

MODELING OF MOVEMENT OF DESIGN ELEMENTS OF SCISSOR-TYPE GRAIN SEPARATOR

V. Olkhovskyi, I. Dudarev*

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine



Key words:

oscillating movement of sieve, separator parameters, separator drive mechanism, spring support of separator, movable frame of separator

Article history:

Received 10.03.2021

Accepted 10.05.2021

*Corresponding author:
i_dudarev@ukr.net

ABSTRACT

Cleaning of grain from non-grain and grain impurities with simultaneous sorting is a mandatory technological operation, which is carried out after grain harvesting, as well as during storage and processing. Separators of various designs are used for cleaning of grain mass, but separators with flat and cylindrical sieves are the most common. Separators with flat sieves have the advantage that the entire surface of such sieves is used during separation. However, one of the disadvantages of flat sieves is the large size. Therefore, the search for design solution for the compact arrangement of flat sieves in the separator is an urgent task. Separator of scissor type is a separator with a compact arrangement of sieves, in which sieves are located on the separating sections connected crosswise. For segregation of the grain mass on the separator sieves it is necessary to oscillate the separator sieves along the vertical line. This process intensifies the grain cleaning and sorting and effectively cleaning of the sieve holes from clogging by rubber balls. Modeling of the oscillating movement of the design elements of the scissor-type grain separator using the basic provisions of theoretical mechanics allowed us to establish the motion law of the separator movable frame. The obtained equations allow us to calculate and choose rational parameters and operating regimes of the scissor-type grain separator, especially parameters of drive mechanism. Substantiating the parameters of the separator according to the simulation results, in particular the value of the stiffness of the spring supports and the angular velocity of the eccentric, it is necessary to ensure at least one complete oscillation of the movable frame of separator between its contacts with the slider, which will create favorable conditions.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi46.494>

УДК 621.928:167

**МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ
ЗЕРНОВОГО СЕПАРАТОРА НОЖИЧНОГО ТИПУ****В.О. Ольховський, І.М. Дударев***

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

**Ключові слова:**

коливальний рух
решета,
параметри сепаратора,
привод сепаратора,
пружна опора
сепаратора,
рухома рама
сепаратора

Історія публікації:

Отримано 10.03.2021

Затверджено 10.05.2021

*** Автор для****листування:**

i_dudarev@ukr.net

АНОТАЦІЯ

Очищення зерна від сміттєвих (незернових) і зернових домішок із одночасним сортуванням є обов'язковою технологічною операцією, яка проводиться після його збирання, а також під час зберігання та перероблення. Для сепарування зернової маси використовують сепаратори різних конструкцій, але найбільш поширеними є сепаратори з плоскими та циліндричними решетами. Сепаратори із плоскими решетами мають перевагу, оскільки під час сепарування уся поверхня таких решіт використовується. Разом із тим, одним із недоліків таких решіт є великі габаритні розміри. Тому пошук конструктивних рішень компактного розташування плоских решіт в сепараторі є актуальним завданням. Серед таких конструкцій із компактним розташуванням решіт можна виокремити сепаратори ножичного типу, в яких решета розташовані на сепарувальних секціях-важелях, що з'єднані навхрест. Для забезпечення постійного розширювання зернової маси на решетах такого сепаратора, що інтенсифікує сепарування, а також для ефективного очищення отворів решіт від забивання за допомогою гумових кульок, необхідно забезпечити коливання решіт вздовж вертикалі. Моделювання коливального руху конструктивних елементів зернового сепаратора ножичного типу із використанням основних положень теоретичної механіки дозволило встановити закони руху повзунка та рухомої рами сепаратора. Отримані залежності дозволяють розрахувати та обрати раціональні параметри і режими роботи механізму приводу сепаратора ножичного типу.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi46.494>

Стан питання та постановка проблеми

Однією із основних технологічних операцій післязбирального оброблення зернової маси є її очищення від сміттєвих (незернових) та зернових домішок із одночасним сортування [1, 2]. Також сепарування зерна періодично проводиться під час його зберігання та перед переробленням [3–6]. Цю операцію проводять на сепараторах, які містять плоскі решета з круглими, довгастими або трикутними отворами, що здійснюють коливальний рух за різними траєкторіями, та на циліндричних сепараторах [7–9]. Перевагою сепараторів із плоскими решетами, у порівнянні із циліндричними, є те, що уся поверхня плоского решета ефективно використовується (заповнена зерновою масою) [10]. Разом із тим, плоскі решета мають великі габаритні розміри, тому пошук конструктивних рішень компактного розташування плоских решіт в сепараторі є актуальним завданням. Серед конструкцій із компактним розташуванням решіт можна виокремити сепаратори ножичного типу, в яких решета розташовані на сепарувальних секціях-важелях, що з'єднані навхрест [11–14]. У цих сепараторах розташування решіт не дозволяє забезпечити коливання одночасно усіх решіт за траєкторією, яка б знаходилася у площині кожного решета. Тому одночасні однакові коливання усіх решіт можливі лише вздовж вертикалі. У результаті таких коливань зернова маса буде підкидатися на решетах, що сприятиме її розшаруванню та унеможливить утворення застійних зон. Крім того, такі коливання забезпечують підстрибування гумових кульок, які розташовані у просторі між решетом та піддоном, що очищають отвори решіт від забивання складовими зернової маси.

