

**Динамічні характеристики робочих органів культиватора при інтенсифікованому процесі обробітку ґрунту**

О.І. Алфьоров

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства ім. Петра Василенка (м. Харків, Україна)
email: alfogor@i.ua, ORCID: 0000-0002-0357-3141*

В статті розглянуто лабораторне експериментальне дослідження коливань S-образної стійки робочого органу культиватора з метою визначення основних її параметрів при здійсненні процесу рихлення ґрунту. Проведені дослідження дозволили отримати результати, за якими можливо відслідкувати характер змін основних показників процесу рихлення, що супроводжується деформаціями пружної стійки робочого органу і мають вібраційний характер, та обумовлюють процес обробки ґрунту коливальними робочими органами, такі, як прискорення, кутові швидкості, кути орієнтації Ейлера, зусилля сил опору, переміщення кінця стійки, спектральна щільність віброприскорень та спектральна щільність тягового зусилля. Обґрунтовано доцільність використання стохастичних підходів при забезпеченні достатнього рівня показників надійності пружних стійок робочих органів ґрунтообробних агрегатів на етапі проектування. Наведено діапазон частот експлуатаційного сталого режиму роботи пружного робочого органу, що відповідає діапазону амплітуди коливань, яка монотонно зростає в залежності від зростання швидкості переміщення стійки від 0,93 м/с до 2,5 м/с. Зафіксовано наявність коливань, що характеризуються різницею між силою опору переміщенню робочого органу до початку руйнування (рихлення) ґрунту та силою опору переміщенню органу під час рихлення, що підтверджує застосування ступінчастої двостадійної моделі зміни сил опору. Обґрунтовано можливість виникнення раптових відмов стійки культиватора внаслідок дії перешкод, що знаходяться на робочій траєкторії органів ґрунтообробних агрегатів. При дії екстремального навантаження в лабораторних умовах зафіксовано раптове збільшення деформації стійки відносно експлуатаційного режиму у 6,5 разів.

Ключові слова: *культивация, пружна стійка, культиватор, кутова швидкість, сили опору, спектральна щільність віброприскорень, спектральна щільність тягового зусилля*

Постановка проблеми та її актуальність. В умовах зростання споживання продуктів харчування і економії енергетичних показників важливим є фактор зменшення собівартості продукції, що випускається в сільськогосподарській галузі. Це реалізується за рахунок впровадження високпродуктивних техніки і технологій обробки ґрунту. З огляду на важливість поверхневої обробки ґрунту, перспективним напрямком розвитку сільськогосподарської техніки є створення ефективних і надійних ґрунтообробних агрегатів. Широке розповсюдження набули ґрунтообробні машини з робочими органами, що виконані на пружній підвісці. Специфіка роботи таких машин визначається коливальним рухом робочих органів, який інтенсифікує процес рихлення та забезпечує його належну якість. Одночасно це призводить до динамічної навантаженості пружних елементів та обумовлює ризик раптових руйнувань.

Незважаючи на широке розповсюдження сільськогосподарських машин з робочими органами на пружній підвісці, узагальнюючих наукових досліджень, що забезпечують інтенсифікацію процесу рихлення та прогнозування показників експлуатаційної надійності ґрунтообробних агрегатів з коливальними робочими органами ще не вистачає.

Аналіз досліджень і публікацій. Як показують експлуатаційні спостереження, завдяки використанню робочих органів на пружній підвісці покращується якість обробки ґрунту під час культивції, знижуються енерговитрати. Коливання робочого органу у ґрунті відбувається за рахунок різниці сил опору ґрунту в стадії спокою та під час руху [1]. Коливальний рух, який передається від стійки до робочого органу, перешкоджає залипанню його ґрунтом та рослинними рештками. Однак, під час роботи стійки навантажені значними змінними за величиною напруженнями, що

призводить до накопичення втомних пошкоджень, і, як наслідок, до руйнування. У працях [2-5] зроблена спроба обґрунтування параметрів робочих органів на пружній підвісці, яка базується на аналізі коливальних процесів. Проте експериментальних даних щодо навантаженості пружної стійки та її деформування недостатньо.

Мета досліджень. Емпірично дослідити залежність динамічних параметрів пружних органів ґрунтообробних агрегатів, що впливають на виконання технологічного процесу інтенсифікації обробітку ґрунту.

Виклад основного матеріалу. Для перевірки теоретичних положень про взаємодію робочого органу з ґрунтом [6-8], отримання енергетичних і силових характеристик та визначення впливу його параметрів на коливальний процес проведено експериментальне дослідження з визначення амплітудно-частотних характеристик коливань робочого органу та аналізу напружень та переміщень S-подібної стійки стрілкової лапи культиватора. Експериментальне дослідження проведено в лабораторному ґрунтовому каналі. Дослідження проводилось на різних швидкостях руху: 0,93 м/с; 1,66 м/с та 2,5 м/с, глибина входження стійки з робочим органом в ґрунт мала наступні значення: 5 см; 10 см та 15 см [9].

Оскільки в умовах реальної експлуатації на полі можуть залишатись рослинні рештки, грудки ґрунту з корінням рослин та ін., було визначено вплив цих «перешкод» на коливальний процес. Для цього у ґрунтовому каналі на шляху робочого органу встановлювалось дві групи грудок пресованого ґрунту різного розміру. Після кожного проходу робочих органів знову готували ґрунт, в зв'язку, з чим її спушували, вирівнювали, ущільнювали, повертали перешкоди на вихідну позицію, потім знову вирівнювали.

Результати випробувань представлені нижче мають орієнтацію згідно локальної системи координат, що наведена на рис. 1 та отримані за допомогою вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин [10-16].

Процес обробки ґрунту під час проведення операції культивування супроводжується деформаціями пружної стійки робочого органу, що мають вібраційний характер.

