

Гринченко О.С.,  
Алфьоров О.І.,  
Савченко В.Б.,  
Юр'єва Г.П.

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка. e-mail: nadezhnost@ukr.net

ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ АВТОКОЛИВАНЬ  
ГРУНТООБРОБНИХ ОРГАНІВ НА ПРУЖНІЙ  
ПІДВІСЦІ З УРАХУВАННЯМ  
СТОХАСТИЧНИХ ФАКТОРІВ

УДК 631.316.02

*В статті теоретично розглянутий коливальний рух робочих органів на пружній підвісці на підставі моделі автоколивань. Врахований стохастичний характер чинників, які впливають на процеси рихлення ґрунту в реальних умовах. За допомогою статистичного моделювання отриманий розподіл розмаху деформації S-образної стійки лапи культиватора.*

**Ключові слова:** автоколивання, пружна стійка, статистичне моделювання, розмах деформації.

**Постановка проблеми.** Підвищення ефективності землеробства забезпечується використанням сучасних засобів і технологій обробки ґрунту. Широке розповсюдження набули ґрунтообробні машини з робочими органами, що виконані на пружній підвісці. Специфіка роботи елементів таких машин вимагає підвищеної уваги до питань забезпечення механічної надійності. Пружні підвіски різноманітні за конструкцією, але всі вони працюють в умовах виникнення великих динамічних деформацій та напружень. Це підвищує ризик раптових руйнувань та накопичення втомних пошкоджень.

Проектування надійних робочих органів на пружній підвісці, яка забезпечує додаткове корисне коливальне переміщення під час рихлення, потребує розробки інженерних методів теоретичного обґрунтування конструктивних параметрів і раціональних режимів використання. У працях [1-4] зроблена спроба обґрунтування параметрів робочих органів на пружній підвісці, яка базується на аналізі коливальних процесів. Але використання припущень теорії параметричних коливань на наш погляд не дає змоги адекватного і вичерпного опису виникаючих процесів. Більш ефективним і відповідаючим сутності явища може бути теоретичний розгляд коливального руху на підставі моделі автоколивань [5]. Необхідно також враховувати стохастичний характер чинників, які впливають на процеси рихлення ґрунту в реальних умовах.

**Метою** статті є теоретичний розгляд автоколивального руху ґрунтообробних робочих органів на пружній підвісці з урахуванням стохастичного розсіювання впливових факторів.

**Виклад основного змісту.** Розглянемо рух робочого органу з пружною підвіскою під час рихлення ґрунту на підставі моделі «розривних» автоколивань [6], яка відповідає наведеній на рис. 1 схемі ступінчастої двостадійної зміни опору переміщенню робочого органу у ґрунті. Аналогом такої схеми є так зване розривне «сухе тертя», яке на кожній стадії не залежить від швидкості відносного ковзання [7]. На рис. 1, а)  $P_1$  – сила опору переміщенню робочого органу до початку руйнування (рихлення) ґрунту.  $P_2$  – сила опору переміщенню органу під час рихлення. При цьому завжди  $P_1 > P_2$ . Таким чином, перша стадія накопичення енергії тривалістю  $T_1$  відповідає відсутності абсолютного переміщення (нерухомості) робочого органу у ґрунті (рис. 1, б). Друга, так звана стадія осциляції тривалістю  $T_2$  відповідає руху робочого органу під час рихлення, яке викликає сили опору  $P_2$  (рис. 1, в)

Вважаємо, що переносний рух місця закріплення пружного елемента на рамі агрегату відбувається з постійною швидкістю  $V$  у напрямку  $x$  (рис. 1, б). Відносний рух місця закріплення робочого органу на пружному елементі визначається координатою  $q(t)$ , яка одночасно є залежно від часу  $t$  пружною деформацією елемента.

