac{H_p \cdot B}{T_n}, \quad (4.10)$$

де H_p – норма амортизаційних відрахувань на реновацію;

B – балансова вартість автогрейдера;

T_n – річний фонд часу автогрейдера.

$$B = C \cdot K_d, \quad (4.11)$$

C – ціна автогрейдера, грн;

K_d – коефіцієнт переходу від ціни до балансової вартості.

Амортизаційні відрахування за новим варіантом машини визначаються за формулою [50]:

$$S_{12} = \frac{H_p \cdot (B + C_{\pi} \cdot K_d)}{T_n}, \quad (4.12)$$

де C_{π} – ціна пристрою контролю стану бокового зміщення, грн.

Для визначення економічного ефекту знаходимо обсяги продукції за існуючим і новим варіантами експлуатації автогрейдера.

Обсяг продукції під час експлуатації автогрейдера визначається за формулою:

$$V = \int_0^{T_n} \Pi(T) dT, \quad (4.13)$$

де Π – продуктивність автогрейдера за існуючим варіантом експлуатації, м³/год.

За відомою схемою проходів автогрейдера по ділянці і певному числу проходів, необхідному для виконання робіт під час зведення земляного полотна або формуванні дорожнього корита, продуктивність автогрейдера [5, 31, 72] можна визначити за виразом:

$$\Pi = \frac{1000 \cdot F_n \cdot L \cdot k_{\text{ep}}}{2L \cdot \left(\frac{n_3}{v_1} + \frac{n_{\pi}}{v_{\pi}} + \frac{n_0}{v_0} \right) + 2 \cdot t_{\text{пов}} \cdot (n_3 + n_{\pi} + n_0)}, \quad (\text{м}^3/\text{год}), \quad (4.14)$$

де F_n – площа поперечного перерізу насипу, м²;

L_3 – довжина ділянки, $L_3 = 1000\text{м}$;

$k_{\text{в}}$ – коефіцієнт використання автогрейдера за часом, $k_{\text{в}} = 0,8 \div 0,9$;

n_3, n_{π}, n_0 – кількість проходів автогрейдера в одному напрямку під час зарізаня, переміщення й обробки ґрунту (оздоблювальні роботи);

$$n_3 = \frac{F_H \cdot k_{\Pi}}{2f_3}, \quad (4.15)$$

$$n_{\Pi} = n_3 \cdot \frac{l_0}{l_{\Pi} \cdot \sin \alpha} \cdot k_{\Pi\Pi}, \quad (4.16)$$

$$n_0 \approx 0,3 \cdot n_3, \quad (4.17)$$

v_0, v_I, v_{Π} – швидкості руху автогрейдера, відповідні проходам $v_0 = 2,8 \text{ км/год}, v_I = 3,73 \text{ км/год}, v_{\Pi} = 4,5 \text{ км/год}$, з урахуванням буксування коліс [32,75];

$t_{\text{пов}}$ – час одного повороту автогрейдера у кінці оброблювальної ділянки,
 $t_{\text{пов}} = (0,08 \div 0,1) \text{ год}$;

k_{Π} і $k_{\Pi\Pi}$ – коефіцієнти перекриття проходів під час зарізання ґрунту ($k_{\Pi} = 1,6$ і його переміщення $k_{\Pi\Pi} = 1,15$);

l_0 – середня довжина ділянки, яка потрібна для переміщення, м;

l_{Π} – довжина ножа, по якому переміщується ґрунт;

f_3 – площа поперечного перерізу ґрунту, що зрізається.

Для розрахунку економічного ефекту приймаємо такі вихідні дані:

- вартість автогрейдера – 2965790 грн;
- витрати на модернізацію – 80000 грн;
- ціна одиниці продукції (1 м^3) – 162,87 грн;
- нормований обсяг робіт (на рік) – 1817 маш.-год.

Нормований обсяг робіт на рік розраховуємо за стандартними залежностями:

$$T_n = \frac{T_\phi - 2 \cdot T_{co}}{\frac{1}{t_{3M} \cdot k_{3M}} + D_p - \frac{d_n}{T_{ob}}} \quad (4.18)$$

де T_ϕ – річний фонд робочого часу, $T_\phi = 210$ днів;

T_{co} – тривалість сезонного обслуговування, $T_{co} = 6$ днів;

t_{3M} – тривалість робочої зміни, $t_{3M} = 8$ год;

k_{3M} – коефіцієнт змінності, $k_{3M} = 1,3$;

D_p – простої в усіх видах ремонтів і технічних обслуговувань, дні/маш.-год;

d_n – тривалість одного перебазування, $d_n = 1$ день;

T_{ob} – час роботи на об'єкті, маш.-год.

$$D_p = \left[\frac{\sum_i^m (d_{pi} + d_{ni}) \cdot a_i}{T_k} + \frac{t_{вдм}}{t_{3M} \cdot T_{вдм}} \right] \cdot k_r, \quad (4.19)$$

де d_{pi} – тривалість перебування техніки в i -му ремонті або технічному обслуговуванні, дні;

d_{ni} – тривалість очікування ремонту, доставки в ремонт, дні;

a_i – кількість i -х ремонтів і технічних обслуговувать за міжремонтний цикл;

T_k – середній ресурс до капітального ремонту, маш.-год;

k_r – коефіцієнт переведення мото-год, у маш.-год;

$t_{вдм}$ – середній час на усунення однієї відмови, маш.-год;

$T_{вдм}$ – наробіток на відмову, маш.-год.

Для розрахунку економічної ефективності перша машина приймається за базову, а друга за модернізовану. Результати розрахунків економічних показників наведені в таблиці 4.4.

При розрахунку використовуються розцінки, що діяли на жовтень 2020 р. Передбачуваний економічний ефект від застосування вдосконаленої системи курсової стійкості може становити 361220 грн/р.

Таблиця 4.4. Техніко-економічні показники

№ з/п	Показник	Одиниці виміру	Базова машина	Модернізована машина
1	Собівартість машино-години	грн/год	2011	2034
2	Річні поточні витрати споживача	грн/р.	3654257,75	3695520,5
3	Кількість маш.-год роботи техніки	маш.-год	1817	1817
4	Ціна одиниці продукції	грн/м ³	162,87	162,87
5	Річна експлуатаційна продуктивність	м ³ /р.	25801,4	28272,5
6	Річний прибуток	грн	4202396,5	4604880
7	Економічний ефект	грн/год	548138	909359
8	Приріст економічного ефекту	грн/р.	361220	

Висновки за розділом 4

1. Інженерна методика визначення та корегування показників курсової стійкості автогрейдера дозволяє виявити можливість бокового зміщення та обертання автогрейдера навколо точки блокування відвала, і підібрати раціональні кути встановлення коліс передньої осі, які забезпечують потрібний рівень показників курсової стійкості автогрейдера.

2. Рекомендовані спільні кути повороту передньої осі від 0° до 3° в горизонтальній площині та кути нахилу від 0° до 6° у вертикальній площині, які дозволяють забезпечити бокове зміщення, не більше 0,3 м.