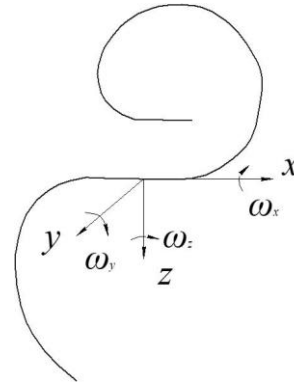


Рис. 1. Схема локальної системи координат орієнтації вимірювальної системи під час випробувань

Враховуючи, що коливання стійок в процесі рихлення характеризуються неперервним випадковим стаціонарним потоком вібрацій змінної частоти та амплітуди на різноманітних стадіях циклу рихлення, цілком виправдано під час експерименту з визначення амплітудно-частотних характеристик отримувати, як комплексну характеристику спектральну щільність віброприскорень, що виникають в пружних робочих органах ґрунтообробних машин (рис. 2).

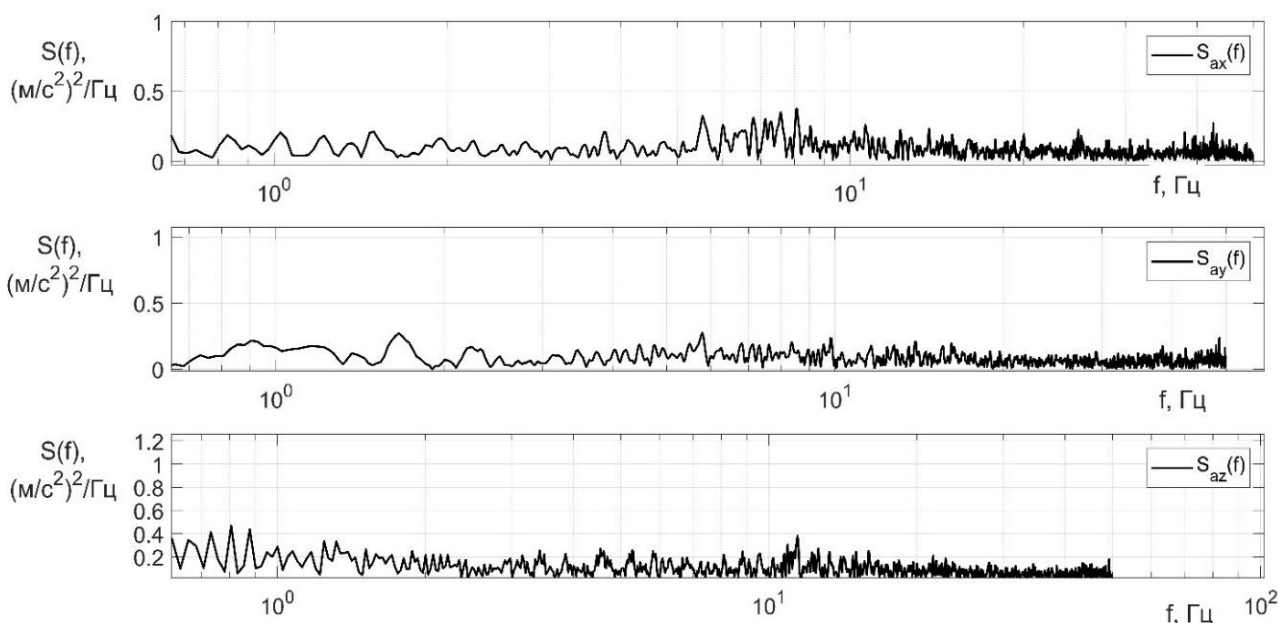


Рис. 2. Спектральна щільність віброприскорень пружної стійки культиватора

Аналіз отриманих при випробуваннях за режимами, встановленими планом експерименту, даних надає змогу визначити, що у сталому режимі експлуатації коливання відбуваються в діапазоні від 6,5 Гц до 8,5 Гц. Це дозволяє встановити характер залежності зміни амплітуди коливань пружної стійки від глибини обробки ґрунту та від швидкості руху робочого органу.

Зазначений діапазон частот експлуатаційного сталого режиму роботи пружного робочого органу відповідає діапазону амплітуди коливань, що монотонно зростає в залежності від зростання швидкості переміщення стійки від 0,93 м/с до 2,5 м/с та становить від 8 мм до 13 мм при глибині обробки ґрунту 10 см та відповідно від 9,5 мм до 16,5 мм при глибині 15 см (рис. 3).

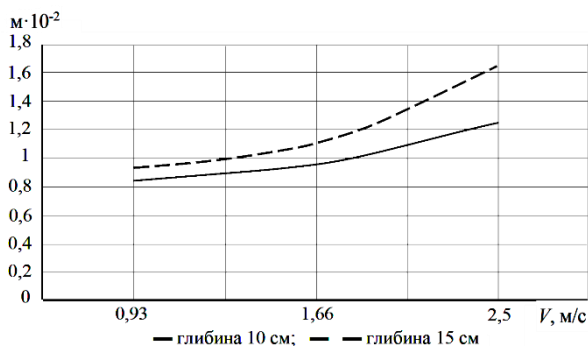


Рис. 3. Залежності амплітуди коливань стійки від швидкості руху робочого органу та глибини обробки ґрунту

Отримані значення кутів Ейлера (рис. 4) – кути прецесії (α), нутації (β) та власного обертання (γ) робочого органу при поступовому прямолінійному русі візка експериментальної установки (рухається по рейках).

Їх значення та характер змін підтверджують неоднорідність ґрунту та доцільність використання стохастичних підходів при забезпеченні достатнього рівня показників надійності пружних стійок робочих органів ґрунтообробних агрегатів на етапі проектування. В той же час, у випадку отриманих результатів обертання стійки не виникає загрози руйнування при прийнятті експлуатаційних навантажень з урахуванням діапазону допустимих значень для кутів прецесії та нутації, що становить від нуля до 2π і від нуля до π відповідно.

Однак стрибкоподібна зміна кутів α , β та γ на 12 с та між 13 с та 14 с, що позначені екстремумами на рисунку 4, свідчать про прийняття стійкою закладених перешкод.