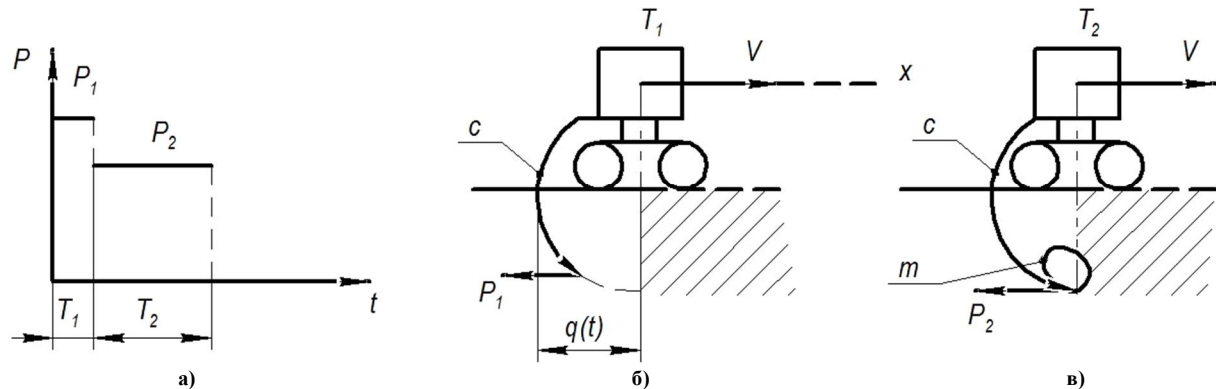


Рис. 1 – Схема двостадійного процесу автоколивань під час рихлення ґрунту

На другій стадії автоколивального руху [8] складена за допомогою принципу Даламбера умова динамічної рівноваги під час рихлення має вигляд:

$$m\ddot{q} + qc - P_2 = 0 \quad (1)$$

де  $m$  – маса робочого органу та частини ґрунту, яка на ньому знаходиться;

$c$  – жорсткість пружного елемента.

Перетворюючи (1) до стандартної форми, отримуємо диференціальне рівняння автоколивань:

$$\ddot{q} + \omega^2 q = \frac{P_2}{m} \quad (2)$$

де  $\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$  – власна частота вільних коливань робочого органу.

Загальний розв'язок рівняння (2) має вигляд

$$q(t) = C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t + \frac{P_2}{m\omega^2} \quad (3)$$

Сталі  $C_1$  і  $C_2$  знаходимо з початкових умов:  $q(0) = \frac{P_1}{c}$ ;  $\dot{q}(0) = V$ . В результаті отримуємо вираз для залежності динамічної деформації пружного елемента від часу на другій стадії автоколивань:

$$q(t) = \frac{P_2}{c} + \frac{P_1 - P_2}{c} \cos \omega t + \frac{V}{\omega} \sin \omega t \quad (4)$$

Відповідно, вираз для швидкості деформації має вигляд

$$\dot{q}(t) = \frac{(P_2 - P_1)\omega}{c} \sin \omega t + V \cos \omega t \quad (5)$$

Вирази (4) і (5) дозволяють на стадії проектування пружної підвіски робочих органів ґрунтообробних машин проводити теоретичний аналіз динамічних деформацій і відповідних напружень, які можуть виникнути у пружних елементах у процесі рихлення з коливальним переміщенням робочих органів. На рис. 2 б) і в) наведені графіки зміни

деформації, а також швидкості деформації пружного елемента, який є S-образною стійкою (рис. 2, а)) лапи культиватора, що має згинальну жорсткість  $c=3700$  Н/м. Масу лапи з ґрунтом прийнято  $m=5$  кг, а сили опору переміщенню лапи  $P_1=280$  Н і  $P_2=267$  Н. Графіки побудовані для трьох значень швидкості руху культиватора:  $V=2, 3$  і  $4$  м/сек.

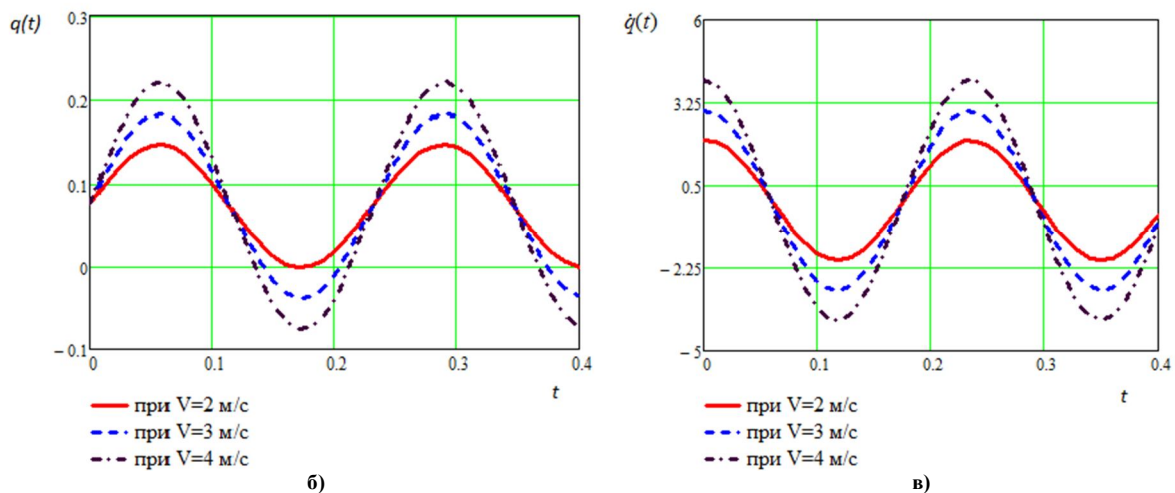
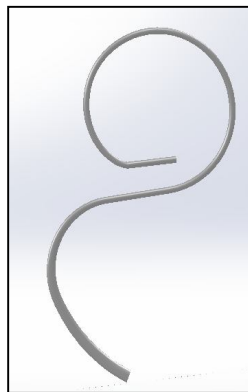