Переважає більшість наукових досліджень процесу сепарування зернових мас та різних сипких матеріалів присвячена моделюванню цього процесу та визначенню раціональних режимів роботи і параметрів сепараторів, за яких буде забезпечена ефективна робота сепаратора [15–31]. Також у наукових працях представлені результати визначення впливу фізико-механічних властивостей сипких матеріалів на процес сепарування [32]. Особливу увагу у своїх працях науковці приділяють дослідженню впливу коливань решіт за різними траєкторіями (колова, еліптична тощо) на довжину шляху [33–38], який проходить частинка сипкого матеріалу решетом, оскільки зі збільшенням довжини шляху зростає ймовірність попадання частинки в отвір решета і, відповідно, ефективніше проходить сепарування. Конструктивне забезпечення коливального руху решіт сепаратор ножичного типу має свої особливості, що потребують додаткових досліджень з метою визначення раціональних параметрів елементів

конструкції та встановлення закону їх руху. Тому дослідження, що спрямовані у цьому напрямі, є надзвичайно актуальними.

Мета дослідження – моделювання руху конструктивних елементів зернового сепаратора ножичного типу.

Матеріали і методи

Дослідження передбачали моделювання руху конструктивних елементів зернового сепаратора ножичного типу (рис. 1) із використанням основних положень теоретичної механіки [39, 40].

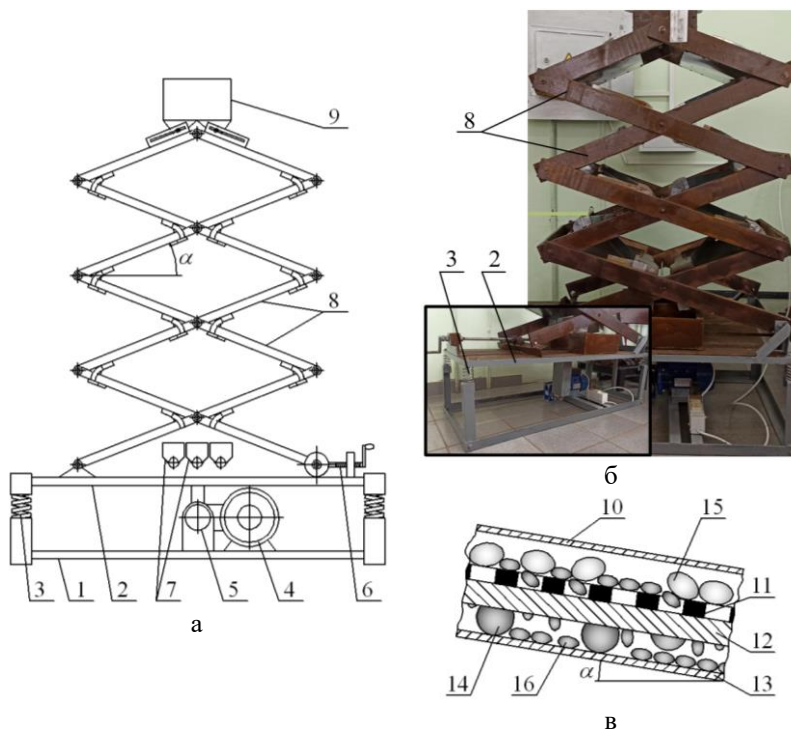


Рис. 1 – Зерновий сепаратор ножичного типу (а) і (б) та поздовжній розріз пересипної полиці (в):

- 1 – нерухома рама; 2 – рухома рама; 3 – пружні опори; 4 – привод;
- 5 – ексцентрик; 6 – передача “гвинт-гайка”; 7 – контейнери;
- 8 – сепарувальні секції-важелі; 9 – бункер; 10 – кришка; 11 – решето;
- 12 – перегородка; 13 – піддон; 14 – гумова кулька;
- 15 – крупна фракція зерна; 16 – дрібна фракція зерна (домішки)

Усі розрахунки за розробленою математичною моделлю, а також побудова графічних залежностей відбувалися із використанням системи комп'ютерної математики MathCAD14.

Математична модель розроблена для сепаратора, що містить нерухому раму, на якій розташовано привод, що забезпечує можливість коливального руху рухомої рами із сепарувальними секціями-важелями. Коливальний рух рухомої рами з секціями-важелями відбувається за рахунок періодичної дії на рухому раму повзунка, що через шатун з'єднаний з ексцентриком, привод якого розташований на нерухомій рамі сепаратора. Зворотньо-поступальний рух повзунка вздовж вертикалі забезпечують спрямовувачі. Рухома рама розташована на чотирьох пружних опорах. Сепарувальні секції-важелі з'єднані між собою нахрест (по типу "ножиці"). Над верхніми секціями-важелями розташовано бункер із двома вивантажувальними отворами. Сепарувальні секції-важелі містять пересипні полиці, кожна з яких обладнана кришкою, плоским решетом та піддоном. Між плоским решетом і піддоном встановлені поздовжні та поперечні перегородки, які утворюють секції прямокутної форми, в кожній з яких розміщені гумові кульки. Внаслідок коливального руху секцій-важелів гумові кульки підстрибують та очищують отвори решіт, виштовхуючи із них зернини та домішки, які застрягли в отворах. Пересипні полиці з'єднані між собою за допомогою рукавів, через які з решета на решето та із піддона на піддон переміщуються відокремлені складові зернової маси. У конструкції сепаратора передбачена можливість зміни кута α встановлення решіт, що відбувається за допомогою передачі "гвинт-гайка". У сепараторі також передбачено контейнери для фракцій зерна та/або домішок.