Кількісною характеристикою обертального руху стійки є кутова швидкість, зміну значень якої наведено на рис. 5.

Емпіричні зміни показників прискорення пружної стійки мають знакозмінну природу. Тобто в процесі роботи з обробки ґрунту має місце як

прискорення так і гальмування, значення яких знаходяться в діапазоні від -10 м/с^2 до 10 м/с^2 вздовж напрямку руху культиватора в режимі прийняття експлуатаційних навантажень та збільшуються майже вдвічі до значень від -20 м/с^2 до 20 м/с^2 при потрапленні на перешкоди в проміжок часу біля 12 с та між 13 с та 14 с (рис. 6).

Такий характер зміни прискорень підтверджує обґрунтованість використання для теоретичного розрахунку теорії механічних автоколивань, які обумовлені тертям, та відповідає застосованій схемі ступінчастої двостадійної зміни опору переміщенню робочого органу у ґрунті. Гальмування стійки відбувається при переході на першу стадію – накопичення енергії тривалістю T_1 , що відповідає відсутності абсолютного переміщення робочого органу у ґрунті, а прискорення – перехід у другу стадію осциляції тривалістю T_2 , що відповідає руху робочого органу під час рихлення.

Отримано результати фіксації значень сил опору ґрунту, що сприймаються робочим органом культиватора (рис. 7). Зафіксовано наявність коливань, що характеризуються різницею між силою опору переміщенню робочого органу до початку руйнування (рихлення) ґрунту P_1 та силою опору переміщенню органу під час рихлення P_2 [6-8].

Різниця між діями сил P_1 та P_2 (рис. 2.1), що сприймаються стійкою у повздовж осі z в режимі експлуатаційних навантажень становить близько 130 Н. Максимальне значення сили опору ґрунту повздовж напрямку культиватора (ось x) становить 100 Н, а мінімальне 60 Н, в той час відповідні значення у вертикальному напрямку (ось y) знаходяться на рівні 100 Н та 70 Н. Отже різниця між значеннями сил P_1 та P_2 в обох напрямках не перевищує 40 Н.

В момент потраплення робочого органу на перешкоду у вигляді пресованих грудок ґрунту спостерігається дія екстремального навантаження, що відповідає значному збільшенню як граничних значень сил P_1 та P_2 , так і різниці між ними. Так при проходженні першої перешкоди значення дії зазначених сил вздовж осі x становить від 680 Н до -25 Н (знак «-» вказує напрям дії сили), а їх різниця складає 705 Н. Схожі зміни відбуваються і вздовж осі y – пікові значення відповідають 280 Н та -75 Н з різницею 355 Н.

Проходження другої (меншої) перешкоди характеризується наступними значеннями: вздовж осі x – $P_{\max} = 240 \text{ Н}$, $P_{\min} = 60 \text{ Н}$, різниця відповідно становить 180 Н; вздовж осі y – $P_{\max} = 210 \text{ Н}$, $P_{\min} = 38 \text{ Н}$, різниця відповідно становить 172 Н;

Дія навантажень призводить до пружних деформацій стійки, траєкторію зміни яких наведено на рис. 8. При сталому режимі роботи стійки її деформація знаходиться в межах 25 мм за напрямом культиватора, та 5 мм у вертикальному напрямку, що відповідає значенням деформацій, отриманих при моделюванні напружено-деформованого стану [17, 18].

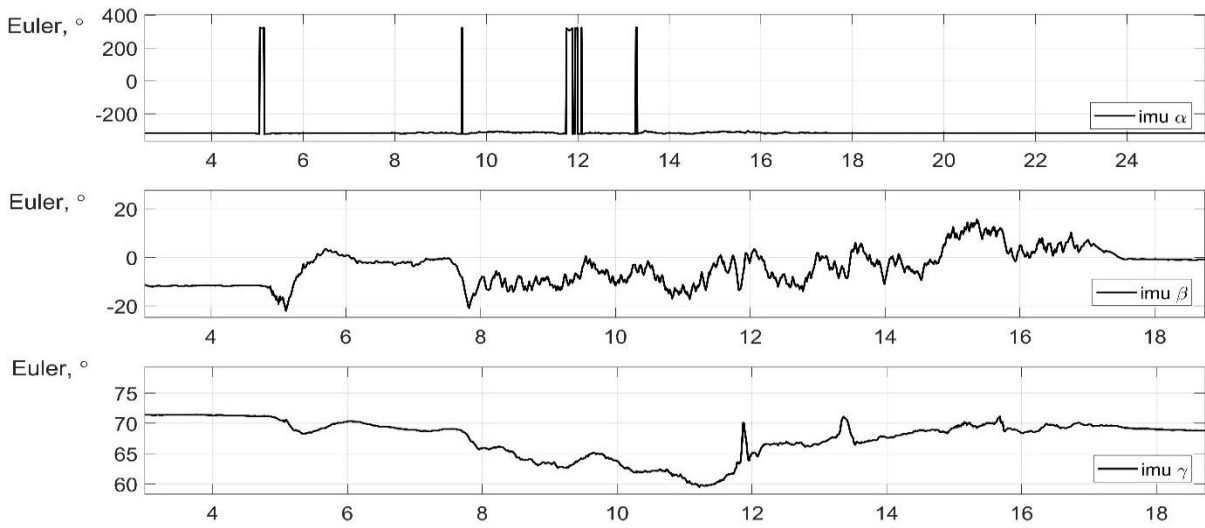


Рис. 4. Зміна кутів Ейлера пружної стійки за час сприйняття експериментальним зразком експлуатаційних навантажень