Рис. 2. Динамічна деформація та швидкість деформації S-образної стійки в залежності від швидкості руху агрегату

З розгляду результатів, наведених на рис. 2, можливо зробити висновок про суттєвий вплив швидкості руху ґрунтообробного агрегату на амплітуду динамічних деформацій пружного елемента підвіски. Це означає, що якщо конструкція підвіски не має обмежуючих деформацію пристроїв, то збільшення швидкості руху  $V$  може призводити до раптової втрати працездатності пружного елемента, яка буде обумовлена перевантаженням.

Важливим показником динамічної деформованості пружних елементів є розмах деформації, який з урахуванням (4) можливо обчислити за допомогою виразу:

$$A_q = q_{\max} - q_{\min} = \frac{P_2}{c} + \frac{P_1 - P_2}{c} \cos\left(\arctg \frac{cV}{\omega(P_1 - P_2)}\right) + \frac{V}{\omega} \sin\left(\arctg \frac{cV}{\omega(P_1 - P_2)}\right) \quad (6)$$

В умовах реальної експлуатації існує певна кількість факторів, які мають суттєве розсіювання, що призводить до випадковості показника динамічної деформованості  $A_q$ . До таких стохастичних факторів перш за все слід віднести сили опору переміщенню  $P_1$  і  $P_2$ , а також маса частини ґрунту, яка додається до маси робочого органу в процесі автоколивань. Прогнозування механічної надійності елементів пружної підвіски на стадії проектування можливо тільки за умови наявності розподілу очікуємих випадкових динамічних деформацій та напружень, діючих у пружних елементах. Отримати такий

розподіл можливо за допомогою (6), застосовуючи метод статистичного моделювання тих параметрів, які слід вважати випадковими. Методика моделювання може бути аналогічною до викладеної в [9]. На рис.3 наведений приклад отримання розподілів показника деформованості  $A_q$  для S-образної стійки лапи культиватора (рис. 2, а)

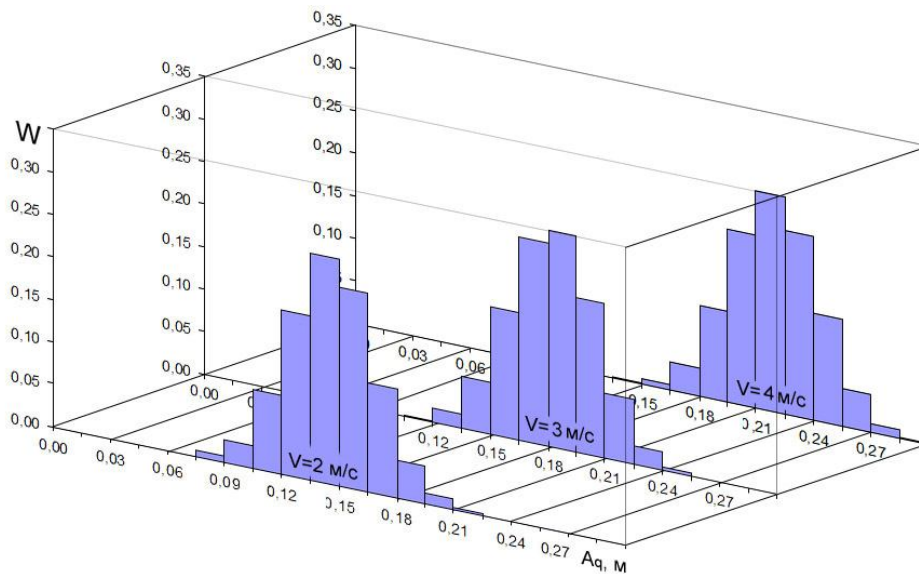


Рис.3. – Результати моделювання розподілів показника деформованості  $A_q$  для S-образної стійки лапи культиватора

**Висновки.** Теоретичний аналіз руху ґрунтообробних робочих органів на пружній підвісці можливо виконувати, базуючись на розривній моделі автоколивань. Отримані таким чином залежності містять основні конструктивні та експлуатаційні параметри і дозволяють використовувати розрахунки динамічних деформацій і напружень в елементах при проектуванні. Стохастичні фактори, що впливають на процеси динамічного навантаження в реальній експлуатації, можливо враховувати, застосовуючи метод статистичного моделювання. Це дозволяє виконувати прогнозування механічної надійності за раптовим або втомним руйнуванням.