Результати дослідження та обговорення

Розглянемо коливальний рух рухомої рами сепаратора разом із сепарувальними секціями-важелями. Нехай, рухома рама сепаратора перебуває в положенні статичної рівноваги (швидкість центра ваги частини конструкції сепаратора, що розташована на пружних опорах, вздовж вертикалі $V_E = 0$ (рис. 2, а)) на чотирьох пружних опорах з коефіцієнтом жорсткості кожної з них c . Ексцентрик з радіусом r , що обертається з постійною кутовою швидкістю ω навколо горизонтальної осі, яка проходить через точку O , приводить за допомогою шатуна AB з довжиною l у зворотньо-поступальний рух вздовж вертикалі повзунк. Припустимо, що під час руху повзунка вгору вздовж вертикалі зі швидкістю V_B має місце його прямий центральний абсолютно непружний удар по рухомій рамі сепаратора, після якого рухома рама разом із повзунком рухається вгору. Після

досягнення повзунком крайнього верхнього положення (КВП), в момент перебування у якому швидкість повзунка та рухомої рами вздовж вертикалі рівна $V_B = V_E = 0$ (рис. 2, б), повзунок починає рухатися вниз, а рухома рама сепаратора разом із секціями-важелями починає коливатися на пружних опорах (рис. 2, в). Коливання тривають допоки знову не відбудеться контакт (удар) повзунка з рухомою рамою (рис. 2, г), після чого цикл повторюється.

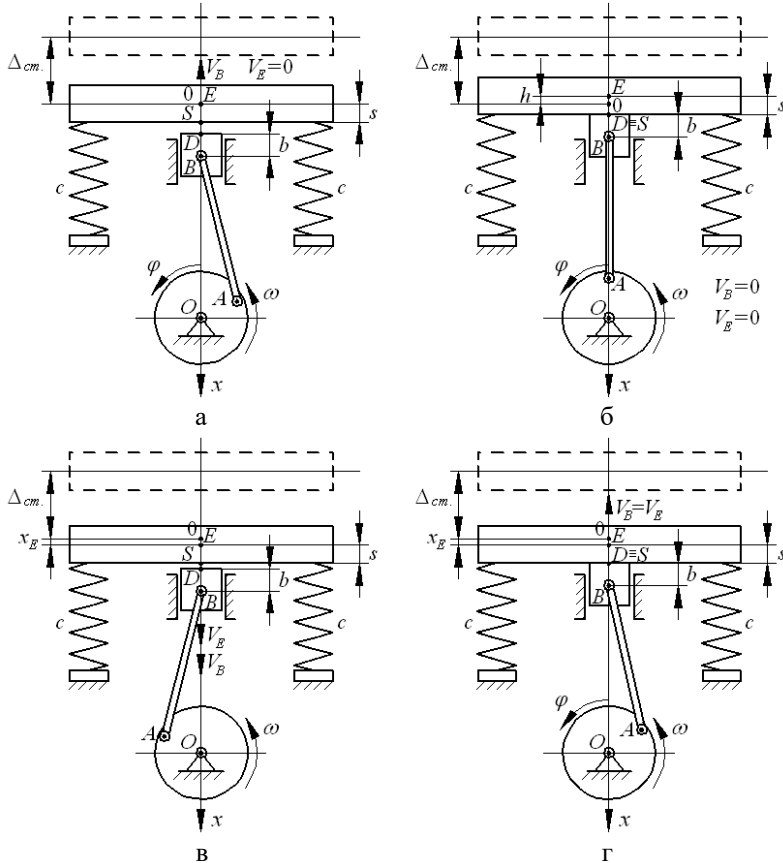


Рис. 2 – Розрахункові схеми зернового сепаратора ножиного типу:
 а – рухома рама перебуває у стані статичної рівноваги;
 б – рухома рама піднята повзунком у КВП;
 в – рухома рама здійснює коливання, коли повзунок рухається вниз;
 г – рухома рама рухається разом із повзунком у КВП

Замінімо рухому раму з секціями-важелями, що розташована на пружних опорах, розрахунковою моделлю (рис. 3, а). Припустимо, що кількість зернової маси (зерна різних фракцій, зернових та незернових домішок) у бункері та на робочих поверхнях секцій-важелів постійна. Знехтуємо впливом переміщення зернової маси робочими поверхнями секцій-важелів на коливальний рух рухомої рами з конструктивними елементами сепаратора, що розташовані на ній. Вважатимемо, що центр ваги частини конструкції сепаратора, яка розташована на пружних опорах, знаходиться у точці E розрахункової моделі, що знаходиться (у площині рис. 3, а) на вертикальній осі, яка проходить через точку O .