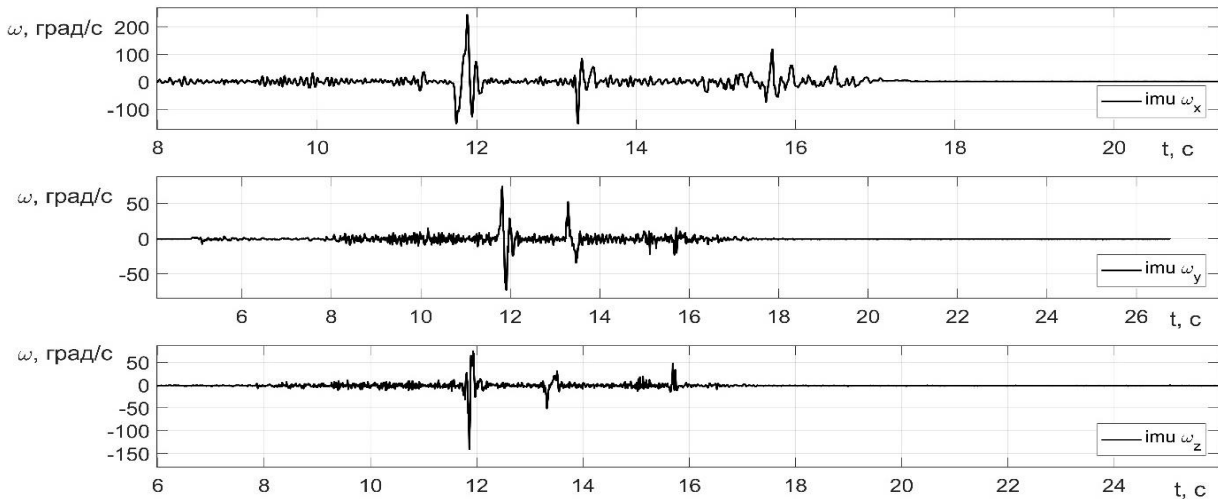


Рис. 5 Зміна показників кутової швидкості пружної стійки культиватора під час обробки ґрунту

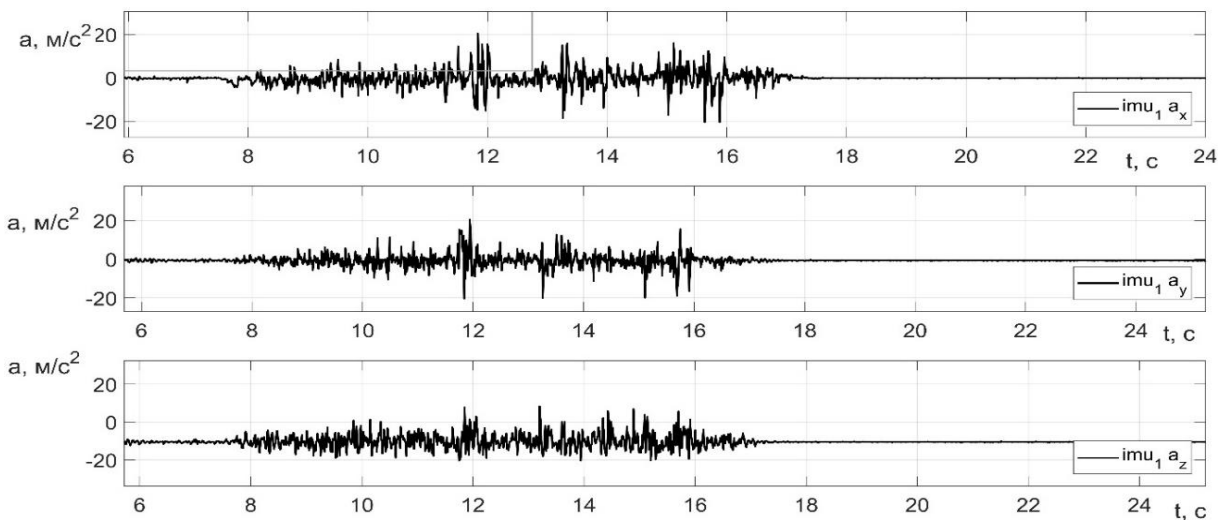


Рис. 6. Зміна показників прискорення пружної стійки культиватора під час обробки ґрунту