3. Для забезпечення стабілізації траєкторії руху, зокрема автогрейдерів, було запропоновано конструктивні рішення у вигляді корисних моделей в яких реалізовані гідравлічні системи керування положенням робочого обладнання та передніх коліс.

4. Річний економічний ефект від впровадження розробленого способу корекції траєкторії руху автогрейдера в організаціях-експлуатаційниках становить у середньому 361220 грн на одну машину за рік.

Результати розділу опубліковані в [13, 31, 76, 77, 78, 79, 80, 82, 110].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. З аналізу науково-технічних літературних джерел, а також з досвіду експлуатації ЗТМ встановлено, що зниження показників продуктивності і підвищення собівартості виконуваних технологічних операцій пов'язані з необхідністю виконання додаткових робочих проходів унаслідок відхилення від запланованої траєкторії руху.

Існуючі на сьогодні методи не враховують особливості конструкції автогрейдерів. Більшість приладів для забезпечення курсової стійкості потребують встановлення на ЗТМ електрогідравлічних систем керування, мають високу вартість та можуть бути використані тільки на сучасних моделях автогрейдерів. Це звужує межі їх застосування і потребує розробки нових більш дешевих засобів.

2. Уперше теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено особливості процесу формування траєкторії руху автогрейдера під час виконання технологічних операцій, який складається з прямолінійних ділянок та ділянок обертів на місці навколо точки блокування відвала.

3. Вперше отримана математична модель руху автогрейдера, яка складається з двох систем диференціальних рівнянь, залежності, що визначає перехід від одного режиму руху до другого, та формування навантажень на машину в залежність від типу виконуваної технологічної операції.

4. Теоретичні дослідження показали, що втрата курсової стійкості автогрейдера може відбуватись за рахунок бокового зміщення коліс передньої осі, або внаслідок обертів автогрейдера навколо точки блокування відвала.

5. Розрахунки показують, що бічне зміщення фіксується при кутах захоплення 45° – 70° і залежить від площі поперечного перерізу зрізуваної стружки ґрунту, координати прикладення головного вектора опорів на основному відвалі автогрейдера. Зміна коефіцієнта зчеплення від 0,3 до 0,8 сприяє бічному зміщенню при глибині різання від 0,08 м.

6. Найбільший вплив на процес переходу автогрейдера від плоского руху до обертів навколо точки блокування відвала створює величина поперечного зміщення цієї точки відносно поздовжньої осі машини. Під час виконання операції копання

грунту всією шириною відвала вихід на режим повороту навколо точки блокування відбувається, якщо її бічне зміщення становить 0,47 м і більше. Для променевої схеми розробки ґрунту бічний зсув відвала має становити більш 0,25 м. Кут захоплення істотного впливу на цей процес не здійснює. Експлуатація автогрейдера на ґрунтах з низьким коефіцієнтом зчеплення, рівним 0,4–0,3, викликає різке падіння показників курсової стійкості і гарантований перехід машини на другий етап руху.

7. Експериментально доведено, що різання випереджальним або відсталим кутом відвала призводить до зміни напрямку бічного зміщення, що знаходяться у межах: під час різання випереджальним кутом 0,12–2,43 м, під час різання відсталим кутом 0,8–1,4 м. При куті захоплення 90° позацентрове прикладення опору копанню призводить до бічного зміщення 0,8–1,7 м на довжині робочого майданчика 20 м.

8. На підставі проведених натурних експериментальних досліджень отримані регресійні залежності дозволили визначити множину сукупностей кутів повороту в горизонтальній та нахилу у вертикальній площинах коліс передньої осі автогрейдера, які дозволяють забезпечити на потрібному рівні значення показників курсової стійкості.

9. Методика визначення та корегування показників курсової стійкості впроваджені на ТОВ «Харківспецбуд-1», ТОВ «Перша слобожанська будівельна компанія», проектно-монтажній фірмі ДП «Спеціалізоване управління механізованих робіт», а також у навчальному процесі з підготовки бакалаврів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті при викладанні курсу «Машини для земляних робіт»

10. Практичне використання отриманих наукових результатів роботи та розрахунки економічної ефективності в організаціях-експлуатаційниках становить у середньому 361220 грн на рік, за рахунок підвищення продуктивності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автогрейдер : пат. 149803 РФ : МПК E02F3/76. № 2014120272/03; заявл. 20.05.2014; публ. 20.01.2015, Бюл. № 2.
2. Автогрейдер с переменной массой : пат. 2100528 РФ : МПК E02F3/76. № 95116814/03; заявл. 29.09.1995; публ. 27.12.1995, Бюл. № 36.
3. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 280 с.
4. Алексеева Т. В., Щербаков В. С., Палеев В. А. Исследование динамики автогрейдера методом математического моделирования. Статика и динамика машин : сб. научн. статей. Киев: КИСИ, 1978. С. 51.
5. Амелин В. М. Иньков Ю. М., Марсов В. И. Электронные системы управления и контроля строительных и дорожных машин. М.: Интеллект, 1998. 134 с.
6. Антощенко Р., Лебедев А., Толстолуцкий В. К определению кинематических связей, углов и скоростей колёс пространственной математической модели движения многоэлементного машинно-тракторного агрегата // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture : Polish Academy of sciences. 2015. Т. 17, №. 7. С. 11–16.
7. Артемов Н. П. Повышение устойчивости движения пахотного агрегата при изменении технических параметров системы управления : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / ХНТУСХ. Харьков, 2006. 179 с.
8. Баловнев В. И. Задача создания систем интеллектуальной дорожно-строительной техники. М. : Наука и техника в дорожной отрасли, 2012. №4. 180 с.
9. Баловнев В. И. Оптимальный уровень энергонасыщенности землеройно-транспортных машин // Развитие строительных машин, механизации строительства и открытых горных работ. М. : МГСУ, 1996. С. 8–9.
10. Баловнев В. И., Кудайбергер Р. К. Статистические модели грунтовых условий как основа для определения технических параметров землеройных машин. // Строительные и дорожные машины, 1977. № 2. С.19–21.

