

Проведені дослідження і розрахунки дають змогу підбирати оптимальні форми елементів контактуючих деталей з подібною до розглянутої схемою навантаження.

1. Дубецький С.А., Козут М.С. Тиск системи кругових та еліптичних штампів на пружний півпростір і шар// *Машинознавство*. – 2000.–№2. – С. 25–27. 2. Уфлянд Я.С. *Интегральные преобразования в задачах теории упругости*. – М.; Л. : Наука, 1968. – 402 с. 3. Развитие теории контактных задач в СССР. – М.: Наука, 1976. – 496 с. 4. Довнорович В.И. О действии кругового в плане штампа на упругий слой конечной толщины, лежащий на жестком основании// *Изв. АН СССР, ОТН, сер. мех. и маш.* – 1964. – 119. – № 2. 5. Александров В.М., Ворovich И.И. О действии штампа на упругий слой конечной толщины // *Прикл. математика и механика*. – 1960.– 24. – № 2. – С. 323–334.

УДК 539

Я.І. Козіброда, Ю.Я. Петрикович

Тернопільський державний технічний університет

ім. І. Пулюя

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНОГО ЕЛЕМЕНТА ЛЕМІШНО-КОЛИВАЛЬНОГО КОПАЧА

© Козіброда Я.І., Петрикович Ю.Я., 2003

Проведено аналітичне дослідження пружного елемента лемішних викопувальних органів з пружним шатуном, які коливаються у вертикальній площині. Пружний елемент виконаний у вигляді пружини із змінним кроком. Теоретично досліджується пружний елемент, в якому власна частота не залежить від маси рухомої частини викопувального органа, тобто пружина має властивості рівності частотності.

Analytical research of an elastic element of digging out bodies with an elastic rod which change in a vertical plane is carried out. The elastic element is made as a spring with variable step. The elastic element in which own frequency does not depend on weight of a mobile part of an executive body is theoretically investigated, the spring has property of identical frequency.

Технологічний процес викопування цукрових буряків – один із трудомістких і енергомістких елементів у ланцюгу збирання коренеплодів. Тому питання створення оптимальних схем викопування і розробки на їх базі модернізованих і нових взірців викопувальних органів – актуальна задача сільського господарства.

Перспективним у цьому напрямку є розробка нових викопувальних робочих органів на базі лемішних копачів, які знайшли широке застосування як у вітчизняних, так і зарубіжних коренезбиральних машинах, проблемою розробки і створення таких робочих органів займались багато дослідників [1, 2].

Розглянемо викопувальний орган лемішного типу з ексцентриковим приводом з пружним елементом. Дослідження конструктивних елементів, кінематики та переміщення пружного елемента, як одного з основних факторів коливань робочих органів є мало

дослідженням. Замінімо важільну систему копача еквівалентною розрахунковою схемою, зображену на рис. 1.

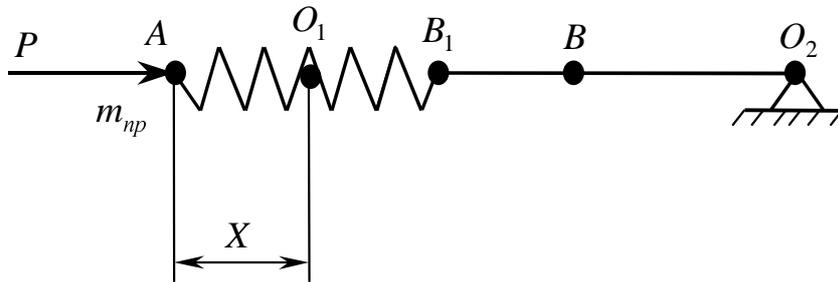


Рис. 1. Розрахункова схема ексцентрикового приводу з пружним елементом:
1 – ексцентричний вал; 2 – пружина; 3 – опора валу; 4 – приведена маса копача

Якщо пружину спроектувати з умов незалежного прискорення від навантаження, то одержимо пружний елемент, в якому власна частота не залежить від маси викопувального коливного органа, тобто пружина буде мати властивості рівної частоти.