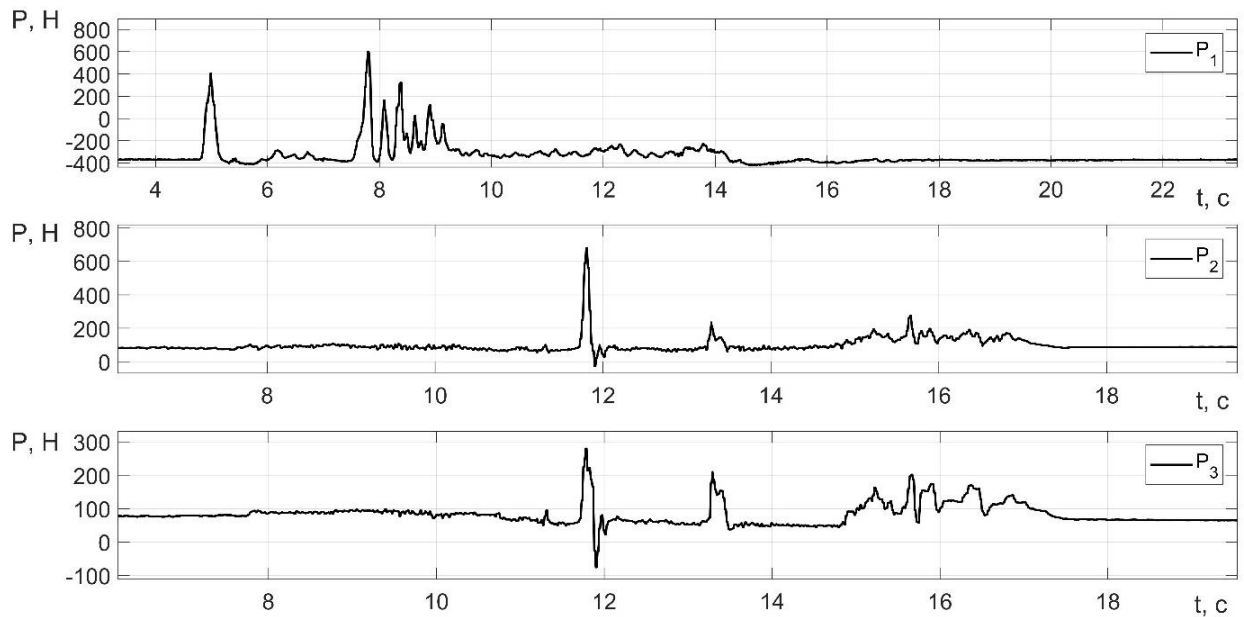


Рис. 7. Зміна значень сил опору переміщенню пружного робочого органу культиватора під час рихлення ґрунту P1 – вздовж осі z; P2 – вздовж осі x; P3 – вздовж осі y;

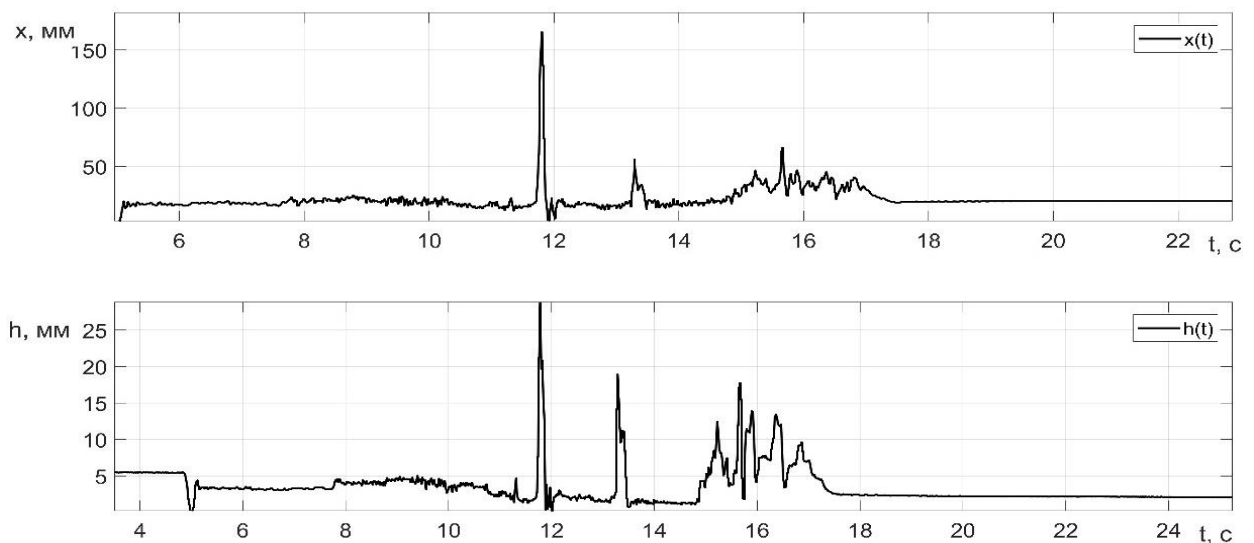


Рис. 8. Переміщення пружної стійки культиватора під час обробки ґрунту x – горизонтальне переміщення; h – вертикальне переміщення;

Потрапляння перешкод на шляху робочого органу різко збільшує деформацію пружної стійки. Екстремуми на графіку (рис. 8) свідчать, що переміщення стійки у момент подолання першої перешкоди перевищує деформацію експлуатаційного режиму навантажень більш ніж у 6,5 разів у напрямку руху культиватора та майже в 6 разів у значенні h (рис. 8), та становлять 170 мм та 30 мм відповідно.

Проходження другої перешкоди характеризується дещо меншими значеннями деформацій та відповідає значенням x – до 60 мм та h – біля

18 мм, що в свою чергу перевищує деформації сталого режиму навантажень у стійки майже в 2,5 та 3,5 рази відповідно.

Незважаючи на незначну значимість перешкоди у порівнянні з камінням, рослинними рештками та інше, та той факт, що пресований ґрунт перешкод за час експерименту не було зруйновано (подолання відбувалося за рахунок зсуву грудок ґрунту) маємо значні навантаження, що призводять до підвищення максимальних напружень у стійці, що може спричинити її раптове руйнування.

Значення спектральної щільності тягового

зусилля, що відповідає культивації стійки із двосторонньою оборотною плоскою лапою на швидкості 1,66 м/с наведено на рис. 9.

Наведені результати випробувань відповідають наступним параметрам: швидкість культивації – 1,66 м/с, глибина обробки – 10 см; робочий орган

– двостороння оборотна плоска лапа. Встановлення стрілкової лапи на одному робочому органі (на експериментальній установці передбачено один робочий орган) за однакових умов швидкості та глибини обробки не дозволило зафіксувати суттєвих змін в показниках тягового зусилля.