### Література.

1. Войтюк Д.Г., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г. Виникнення параметричних коливань та резонансів культиваторів з пружною підвіскою робочих органів. // Міжвідомчий науковий збірник. – Вип. 98, Т.1, Глеваха, 2013. – С. 376 – 384.
2. Базаров В.П. Дополнительный упругий элемент и его влияние на упругую подвеску. / В.П. Базаров // Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин. – 1980. - №10. – С. 9 – 11.
3. В. П. Бидерман. Теория колебаний. – М.: Высшая школа., 1980. – 408 с.
4. И.М. Бабаков. Теория колебаний. – М.: Наука, 1965. – 559 с.
5. Войтюк Д.Г., Човнюк Ю.В., Гуменюк Ю.О., Гуцол О.П. Физико-механический анализ автоколебательных режимов работы вибрационной рыхлительной лапы культиватора // Вібрації в техніці та технологіях. – Вип. 4 (68), НУБіП, 2012. – С. 24-30
6. Н.В. Василенко. Теория колебаний. – Киев: Высшая школа, 1992. – 430 с.
7. Я.Г. Пановко. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1980. – 272 с.
8. Гринченко А.С., Алферов А.И. Теоретические модели функционирования и обеспечения механической надежности культиваторов с подпружиненными рабочими органами // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Вип. 45, Частина I, Кіровоград, 2015. – С. 205-212

9. Гринченко А. С. Статистическое моделирование и прогнозирование надежности при внезапных механических отказах / А. С. Гринченко, В. Б. Савченко, А. П. Юрѳева // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. - 2015. Вип. 163. - С. 23-30

### Summary

**Grinchenko O., Alforov O., Savchenko V., Yureva G.** Theoretical analysis of self-oscillations tillage bodies on an elastic suspension with the consideration of stochastic factors

*The article theoretically considered the oscillatory motion of the working bodies on an elastic suspension on the basis of the model of self-oscillations. Taken into account the stochastic nature of the factors that affect the process of loosening the soil in real conditions. Using statistical modeling the distribution of the magnitude of deformation S-shaped strut arms of the cultivator.*

**Key words:** oscillations, elastic strut, statistical modeling, the extent of deformation.

### References

1. Voytyuk D.G., Chovnyuk Yu.V., DIkteruk M.G. Viniknennya parametrichnih kolivan ta rezonansiv kultivatoriv z pruzhnoyu pidviskoyu robochih organiv. // Mizhvidomchiy naukoviy zbirnik. – Vip. 98, T.1, Glevaha, 2013. – S. 376 – 384.
2. Bazarov V.P. Dopolnitelnyiy uprugiy element i ego vliyanie na upruguyu podvesku./ V.P. Bazarov // Konstruirovaniye i tehnologiya proizvodstva selskohozyaystvennyih mashin. – 1980. - #10. – S. 9 – 11.
3. V. P. Biderman. Teoriya kolebaniy. – M.: Vysshaya shkola., 1980. – 408 s.
4. I.M. Babakov. Teoriya kolebaniy. – M.: Nauka, 1965. – 559 s.
5. Voytyuk D.G., Chovnyuk Yu.V., Gumenyuk Yu.O., Gutsol O.P. Fiziko-mehanicheskiy analiz avtokolebatelnyih rezhimov raboty vibratsionnoy ryihlitelnoy lapyi kultivatora // Vibriatsiyi v tehnitsi ta tehnologiyah. – Vyip. 4 (68), NUBIP, 2012. – S. 24-30
6. N.V. Vasilenko. Teoriya kolebaniy. – Kiev: Vysshaya shkola, 1992. – 430 s.
7. Ya.G. Panovko. Vvedenie v teoriyu mehanicheskikh kolebaniy. – M.: Nauka, 1980. – 272 s.
8. Grinchenko A.S., Alferov A.I. Teoreticheskie modeli funktsionirovaniya i obespecheniya mehanicheskoy nadezhnosti kultivatorov s podpruzhinennymi rabochimi organami // Zagalnoderzhavniy mizhvidomchiy naukovotekhnichniy zbirnik. – Vip. 45, Chastina I, Kirovograd, 2015. – S. 205-212
9. Grinchenko A. S. Statisticheskoe modelirovaniye i prognozirovaniye nadezhnosti pri vnezapnyih mehanicheskikh otkazah / A. S. Grinchenko, V. B. Savchenko, A. P. Yureva // Visnik Harkivskogo natsionalnogo tekhnichnogo univrsitetu silskogo gospodarstva Imeni Petra Vasilenka. - 2015. Vip. 163. - S. 23-30