11. Баловнев В. И., Хмара Л. А. Интенсификация земляных работ в дорожном строительстве. М.: Транспорт, 1983. 183 с.
12. Баловнев В. И., Хмара Л. А. Повышение производительности машин для земляных работ. Київ: Будівельник, 1988. 152 с.
13. Барабанні гальмівні механізми підвищеної стабільності й довговічності : пат. 137711 Україна : МПК В60Т 8/24 (2006.01). № u201902761 ; заявл. 21.03.19 ; опубл. 11.11.19, Бюл. № 21. 4 с.
14. Бать М. И., Джанелидзе Г. Ю., Кельзон А. С. Теоретическая механика в примерах и задачах. М. : Наука, 1990. 512 с.
15. Беренгард Ю. Г., Гайцгори М. М., Малиновский Е. Ю. Автоматизированная система динамического анализа механических и гидромеханических передач. М.: Машиноведение, 1982, № 5. С. 31–37.
16. Бородачев И. П., Гольдштейн В. М. Расчет автогрейдера. М. : ВНИИСДМ, 1967. 97 с.
17. Булгаков В. М., Усенко М. В., Пришляк В. М. Теоретичне дослідження роботи пристрою для стабілізації руху мотоблоку на схилі. Віницького національного аграрного університету : зб. наук. праць, 2012. Т.2 (59), № 10 С. 50–53.
18. Бутенин Н. В., Лунц Я. Л., Меркин Д. Р. Курс теоретической механики. М. : Наука, 1979. Т.1. 543 с.
19. Вагові характеристики та області раціонального використання сталевих балок у будівлях та конструкціях вантажопідйомних машин / В. А. Пашинський, І. О. Скриннік, І. В. Харченко, С. Л. Хачатурян // Центральноукраїнський науковий вісник. 2019. Вип. 1. С. 228–235.
20. Винарский М. С., Лурье М. В. Планирование эксперимента в технологических исследованиях. К.: Техника, 1975. 168 с.
21. Вища математика / В. А. Домбровський, І. М. Крижанівський, Р.С. Мацьків [та ін.]. Тернопіль : видавництво Карп'юка, 2003. 480 с.

22. Воронович А. В. Совершенствование автогрейдеров массой 15...16 т комплектацией энергосиловыми модулями повышенной надежности: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / ХНАДУ. Харків, 2007. 244 с.

23. Горелов В. А. Результаты численного моделирования прямолинейного движения двухзвенного колесного транспортного комплекса по деформируемому грунту // Машиностроение и компьютерные технологии. 2012. № 1. URL : <https://cyberleninka.ru/article/n/rezultaty-chislennogo-modelirovaniya-pryamolineynogo-dvizheniya-dvuhzvennogo-kolesnogo-transportnogo-kompleksa-po-deformiruemu> (дата звернення: 10.11.2020).

24. Горелов В. А., Котиев Г. О. Прогнозирование характеристик криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 6х6 при различных законах управления поворотом колес задней оси // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2008. № 1. С. 44–55.

25. Горелов В. А., Масленников Л. А., Мирошниченко А. В. Оценка эффективности законов управления индивидуальным приводом движителей колесных транспортных комплексов // Машиностроение и компьютерные технологии. 2012. № 6. URL : <https://cyberleninka.ru/article/n/otsenka-effektivnosti-zakonov-upravleniya-individualnym-privodom-dvizhiteley-kolesnyh-transportnyh-kompleksov> (дата звернення: 10.11.2020).

26. Горелов В. А., Масленников Л. А., Тропин С. Л. Прогнозирование характеристик криволинейного движения многоосной колесной машины при различных законах всеколесного рулевого управления // Машиностроение и компьютерные технологии. 2012. № 5. URL : <https://cyberleninka.ru/article/n/prognozirovanie-harakteristik-krivolineynogo-dvizheniya-mnogoosnoy-kolesnoy-mashiny-pri-razlichnyh-zakonah-vsekolesnogo-rulevogo> (дата звернення: 10.11.2020).

27. Гришкевич А. И. Автомобиль. Теория. М. : Высшая школа, 1986. 208 с.

28. Гуськов В. В., Ксенович И. П. Вопросы качения, тягового и мощностного баланса колеса // Тракторы и сельхозмашины. 1986. № 8. С. 22–25.

29. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / А. А. Хачатуров, В. Л. Афанасьев, В. С. Васильев [та ін.]. М. : Машиностроение, 1976. 535 с.

30. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е. Е. Александров, Д. О. Волонцевич, В. А. Кариянко [та ін.]. Харьков : ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. 642 с.
31. Дисковий гальмівний механізм підвищеної стабільності й довговічності : пат.137712 Україна : МПК В60Т 8/24 (2006.01)№ u201902762 ; заявл. 21.03.19 ; опубл. 11.11.19, Бюл. № 21. 4 с.
32. Домбровский Н. Г., Картвелишвили Ю. Л., Гальперин М. И. Строительные машины. М.: Машиностроение, 1976. 391 с.
33. Донцов И. Е Повышение курсовой устойчивости машинно-тракторного агрегата с фронтальным орудием (ФМТА) // Вестник КрасГАУ. 2008. № 2. С. 209–215.
34. Дорожные машины / Т. В. Алексеева, К. А. Артемьев., А. А. Бромберг [та ін.]. // Часть I. Машины для земляных работ : 3-е изд., перераб и доп. М.: Машиностроение, 1972. 504 с.
35. Жаков А. О., Трояновская И. П. Влияние анизотропии на взаимодействие гусеничного движителя с грунтом при повороте машины // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 2. С. 43–49.
36. Жаков А. О., Трояновская И. П. Модель отклонения трактора от прямолинейного движения под действием внешних нецентральных сил // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия : Машиностроение. 2020. Т. 20, № 3. С.15–23.
37. Зубков В. Ш. Исследование путей повышения эффективности автогрейдеров: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / МАДИ : Москва. 1982. 296 с.
38. Зубков В. Ш. Определение размеров призмы волочения при копании грунта косоустановленным отвалом // Труды московского автомобильно-дорожного института, 1977. Вып.2. С 42–45.
39. Кинематика поворота машин с шарнирно сочлененной рамой / Ю. А. Брянский, М. И. Грифф, А. В. Наумов, А. И. Скокан // Строительные и дорожные машины. 1970. № 2 С. 15–17.

40. Кириченко И. Г. Компьютерное и физическое моделирование строительных и дорожных машин // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2014. № 65–66. С. 16–20.

41. Клец Д. М. Концепція забезпечення стабільності показників стійкості та керованості автомобілів : автореферат дис. ... доктора техн. наук: 05.22.20 / ХНАДУ. Харків, 2015. 40 с

42. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины. М. : Транспорт, 1976. 150 с.

43. Коваль А. Б. Визначення умов забезпечення курсової стійкості універсальних землерийних машин : автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / ПДАБА. Дніпропетровськ, 2014. 21 с.

44. Колесный трактор для работы на крутых склонах : а.с. 604710 СССР : МПК 4B60G19/10, B62D49/08. №2312738/11; заявл. 12.01.76; опубл. 30.04.78, Бюл. №16. 4с. URL: <https://patents.su/4-604710-kolesnyjj-traktor-dlya-rabot-na-krutykh-sklonakh.html> (дата звернення 26.02.2021 р.)

45. Кузьмінець М. П. Сучасні підходи та технічні рішення при будівництві та реконструкції трубопровідних магістралей // Автомобільні дороги і дорожнє будівництво. 2017. Вип. 100. С. 341–349.

46. Кузьмінець М. П., Назаренко М. І. Особливості створення спеціальних землерийних машин та комплексів для роботи в умовах близько розташованих ліючих трубопроводів // Будівництво. Наука. Проекти. Економіка. 2016. № 1(15). С. 49–55.

