

УДК 621.878.2

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2020.88.2.43

## ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОГРЕЙДЕРА НА ОСНОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЙОГО АНАЛІТИЧНОЇ МОДЕЛІ РУХУ

Шевченко В.О., Чаплигіна О.М.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

**Анотація.** На основі аналізу даних експериментальних досліджень розроблена математична модель руху автогрейдеру в процесі виконання технологічних операцій. Модель дозволяє враховувати варіативність координат прикладання головного вектора сил зовнішнього опору на робочому органі, а також дозволяє описати не тільки плоский рух автогрейдеру під дією змінних сил опору, але й рух у разі блокування основного відвалу в ґрунті. Пропонована модель дозволяє з високою достовірністю виконувати аналітичний аналіз параметрів курсової стійкості автогрейдеру.

**Ключові слова:** рух автогрейдеру, траєкторія, показники курсової стійкості, дестабілізуювальний момент.

### Вступ

Під час виконання автогрейдером більшості технологічних операцій основний відвал розташовується під кутом до поздовжньої осі машини. Крім того, частина операцій виконується відвальним робочим органом, установленим під кутом у вертикальній площині. Це призводить до того, що координати прикладання головного вектора сил опору середовища, що розробляється, розміщуються асиметрично щодо поздовжньої площини симетрії автогрейдеру.

Таке асиметричне навантаження силами опору та додаткові бокові зусилля, що виникають, провокують відхилення автогрейдеру з планової траєкторії руху. Це знижує показники якості виконуваної роботи та викликає падіння продуктивності через необхідність виконання додаткових проходів.

Для усунення зазначених недоліків потрібно більш докладно дослідити закономірності формування показників курсової стійкості колісних землерийно-транспортних машин (ЗТМ), зокрема автогрейдерів.

### Аналіз публікацій

Виконаний огляд науково-технічної інформації засвідчив що, як правило, критерієм курсової стійкості дослідники пропонують використовувати коефіцієнти, що дорівнюють відношенню сумарного силового чинника, який сприяє утриманню машини на планованій траєкторії руху, до сумарного силового чинника, що сприяє відхиленню машини з цієї траєкторії [1, 2]:

$$k_y = \frac{P_{\text{ут}}}{P_{\text{дест}}} \geq [k_y], \quad (1)$$

де  $P_{\text{ут}}$  – сумарний силовий чинник, що утримує машину на планованій траєкторії руху;  $P_{\text{дест}}$  – сумарний силовий дестабілізуювальний чинник, який сприяє відхиленню машини від планованої траєкторії руху;  $[k_y]$  – нормативне або регламентоване значення коефіцієнта.

Аналіз технологічних операцій, які виконуються автогрейдером, показав, що переважна більшість з них виконується на захопленнях великої довжини. Під час руху машини оператор може активно втручатися в роботу автогрейдеру, змінюючи параметри робочого обладнання та процесу розроблення середовища. Це дозволяє утримати машину на планованій траєкторії руху.

Пропоновані в науково-технічній літературі дослідження та залежності не дозволяють розробити рекомендації щодо раціональних способів керування автогрейдером з метою утримання його на планованій траєкторії руху під час виконання технологічних операцій.

### Мета і постановка завдання

Метою дослідження є розроблення математичної моделі руху автогрейдеру під час виконання технологічної операції.

### Вирішення проблеми

Проведені пошукові експерименти показали, що траєкторія руху автогрейдеру може формуватися різними способами [3, 4] (рис. 1):

1) лінійна траєкторія руху автогрейдеру (рис. 1, а) формується в тих випадках, коли робочі опори на відвалі порівняно невеликі. У цій ситуації відхилення реальної траєкторії

руху автогрейдера від планованої не реєструється;

2) у ситуаціях, коли коефіцієнт зчеплення рушіїв з опорною поверхнею незначний, зафіксовано рух автогрейдера у процесі виконання технологічних операцій по криволінійній траєкторії (рис. 1, б);

3) найбільш часто в процесі різання ґрунту фіксується кусково-лінійна траєкторія руху автогрейдера (рис. 1, в). Зокрема машина на початковому етапі рухається прямолінійно, потім мірою зростання зовнішніх опорів вона гальмується, розвертається навколо точки блокування відвалу й далі продовжує прямолінійне переміщення.

У всіх ситуаціях втрати курсової стійкості слід відзначити, що поперечне зміщення машини відбувається поступово на деякій дистанції переміщення (захватці). З огляду на той факт, що більшість робочих операцій, виконуваних автогрейдером, рекомендується проводити з перекриттям проходів, як критерій курсової стійкості, у першому наближенні, можна прийняти або коефіцієнт перекриття проходів  $k_n$ , або відповідне йому нормативне поперечне зміщення краю відвалу (машини).