Оскільки пружні опори мають паралельне розташування, то у моделі чотири пружні опори замінені пружиною з еквівалентним коефіцієнтом жорсткості:

$$c_{np.} = 4c, \quad (1)$$

де $c_{np.}$ – еквівалентний коефіцієнт жорсткості чотирьох пружних опор рухомої рами сепаратора, Н/м; c – коефіцієнт жорсткості пружної опори рухомої рами сепаратор, Н/м.

Нехай, повзунком, коли досягає КВП, піднімає рухому раму відносно положення статичної рівноваги на висоту h , причому виконується умова (рис. 2, б):

$$h < \Delta_{cm.}, \quad (2)$$

де h – висота максимального піднімання повзунком рухомої рами відносно положення статичної рівноваги, м; $\Delta_{cm.}$ – деформація пружних опор сепаратора під вагою рухомої рами з секціями-важелями та зерновою масою у положенні статичної рівноваги, м.

Деформація пружних опор сепаратора у положенні статичної рівноваги $\Delta_{cm.}$ визначається за залежністю:

$$\Delta_{cm.} = \frac{m_{cen.}g}{4c} = \frac{m_{cen.}g}{c_{np.}}, \quad (3)$$

де $m_{cen.}$ – маса рухомої рами з розташованими на ній конструктивними елементами сепаратора та зерновою масою, що перебуває у бункері та на робочих поверхнях секцій-важелів, кг; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Нехтуючи силами опору середовища, диференціальне рівняння руху центра ваги E частини конструкції сепаратора, що розташована на пружних опорах, вздовж вертикалі (на рис. 3, а – це вісь x) матиме вигляд:

$$m_{cen.}\ddot{x}_E = m_{cen.}g - F_{np.}, \quad (4)$$

де \ddot{x}_E – прискорення центра ваги E частини конструкції сепаратора, що розташована на пружних опорах, м/с^2 ; $F_{np.}$ – сила пружності пружини (моделі), Н .

Сила пружності пружини визначається за виразом:

$$F_{np.} = c_{np.} (\Delta_{cm.} + x_E), \quad (5)$$

де x_E – переміщення центра ваги E частини конструкції сепаратора, що розташована на пружних опорах, вздовж осі x , м .

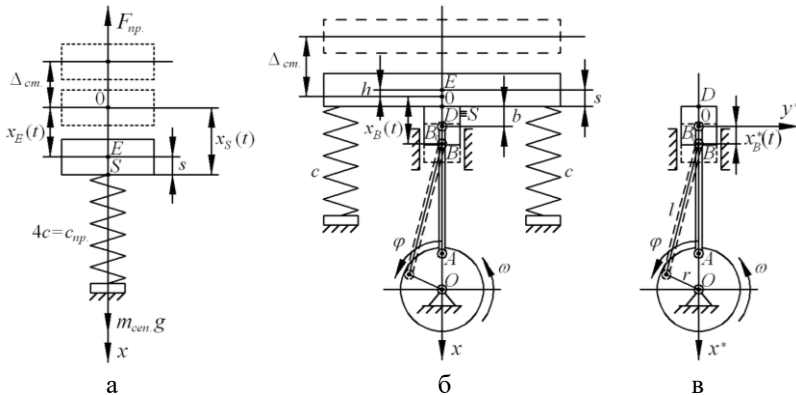


Рис. 3 – Розрахункові моделі:

- а – рухомої рами з секціями-важелями на пружних опорах;
- б – рухомої рами з повзунком;
- в – повзунка з ексцентриком

Ураховуючи формулу (5), а також те, що згідно виразу (3) маємо $m_{cen.}g = c_{np.}\Delta_{cm.}$, тоді рівняння (4) після перетворень матиме вигляд:

$$\ddot{x}_E + \frac{c_{np.}}{m_{cen.}} x_E = 0. \quad (6)$$

Позначимо $(c_{np.}/m_{cen.})$ через k^2 , тоді матимемо:

$$\ddot{x}_E + k^2 x_E = 0. \quad (7)$$

Сформуємо початкові умови для розв'язування рівняння (7): $t_0 = 0$; $x_E(0) = -h$; $\dot{x}_E(0) = 0$ (у початковий момент швидкість \dot{x}_E переміщення центра ваги E рівна нулю, оскільки в цей момент рухома рама перебуває разом із повзунком у КВП і, відповідно, швидкість повзунка вздовж вертикалі (осі x) у цьому положенні рівна нулю).

Відповідно до теорії диференціальних рівнянь [39, 40], розв'язок рівняння (7) матиме вигляд:

$$x_E(t) = c_1 \cos(kt) + c_2 \sin(kt), \quad (8)$$

де c_1, c_2 – сталі інтегрування.