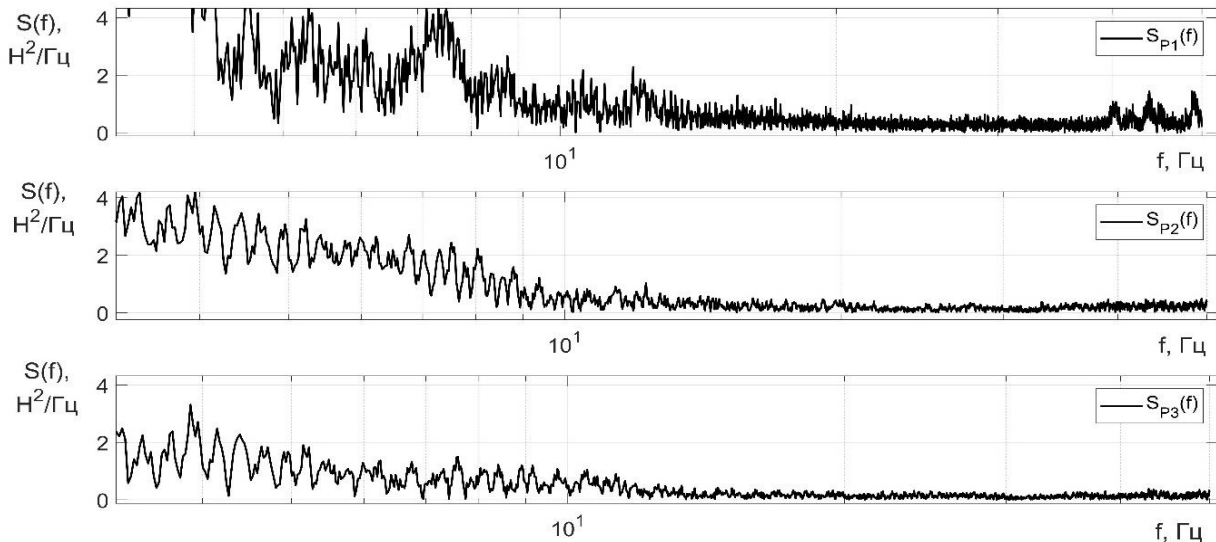


Рис. 9 – Спектральна щільність тягового зусилля під час обробки ґрунту

Висновки

З метою вивчення впливу глибини обробки ґрунту і швидкості руху ґрунтообробного агрегату на коливання робочого органу розроблено методику експерименту, в ході якого визначались прискорення, кутові швидкості, кути орієнтації Ейлера, зусилля сил опору, переміщення кінця стійки, спектральна щільність віброприскорень та спектральна щільність тягового зусилля. Також програмою випробувань було передбачено вплив перешкод на формування екстремального режиму роботи з визначенням значень пружних деформацій стійки;

Встановлено характер залежності зміни амплітуди коливань пружної стійки від глибини обробки ґрунту та від швидкості руху робочого органу. Діапазон частот експлуатаційного сталого режиму роботи пружного робочого органу відповідає діапазону амплітуди коливань, що монотонно зростає в залежності від зростання швидкості переміщення стійки від 0,93 м/с до 2,5 м/с та становить від 8 мм до 13 мм при глибині обробки ґрунту 10 см та відповідно від 9,5 мм до 16,5 мм при глибині 15 см;

Встановлений характер зміни прискорень підтверджує обґрунтованість використання для теоретичного розрахунку теорію механічних автоколивань, які обумовлені тертям, та відповідає застосованій схемі ступінчастої двостадійної зміни опору переміщенню робочого органу у ґрунті;

Отримано результати фіксації значень сил опору ґрунту, що сприймаються робочим органом культиватора. Зафіксовано наявність коливань, що характеризуються різницею між силою опору переміщенню робочого органу до початку руйнування (рихлення) ґрунту та силою опору переміщенню органу під час рихлення;

Обґрунтовано можливість виникнення раптових відмов стійки культиватора внаслідок дії перешкод [18, 19], що знаходяться на робочій траєкторії органів ґрунтообробних агрегатів. При дії екстремального навантаження в лабораторних умовах зафіксовано раптове збільшення деформації відносно експлуатаційного режиму у 6,5 разів.

Література

1. Гринченко О.С., Алфьоров О.І., Савченко В.Б., Юр'єва Г.П., 2016. Теоретичний аналіз автоколивань ґрунтообробних органів на пружній підвісці з урахуванням стохастичних факторів. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Харків: ХНТУСГ. Вип. 5. С. 222-226.
2. Войтюк Д.Г., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., 2013. Виникнення параметричних коливань та резонансів культиваторів з пружною підвіскою робочих органів. Міжвідомчий науковий збірник. Глеваха Вип. 98, Т.1. С. 376 – 384.
3. Базаров В.П. 1980. Дополнительный упругий элемент и его влияние на упругую подвеску.

Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин. №10. С. 9 – 11.

4. Бидерман В.П., 1980. Теория колебаний. М.: Высшая школа. 408 с.

5. Бабаков И.М., 1965. Теория колебаний. М.: Наука. 559 с.

6. Гринченко О.С., Алфьоров О.І., Савченко В.Б., Юр'єва Г.П., 2016. Теоретичний аналіз автоколивальних ґрунтообробних органів на пружній підвісці з урахуванням стохастичних факторів. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Харків. № 5. С. 225-231.

7. Алфьоров, О.І., 2015. Динамічні характеристики пружної підвіски робочих органів ґрунтообробних агрегатів. Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сіл. госп-ва ім. П. Василенка. Харків. Проблеми надійності машин та засобів механізації с.-г. вир-ва. Вип. 163 С. 174-177.

8. Алфьоров, О.І., 2015. Динаміка руху та надійність робочих органів ґрунтообробних агрегатів на пружній підвісці Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сіл. госп-ва ім. П. Василенка. Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному вир-ві. Вип. 158. С. 271-278.

9. Алфьоров О.І., Антощенко Р.В., Юр'єва Г. П., 2019 Експериментальне дослідження коливальних робочих органів культиватора на пружній стійці. Machinery & Energetics. Journal of Production Research. Kyiv. Ukraine. Vol. 9. № 2. С. 129-132.

10. Антощенко Р. В., 2014 Вимірювальна система динамічних та тяговоенергетичних показників функціонування мобільних машин. Інженерія природокористування. Вип. 2 (2). С. 15–19.

11. Антощенко Р. В., 2017 Динаміка та енергетика руху багатоелементних машинно-тракторних агрегатів: монографія. Харків. Міськдрук. 244 с.

12. Антощенко Р. В., 2015 Измерительная система динамических и энергетических параметров тракторов и машинно-тракторных агрегатов. Международный научный, научно-прикладной и информационный журнал «Механизация на земледелие». Варна. №. 12. С. 9–12.