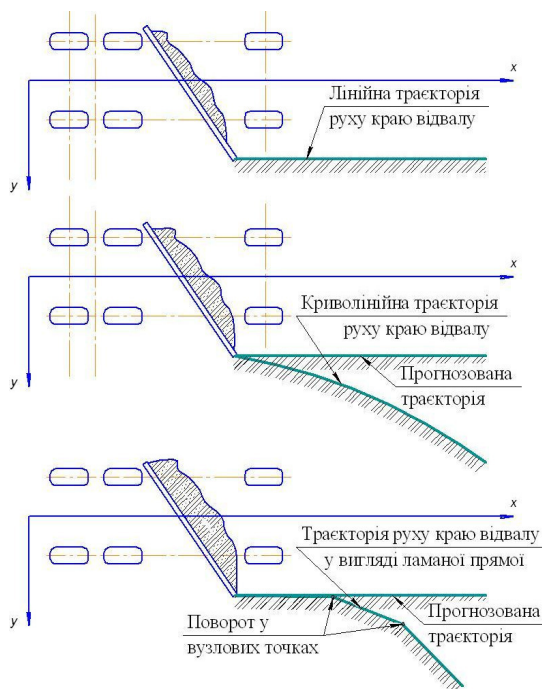


Рис. 1. Види траєкторій руху автогрейдера під час виконання технологічних операцій

У цьому випадку критерієм курсової стійкості на захватці, довжиною  $l$ , можна вважати умову:

$$y_p(l) \leq y_n(l) \pm \varepsilon_e, \quad (2)$$

де  $y_p(l)$  – поперечне зміщення машини під час руху по реальній траєкторії руху;  $y_n(l)$  – поперечне зміщення машини за умови руху по планованій траєкторії руху;  $\varepsilon_e$  – допустиме відхилення, визначене на підставі інформації, наведеної в довідковій літературі [5–7], табл. 1:

де  $B$  – ширина відвалу автогрейдера;  $\alpha$  – кут захоплення відвалу;  $\varepsilon$  – кут перекоосу відвалу у вертикальній площині;  $k_n$  – коефіцієнт перекриття проходів.

З точки зору оцінки критерію курсової стійкості необхідно обчислити відхилення реальної траєкторії руху краю відвалу автогрейдера щодо запланованої траєкторії руху на заданій дистанції, яка відповідає довжині забою або захватки. Теоретичні дослідження в цьому випадку повинні ґрунтуватися на аналізі динамічної моделі руху автогрейдера під час виконання технологічної операції.

Процеси різання, переміщення, перемішування і планування ґрунту робочим органом автогрейдера, як правило, є складними фізичними явищами, точний опис яких має певні труднощі.

Згідно з результатами експериментального дослідження будь-який технологічний процес, який виконується автогрейдером, може бути представлений у вигляді сукупності двох етапів руху:

– на першому початковому етапі робоча операція, що виконується, характеризується дією змінних сил робочого опору. Викликано це зміною сил опору копання у разі змінної глибини різання і сил опору з боку призми розроблювального матеріалу, яка формується перед відвалом. Експерименти показують, що саме на цьому етапі руху найбільш імовірна втрата курсової стійкості автогрейдера;

– другий етап руху характеризується стабілізацією значень сил робочого опору. Подібне явище викликано тим, що глибина різання, як правило, не змінюється, а отже, опір різанню так само залишається постійним. Крім цього, обсяг призми матеріалу перед основним відвалом так само залишається стабільним. Особливо це проявляється, якщо кути захоплення відмінні від  $90^\circ$ . За умови сталого режиму навантаження втрата курсової стійкості можлива внаслідок зміни властивостей середовища й опорної поверхні (зміни характеристик ґрунту й коефіцієнта зчеплення), тобто під час розроблення анізотропного середовища.

Оскільки траєкторія руху автогрейдеру формується всім комплексом зусиль, що діють на нього, сам процес пересування машини належить до області динаміки твердих тіл. У цьому випадку переміщення машини значні, що дозволяє віднести задачу опису траєкторії руху до завдань динаміки великих переміщень [8, 9]. Це дозволяє під час обґрунтування та розроблення динамічної моделі системи використовувати загальноприйняті спрощення та допущення, а саме:

1) оскільки параметри курсової стійкості визначаються в процесі переміщення машини на великі відстані (від декількох метрів до декількох десятків метрів), то пружними деформаціями приводу управління, робочого обладнання та несучої металоконструкції нех-

туємо, зважаючи на їх неістотності порівняно із загальним переміщенням усієї машини;