Для цього гвинтова пружина виконана із змінним кроком витків так, щоб із збільшенням зовнішнього навантаження все більша кількість витків дотикалась, монотонно виключали їх із роботи.

Характеристика пружини буде криволінійною і при малих амплітудах виразиться таким співвідношенням [3]:

$$\omega_{np}^2 = \frac{C_{np} \cdot g}{P}, \quad (1)$$

де C_{np} – поздовжня жорсткість пружини; P – осьова сила; ω_{np} – кутова частота коливань.

З рівняння (1) одержимо

$$C_{np} = \frac{dP}{dX} = \frac{\omega_{np}^2 P}{g}. \quad (2)$$

При збудженні пружинного елемента лемішно-коливних робочих органів один із кінців пружини B отримує заданий рух від ексцентрика за законом:

$e \cos \omega t + r \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2} \sin \omega t$, де e – ексцентриситет; r – радіус кулачка; ω – кутова швидкість

обертання, а другий кінець пружини A здійснює коливання за законом: $X = \varphi(t)$.

Нехай до кінця пружини A прикріплений важіль викопувального органа з приведеною масою m_{np} , який враховує власну масу пружини, та діє приведена сила викопування.

Розглянемо дію періодичних імпульсів. Для спрощення розрахунків силою тертя в парах знехтуємо. За початкові умови, які характеризують рух тіла в момент $t = 0$, приймемо значення попередньо стиснутої пружини λ_{cm} і початкову швидкість v_0 . Знаходимо періодичне рішення, яке при вищевказаних допущеннях характеризує реальну систему.

Розглянемо розрахункову схему, подану на рис.1, в будь-який період $T = 2\pi/\omega$. Точка O є положенням статичної рівноваги механізму і центром координат у відносному русі. Точки B і A є кінцем пружини із змінним кроком.

Нехай за час t кінець пружини A переміститься у відносному русі на величину λ , а точка B – на величину $BB_1 = e \cos \omega t + r \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2} \sin \omega t$, тоді точка A переміститься в абсолютному русі, центр координат якого знаходиться в т. O_1 на величину, яка дорівнює:

$$X = e \cos \omega t + r \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2} \sin \omega t - \lambda. \quad (3)$$

Переміщення точки A у відносному русі буде дорівнювати, враховуючи значення виразу (2):

$$\lambda = \frac{P}{C_{np}} \int_{P_0}^P \frac{dP}{P} = \frac{P}{C_{np}} \ln \frac{P}{P_0}, \quad (4)$$

де P_0 – попередня сила стискування пружини.

Нижня границя інтегрування P_0 завжди повинна бути більше нуля, так при $P_0 = 0$, останній вираз не має фізичного змісту. Величина λ є нелінійною функцією навантаження тільки між P_0 і P , а ділянка характеристики $0 < P < P_0$ представляє пряму лінію дотичною до логарифмічної спіралі в точці P_0 , коли пружина попередньо стиснута на величину λ_0 .

У зв'язку із тим, що

$$\lambda_0 = \frac{P_0}{C_{0np}} = \frac{P}{C_{np}} = \text{const}, \quad (5)$$

одержуємо такий вираз

$$\lambda = \lambda_0 \left(1 + \ln \frac{P}{P_0} \right). \quad (6)$$

Підставимо вираз (6) у (3) і одержимо рівняння переміщення кінця пружини A

$$X = e \cos \omega t + r \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2} \sin \omega t - \lambda_0 \left(1 + \ln \frac{P}{P_0} \right). \quad (7)$$

Одержане рівняння (7) дає змогу визначити закон відносного руху кінця пружини в т. A ; тим самим закон коливання робочих органів. Пружини з такою характеристикою можуть мати, крім циліндричної, також і іншу, наприклад увігнуто-параболічну форму з постійним осьовим кроком.