13. Антощенко Р.В., Антощенко В.М., Голубничий М. А., Шаповалов Д.І., 2013. Мобільний вимірювальний комплекс для збору та обробки даних функціонування мобільних енергетичних засобів. Вісник Харків. нац. техн. ун-ту. сіл. госп-ва ім. П. Василенка. Харків. Технічний сервіс машин для рослинництва. Вип. 134. С. 52–57.

14. Антощенко Р.В., 2013. Обробка даних мобільного вимірювального комплексу для контролю за функціонуванням мобільних енергетичних засобів. Вібрації в техніці та технологіях. №2(70). С. 6– 9.

15. Антощенко Р.В., Антощенко В.М., 2014. Спосіб та вимірювальна система для визначення енергетичних витрат мобільної машини. Вісник

Харків. нац. техн. ун-ту. сіл. госп-ва ім. П. Василенка. Харків. 2014. Технічний сервіс машин для рослинництва. Вип. 145. С. 210–216.

16. Антощенко Р.В., 2014 Вимірювальна система динамічних та тягово-енергетичних показників функціонування мобільних машин. Інженерія природокористування. Вип. 2 (2). С. 15–19.

17. Гринченко А. С., Алфьоров А. И., Марченко М. В., Полтавченко О. В., 2011. Результаты моделирования напряженно-деформированного состояния S-образной стойки культиватора Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сіл. госп-ва ім. П. Василенка. Харків. Проблеми надійності машин та засобів механізації с.-г. вир-ва. Вип. 114. С. 299-304.

18. Алфьоров А., Гринченко А., 2016. Методология обеспечения механической надежности почвообрабатывающих машин при проектировании. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin-Rzeszów. Vol. 18, № 5. С. 47-52.

19. Алфьоров, О. І., 2019. Статистична модель надійності культиваторів з коливальним рухом робочих органів Machinery & Energetics. Journal of Production Research. Kyiv. Ukraine. Vol. 10. № 1. P. 5-9.

References

1. Grynchenko O.S., Alfyorov O.I., Savchenko V.B., Yurieva H.P., 2016. Teoretychnyi analiz avtokolyvan hruntoobrobnykh orhaniv na pruzhnii pidvisti z urakhuvanniam stokhastychnykh faktoriv. Tekhnichnyi servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv. Kharkiv: KhNTUSH. Vyp. 5. P. 222-226.

2. Voytyuk D.H., Chovnyuk Yu.V., Dikteruk M.H., 2013. Vynyknennya parametrychnykh kolyvan' ta rezonansiv kul'tyvatoriv z pruzhnoyu pidviskoyu robochykh orhaniv. Mizhvidomchyy naukovyy zbirnyk. Hlevakha Vyp. 98, T.1. P. 376 – 384.

3. Bazarov V.P. 1980 Dopolnitel'nyj uprugij jelement i ego vlianie na upruguju podvesku. Konstruirovaniye i tehnologija proizvodstva sel'skohozjajstvennykh mashin. №10. P. 9 – 11.

4. Biderman V.P., 1980. Teoriya kolebanij. M.: Vysshaja shkola. 408 p.

5. Babakov I.M., 1965. Teoriya kolebanij. M.: Nauka. 559 p.

6. Grynchenko O.S., Alfyorov O.I., Savchenko V.B., Yurieva H.P., 2016. Teoretychnyi analiz avtokolyvan hruntoobrobnykh orhaniv na pruzhnii pidvisti z urakhuvanniam stokhastychnykh faktoriv. Tekhnichnyi servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv. Kharkiv. № 5. P. 225-231.

7. Alfyorov, O.I., 2015. Dynamichni kharakterystyky pruzhnoi pidvisky robochykh orhaniv hruntoobrobnykh ahrehativ. Visnyk Kharkiv. nats. tekhn. un-tu sil. hosp-va im. P. Vasylenka. Kharkiv. Problemy nadiinosti mashyn ta zasobiv mekhanizatsii s.-h. vyr-va. Vyp. 163 P. 174-177.

8. Alforyov, O.I., 2015. Dynamika rukhu ta nadii-nist robochykh orhaniv hruntoobrobnykh ahrehativ na pruzhnii pidvistsi Visnyk Kharkiv. nats. tekhn. un-tu sil. hosp-va im. P. Vasylenka. Resurso-zberihaiuchi tekhnolohii, materialy ta obladnannia u remontnomu vyr-vi. Vyp. 158. P. 271-278.

9. Alforyov O.I., Antoshchenkov R.V., Yur'ie-va H. P., 2019 Eksperymentalne doslidzhennia kolyvan robochykh orhaniv kultyvatora na pruzhnii stiitsi. Machinery & Energetics. Journal of Production Research. Kyiv. Ukraine. Vol. 9. № 2. P. 129-132.

10. Antoshchenkov R.V., 2014 Vymiriuvalna systema dynamichnykh ta tiahovoenerhetychnykh pokaznykiv funktsionuvannia mobilnykh mashyn. Inzheneriia pryrodokorystuvannia. Vyp. 2 (2). P. 15–19.

11. Antoshchenkov R.V., 2017 Dynamika ta enerhetyka rukhu bahatoelementnykh mashynno-traktornykh ahrehativ: monohrafiia. Kharkiv. Miskdruk. 244 p.

12. Antoshchenkov R.V., 2015 Izmeritel'naja sistema dinamicheskikh i jenergeticheskikh parametrov traktorov i mashynno-traktornykh agregatov. Mezhdunarodnyj nauchnyj, nauchno-prikladnoj i informacionnyj zhurnal «Mehanizacija na zemedelie». Varna. №. 12. P. 9–12.

13. Antoshchenkov R.V., Antoshchenkov V.M., Holubnychy M.A., Shapovalov D.I., 2013. Mobilnyi vymiriuvalni kompleks dlia zboru ta obrobky danykh funktsionuvannia mobilnykh enerhetychnykh zasobiv. Visnyk Kharkiv. nats. tekhn. un-tu. sil. hosp-va im. P. Vasylenka. Kharkiv. Tekhnichniy servis mashyn dlia roslынnystva. Vyp. 134. P. 52–57.