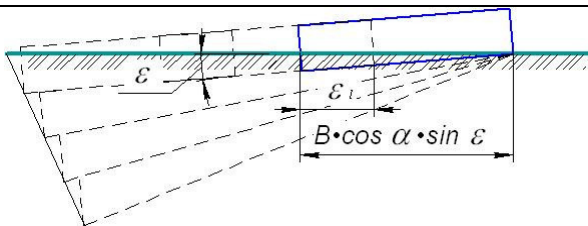
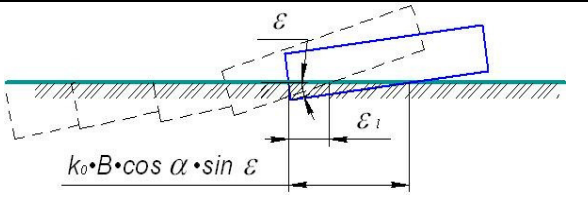
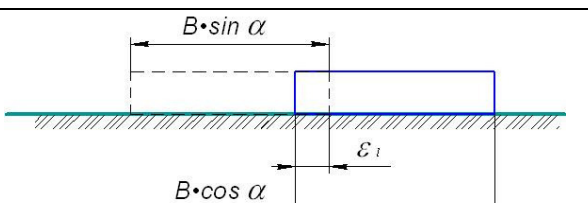
2) у динамічній моделі насамперед враховуються фрикційні зв'язки, що дозволяє перейти до розгляду одномасної динамічної схеми, яка описує плоский рух автогрейдеру;

3) технологічні операції виконуються на горизонтальному майданчику, який не має поздовжніх і поперечних ухилів;

4) середовище, яке розробляється, однорідне та має властивості ізотропності. Подібне спрощення дозволяє використовувати детерміновані залежності для опису сил опору;

5) тягові зусилля розвиваються балансірним візком автогрейдеру, разом з цим передня вісь є веденою, подібна компоновка властива для 70 % вироблюваних автогрейдерів;

Таблиця 1 – Рекомендовані значення допустимого зміщення  $\varepsilon_e$  краю відвалу автогрейдеру в процесі виконання технологічних операцій

Вид технологічної операції	Розрахункова схема	Значення $k_0$	Значення $\varepsilon_e$
Зарізання, промінева схема		Розпушений ґрунт 1,15–1,3	$(k_n - 1) \cdot B \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varepsilon$
		Ґрунт неперушеної структури 1,25–1,6	
Зарізання, пошарова схема		Розпушений ґрунт 1,45–1,7	$(k_n - 1) \cdot k_0 \cdot B \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varepsilon$
		Ґрунт неперушеної структури до 2	
Переміщення ґрунту		1,1–1,15	$B \cdot \sin \alpha \cdot (k_n - 1)$

6) сучасні автогрейдери є енергонасиченими машинами, оскільки вони обладнані двигунами внутрішнього згоряння з надлишковою потужністю. Для виконання робочих операцій копання ґрунту, коли швидкості руху машини малі, а наведена маса обертових елементів трансмісії і маховика двигуна в десятки й сотні разів перевищують масу

самого автогрейдеру, зі зміною величини зовнішніх опорів число обертів валу двигуна змінюється незначно. В експериментах зафіксовано зниження числа обертів колінчастого валу не більше ніж на 5 %, що не суттєво. У розрахунках вважаємо, що воно залишається постійним.

Прийняті спрощення та допущення дозволять перейти до розроблення розрахункової динамічної схеми автогрейдера. Значна кількість дослідників схиляється до аналізу плоского руху машини в горизонтальній площині (у площині опорної поверхні) [2]. Аналіз пошукових експериментів, проведених на автогрейдері ДЗК-251 в умовах науково-навчального полігону кафедри БДМ ХНАДУ дозволили визначити принципи відмінності розроблюваної моделі автогрейдера від наявних, а саме: у процесі виконання технологічних операцій автогрейдером можливе блокування відвалу зростаючими силами робочого опору (опору різання середовища, що розробляється, й опору переміщенню призми). У цьому випадку в експериментах фіксувався поворот автогрейдера щодо точки блокування відвалу. Слід зазначити, що зміна характеру руху машини призводить до зміни як динамічної схеми, так і рівняння руху.

Рух автогрейдера може бути об'єктивно й повно описаний за допомогою двох динамічних схем, а відповідно й математичних моделей (рис. 2):

- плоский рух машини під дією зовнішніх сил (рис. 2, а);
- обертання машини щодо точки блокування відвалу (рис. 2, б).

Математична модель руху автогрейдера на першому етапі складена на основі рівнянь Шалля для плоского руху твердого тіла [10].