Розглянута нами система є динамічна і її рух залежить від сил, які діють на віброкопач. На рис. 2 подана розрахункова схема динамічної системи віброкопача.

Для визначення сили P , з якою важіль 1 діє на пружний елемент 4, запишемо згідно з принципом д'Аламбера геометричну умову динамічної рівноваги важільної системи 1 лемішного копака. Через G_1 , G_2 , G_3 , G позначимо вагу відповідних елементів важелів і леміша 2.

$$\bar{P} + \bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \bar{G}_1 + \bar{G}_2 + \bar{G} + \bar{P}_{\text{гор}} + \bar{P}_{\text{верт}} = 0, \quad (8)$$

де \bar{F}_1 і \bar{F}_2 – приведена сила інерції важелів 1 і 2 відповідно; $\bar{P}_{\text{гор}}$ – горизонтальна складова викопування коренеплодів; $\bar{P}_{\text{верт}}$ – вертикальна складова викопування коренеплодів.

Вага важільних елементів G_1 і G_2 є конструктивно постійна і залежить від геометричних параметрів важільної системи 1, а вага G лемеша 5 з ворохом коренеплодів також від конструктивних параметрів копача і глибини копання.

Приведена сила інерції F_1 і F_2 елементів важільної системи можна визначити за залежностями:

$$F_1 = \pm \frac{2J_1 \cdot \varepsilon}{l_1} = \frac{2m_1 l_1^2}{3l_1} \cdot \frac{x''}{l_1} \cos \varphi_0 = \pm \frac{2}{3} m_1 x'' \cos \varphi_0, \quad (9)$$

$$F_2 = \pm \frac{2}{3} m_2 x'' \cos \varphi_0. \quad (10)$$

Величина горизонтальної $\bar{P}_{гор}$ і вертикальної $\bar{P}_{верт}$ складових сили викопування залежить від багатьох конструктивних і технологічних параметрів копача, а також ґрунтово-кліматичних умов і тому доцільно ці складові визначати експериментальним шляхом.

За результатами обчислень на ЕОМ побудовано графіки (рис. 3 – рис. 5) зміни в часі переміщення кінця пружини X від кутової швидкості привідного вала ω та величини ексцентриситету e та радіуса кулачка r .

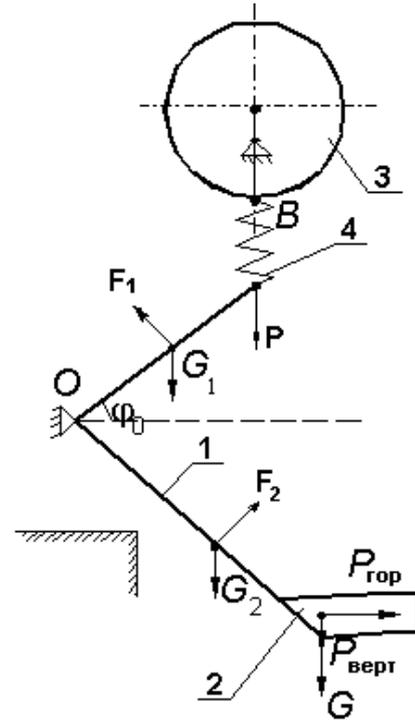


Рис. 2. Розрахункова схема лемішного копача з ексцентриковим пружним приводом:

- 1 – важільна система віброкопача;
2 – леміш; 3 – ексцентриковий вал;
4 – пружний елемент