Визначимо сталу c_1 із рівняння (8) із урахуванням початкових умов:

$$c_1 = -h. \quad (9)$$

Після диференціювання рівняння (8), матимемо:

$$\dot{x}_E(t) = -c_1 k \sin(kt) + c_2 k \cos(kt). \quad (10)$$

Визначимо сталу c_2 із рівняння (10) із урахуванням початкових умов:

$$c_2 = 0. \quad (11)$$

Таким чином, із урахуванням сталих інтегрування, рівняння (8) та (10) матимуть вигляд:

$$x_E(t) = -h \cos(kt), \quad (12)$$

$$\dot{x}_E(t) = hk \sin(kt). \quad (13)$$

Ураховуючи рівняння (12), переміщення точки S рухомої рами вздовж осі x визначається за рівнянням (рис. 3, а):

$$x_S(t) = s - h \cos(kt), \quad (14)$$

де x_S – переміщення точки S вздовж осі x , м; s – довжина відрізка ES , м.

Визначимо координати початкового положення повзунка вздовж осі x , тобто у КВП, що характеризується точкою B_0 (рис. 3, б):

$$x_{B_0} = s + b - h, \quad (15)$$

де x_{B_0} – координати точки B_0 на осі x , м; b – довжина відрізка DB_0 , м.

Приймаємо, що кут φ повороту ексцентрика відраховується від вертикальної осі x за годинниковою стрілкою, починаючи з КВП. Рівняння руху повзунка (на рис. 3, в – це точка B) вздовж вертикальної осі x^* згідно [41, 42] матиме вигляд:

$$x_B^*(t) = r \left[1 - \cos(\omega t) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\omega t)) \right], \quad (16)$$

де x_B^* – переміщення повзунка вздовж вертикальної осі x^* , м; λ – позначення відношення r/l .

Ураховуючи рівняння (16), переміщення повзунка (точки B) вздовж осі x матиме вигляд:

$$x_B(t) = x_{B_0} + x_B^*(t), \quad (17)$$

де x_B – переміщення точки B повзунка вздовж осі x , м.

Переміщення точки D повзунка вздовж осі x описується рівнянням:

$$x_D(t) = x_B(t) - b, \quad (18)$$

де x_D – переміщення точки D повзунка вздовж осі x , м.

Після підстановки у рівняння (18) виразів (17), (16) та (15), отримаємо:

$$x_D(t) = s - h + r \left[1 - \cos(\omega t) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\omega t)) \right]. \quad (19)$$

Після досягнення повзунком разом із рухомою рамою КВП, повзунок починає рухатися вниз вздовж осі x , а рухома рама починає коливальний рух на пружних опорах. Складемо систему рівнянь для визначення часу t_k та місця (координата по осі x_k) наступного контакту (удару) повзунка з рухомою рамою, після якого вони знову починають рухатися разом у КВП і цикл повторюється. Із урахуванням рівнянь, що описують переміщення вздовж осі x точки S рухомої рами та точки D повзунка, складемо систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} x_k &= s - h \cos(kt_k); \\ x_k &= s - h + r \left[1 - \cos(\omega t_k) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\omega t_k)) \right]. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Шляхом диференціювання рівнянь (14) та (19), отримаємо залежності для визначення швидкості, відповідно, точки S рухомої рами та точки D повзунка:

$$V_S(t) = hk \sin(kt), \quad (21)$$

$$V_D(t) = r\omega \left[\sin(\omega t) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\omega t) \right], \quad (22)$$

де V_S – швидкість переміщення точки S рухомої рами вздовж осі x , м/с; V_D – швидкість переміщення точки D повзунка вздовж осі x , м/с.

Аналітичне розв'язування системи рівнянь (20) ускладнене, тому використаємо для цього систему комп'ютерної математики MathCAD14. Графічна інтерпретація розв'язків представлена на рис. 4. Проведені розрахунки показують, що у випадку пружних опор з коефіцієнтом жорсткості $c = 6000$ Н/м контакт рухомої рами з повзунком відбудеться через $t_k = 0,147$ с після початку рух повзунка з КВП вниз (рис. 4, а). При цьому ексцентрик сепаратора обернеться на кут ($\varphi_k = \omega t_k$), що рівний $\varphi_k = 4,41$ рад. (253 град.) Контакт (удар) між повзунком та рухомою рамою відбудеться у місці, що має координату $x_k = 0,052$ м. При цьому швидкість повзунка буде $V_D(t_k) = -0,084$ м/с, а швидкість рухомої рами – $V_S(t_k) = 8 \cdot 10^{-3}$ м/с. Різні знаки швидкості вказують на те, що повзунок та рухома рама рухаються назустріч до моменту контакту, що також очевидно з графіка (рис. 4, а). Необхідно зазначити, що за цей час рухома рама не зробить повного коливання.

У випадку пружних опор з коефіцієнтом жорсткості $c = 10000$ Н/м контакт рухомої рами з повзунком відбудеться через $t_k = 0,154$ с, тобто

при куті повороту ексцентрика $\varphi_k = 4,62$ рад. (265 град.) (рис. 4, б). Координата місця контакту – $x_k = 0,051$ м. До місця контакту повзунок та рухома рама будуть рухатися в одному напрямку, оскільки їх швидкості з однаковим знаком ($V_D(t_k) = -0,089$ м/с, $V_S(t_k) = -0,038$ м/с), що також очевидно з графіка (рис. 4, б). У цьому випадку рухома рама також не зробить повного коливання.