Запропонована модель автогрейдера має три узагальнені координати і містить три диференціальних рівняння другого ступеня.

$$\begin{cases} m\ddot{x} = (T_1 + T_2) \cdot \cos \varphi - (W_{f1} + W_{f2}) \cdot \cos \varphi - (P_{\delta 1} + P_{\delta 2}) \cdot \sin \varphi - W_2 \cdot \cos \varphi - W_6 \cdot \sin \varphi - \\ - (W_{f31} + W_{f32}) \cdot \cos(\beta_0 + \varphi) + (P_{\delta 31} + P_{\delta 32}) \cdot \sin(\beta_0 + \varphi); \\ m\ddot{y} = (T_1 + T_2) \cdot \sin \varphi - (W_{f1} + W_{f2}) \cdot \sin \varphi + (P_{\delta 1} + P_{\delta 2}) \cdot \cos \varphi - W_2 \cdot \sin \varphi + W_6 \cdot \cos \varphi - \\ - (W_{f31} + W_{f32}) \cdot \sin(\beta_0 + \varphi) - (P_{\delta 31} + P_{\delta 32}) \cdot \cos(\beta_0 + \varphi); \\ I\ddot{\varphi} = (T_2 - T_1 + W_{f1} - W_{f2}) \cdot \frac{l_5}{2} - (P_{\delta 1} + P_{\delta 2}) \cdot l_1 + W_2 \cdot l_3 + W_6 \cdot l_2 - W_{f31} \cdot r_1 - P_{\delta 31} \cdot r_2 - \\ - W_{f32} \cdot r_3 - P_{\delta 32} \cdot r_4. \end{cases} \quad (3)$$

На другому етапі руху, коли основний відвал автогрейдера блокується та відбувається поворот машини навколо точки блокування, динамічна модель має один ступінь свободи. Рівняння руху представлено залежністю [11]:

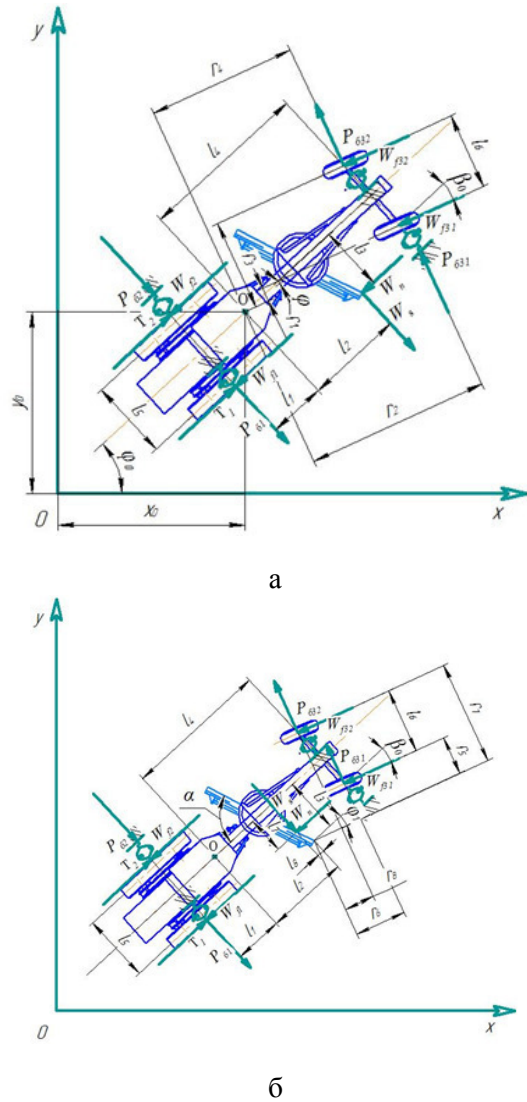


Рис. 2. Розрахункові схеми автогрейдера: а – розрахункова схема автогрейдера для етапу вільного плоского руху; б – розрахункова схема автогрейдера для етапу обертання навколо точки стопоріння відвалу

$$\begin{aligned} I_{O1}\ddot{\varphi}_1 = & T_1 \cdot (l_3 - \frac{l_5}{2}) + T_2 \cdot (l_3 + \frac{l_5}{2}) - \\ & - (P_{\delta 1} + P_{\delta 2}) \cdot (l_1 + l_2) - W_{f1} \cdot (l_3 - \frac{l_5}{2}) - \\ & - W_{f2} \cdot (l_3 + \frac{l_5}{2}) - W_{f31} \cdot r_5 - P_{\delta 31} \cdot r_6 - \\ & - W_{f32} \cdot r_7 - P_{\delta 32} \cdot r_8 - W_2 \cdot (l_3 - l_7) - W_6 \cdot l_8. \end{aligned} \quad (4)$$