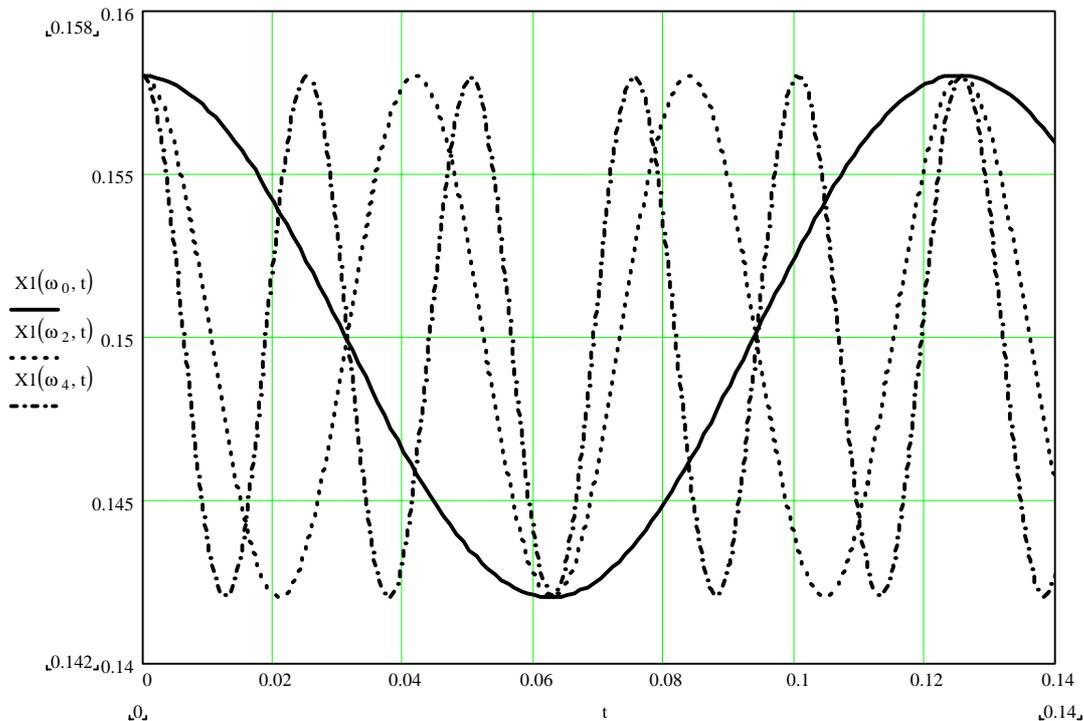


Рис. 3. Залежність переміщення кінця пружини X від кутової швидкості вала ω в часі t при:
 $r = 0,15$ м, $e = 0,008$ м, $\omega_0 = 50$ рад/с, $\omega_2 = 150$ рад/с, $\omega_4 = 250$ рад/с