14. Antoshchenkov R.V., 2013. Obrobka danykh mobilnoho vymiriuvalnoho kompleksu dlia kontroliu za funktsionuvanniam mobilnykh enerhetychnykh zasobiv. Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh. №2(70). P. 6–9.

15. Antoshchenkov R.V., Antoshchenkov V.M., 2014. Sposib ta vymiriuvalna systema dlia vyznachennia enerhetychnykh vytrat mobilnoi mashyny. Visnyk Kharkiv. nats. tekhn. un-tu. sil. hosp-va im. P. Vasylenka. Kharkiv. 2014. Tekhnichniy servis mashyn dlia roslынnystva. Vyp. 145. P. 210–216.

16. Antoshchenkov R.V., 2014 Vymiriuvalna systema dynamichnykh ta tiahovo-enerhetychnykh pokaznykiv funktsionuvannia mobilnykh mashyn. Inzheneriia pryrodokorystuvannia. Vyp. 2 (2). P. 15–19.

17. Grynchenko A.S., Alforyov A.I., Marchenko M.V., Poltavchenko O.V., 2011. Rezultaty modelirovanija naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija S-obraznoj stojki kultivatora Visnik Harkiv. nac. tehn. un-tu sil. gosp-va im. P. Vasilenka. Harkiv. Problemi nadijnosti mashin ta zasobiv mehanizacii s.-g. vir-va. Vip. 114. P. 299-304.

18. Alforyov A., Grynchenko A., 2016. Metodologija obespechenija mehanicheskoi nadezhnosti pochvoobrabatyvajushih mashin pri proektirovanii. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin-Rzeszów. Vol. 18, № 5. P. 47-52.

19. Alforyov, O.I., 2019. Statystychna model nadiinosti kultyvatoriv z kolyvalnym rukhom robochykh orhaniv Machinery & Energetics. Journal of Production Research. Kyiv. Ukraine. Vol. 10. № 1. P. 5-9.

Аннотация

Динамические характеристики рабочих органов культиваторов при интенсифицированном процессе обработки почвы

А.И. Алфёров

В статье рассмотрены лабораторное экспериментальное исследование колебаний S-образной стойки рабочего органа культиватора с целью определения основных её параметров при реализации процесса рыхления почвы. Проведенные исследования позволили получить результаты, по которым можно отследить характер изменений основных показателей процесса рыхления, что сопровождается деформациями упругой стойки рабочего органа и имеют вибрационный характер, обуславливающий процесс обработки почвы колебательными рабочими органами, такие, как ускорение, угловые скорости, углы ориентации Эйлера, усилия сил сопротивления, перемещение конца стойки, спектральная плотность виброускорений и спектральная плотность тягового усилия. Обоснована целесообразность использования стохастических подходов при обеспечении достаточного уровня показателей надежности упругих стоек рабочих органов почвообрабатывающих агрегатов на этапе проектирования. Приведен диапазон частот эксплуатационного установившегося режима работы упругого рабочего органа, отвечающего диапазону амплитуды колебаний, которая монотонно возрастает в зависимости от роста скорости перемещения стойки в диапазоне 0,93 м/с до 2,5 м/с. Зафиксировано наличие колебаний, характеризующихся разницей между силой сопротивления перемещению рабочего органа до начала разрушения (рыхление) почвы и силой сопротивления перемещению органа при рыхлении, что подтверждает применение ступенчатой двухстадийной модели изменения сил сопротивления. Обоснована возможность возникновения внезапных отказов стойки культиватора в результате воздействия препятствий, находящихся на рабочей траектории органов почвообрабатывающих агрегатов. При действии экстремальной нагрузки в лабораторных условиях зафиксировано резкое увеличение деформации стойки относительно эксплуатационного режима в 6,5 раза.

Ключевые слова: *культивация, упругая стойка, культиватор, угловая скорость, силы сопротивления, спектральная плотность виброускорений, спектральная плотность тягового усилия.*

Abstract

Dynamic characteristics of the working bodies of cultivators during the intensified process of soil cultivation

A.I. Alforyov

The article discusses a laboratory experimental study of the oscillations of the S-shaped stand of the cultivator working body in order to determine its main parameters during the implementation of the soil loosening process. The studies carried out made it possible to obtain results by which it is possible to track the nature of changes in the main indicators of the loosening process, which is accompanied by deformations of the elastic strut of the working body and have a vibration nature, which determines the process of soil cultivation by oscillatory working bodies, such as acceleration, angular velocities, Euler orientation angles, efforts resistance forces, displacement of the end of the rack, spectral density of vibration accelerations and spectral density of traction. The expediency of using stochastic approaches has been substantiated while ensuring a sufficient level of reliability indicators of the elastic struts of the working bodies of tillage aggregates at the design stage. 93 m/s to 2.5 m/s. The presence of oscillations characterized by the difference between the force of resistance to the movement of the working body before the destruction (loosening) of the soil and the force of resistance to the movement of the organ during loosening is recorded, which confirms the use of a stepwise two-stage model of changing the resistance forces. The possibility of sudden failures of the cultivator rack as a result of the impact of obstacles located on the working trajectory of the organs of the tillage aggregates has been substantiated. Under the action of an extreme load in laboratory conditions, a sharp increase in the deformation of the strut relative to the operating mode by 6.5 times was recorded.

Keywords: *cultivation, elastic stand, cultivator, angular speed, drag forces, spectral density of vibration accelerations, spectral density of traction.*

Бібліографічне посилання/ Bibliography citation: Harvard

Alforyov, A. I. (2021) «Dynamic characteristics of the working bodies of cultivators during the intensified process of soil cultivation», *Engineering of nature management*, (3(21), pp. 73 - 81.

Подано до редакції / Received: 06.04.2021