Формально умовою переходу від першого етапу руху до другого є рівність суми проєкцій рушійних сил і суми проєкцій сил опору на поздовжню вісь автогрейдера:

$$\sum P_{\text{дв}} \leq \sum P_{\text{сопр}}. \quad (5)$$

На підставі динамічної схеми (рис. 2, а) ця умова набуває вигляду:

$$T_1 + T_2 + m \cdot \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \cdot \cos(\varphi - \arctg \frac{\dot{y}}{\dot{x}}) \leq \leq W_{f1} + W_{f2} + W_e + (W_{f31} + W_{f32}). \quad (6)$$

У запропонованих залежностях використовуються наведені нижче позначення:  $x, y, \varphi, \dot{\varphi}$  – узагальнені координати;  $m$  – маса автогрейдера;  $I, I_{O1}$  – момент інерції автогрейдера в горизонтальній площині відповідно до центру мас і точки блокування відвалу;  $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7$  – лінійні розміри, вказані на рис. 2;  $\alpha$  – кут захоплення поворотного відвалу;  $\rho_0$  – кут повороту передніх коліс;  $T_1, T_2$

– тягові зусилля, що розвиваються відповідно до правого й лівого ведучих бортів автогрейдера;  $W_{f1}, W_{f2}, W_{f31}, W_{f32}$  – сили опору перекочування коліс автогрейдера;  $P_{\delta 1}, P_{\delta 2}, P_{\delta 31}, P_{\delta 32}$  – сили опору бічному зсуву коліс автогрейдера;  $W_e$  – горизонтальний складник опору копання уздовж поздовжньої осі автогрейдера;  $W_\phi$  – бічний складник опору копання, спрямований перпендикулярно поздовжній осі автогрейдера.

Опори перекачуванню коліс автогрейдера визначаються за допомогою залежності:

$$\begin{aligned} W_{f1} &= N_1 \cdot f; W_{f2} = N_2 \cdot f; \\ W_{f31} &= N_{31} \cdot f; W_{f32} = N_{32} \cdot f, \end{aligned} \quad (7)$$

де  $f$  – коефіцієнт опору перекочування коліс;  $N_{f1}, N_{f2}, N_{f31}, N_{f32}$  – опорні реакції на відповідних колесах.

Значення опорних реакцій визначаються формулами:

$$\begin{aligned} N_1 &= G - W_\phi - N_3 - N_2; \\ N_2 &= \frac{G \cdot \frac{l_6}{2} + m \cdot \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \cdot \sin(\varphi - \arctg \frac{\dot{y}}{\dot{x}}) \cdot h_1 + W_\phi \cdot (l_3 - \frac{l_6}{2}) - N_3 \cdot \frac{l_6}{2}}{l_6}; \\ N_3 &= N_{31} + N_{32} = \\ &= \frac{m \cdot g \cdot l_1 + m \cdot \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \cdot \cos(\varphi - \arctg \frac{\dot{y}}{\dot{x}}) \cdot h_1 - W_\phi \cdot (l_1 + l_2)}{(l_1 + l_4)}, \end{aligned} \quad (8)$$

де  $G = m \cdot g$  – сила тяжіння автогрейдера;  $W_\phi$  – вертикальний складник сили опору копання.

Тягові зусилля на провідних бортах визначаються залежностями [12, 13]

$$\begin{aligned} T_1 &= N_1 \cdot \varphi_{cu} [1 - av - bv^5]; \\ T_2 &= N_2 \cdot \varphi_{cu} [1 - av - bv^5], \end{aligned} \quad (9)$$

де  $v$  – дійсна швидкість руху автогрейдера:

$$v = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \cdot \cos \left[ \varphi - \arctg \frac{\dot{y}}{\dot{x}} \right].$$

Складники опорів копання визначаються типом виконуваної технологічної операції. У загальному випадку

$$\begin{aligned} W_e &= f(x, y, \varphi); \\ W_\phi &= \psi_1 \cdot W_e; \\ W_\phi &= \psi_2 \cdot W_e, \end{aligned} \quad (10)$$

де  $\psi_1, \psi_2$  – коефіцієнти, що визначаються експериментально.

Розроблена математична модель руху автогрейдера дозволяє досліджувати показники його курсової стійкості залежно від різноманітних чинників. Наприклад, у разі зіткнення відвалу з жорсткою важкопереборною перешкодою розрахунковим шляхом для автогрейдера ДЗК 251 були визначені умови втрати курсової стійкості залежно від початкової швидкості (рис. 3, 4) і координат точки стопоріння відвалу.