47. Лебедев А. Т., Лебедев С. А., Погорілий В. В. Энергозберігающий режим руху тракторного агрегату на гоні // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник ХНТУСГ. 2011. С. 5–11.

48. Литвинов А. С. Фаробин Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. М. : Машиностроение, 1989. 240 с.

49. Малиновский Е. Ю., Гайцгори М. М. Динамика самоходных машин с шарнирной рамой. М. : Машиностроение. 1974, 176 с.

50. Маляр В.С. Техничко-економическая оценка эффективности новой техники. М. : РГОТУПС, 2002. 84 с.

51. Манжосов В. К., Новикова О. Д. Теоретическая механика : учебн. для унив. М. : ЧеРо, 1996. 228 с.
52. Маркеев А. П. Теоретическая механика : учебн. для унив. М. : Черо, 1999, 572 с
53. Математическое и компьютерное моделирование нагруженности основных элементов рамы фронтального погрузчика / О. В. Щербак, О. И. Иваненко, А. А. Резников, С. Л. Хачатурян // Вестник ХНАДУ. 2020. № 88. URL : <https://cyberleninka.ru/article/n/matematicheskoe-i-kompyuternoe-modelirovanie-nagruzhennosti-osnovnyh-elementov-ramy-frontalnogo-pogruzchika/> (дата звернення: 28.02.2021).
54. Машины для земляних робіт : навч. посіб. / Л. А. Хмара, С. В. Кравець, В. В. Нічке [та ін.]. Рівне; Дніпропетровськ; Харків, 2010. 575 с.
55. Методика обчислення вартості машино-дня та збитків від простою машин : Постанова кабінету міністрів України від 12.07.2004 р. № 885. URL : <https://www.kmu.gov.ua/npas/7363380> (дата звернення 09.02.2021).
56. Механизм направления движения рабочего органа землеройной машины : пат. 1059082 СССР : МПК E02F5/08, E02F3/26. № 3363510/29-03; заявл. 08.12.1981; публ. 07. 12.1983, Бюл. № 45. URL: <https://patents.su/2-1059082-mekhanizm-napravleniya-dvizheniya-rabochego-organa-zemlerojnoj-mashiny.html> (дата звернення 26.02.2021 р.)
57. Морозов С. А. К вопросу об условиях потери курсовой устойчивости легкового автомобиля с активно изменяемым положением плоскостей вращения колес передней и задней осей // Журнал автомобильных инженеров. 2011. № 6 (71). С. 22–27.
58. Нічке В. В., Антонов М. А., Ермакова О. А. Робочі процеси ЗТМ і їх інтенсифікація. Харків, 1995. 155 с.
59. Назаров Л. В. Динамика колесных землеройно-транспортных машин. дис. ...доктора. техн. наук: 05.05.04 / ХНАДУ, Харьков, 1997. 212 с.
60. Назаров Л. В., Гречишников Б. А., Евтушок И. А. Динамические нагрузки на ходовое оборудование и конечные элементы трансмиссий пневмоколесных

ЗТМ // Повышение эффективности работы колесных и гусеничных машин в суровых условиях эксплуатации : сб. тр. междунар. научн.-техн. конф. 1996. С. 98–103.

61. Недорезов И. А. Распределение грунтов по трудности разработки землеройными машинами // Строительные и дорожные машины. 1973. №7. С. 5–6.

62. Недорезов И. А., Дианов Ф. А. Статистические оценки сопротивлений резанию и копанию грунтов землеройными машинами // Строительные и дорожные машины. 1979, № 9. С. 20–22.

63. Никулин П. И. Теория криволинейного движения колесного движителя. Воронеж, 1992. 212 с.

64. Ничке В. В. Надежность прицепного и навесного оборудования тракторов. Харьков : Вища школа, 1985. 152 с.

65. Оборудование для мониторинга транспорта. GPS трекер. URL : https://profgps.ua/gps-treker/?gclid=EAIaIQobChMIp6mJoMCP7wIVi853Ch2e_QrhEAAAYASAAEgJjJPD_BwE (дата звернення 10.02.2021)

66. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. М. : Машгиз, 1947. 156 с.

67. Пелевін Л., Мачишин Г., Кузьмінець М. Технологічні умови роботи абразивного інструменту // Гірничі, будівельні. дорожні і меліоративні машини. 2019. №93, С. 27–34

68. Повышение ремонтпригодности автотракторной техники / А. С. Полянский, В. Г. Кухтов, Е. А. Дубинин, В. Н. Плетнёв // Автомобильный транспорт. Харьков. 2006. № 18. С. 27–30.

69. Подригало М. А., Корчан Н. С., Клец Д. М. Устойчивость автомобиля при бортовой неравномерности коэффициентов сцепления колес с дорогой // Автомобильный транспорт. 2008. Вып. 22. С. 38–41.

70. Подруливающее устройство SmarTrax MD wheel [Electronic source]. URL: <https://agri2.com.ua/catalog/podrulivayushchee-ustroystvo-smartrax-md> (дата звернення 10.02.2021)

71. Портнова А. А. Совершенствование рулевого управления автогрейдера с шарнирно-сочлененной рамой // автореф. дис. на соиск. науч. степени кандидат

техн. наук : спец. 05.04.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» Омск. 2015, 22 с.

72. Проведение экспериментальных исследований автогрейдера ДЗк-251 с применением компьютерной тензостанции / И. Г. Кириченко, Л. В. Назаров, В. А. Шевченко, А. В. Воронович // Вісник КДПУ. 2006. Вып. 2. С. 44–46.

73. Проектирование машин для земляных работ / А. М. Холодов, В. К. Руднев, В. В. Ничке [та ін.]. Харьков : Вища школа, 1986. 272 с.

74. Прядкин В. И., Артёмов А. В., Христофорова Е. С. Методика моделирования управляемости мобильного средства // Воронежский научно-технический вестник. 2019. № 1(27). С. 60–69.

75. Севров К. П., Горячко Б. В., Покровский А. А. Автогрейдеры. Конструкции, теория, расчет. Москва, 1970. 192 с.

76. Система стабілізації траєкторії руху автогрейдера : пат. № 114013 Україна, МПК F16H39/00, F16H43/00. № 2016 08781; заяв. 29.08.2016 ; опубл. 27.02.2017, Бюл. №4. 4 с.

77. Система стабілізації траєкторії руху автогрейдера за допомогою коригування нахилу коліс : пат. 114044 Україна : МПК F16H39/00, F16H43/00. № 2016 09081; заяв. 29.08.2016; опубл. 27.02.2017, Бюл. №4. 4 с.

78. Система стабілізації траєкторії руху автогрейдера за допомогою коригування кута повороту коліс : пат. Україна № 120651 : МПК F16 H39/00, F16 H43/00. № 2017 05441; заяв. 02.06.2017 ; опубл. 10.11.2017, Бюл. №21. 4 с.

79. Система стабілізації траєкторії руху землерийно-транспортних машин : пат. 116183 Україна, МПК B60B15/08, B60B15/26. № 2016 12014; заяв. 28.11.2016; опубл. 10.05.2017, Бюл. №9. 4 с.