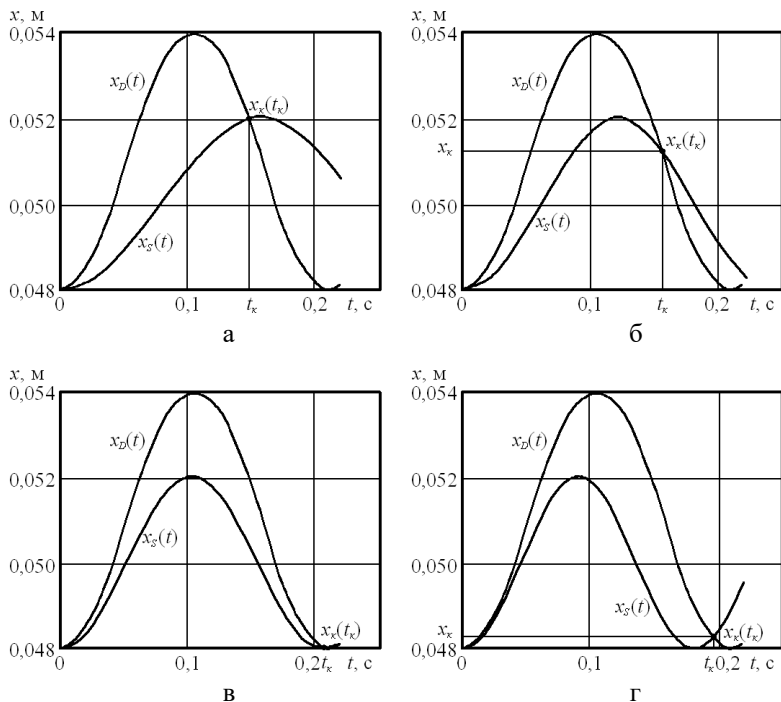


Рис. 4 – Графічні залежності $x_D(t)$ та $x_S(t)$ (при $r = 3 \cdot 10^{-3}$ м; $l = 0,05$ м; $h = 2 \cdot 10^{-3}$ м; $m = 60$ кг; $s = 0,05$ м; $\omega = 30$ рад/с):

а – $c = 6000$ Н/м; $x_k = 0,052$ м; $t_k = 0,147$ с; $\varphi_k = 4,41$ рад. (253 град.);

$V_S(t_k) = 8 \cdot 10^{-3}$ м/с; $V_D(t_k) = -0,084$ м/с;

б – $c = 10000$ Н/м; $x_k = 0,051$ м; $t_k = 0,154$ с; $\varphi_k = 4,62$ рад. (265 град.);

$V_S(t_k) = -0,038$ м/с; $V_D(t_k) = -0,089$ м/с;

в – $c = 14000$ Н/м; $x_k = 0,048$ м; $t_k = 0,208$ с; $\varphi_k = 6,24$ рад. (358 град.);

$V_S(t_k) = 4,3 \cdot 10^{-3}$ м/с; $V_D(t_k) = -4,1 \cdot 10^{-3}$ м/с;

г – $c = 18000$ Н/м; $x_k = 0,048$ м; $t_k = 0,196$ с; $\varphi_k = 5,88$ рад. (337 град.);

$V_S(t_k) = 0,034$ м/с; $V_D(t_k) = -0,037$ м/с

У випадку пружних опор з коефіцієнтом жорсткості $c = 14000$ Н/м контакт між рухомою рамою та повзунком сепаратора матиме місце через $t_k = 0,208$ с, тобто при куті повороту ексцентрика $\varphi_k = 6,24$ рад. (358 град.) (рис. 4, в). Координата місця контакту – $x_k = 0,048$ м. До місця контакту повзунок та рухома рама будуть рухатися в протилежних напрямках, оскільки їх швидкості мають різні знаки ($V_D(t_k) = -4,1 \cdot 10^{-3}$ м/с, $V_S(t_k) = 4,3 \cdot 10^{-3}$ м/с). Із графіка (рис. 4, в) очевидно, що у цьому випадку рама зробить одне повне коливання.

Одне повне коливання рухома рама зробить і у випадку з коефіцієнтом жорсткості пружних опор $c = 18000$ Н/м. Контакт рухомої рами та повзунка матиме місце через $t_k = 0,196$ с, тобто при куті повороту ексцентрика $\varphi_k = 5,88$ рад. (337 град.) (рис. 4, г). Координати місця контакту – $x_k = 0,048$ м. До місця контакту повзунок та рухома рама будуть рухатися в протилежних напрямках, оскільки їх швидкості мають різні знаки ($V_D(t_k) = -0,037$ м/с, $V_S(t_k) = 0,034$ м/с).

Необхідно зазначити, що на графіках (рис. 4) також показане уявне переміщення (для випадку, коли жодного впливу на рухому раму зі сторони повзунка не відбулося) точки S рухомої рами після її контакту з повзунком у точці з координатою x_k . Насправді ж після контакту з повзунком рухома рама буде рухатися разом із ним до КВП, тобто координати точок S та D будуть співпадати.