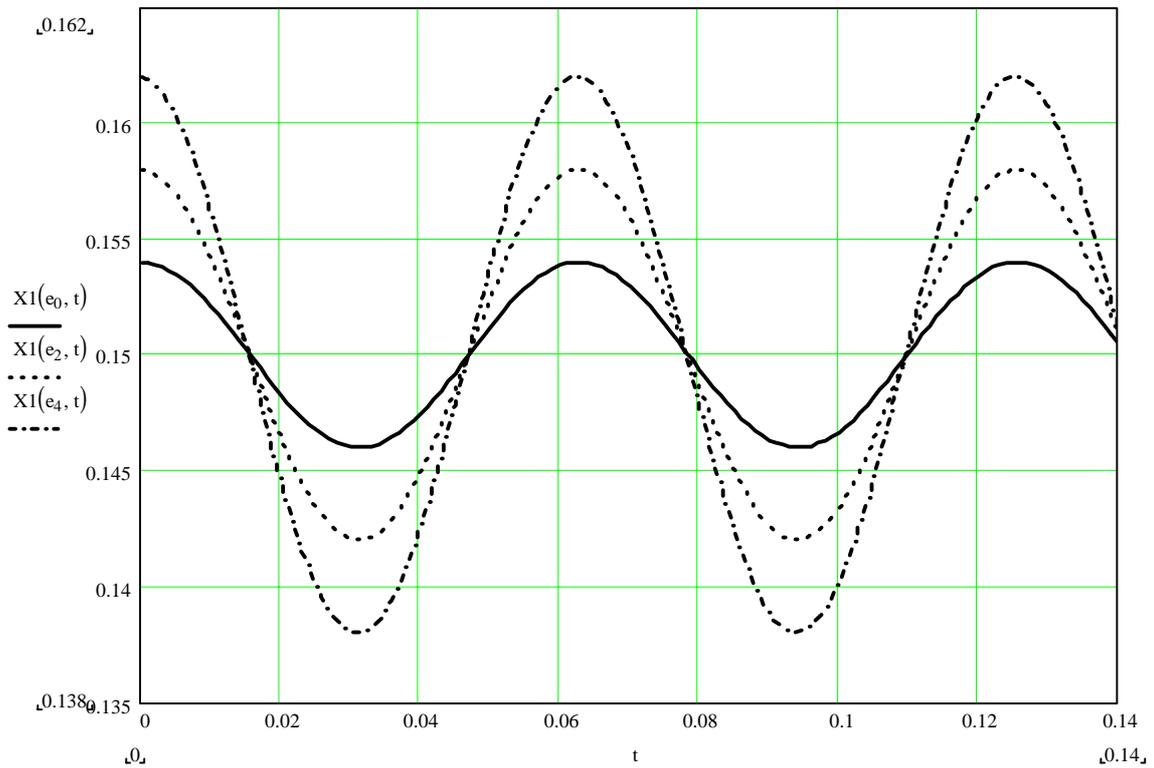


Рис. 4. Залежність переміщення кінця пружини X від величини ексцентриситету e в часі t при:
 $r = 0,15$ м, $\omega = 100$ рад/с, $e_0 = 0,004$ м, $e_2 = 0,008$ м, $e_4 = 0,012$ м