80. Система стабілізації траєкторії руху землерийно-транспортних машин за допомогою додаткового навісного обладнання : пат. №141678 Україна : МПК E02F 3/76 (2006.01). № и 2019 09204 ; заяв. 08.08.2019 ; опубл. 27.04.2020, Бюл. №8. 4 с.

81. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин : учеб. для студ. машиностроит. спец. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.

82. Спосіб визначення показників курсової стійкості землерийно-транспортних машин : пат.108314 Україна : МПК G01B1/38, E02F3/00. № 2016 00577 ; заяв. 25.01.2016 ; опубл. 11.07.2016, Бюл. №13. 4 с. URL: <http://www.freepatent.ru/patents/2015935> (дата звернення 20.02.2021 р.)

83. Способ стабилизации положения колесного транспортного средства : пат. 2399538 Россия : МПК B62D37/04. № 2008146172/11; заявл. 21.11.2008; публ. 27.05.2010, Бюл. № 26. URL: <http://www.freepatent.ru/patents/2006378> (дата звернення 10.01.2021 р.)

84. Супонев В. Н. Олексии В. И. Хачитурян С. Л. Исследование процесса изменения состояния грунта вокруг горизонтальной скважины при ее разработке методом статического прокола // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2016. Вып. 73. С. 202–205.

85. Теоретичні дослідження динаміки малогабаритного пневмоколісного фронтального навантажувача при автоколиваннях / Л. В. Назаров, С. І. Овсянніков, Л. В. Разарьонов [та ін.] // Вісник ХНАДУ. 2007. Вип. 38. С. 13–17.

86. Толстолицкий В. А., Антощенко Р. В. Методология моделирования функционирования многоэлементных мобильных машин на плоской горизонтальной поверхности // Молодой ученый. 2013. №11. С. 186–191.

87. Ульянов Н. А. Колесные движители строительных и дорожных машин // Теория и расчет. М.: Машиностроение, 1982. 279 с.

88. Ульянов Н. А., Шарипов Л. Х. Тормозная установка для тяговых испытаний землеройно-транспортных машин // Исследование и расчет строительных и дорожных машин. 1975. Вып. 2. С. 114–118.

89. Ульянов Н. А., Шарипов Л. Х., Бузин Ю. М. Тягово-сцепные и эксплуатационные показатели автогрейдера с широкопрофильными шинами // Строительные и дорожные машины. 1983. № 2. С. 10–11.

90. Управляемый мост автогрейдера : пат. 1614941 СССР : МПК B60K17/30. № 4630828/25-1; заявл. 03.01.1989; опубл. 23.12.1990, Бюл. № 47. 3с. URL : <https://patents.su/3-1614941-upravlyaemyjj-most-avtogrejddera.html> (дата звернення 11.11.2020 р.)

91. Устойчивость колесных машин при заносе и способы ее повышения / М. А. Подригало, В. П. Волков, М. В. Доброгорский, В. Ю. Степанов // ХНАДУ. Харьков. 2006. 335 с.

92. Устройство противоскольжения для колеса транспортного средства : пат. № 95103566 РФ : МКИ В60В 15/18. заяв. 13.03.95; опубл. 20.12.96, Бюл. № 35. 5 с. URL: <http://www.freepatent.ru/patents/2453445> (дата звернення 10.11.2020 р.)

93. Хмара Л. А., Кононов С. И. Сетецентрические технологии в эффективном сопровождении дорожно-строительной техники / Вестник ХНАДУ, Вып. 57, 2012. С. 36–42

94. Холодов А. М., Ничке В. В., Назаров Л. В. Землеройно-транспортные машины. Харьков : Вища школа, 1982. 192 с.

95. Холодов А. М. Основы динамики землеройно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1968. 156 с.

96. Цыганков Т. В. Поперечная устойчивость самоходной машины с балансирной подвеской // Тракторы и сельхозмашины. 1991. № 1 С. 22–23.

97. Чаплигіна О. М. Визначення показників курсової стійкості автогрейдера під час виконання технологічних операцій // 12-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові : тези доп. Львів : ТзОВ «КІНПАТРИ ЛТД», 2015. С. 166–167.

98. Чаплигіна О. М. Критерії курсової стійкості автогрейдера // Наукові вісті Далівського університету : електронне наукове фахове видання. 2018. №15. URL : http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvdu_2018_15_16 (дата звернення 21.09.2019 р.).

99. Чаплигіна О. М. Вплив положення передніх коліс у просторі на траєкторію руху автогрейдера // Наукові вісті Далівського університету : електронне наукове фахове видання. 2020. №18. С. 90-94 URL : http://dspace.snu.edu.ua:8080/jspui/bitstream/123456789/3197/1/NV_18_2019.pdf#page=90 (дата звернення 21.09.2019 р.).

100. Чаплигіна О. М. Критерії оцінювання курсової стійкості автогрейдера // Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної

техніки : тези за матер. III всеукр. наук.-техн. конф. (м. Полтава, 24 – 25 квітня 2019 р.), Полтава, 2019. С. 113–114.

101. Чаплигіна О. М., Шевченко В. О., Ткачова А. В. Інтеграція досліджень курсової стійкості автогрейдера в машинобудування // Комп'ютерні технології і мехатроніка : зб. наук. пр. за матер. II міжн. наук.-практ. конф. (м. Харків, 28 травня 2020 р.). Харків, 2020. С. 384–387 URL : http://www.dgma.donetsk.ua/nauka/zbirnik_naukovih_prac.pdf (дата звернення 21.09.2020 р.).

102. Чаплыгина А. М. Экспериментальное исследование показателей курсовой устойчивости автогрейдера. Вісник національного університету водного господарства та природокористування : зб. наук. праць. 2015. Вып. 2(70). С. 342–353.

103. Чудаков Е. А. Влияние боковой эластичности колес на движение автомобиля. Л. : изд. акад. н. СССР, 1947. 124 с.

104. Шампайн Л. Ф., Гладвел И., Томпсон С. Решение обыкновенных дифференциальных уравнений с использованием MATLAB : учебн. пособ. СПб. : Лань, 2009. 304 с.

105. Шевченко В. А., Резников А. А., Крецул В. В. Экспериментальная оценка влияния положения грейдерного отвала на нагрузки, действующие в основной раме автогрейдера ДЗк-251 // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2010. № 49. С. 62–66.

106. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Методика определения мероприятий обеспечивающих курсовую устойчивость автогрейдера // Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель та споруд : тези за матеріалами VII міжнар. наук. конф. (м. Харків, 18 – 19 жовт. 2015 р.). Харків, 2015. С. 113–115.

107. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Определение граничных условий потери курсовой устойчивости автогрейдера // Технология приборостроения. 2018. Вып. 2. С. 63–67.

108. Шевченко В. О., Чаплигіна О. М. Визначення показників курсової стійкості автогрейдера на основі дослідження його аналітичної моделі руху //

Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2020. Вып. 88. С. 43–50.

