



Заїка П. М.
Бакум М. В.
Кириченко Р. В.

Харківський
національний
технічний
університет
сільського
господарства
імені Петра Василенка

УДК 631.331

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНО-ДИСКОВОГО ВИСІВНОГО АПАРАТА ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ОДНОНАСІННЄВОЇ СІВБИ ДРІБНОГО НАСІННЯ

Приведены расчётные зависимости, и результаты теоретических исследований положения рабочего канала вибрационно-дискового высевяющего аппарата, при которых из зоны отсыпки формируется движение семян как отдельных тел.

The brought calculation dependences over and results of theoretical research of position of corner of working channel of oscillation-disk sowing vehicle, at that from the zone of monolayer motion of seed is formed as separate bodies.

Постановка задачі. Головне завдання сівби полягає в оптимальному розміщенні у ґрунті насіння сільськогосподарських культур з метою створення найкращих умов для проростання та розвитку рослин і отримання в кінцевому результаті максимального урожаю високої якості. При цьому до сівби, як до технологічного процесу, визначені три основні вимоги: висів заданої кількості насіння на одиницю площі поля, рівномірне розміщення його по площі поля, загортання на відповідну, обов'язкову однакову, глибину у ґрунт.

Сучасні посівні машини з різними конструкціями висівних апаратів не в повній мірі відповідають вимогам виробництва [1], особливо при сівбі дрібного насіння малими нормами.

Перспективним напрямком підвищення рівномірності посіву дрібного насіння малими нормами є створення та впровадження у виробництво нових конструкцій висівних апаратів. На кафедрі сільськогосподарських машин ХНТУСГ ім. П. Василенка розроблений вібраційно-дисковий висівний апарат [2], який забезпечує на основі дозованої групової подачі насіння послідовне формування неперервного однонасіннєвого потоку [3].

Мета досліджень. Дослідити рух сукупності тіл у клиноподібному каналі вібраційно-дискового висівного апарата для їх граничного стану.

Результати досліджень. Банка вібраційно-дискового висівного апарата радіусом R_B з насінням (рис. 1) нахилена під

кутом α до горизонту. На дні банки з кутовою швидкістю ψ обертається диск. Дисківі надаються коливання з частотою $\omega_{об}$ та амплітудою A в напрямку осі його обертання. Твірна крайка диска нахилена на кут ν до осі обертання і утворює клиноподібний канал між внутрішньою поверхнею банки і зовнішньою робочою поверхнею крайки. Насіння масою m і радіусом R завантажується в зону відсіпки, витягується у напрямку обертання диска в клиноподібному каналі. При цьому в каналі утворюється граничний масив відсіпки, після якого починається рух насіння як окремих тіл. Насіння, що потрапляє між зазначеними поверхнями, утримується силами взаємодії з поверхнями банки і диска (рис. 2). Кутове положення насінини у банці висівного апарата визначається кутом φ . Початок відрахунку цього кута відповідає напрямковій осі y_1 , яка розміщується на лінії найбільшого схилю площини диска.

Прийнята система координат $x_1y_1z_1$ є нерухомою відносно машини. Її початок розміщений у т. О перетину нижньої площини диска та осі його обертання. Система координат $x_2y_2z_2$ також має початок у т. О. Осі x_2y_2 цієї системи розміщені в горизонтальній площині. Положення робочого каналу відповідає системі координат $x_3y_3z_3$, яка є повернутою відносно осі z_1 на кут φ . Осі системи $x_3y_3z_3$ мають початок у т. О.