Висновки

Проведені теоретичні дослідження дозволили змоделювати рух конструктивних елементів зернового сепаратора ножичного типу. Так, встановлені закони руху повзунка та рухомої рами із сепарувальними секціями-важелями. Отримані залежності дозволяють розрахувати та обрати раціональні параметри і режими роботи механізму приводу сепаратора. Обґрунтовуючи параметри сепаратора за результатами моделювання, зокрема значення коефіцієнта жорсткості пружних опор та кутової швидкості обертання ексцентрика, необхідно керуватися тим, щоб було забезпечено хоча б одне повне коливання рухомої рами між її контактами з повзунком, що створить сприятливі умови для сепарування зернової маси та очищення решіт. Доцільно, щоб контакт між рухомою рамою та повзунком відбувся, коли вони рухатимуться в одному напрямку або ж у протилежних напрямках, але з невеликими швидкостями. Із розглянутих випадків очевидно, що за коефіцієнта жорсткості пружних опор $c = 14000$ Н/м матиме місце повне коливання рухомої рами між контактами з повзунком. Хоча, у цьому випадку до місця контакту рухома рама з сепарувальними секціями та повзунок рухаються у протилежних напрямках, але їх швидкості є невеликими ($V_S(t_k) = 4,3 \cdot 10^{-3}$ м/с; $V_D(t_k) = -4,1 \cdot 10^{-3}$ м/с), відповідно, ударна сила

буде меншої, що сприятиме тривалій експлуатації приводу сепаратора ножичного типу.

Список посилань

1. Верещинський, О. (2018). Правильний підхід до очищення зерна. Пропозиція, 11.
2. Верещинський, О. (2019). “Вузькі місця” післязбирального очищення зерна. Пропозиція, 2.
3. Мерко, І.Т., Моргун, В.О. (2001). Наукові основи і технологія переробки зерна: підручник для студ. вищих навч. закладів. Друк, Одеса, 348.
4. Камінський, В.Д., Бабич, М.Б. (2000). Переробка та зберігання сільськогосподарської продукції: навчальний посібник для вузів. Аспект, Одеса, 460.
5. Шпак, В.М. (2021). Удосконалення технології приймально-відпускних операцій та зберігання зерна на зернових терміналах [Дисертація канд. техн. наук]. Одеська національна академія харчових технологій, Одеса, 224.
6. Богомолов, А.В. (2006). Научное обоснование энергосберегающих процессов и оборудования для сепарации пищевого сыпучего сырья [Дисертація д-ра техн. наук]. Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенко, Харків, 412.
7. Kugbei, S., Avungana, M., Hugo, W. (2018). Seeds Toolkit. Module 2: Seed processing: principles, equipment and practice. The Food and Agriculture Organization of the United Nations and AfricaSeeds. Rome.
8. Giyevskiy, A.M., Orobinsky, V.I., Tarasenko, A.P., Chernyshov, A.V., Kurilov, D.O. (2018). Substantiation of basic scheme of grain cleaning machine for preparation of agricultural crops seeds. In: IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 327 (2018) 042035. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/327/4/042035>
9. Карташевич, С.М. (2001). Механико-технологические основы повышения эффективности механизированных комплексов для послеуборочной обработки зерна и семян: монографія. РУП “БелНИИАгроэнерго”, Минск, 288.
10. Дударев, І.М. (2017). Розрахунок машин зі спіральними робочими поверхнями: монографія. Інформ.-вид. відділ Луцького НТУ, Луцьк, 228.
11. Дударев, І.М. (2019). Вібраційно-каскадний сепаратор. Патент №138942, Україна.
12. Дударев, І.М. (2020). Сепаратор гравітаційно-каскадного типу. Патент №139435, Україна.
13. Дударев, І.М. (2020). Каскадний сепаратор. Патент №139608, Україна.
14. Дударев, І.М., Ольховський, В.О. (2021). Сепаратор ножичного типу. Патент №146814, Україна.
15. Wang, Y., Yu, J., Yu, Y., Fu, H. (2017). Numerical simulation of the particular flow on an agricultural screen with a complex motion based on the coupling model of PMBK with DEM. In: X. Li, Y. Feng, G. Mustoe (eds): Proceedings of the 7th International Conference on Discrete Element Methods. DEM 2016.