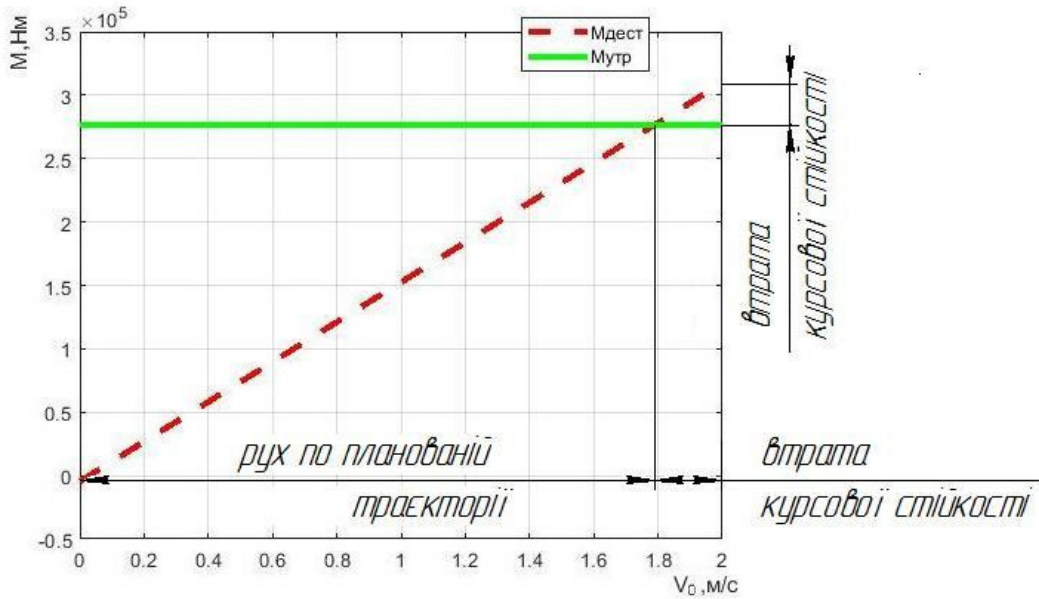


Рис. 3. Умови втрати курсової стійкості залежно від початкової швидкості автогрейдера

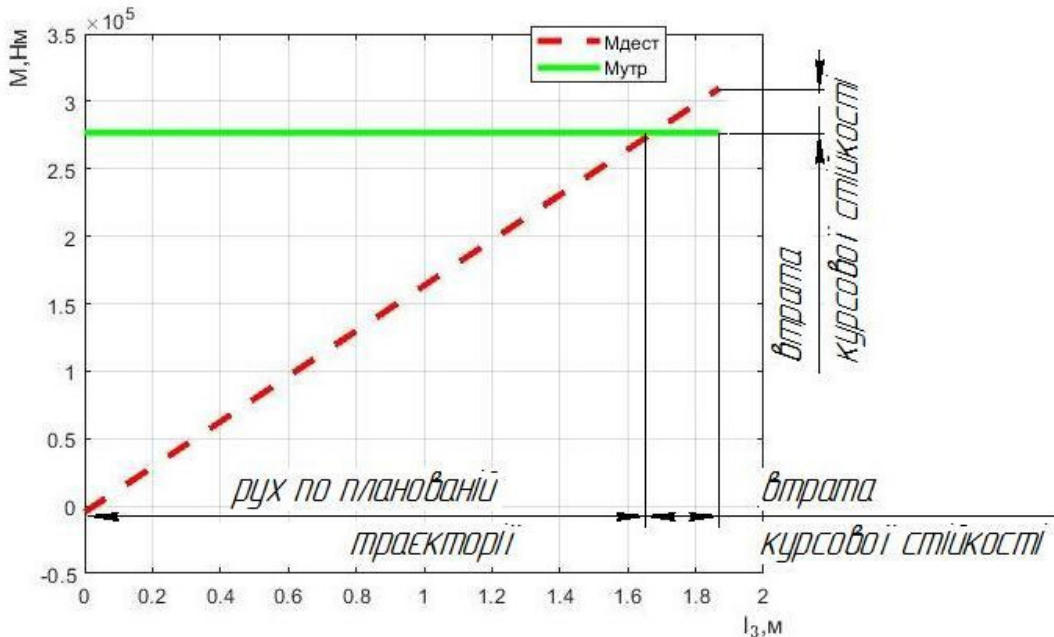


Рис. 4. Умови втрати курсової стійкості залежно від координат точки стопоріння відвалу

### Висновки

Розроблена математична модель руху автогрейдера дозволяє виконувати аналіз показників курсової стійкості. За її допомогою можна розробити перелік заходів, які дозволяють утримати в машину на планованій траєкторії в процесі виконання технологічних операцій.