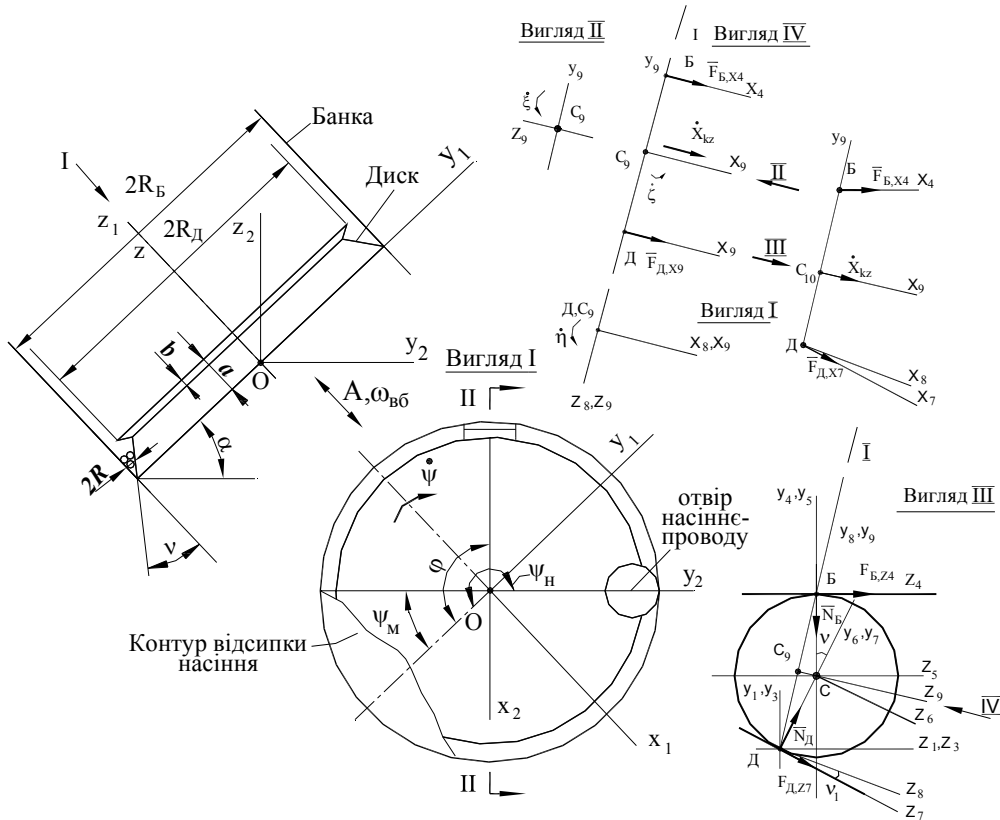


Рис. 1. Розрахункові схеми вібраційно-дискового висівного апарата

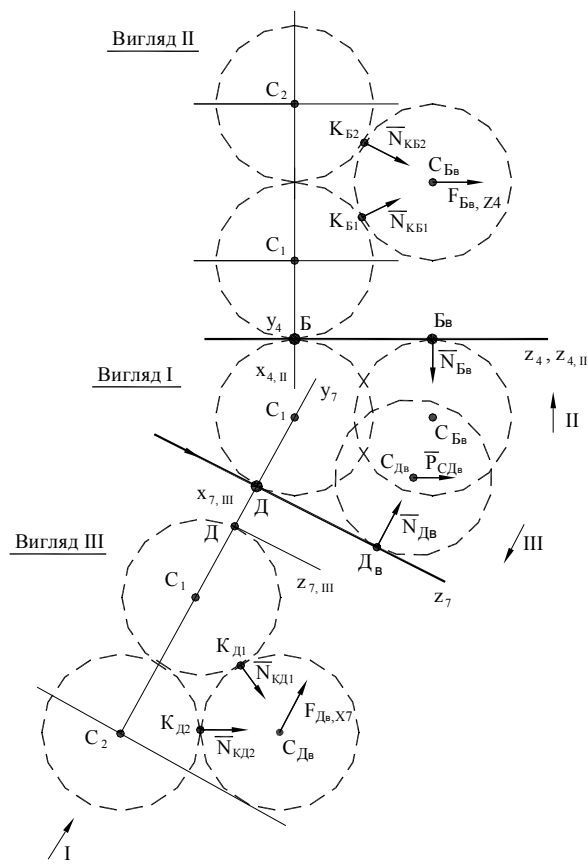
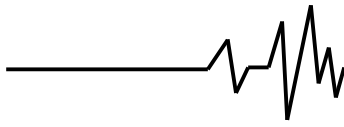