109. Шевченко В. О., Чаплигіна О. М. Вплив несталого руху землерийно-транспортних машин на показники якості виконуваної роботи // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. 2018. № 2 (44). С. 108–113 URL : [http://www.dgma.donetsk.ua/science_public/ddma/Herald_2\(44\)_2018/article/22.pdf](http://www.dgma.donetsk.ua/science_public/ddma/Herald_2(44)_2018/article/22.pdf) (дата звернення 21.09.2019 р.).

110. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Анализ способов стабилизации траектории движения автогрейдера при ассиметричном приложении внешней нагрузки на основной отвал // Технология приборостроения. 2017. Вып. 2. С. 73–78.

111. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Аналитическая модель движения автогрейдера во время выполнения рабочих операций // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2016. Вып. 73. С. 167–175.

112. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Математическая модель движения автогрейдера во время выполнения технологических операций // Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель та споруд : тези за матер. VIII міжнар. наук. конф., (м. Харків, 18 – 19 жовт. 2017 р.). Харків, 2017. С. 86–87.

113. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Экспериментальное исследование влияния показателей курсовой устойчивости автогрейдера // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2014. Вып. 65–66. С. 221–226.

114. Эквивалентная динамическая схема и уравнения движения малогабаритного фронтального погрузчика при автоколебаниях / Л. В. Назаров, Н. В. Розенфельд, В. П. Истомин [та ін.] // Вестник ХНАДУ. 2005. Вып. 28. С. 32–34.

115. Analysis of the Tractor-Trailer Dynamics during Braking / D. Klets, M. Podrigalo, M. Kholodov [et al.] // SAE Technical Paper 2019-01-2144, 2019. URL: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2019-01-2144/> (access date 10.02.2021)

116. Antoshchenkov R. Dynamics and energy efficiency of multi-element agricultural aggregates : manuscript. 2018. 40 p.

117. Chieh C. Dynamic modeling of articulated vehicles for automated highway systems In Proceedings of the American Control Conference Seattle. USA, 1996. Pp 653–657.

118. Galileo is the European global satellite-based navigation system URL : <https://www.gsa.europa.eu/european-gnss/galileo/galileo-european-global-satellite-based-navigation-system> (access date 10.02.2021)

119. Galileo Satellite Navigation System. Space applications on earth STUDY Panel for the Future of Science and Technology EPRS // European Parliamentary Research Service Scientific Foresight Unit (STOA) PE 614.560. 2018. URL : [https://www.europarl.europa.eu/RegData/etudes/STUD/2018/614560/EPRS_STU\(2018\)614560_EN.pdf](https://www.europarl.europa.eu/RegData/etudes/STUD/2018/614560/EPRS_STU(2018)614560_EN.pdf) (access date 10.02.2021)

120. Hans B. Pacejka. Tire and Vehicle Dynamics. 2005. 642 c.

121. Increase of Stability for Motor Cars in Service Braking / M. Podrigalo, A. Turenko, V. Bogomolov [et al.] // SAE Technical Paper. 2018. <https://doi.org/10.4271/2018-01-1880>.

122. Leica iCON iGG2 2D Solution. Intelligent 2D grading solutions for motor graders URL: <https://leica-geosystems.com/en-us/products/machine-control-systems/grader/leica-icon-igg2-2d-grader-solution> (access date 10.02.2021)

123. Melnyk V., Antoshchenkov R., Antoshchenkov V. Determination of Mobile Machine Wheel Dynamics Control and Signal Processing Applications for Mobile and Aerial Robotic Systems. 2020. Pp. 1–25.

124. Nazarenko I., Svidersky A., Kostenyuk A., Dedov O. Kyzminec N., Slippetskyi V. Determination of the worklow of energy-saving vibration unit with polyphase spectrum of vibrations /Eastem-European Joual of Enterprise Technologies. 2020. №7 (103). Pp. 43-49.

125. Podrigalo M. A., Karpenko V. A. Nonuniformity of vertical reactions on the automobile wheels and its stability in braking Avtomobil'naya Promyshlennost. 2001. №2. Pp 19–21.

126. Rough and Fine Grading 3D-MC2 Grader. URL : <https://www.topconpositioning.com/grading/3d-motor-grader-systems/3d-mc2-grader> (access date 10.02.2021).

127. Shevchenko V. O., Beztsennaya Zh. P., Chaplygina A. M. An analytical model of the motor-grader movement at performing working operations // International scientific journal trans motauto world. Sofia, Bulgaria, 2016. Pp. 28–32.

128. Shevchenko V. O., Beztsennaya Zh. P., Chaplygina A. M. Methods to determine measures providing a motor-grader road-holding ability // IX International conference for young researchers. Technical sciences. Industrial management. Proceedings. Burgas, Bulgaria, 2015. Pp. 52–57.

129. Shevchenko V. O., Beztsennaya Zh. P., Chaplygina A. M. Road-holding ability of the motor grader in the process of performing work operations // VIII International Conference. Heavy Machinery-HM 2014 Proceedings. Zlatibor, 2014. Pp. 59–67.

130. Shevchenko V. O., Sayenko N. V., Chaplygina O. M. Research into influence of parameters of course stability with asymmetric loading on the blade of the motor grader in the operation mode. Інновації в технології і освіті : сб. стат. Белово : КызГТУ, 2014. С. 192–195.

131. Simulation of a semitrailer scraper with all driving wheels / I. G. Kyrychenko E. S. Ventstel, S. G. Kovalevskyi. S. L. Khachaturian // Будівництво. Матеріалознавство. Машинобудування. Інтенсифікація робочих процесів будівельних та дорожніх машин. Серія : Пійомно-транспорті, будівельні. дорожні машини і обладнання. 2019. №107. С. 16–121.

132. SteadySteer.Pass-to-pass accuracy - right from your steering wheel. URL : <https://www.agleader.com/guidance-and-steering/steadysteer/> (access date 10.02.2021).

133. Study of the tractor's driving wheels slipping during moving on a deformed surface / M. Podrigalo, E. Getsovich, N. Artiomov, M. Holodov // Mechanization and Automation of Production Processes : Bulletin of Sumy National Agrarian University. 2018. №3 (37). Pp. 13-18.

134. The analytical research of the dynamic loading effect on the road-holding ability characteristic signs of earth-moving machine / V. Shevchenko, A. Chaplygina, V.

Krasnokutsky, E. Logvinov // International scientific journal trans & motauto world – Scientific technical union of mechanical engineering industry-4.0, Sofia, Bulgaria, 2018. Vol. 3, Issue 2. Pp. 57–61.

135. Torok J. Analytical Mechanics: With an Introduction to Dynamical Systems (John Wiley & Sons). 2000. 373 p.

136. Tractors and Their Power Units ASAE, St. Joseph / J. B. Liljedahl, P. K. Turnquist, D. W. Smith, M. Hoki, 1996. 463 p.