### Література

1. Коваль А.Б. Визначення умов забезпечення курсової стійкості універсальних землерийних машин: автореф. дис. на здобуття наук. ступе-

ня канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт». – Дніпропетровськ, 2014. – 21 с.

2. Артемов Н.П. Повышение устойчивости движения пехотного агрегата при изменении технических параметров системы управления: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини и средства механизации сельскохозяйственного производства». – Харьков, 2006. – 179 с.

3. Чаплыгина А.М. Экспериментальное исследование показателей курсовой устойчивости автогрейдера // Вісник національного університету водного господарства та природокорис-

- тування: збірник наукових праць. – Рівне: НУВГП, 2015 – Вып. 2(70) – С. 342–353.
4. Chaplygina A.M., Shevchenko V.O., Bezsennaya Zh.P. 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. – С. 52–57.
  5. Холодов А.М., Ничке В.В., Назаров Л.В. Землеройно-транспортные машины. – Харьков: Вища школа, 1982. – 192 с.
  6. Ничке В.В. Надежность прицепного и навесного оборудования тракторов. – Харьков: Вища школа, 1985. – 152 с.
  7. Дорожно-строительные машины: справочное пособие / И.П. Бородачев и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машгиз, 1963. – 596 с.
  8. Шевченко В.О., Яришко О.В., Резніков О.О. Динаміка і міцність будівельних і дорожніх машин: навч. посіб. – Харків: ХНАДУ. – 2014. – 190 с.
  9. Назаров Л.В. Динамика колесных землеройно-транспортных машин: дисс. на соиск. наук. ступеня д-ра тех. наук: спец. 05.05.04 «Машины для земляных и дорожных работ». – Харьков, 1997. – 212 с.
  10. Маркеев А.П. Теоретическая механика: справочное пособие. – Москва: ЧеРо, 1999. – 572 с.
  11. Бать М.И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах. Том 2: Динамика. – 3-е изд. – Москва: Наука, 1966. – 1309 с.
  12. Воронович А.В. Совершенствование автогрейдеров массой 15...16 т комплектацией энергосиловыми модулями повышенной надежности: дис. кандидата технических наук: 05.05.04. – Харьков, 2007. – 244 с.
  13. The analytical research of the dynamic loading effect on the road-holding ability characteristic signs of earth-moving machine / A. Chaplygina, V. Shevchenko, Krasnokutsky V., Logvinov E. // International scientific journal trans & motauto world – Scientific technical union of mechanical engineering industry-4.0. – Sofia, Bulgaria, 2018. – Vol. 3. – Issue 2. – С. 57–61.
  3. Chaplygina A.M. Eksperimentalnoe issledovanie pokazatelej kursovoj ustojchivosti av-togrejdera // Visnik nacio-nalnogo universitetu vodnogo gospodarstva ta prirodokoristuvannya. Zbirnik naukovih prac. – Rivne: NUVGP, 2015. – Vyp. 2(70) – S. 342–353.
  4. Chaplygina A.M., Shevchenko V.O., Bezsennaya Zh.P. 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. – S. 52–57.
  5. Holodov A.M., Nichke B.V., Nazarov L. V. Zemlerojno-transportnye mashiny. – Harkov: Visha shkola, 1982. – 192 s.
  6. Nichke V.V. Nadezhnost pricepnogo i navesnogo oborudovaniya traktorov. – Harkov: Visha shkola, 1985. – 152 s.
  7. Dorozhno-stroitelnye mashiny: spravochnoe posobie / I.P. Borodachev i dr. – 3-e izd., pererab. i dop. – Moskva: Mashgiz, 1963. – 596 s.
  8. Shevchenko V.O., Yarizhko O.V., Reznikov O.O. Dinamika i micnist budivelnih i dorozhnih mashin: navch. Posibnik. – Harkiv: HNADU, 2014. – 190 s.
  9. Nazarov L.V. Dymamyka kolesnykh zemleroino-transportnykh mashyn. Dyss.na so-ysk. nauk. stupenia d-ra tekh.nauk: spets. 05.05.04 «Mashyny dlia zemlianykh y dorozhnykh rabot». – Harkov, 1997. – 212 s.
  10. Markeev A.P. Teoreticheskaya mehanika: spravochnoe posobie. – Moskva: CheRo, 1999. – 572 s.
  11. Bat M.I., Dzhanelidze G.Yu., Kelzon A.S. Teoreticheskaya mehanika v primerah i zadachah. Tom 2: Dinamika. – Izd. 3. – Moskva: Nauka, 1966. – 1309 s.
  12. Voronovich A.V. Sovershenstvovanie avtogrejderov massoj 15...16 t komplektaciej energosilovymi modulyami povyshennoj nadezhnosti: dis. ... kandidata tehniceskikh nauk: 05.05.04. – Harkov, 2007. – 244 s.
  13. The analytical research of the dynamic loading effect on the road-holding ability characteristic signs of earth-moving machine / A.Chaplygina, V.Shevchenko, Krasnokutsky V., Logvinov E. // International scientific journal trans & motauto world – Scientific technical un-ion of mechanical engineering industry-4.0, Sofia, Bulgaria, 2018. – Vol. 3 (2018). – Issue 2. – S. 57–61.