Рис. 2. Схема взаємодії сукупності тіл для граничного стану масиву насіння



Початок системи координат $x_4 y_4 z_4$ розміщений у т. *Б* контакту насінини з поверхнею банки. Система координат $x_5 y_5 z_5$ має осі, які є паралельними до осей $x_4 y_4 z_4$, але початок їх розміщується у т. *С* центра сфери тіла насінини. Система координат $x_6 y_6 z_6$ є повернутою навколо осі x_5 системи $x_5 y_5 z_5$ на кут ν між площинами робочого каналу. Система координат $x_7 y_7 z_7$ має початок у т. *Д* контакту поверхні сфери насінини з робочою площиною поверхні диска. Напрямки осей системи координат $x_7 y_7 z_7$ є паралельними до напрямків осей $x_6 y_6 z_6$. Система координат $x_8 y_8 z_8$ повернута відносно осі x_7 на кут ν_1 між нормаллю до робочої поверхні диска та напрямком лінії, що з'єднує точки контакту *Б* та *Д*. Середина відстані між цими точками знаходиться у т. C_9 , яка є початком системи координат $x_9 y_9 z_9$. Лінія, що проходить через т. C_9 та *С* є напрямком поступального руху центра маси насінини під час її ковзання в робочому каналі зі швидкістю \dot{x}_{kz} .

Граничним розглядається стан, коли наявним є контакт у двох нижніх насінин, що знаходяться в робочому каналі, і верхньої насінини. Умови для руху насінин, як окремих тіл, створюються коли реакція в точках контакту верхнього тіла з нижніми перетвориться на нуль. Приймаємо, що всі три сфери тіл насіння мають однаковий діаметр. Аналіз дії сил виконали для двох ситуацій (рис. 2). Перша – коли верхнє тіло має контакт з диском у точці *Дв* ($N_{Дв} > 0$), а друга – коли верхнє тіло має контакт з поверхнею банки у точці *Бв* ($N_{Бв} > 0$).

Для забезпечення можливості руху тіла донизу повинна виконуватися умова:

$$N_{КБ_1} = 0, \quad \text{або} \quad N_{КД_1} = 0. \quad (1)$$

Визначимо реакції при гіпотетичному контакті у точці *Дв*. Реакцій при цьому три – $N_{Дв}, N_{КД_1}, N_{КД_2}$. Для їх визначення складемо суму проекцій сил, що діють на верхнє тіло, на осі x_7, y_7, z_7 . Осі системи координат x_7, y_7, z_7 пов'язані з основним тілом, що має центр у точці C_1 . При визначенні сил інерції, згідно до припущення, будемо вважати відносний рух тіл насінин відсутнім, тому будемо враховувати

тільки сили інерції від переносного руху, пов'язаного з вібрацією диска, тому що розглядається граничний стан тіл, які ще належать до масиву:

$$\begin{aligned} G_{x_7} + F_{Дв, x_7} + N_{КД_1, x_7} + N_{КД_2, x_7} + P_{СДв, x_7} &= 0, \\ G_{y_7} + P_{СДв, y_7} + N_{Дв} &= 0, \\ G_{z_7} + P_{СДв, z_7} + N_{КД_1, z_7} + N_{КД_2, z_7} &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

де $G_{x_7}, G_{y_7}, G_{z_7}$ – проекції сили тяжіння тіла на осі системи координат x_7, y_7, z_7 ;

$P_{СДв, x_7}, P_{СДв, y_7}, P_{СДв, z_7}$ – проекції сил інерції центру мас тіла від переносного руху вібрації при гіпотетичному контакті його у точці *Д*;

$F_{Дв, x_7}$ – проекція на вісь x_7 сили тертя в точці *Дв* тіла, що знаходиться зверху між двома основними насінинами;

$N_{КД_1, x_7}, N_{КД_2, x_7}, N_{КД_1, z_7}, N_{КД_2, z_7}$ – проекції реакцій, що відповідають осям, зазначеним у індексах.