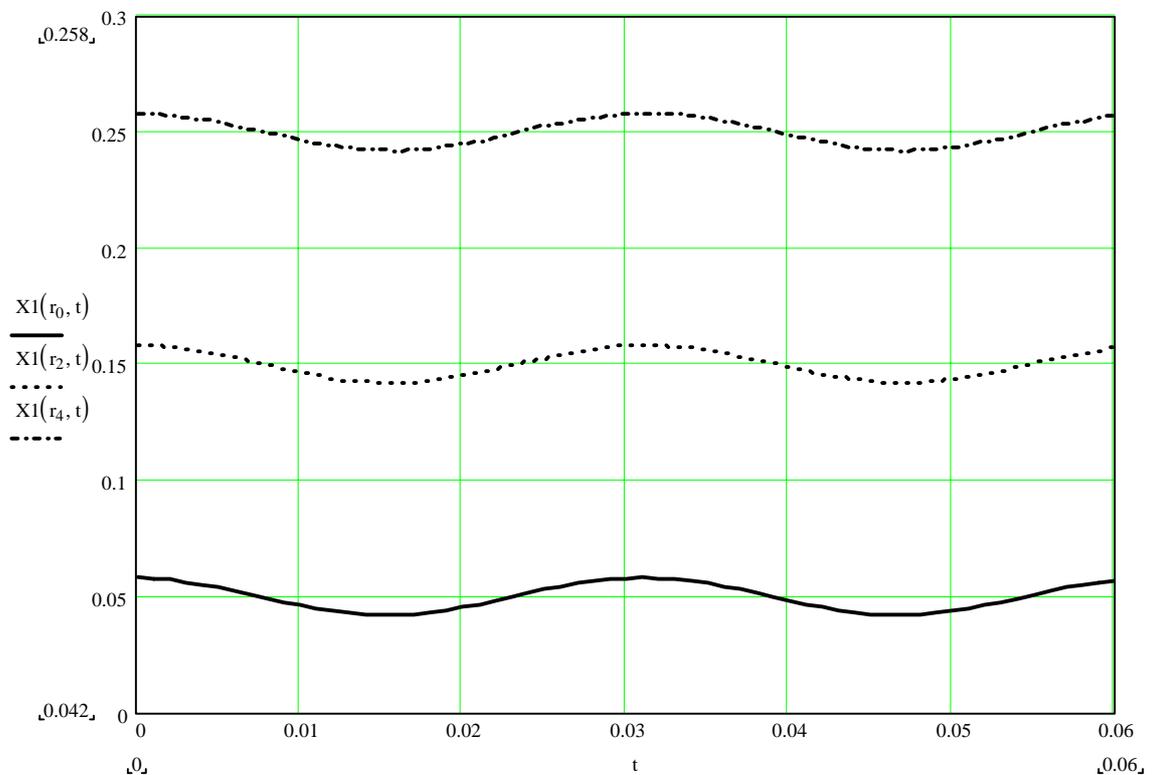


Рис. 5. Залежність переміщення кінця пружини X від величини радіуса кулачка r в часі t при:
 $\omega = 200$ рад/с, $e = 0,008$ м, $r_0 = 0,05$ м, $r_2 = 0,08$ м, $r_4 = 0,20$ м

Отже, розроблена математична модель руху пружного елемента шатуна лемішно-коливного органа, власна частота якої не залежить від маси коливної частини та маси вороху і на основі якої визначені основні конструктивні параметри лемішного копача.

1. Козібрда Я.І. *Механіко-математична модель коливання пружного елемента лемішно-коливного викопувального органу* // *Вест. національного технічного університету "ХПИ"*. – Т. 2. – С. 130–137. 2. Василенко П.М. *Теория движения частиц по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин.* – К.: УАСХИ, 1964. – 284 с. 3. Хвингия М.В. *Вибрация пружин.* – М.: Машиностроение, 1969. – 194 с.

УДК 621.548

М.Б. Кудлик, І.С. Лозовий*

Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра нарисної геометрії та графіки,
*кафедра теоретичної механіки

МОДЕЛЬ РОБОТИ АВТОНОМНОЇ ТИХОХІДНОЇ ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

© Кудлик М.Б., Лозовий І.С., 2003

Подано математичну модель автономної тихохідної вітроенергетичної установки, яка призначена для роботи в умовах слабких та помірних потоків повітря. Рівняння дають змогу дослідити і прогнозувати режим її роботи за різних умов навантажень вітру, а також відбору потужності.

Ключові слова – автономна вітроенергетична установка, електродинамічне гальмо, оптимальний контроль.

Mathematical model of working of the autonomous wind-power plant is presented. The plant is designet for work in conditions of load due to weak and moderate wind. These equations allow to investigate and prognosticate regimes under different conditions of load due to wind and selection power plant, electrodynamic brake, optimum control.

Важливий вплив на економічну ситуацію в Україні має енергетичний чинник, однак Україна знаходиться в несприятливих умовах щодо забезпечення класичними енергоносіями. Тому важливим напрямком стратегії економічного розвитку є розвиток нетрадиційних відновлюваних джерел енергії, зокрема використання енергії вітру. Так, в Україні буда прийнята "Комплексна програма будівництва вітрових електростанцій на період 1997–2010 років", затверджена Указом Президента України. Специфікою повітряних потоків України є їхня мала питома потужність [1], [2], що не дає змогу широко використовувати досвід світової практики будівництва вітроенергетичних установок (ВЕУ) [3].

Тому головною метою розробок, що проводяться в Національному університеті "Львівська політехніка" щодо збільшення можливих енергопотужностей країни, використовуючи нетрадиційні джерела енергії, є розробка, проектування та виробництво дешевих у виготовленні, простих в експлуатації та обслуговуванні, довговічних ВЕУ, що можуть працювати в автономному режимі [4], [5].

Для забезпечення цього режиму потрібно розв'язати задачу балансу потужності – під час довільного електроспоживання, забезпечити умови роботи електричного генератора у