### References

1. Koval A.B. Vznachennya umov zabezpechennya kursovoyi stijkosti universalnih zemlerijnih mashin: avtoref. dis. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tehn. nauk: spec. 05.05.04 «Mashini dlya zemlyanih, dorozhnih i lisotehnicnih robit». – Dnipropetrovsk, 2014. – 21 s.
2. Artemov N.P. Povyshenie ustojchivosti dvizheniya pihotnogo agregata pri izmenenii tehniceskikh parametrov sistemy upravleniya: avtoref. dis. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tehn. nauk : spec. 05.05.11 «Mashiny i sred-stva mehanizacii selskohozyajstvennogo proizvodstva». – Harkov, 2006. – 179 s.

**Шевченко Валерій Олександрович**, к.т.н., доцент, +380(57) 738-77-97, valery03102016@gmail.com,  
**Чаплигіна Олександра Михайлівна**, асистент, +380(93)349-06-07, olexandrachaplygina@gmail.com,  
 Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### Determination of indexes of the motor grader course stability on the basis of studying its analytical model of movement

**Abstract.** A motor grader is one of the main machines of road-building production. During construction of earth structures with its help a huge amount of technological operations are executed, namely intrasurface interference and cutting of ground, its transportation in lateral direction, planning of the surface etc. Each of these operations is characterized by geometrical indexes of the installation of the main dump in the place that defines the nature and coordinates of total resistance on the part of the developed ground. Based on the analysis of experimental research data, a mathematical model of the movement of the grader in the process of performing technological operations is developed. The model allows to take into account the variability of the coordinates of the application of the main vector of external resistance forces on the working body, and also makes possible to describe not only the plane movement of the grader by the action of variable resistance forces, but also the movement in the case when the main dump is blocked in the ground. The proposed model enables with a high degree of reliability to perform an analytical analysis of the directional stability parameters of the grader.

**Key words:** motor grader movement, trajectory, indicators of exchange rate stability, destabilizing moment.

**Shevchenko Valery**, PhD, Associate Professor, +380(57) 738-77-97, valery03102016@gmail.com,  
**Chaplygina Oleksandra**, Phd Student, +380(93)349-06-07, olexandrachaplygina@gmail.com,  
Kharkiv National Automobile and Highway University, Yaroslava Mudrogo st, 25, Kharkov, Ukraine, 61002.

### Определение показателей курсовой устойчивости автогрейдера на основе исследования его аналитической модели движения

**Аннотация.** Автогрейдер является одной из основных машин дорожно-строительного произ-

водства. В процессе строительства земляных сооружений с его помощью выполняют целый ряд разнообразных технологических операций, к которым следует отнести зарезание и резание грунта, транспортировка грунта в боковом направлении, планирование поверхности и т. д. Каждая из этих операций характеризуется своими геометрическими показателями установки основного отвала в пространстве, что определяет характер и координаты приложения суммарный сопротивление со стороны разрабатываемого грунта. В предлагаемой работе на основе исследования математической модели движения автогрейдера выполнен анализ влияния выполняемой технологической операции на показатели курсовой устойчивости автогрейдера. На основе анализа данных экспериментальных исследований разработана математическая модель движения автогрейдера в процессе выполнения технологических операций. Модель позволяет учитывать вариативность координат приложения главного вектора сил внешнего сопротивления на рабочем органе, а также позволяет описать не только плоское движение автогрейдера по действием переменных сил сопротивления, но и движение в случае блокировки основного отвала в грунте. Предлагаемая модель позволяет с высокой степенью достоверности выполнять аналитический анализ параметров курсовой устойчивости автогрейдера.

**Ключевые слова:** движение автогрейдера, траектория, показатели курсовой устойчивости, дестабилизирующий момент.

**Шевченко Валерий Александрович**, к.т.н., доцент, +380 (57) 738-77-97, valery03102016@gmail.com,  
**Чаплыгина Александра Михайловна**, ассистент, +380 (93) 349-06-07, olexandrachaplygina@gmail.com,  
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, г. Харьков, Украина, 61002