Визначимо проекції силових факторів. Проекції сили тяжіння на осі x_7, y_7, z_7 однакові з проекціями на осі x_6, y_6, z_6 , тобто:

$$\begin{aligned} G_{x_7} &= -mg \sin \alpha \sin \varphi, \\ G_{y_7} &= mg(\sin \alpha \cos \varphi \cos \nu - \cos \alpha \sin \nu), \\ G_{z_7} &= -mg(\cos \alpha \cos \nu + \sin \alpha \cos \varphi \sin \nu) \end{aligned} \quad (3)$$

При визначенні проекції сили тертя в точці *Д* на вісь x_7 слід враховувати по-перше те, що вона утворюється від обертання диска; по друге – те, що точка *Дв* для тіла насінини з радіусом R , яке знаходиться зверху між двома основними насінинами, має такі координати відносно осі обертання диска:

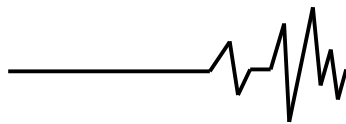
$$y_{Дв, 41} = R_B - R - R \cos \nu - ДДв \sin \nu, \quad (4)$$

де

$$ДДв = 2R \sin \frac{\pi}{3},$$

тому що має місце контакт між насінинами однакового розміру і форми (в даному випадку – кулі). Тоді:

$$\begin{aligned} F_{Дв, x_7} &= -N_{Дв} \operatorname{sgn} f_r m \\ &\left[- \left(R_B - R - R \cos \nu - 2R \sin \frac{\pi}{3} \right) \ddot{\psi} \right]. \end{aligned} \quad (5)$$



Проекції сил інерції від вібрації диска можна визначити за такими формулами:

$$\begin{aligned}
 P_{CДв,x_7} &= 0, \\
 P_{CДв,y_7} &= mA\omega_{\delta\delta}^2 \sin \omega_{\delta\delta} t \sin \nu + \\
 &+ m \left(R_B - R - R \cos \nu - 2R \sin \frac{\pi}{3} \right) \ddot{\psi} \cos \nu, \\
 P_{CДв,z_7} &= mA\omega_{\delta\delta}^2 \sin \omega_{\delta\delta} t \cos \nu - \\
 &- m \left(R_B - R - R \cos \nu - 2R \sin \frac{\pi}{3} \right) \ddot{\psi} \sin \nu.
 \end{aligned} \tag{6}$$

Проекції реакцій у точках контакту верхнього тіла з основними (рис. 2) є такими:

$$\begin{aligned}
 N_{KD_1,x_7} &= -N_{KD_1} \cos \frac{\pi}{3}, \\
 N_{KD_2,x_7} &= N_{KD_2} \cos \frac{\pi}{3}, \\
 N_{KD_1,z_7} &= N_{KD_1} \sin \frac{\pi}{3}, \\
 N_{KD_2,z_7} &= N_{KD_2} \sin \frac{\pi}{3}.
 \end{aligned} \tag{7}$$

Для визначення реакції можна використати формулу, що відповідає другому рівнянню системи (2):

$$N_{Дв} = -G_{y_7} - P_{CДв,y_7} \tag{8}$$

Для визначення реакцій N_{KD_1}, N_{KD_2} потрібно розв'язати систему лінійних рівнянь:

$$\begin{aligned}
 a_{00}N_{KD_1} + a_{01}N_{KD_2} &= b_0, \\
 a_{10}N_{KD_1} + a_{11}N_{KD_2} &= b_1,
 \end{aligned} \tag{9}$$