- Springer Proceedings in Physics. Springer, Singapore, 188, 687–695. https://doi.org/10.1007/978-981-10-1926-5_71
16. Bracacescu, C., Gageanu, I., Popescu, S., Selvi, K.C. (2016). Researches concerning impurities separation process from mass of cereal seeds using vibrating sieves in air flow currents. *Engineering for Rural Development, Jelgava*, 364–370.
 17. Elskamp, F., Kruggel-Emden, H. (2015). Review and benchmarking of process models for batch screening based on discrete element simulations. *Advanced Powder Technology*, 26(3), 679–697. <https://doi.org/10.1016/j.apt.2014.11.001>
 18. Voicu, G., Casandroi, T., Tarcolea, C. (2008). Testing stochastic models for simulating the seeds separation process on the sieves of a cleaning system, and a comparison with experimental data. *Agricultural Conspectus Scientificus*, 73(2), 95–101.
 19. Chen, Y., Tong, X. (2009). Application of the DEM to screening process: a 3D simulation. *Mining Science and Technology (China)*, 19(4), 493–497. [https://doi.org/10.1016/s1674-5264\(09\)60092-2](https://doi.org/10.1016/s1674-5264(09)60092-2)
 20. Badretdinov, I., Mudarisov, S., Lukmanov, R., Ibragimov, R., Permyakov, V., Tuktarov, M. (2020). Mathematical modeling and study of the grain cleaning machine sieve frame operation. *INMATEH – Agricultural Engineering*, 60(1), 19–28. <https://doi.org/10.35633/inmateh-60-02>
 21. Mircea, C., Nenciu, F., Vladut, V., Voicu, G., Gageanu, I., Cujbescu, D. (2020). Increasing the performance of cylindrical separators for cereal cleaning, by using an inner helical coil. *INMATEH – Agricultural Engineering*, 62(3), 249–258. <https://doi.org/10.35633/inmateh-62-26>
 22. Dong, K.J., Wang, B., Yu, A.B. (2013). Modeling of particle flow and sieving behavior on a vibrating screen: from discrete particle simulation to process performance prediction. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 52(33), 11333–11343. <https://doi.org/10.1021/ie3034637>
 23. Mao, H., Wang, Q., Li, Q. (2020). Modelling and simulation of the straw-grain separation process based on a discrete element model with flexible hollow cylindrical bonds. *Computers and Electronics in Agriculture*, 170, 105229. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2020.105229>
 24. Panasiewicz, M., Sobczak, P., Mazur, J., Zawislak, K., Andrejko, D. (2012). The technique and analysis of the process of separation and cleaning grain materials. *Journal of Food Engineering*, 109(3), 603–608. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2011.10.010>
 25. Meng, X., Jia, F., Qiu, H., Han, Y., Zeng, Y., Xiao, Y., Chen, P. (2019). DEM study of white rice separation in an indented cylinder separator. *Powder Technology*, 348, 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2019.03.013>
 26. Li, J., Webb, C., Pandiella, S.S., Campbell, G.M. (2002). A numerical simulation of separation of crop seeds by screening – effect of particle bed depth. *Food and Bioproducts Processing*, 80(2), 109–117. <https://doi.org/10.1205/09603080252938744>
 27. Harzanagh, A.A., Orhan, E.C., Ergun, S.L. (2018). Discrete element modelling of vibrating screens. *Minerals Engineering*, 121, 107–121. <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2018.03.010>

28. Sharapov, R.R., Prokopenko, V.S., Sharapov, R.R. (2013). Modeling of the separation process in dynamic separators. *World Applied Sciences Journal*, 25(3), 536–542.
29. Lenaerts, B., Aertsen, T., Tijssens, E., De Ketelaere, B., Ramon, H., De Baerdemaeker, J., Saeyns, W. (2014). Simulation of grain-straw separation by Discrete Element Modeling with bendable straw particles. *Computers and Electronics in Agriculture*, 101, 24–33. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2013.12.002>
30. Wang, G., Tong, X. (2011). Screening efficiency and screen length of a linear vibrating screen using DEM 3D simulation. *Mining Science and Technology*, 21(3), 451–455. <https://doi.org/10.1016/j.mstc.2011.05.026>
31. Zhao, L., Zhao, Y., Liu, C., Li, J., Dong, H. (2011). Simulation of the screening process on a circularly vibrating screen using 3D-DEM. *Mining Science and Technology*, 21(5), 677–680. <https://doi.org/10.1016/j.mstc.2011.03.010>
32. Заика, П.М., Мазнев, Г.Е. (1978). Сепарация семян по комплексу физико-механических свойств. Колос, Москва, 287.
33. Блехман, И.И., Джанелидзе, Г.Ю. (1964). Вибрационное перемещение. Наука, Москва, 412.
34. Гольдин, А.В., Чирков, Н.Н. (1974). Оптимизация процесса вибрационной сепарации сыпучих материалов. Производственно-технический бюллетень, 6, 12–17.
35. Заика, П.М. (1977). Динамика вибрационных зерноочистительных машин. Машиностроение, Москва, 278.
36. Плисс, Д.А. (1967). К теории вибрационной сепарации. *Механика твердого тела*, 4, 25–31.
37. Сергеев, А.П., Макаров, А.В., Журавлев, А.В. (2015). К вопросу о бесситной сепарации сыпучих многокомпонентных материалов. *Фундаментальные исследования*, 2(22), 4871–4875.
38. Галкин, В.Д., Хандриков, В.А., Хавыев, А.А. (2017). Сепарация семян в вибропневмооживленном слое: технология, техника, использование: монография. ИПЦ “ПрокростЪ”, Пермь, 170.
39. Павловський, М.А. (2002). Теоретична механіка: підручник. Техніка, Київ, 512.
40. Бондаренко, А.А., Дубінін, О.О., Переяславцев, О.М. (2004). Теоретична механіка: підручник: у 2 ч. – ч. 2: Динаміка. Знання, Київ, 590.
41. Гутров, М.А. (2010). Уравнение движения кривошипно-ползунного привода режущего аппарата жаток с учетом кинематики шатуна. *Достижение науки и техники АПК*, 2, 66–69.
42. Гоц, А.Н. (2005). Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие. Владимирский гос. ун-т., Владимир, 124.