137. Trimble Grade Control for Motor Graders 3D Grade Control for Motor Graders. URL : [http:// https://heavyindustry.trimble.com/en/products/grade-control-motor-graders](http://https://heavyindustry.trimble.com/en/products/grade-control-motor-graders) (access date 10.02.2021).

138. Unidrive M. Офіційна сторінка компанії «Приводные Системы». URL: <http://www.privodsys.ru/katalog/unidrive-m/> (access date 10.02.2021).

ДОДАТОК А.

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ



П С Б К

Комплексний об'єктів
будівництва
та послуги спеціалізовані

ТОВ "ПЕРША СЛОБОЖАНСЬКА БУДІВЕЛЬНА КОМПАНІЯ"

61066, м. Харків, вул. Велозаводська, буд. 2/5, оф. 16
Розрахунковий рахунок: 26002052316640
у ПАТ КБ «ПриватБанк», м. Харків, МФО 351533;
Розрахунковий рахунок: 2600512229
у ПАТ «МЕГАБАНК», м. Харків, МФО 351629,
Код ЄДРПОУ 37188826, ПІН 371888220306

Контактна інформація:
+38 (050) 343-25-19
+38 (050) 343-23-55
E-mail: pssc@ukr.net
www.pssc.com.ua

Исх. № « _____ » от « _____ » _____ 2018 г.

ДОВІДКА

Даною довідкою ТОВ «Перша слобожанська будівельна компанія» повідомляє про те, що результати досліджень кафедри «Будівельні і дорожні машини» ХНАДУ, які пов'язані з підвищенням ефективності землерийно-транспортних машин шляхом корекції траєкторії руху мають велике практичне значення для економії часу та питомої витрати палива. Наша фірма прийняла до практичного застосування отримані технічні рекомендації та методику вибору раціональних параметрів автогрейдера для утримання машини на курсі.

Розроблена Чаплигіною О.М. конструкція ходового обладнання з системою управління коліс передньою керованою віссю дозволила підвищити дистанцію розроблювальної ділянки у декілька разів з достатньою точністю траєкторії, яка має бокове зміщення не більше за 0,3м. Її впровадження скоротило термін виконання робіт та дозволило зберегти кошти на відсутності необхідності реалізації додаткових проходів.

Директор
ТОВ «Перша слобожанська
будівельна компанія»



В.М. Дудка

Довідка

Впровадження дисертаційної роботи Чаплигіної О.М. на тему: «Вдосконалення показників курсової стійкості автогрейдерів під час виконання робочих операцій»

Надана про те, що результати дисертаційної роботи Чаплигіної О.М. з вдосконалення показників курсової стійкості автогрейдера, під час виконання робочих операцій шляхом впровадження експрес-методу визначення показників курсової стійкості, отримали широке практичне застосування підприємством «Харківспецбуд - 1» при муніципальному будівництві.

Підприємство з 2017 року для виконання робіт застосовує експрес-метод визначення показників курсової стійкості при розробці ґрунту землерийно-транспортними машинами в міських умовах на ділянках великої довжини. Експрес-метод дозволяє фіксувати бокове зміщення машини, а методика вибору раціональних параметрів уникати відхилень від запланованої траєкторії руху, що не викликає необхідності реалізації додаткових проходів. Розроблена методика вибору раціональних параметрів Чаплигіної О.М. дозволяє ефективно застосовувати колісні автогрейдерів, забезпечуючи точність траєкторії руху з боковим зміщенням не більше 0,3м. Запропонована технологія виконання робочих операцій відповідає вимогам, пред'явленим до якості будівництва, екологічної та виробничої безпеки.

Директор ТОВ «Харківспецбуд



І.В. Купровський

Довідка

Надається проектно-монтажною організацією ДП «Спеціалізоване управління механізованих робіт» ВАТ «Харківспецбуд», яка прийняла результати дисертаційної роботи Чаплигіної Олександри Михайлівни з удосконалення конструкції ходового обладнання та системи управління колесами передньої керованої вісі автогрейдера.

Обґрунтування модернізації конструкції автогрейдера обумовлено специфікою виконання технологічних операцій. Для автогрейдерів, характерний вплив позацентрово прикладеного навантаження на відвал, що призводить до зміщення машини відносно траєкторії руху. Бокове зміщення може досягати від 0,8-2,5м на довжині забою 20м, відхилення від запланованої траєкторії руху викликає необхідність реалізації додаткових проходів. Запропонована конструкція ходового обладнання та системи управління колесами передньої керованої вісі автогрейдера Чаплигіною О.М., завдяки корекції траєкторії руху автогрейдера та відсутністю необхідності додаткових проходів дозволяє значно скоротити час робіт що виконуються та питому витрату палива. Відповідно наданим розрахункам застосування удосконаленої конструкції автогрейдера дозволить збільшити довжину розроблювальної ділянки з боковим зміщенням не більшим ніж 0,3м.

Директор ДП «СУМР»



В.М. Карелін

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заступник ректора з науково-

методичної роботи Харківського

національного автомобільно-дорожнього

університету

проф. Ходирев С.Я.

березень 2018 р.



впровадження результатів дисертаційної роботи Чаплигіної Олександри Михайлівни у навчальний процес кафедри будівельних і дорожніх машин ім. А.М. Холодова Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Комісія у складі: голова комісії – завідувач кафедри будівельних і

дорожніх машин ім. А.М. Холодова,

канд. техн. наук, доцент В.О. Шевченко

члени комісії – заступник декана механічного факультету,

доцент кафедри будівельних і дорожніх

машин ім. А.М. Холодова

Ю.В. Рукавишніков;

доцент кафедри будівельних і дорожніх

машин ім. А.М. Холодова,

канд. техн. наук І.Г. Пімонов.

склала цей акт про те, що результати дисертаційної роботи Чаплигіної О.М. були впроваджені у навчальний процес кафедри будівельних і дорожніх машин ім. А.М. Холодова при викладанні лекцій, виконанні лабораторних робіт та курсового проєктування з дисциплін «Машини для земляних робіт», «Динаміка БДМ» для студентів спеціальності 6.050503 «Машинобудування» та 133 «Галузеве машинобудування».

Були використані наступні результати:

- моделі руху автогрейдера з дестабілізуючим впливом на робоче обладнання;
- результати експериментальних досліджень руху автогрейдера з основним відвалом встановленим під кутом;
- структурна модель системи керування робочим процесом машин для земляних робіт;
- методика способу визначення показників курсової стійкості землерийно-транспортних машин.

Впровадження результатів роботи дозволило підвищити практичну спрямованість навчального процесу, якість підготовки фахівців бакалаврів за спеціальністю 6.050503 «Машинобудування» та магістрів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування».

доцент

доцент

доцент

В.О. Шевченко

Ю.В. Рукавишніков

І.Г. Пімонов

ДОДАТОК Б.

МАТЕМАТИЧНІ РОЗРАХУНКИ

Алгоритм розрахунку граничного об'єму призми ґрунту під час виконання операції різання трикутною стружкою (таблиця Б.1), передбачуваної В.Ш. Зубковим [37, 38].

Таблиця Б.1. Алгоритм розрахунку граничного об'єму призми ґрунту під час виконання операції різання трикутною стружкою

Опис блоку алгоритму	Залежність
1	2
1. Перевірка умови можливості вирізання відвалом заданої довжини стружки трикутної форми. Якщо умова не виконується – методика не може бути використана.	$B \gg \frac{h}{\sin \varepsilon} \quad (\text{Б.1})$
2. Розрахунок мінімальної необхідної довжини відвала $B_{\min}$ з умови повної екскавації ґрунту із забою.	$B_{\min} = \frac{h}{\sin \varepsilon} + \frac{\cos(\varphi_{\text{отк.}} - \varepsilon_1)}{\sin \alpha_0} \times$ $\times \left(2 - \sqrt{\frac{2 \cdot k_p \cdot \sin \alpha_0 \cdot \sin \varepsilon_1 \cdot \sin \varphi_{\text{отк.}}}{\sin \delta \cdot \sin 2\beta_1 \cdot \sin(\varepsilon_1 + \varphi_{\text{отк.}})}} + \right. \quad (\text{Б.2})$ $\left. + \sqrt{\frac{2 \cdot F \cdot k_p}{\sin 2\varphi_{\text{отк.}}}} \right)$
Розрахунок мінімальної необхідної довжини відвала $B_{\min}$, за якою увесь ґрунт йде під відвал.	$B_{\min 1} = \frac{h}{\sin \varepsilon} \cdot \left(1 + \right.$ $\left. + \sqrt{\frac{2 \cdot k_p \cdot \sin \alpha_0}{\sin \delta \cdot \sin 2\beta_1 \cdot \text{ctg} \varepsilon_1 \cdot \text{ctg} \varphi_{\text{отк.}}}} \right) \quad (\text{Б.3})$

Продовження таблиці Б.1.

1	2
Розрахунок кута ψ між траєкторією абсолютного руху призми ґрунту і площиною, яка перпендикулярна різальній кромці	$\psi = \arctg(5,5 \cdot \delta \cdot \varphi_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot (1 - \varepsilon_1)) - \alpha_0 \quad (\text{Б.4})$
3. Шляхом порівняння B і $B_{\min}$ перевіряється умова повної екскавації ґрунту з забою. В іншому випадку методика не може бути досліджена	$B \geq B_{\min} \quad (\text{Б.5})$
4 Розрахунок координат U_1, U_2, U_3 решт ділянки призми ґрунту. Розрахунок об'єму призми ґрунту на першій ділянці V_{np1} Розрахунок об'єму призми ґрунту на другій ділянці V_{np2}	$U_1 = \frac{h \cdot \cos(\alpha_0 - \beta_1)}{\sin \delta \cdot \sin \alpha_0},$ $U_2 = \frac{h}{\sin \varepsilon},$ $U_3 = \begin{cases} B_{\min 1} & \text{при } B \gg B_{\min 1} \\ B & \text{при } B \leq B_{\min 1} \end{cases} \quad (\text{Б.6})$
	$V_{np1} = \frac{k_p \cdot h^3 \cdot (\alpha_0 - \beta_1) \cdot \cos \varphi}{6 \cdot \cos \beta_1 \cdot \cos(\alpha_0 + \psi) \cdot \sin^2 \delta \cdot \sin \alpha_0} \quad (\text{Б.7})$
	$V_{np2} = \frac{k_p \cdot \sin \alpha_0 \cdot \sin \delta \cdot \cos \varphi}{\cos(\alpha_0 + \varphi)} \times$ $\times \left[\frac{U_2^2}{2} \cdot (U_2 - U_1) + \operatorname{tg} \beta_1 - (U_2 - U_1)^3 \times \right. \quad (\text{Б.8})$ $\left. \times \frac{\sin \alpha_0 \cdot \sin \beta_1}{6 \cdot \cos^2 \beta_1 \cdot \sin(\alpha_0 - \beta_1)} \right]$

Продовження таблиці Б.1.

5. Шляхом порівняння B і $B_{\min}$ перевіряється умова повного відходу вирізаного ґрунту під відвал	$B \geq B_{\min}$ (Б.9)
6. Якщо умова в блоці 5 виконується, то розраховується об'єм призми ґрунту на третій ділянці	$V_{np3} = \frac{k_p \cdot h^3 \cdot \cos \varphi \cdot \sin \alpha_0}{3 \cos(\alpha_0 + \psi) \cdot \sin^2 \varepsilon \cdot \cos \varepsilon} \times$ $\times \left[\frac{k_p \cdot \sin \alpha_0}{\sin \varepsilon \cdot \cos \beta \cdot (ctg \varepsilon_1 + ctg \varphi_{отк})} \right] \quad (Б.10)$
Розрахунок повного об'єму граничної призми ґрунту V_{np3}	
Розрахунок повного об'єму граничної призми ґрунту $V_{\max}$	$V_{\max} = V_{np1} + V_{np2} + V_{np3} \quad (Б.11)$
7. Якщо умова в блоці 5 не виконується, то розраховується об'єм призми ґрунту на третій ділянці V_{np31}	$V_{np31} = \frac{\cos \psi \cdot (B \cdot \sin \varepsilon - h)}{2 \cos(\alpha_0 + \psi) \cdot \sin \varepsilon} \cdot \left[\frac{2k_p \cdot h^2 \cdot \sin \alpha_0}{\sin^2 \varepsilon \cdot \sin \delta} - \right.$ $\left. - \frac{(B \cdot \sin \varepsilon - h)^2}{3} \cdot (ctg \varepsilon_1 + ctg \varphi_{отк}) \right] \quad (Б.12)$
Розрахунок повного об'єму граничної призми ґрунту $V_{\max}$	$V_{\max} = V_{np1} + V_{np2} + V_{np31} \quad (Б.13)$

В залежностях, наведених в таблиці Б.1., використовуються наступні позначення:

B – ширина відвала;

ε – кут перекосу відвала у вертикальній площині;

h – глибина різання ґрунту;

$\varphi_{отк}$ – кут природного відкосу матеріалу, який розробляється;

ε_1 – кут, який визначається зі співвідношення;

$$\sin \varepsilon = \sin \varepsilon_1 \cdot \sin \alpha_0; \quad (\text{Б.14})$$

k_p – коефіцієнт розпушення ґрунту;

δ – кут різання;

φ_1 – кут зовнішнього тертя ґрунту щодо сталі;

β_1 – кут, який визначається зі співвідношення:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\sin \alpha_0 \cdot \operatorname{tg} \varepsilon_1}{\sin \delta - \cos \delta \cdot \cos \alpha_0 \cdot \operatorname{tg} \varepsilon_1}; \quad (\text{Б.15})$$

F – площа перетину трикутної стружки, яка вирізається:

$$F = \frac{h \cdot \sin \alpha_0}{\sin 2\beta_1 \cdot \sin \delta}. \quad (\text{Б.16})$$