де

$$\begin{aligned}
 a_{00} &= -\cos \frac{\pi}{3}, \\
 a_{01} &= \cos \frac{\pi}{3}, \\
 a_{10} &= a_{11} = \sin \frac{\pi}{3}, \\
 b_0 &= -F_{Дв,x_7} - G_{x_7}, \\
 b_1 &= -G_{z_7} - P_{CДв,z_7}.
 \end{aligned} \tag{10}$$

Після розв'язання системи рівнянь (2) знайдемо реакції верхнього тіла для випадку його контакту з диском:

$$N_{KD_2} = \frac{1}{2 \sin \frac{\pi}{3}} \left(-G_{z_7} - P_{CДв,z_7} - tg \frac{\pi}{3} G_{x_7} \right), \tag{11}$$

$$N_{KD_1} = \frac{1}{\cos \frac{\pi}{3}} G_{x_7} + N_{KD_2}.$$

Визначення реакцій, при наявності гіпотетичного контакту верхнього тіла у точці B_{δ} , здійснюється аналогічно, з врахуванням відмінностей, пов'язаних з положенням тіла та дією сили тертя в точці контакту.

Для визначення реакцій $N_{B_{\delta}}, N_{KB_1}, N_{KB_2}$ складемо суму проекцій сил на осі $x_4 y_4 z_4$ (рис 2):

$$\begin{aligned}
 G_{x_4} + F_{B_{\delta},x_4} - N_{KB_1} \cos \frac{\pi}{3} + \\
 + N_{KB_2} \cos \frac{\pi}{3} + P_{CB_{\delta},x_4} &= 0, \\
 G_{y_4} + P_{CB_{\delta},y_4} - N_{B_{\delta}} &= 0, \\
 G_{z_4} + P_{CB_{\delta},z_4} + N_{KB_1} \sin \frac{\pi}{3} + \\
 + N_{KB_2} \sin \frac{\pi}{3} + F_{B_{\delta},z_4} &= 0,
 \end{aligned} \tag{12}$$

де

$$\begin{aligned}
 G_{x_4} = G_{x_3} &= -mg \sin \alpha \sin \varphi, \\
 G_{y_4} = G_{y_3} &= mg \sin \alpha \cos \varphi,
 \end{aligned} \tag{13}$$

$$\begin{aligned}
 G_{z_4} = G_{z_3} &= -mg \cos \alpha; \\
 F_{B_{\delta},x_4} &= 0,
 \end{aligned} \tag{14}$$

$$\begin{aligned}
 F_{B_{\delta},z_4} &= N_{B_{\delta}} \operatorname{sgn} f_{\nu} mA \omega_{\delta\delta}^2 \cos \omega_{\delta\delta} t; \\
 P_{CB_{\delta},x_4} &= 0,
 \end{aligned}$$

$$P_{CB_{\delta},y_4} = m(R_B - R) \ddot{\psi}, \tag{15}$$

$$P_{CB_{\delta},z_4} = mA \omega_{\delta\delta}^2 \sin \omega_{\delta\delta} t.$$

Таким чином, з системи (12) маємо:

$$N_{B_{\delta}} = G_{y_4} + P_{CB_{\delta},y_4}. \tag{16}$$

Для визначення N_{KB_1}, N_{KB_2} маємо таку систему рівнянь:

$$a_{00}N_{KB_1} + a_{01}N_{KB_2} = b'_0, \tag{17}$$

$$a_{10}N_{KB_1} + a_{11}N_{KB_2} = b'_1,$$

де

$$\begin{aligned}
 b'_0 &= -G_{x_4}, \\
 b'_1 &= -G_{z_4} - P_{CB_{\delta},z_4} - F_{B_{\delta},z_4}.
 \end{aligned} \tag{18}$$

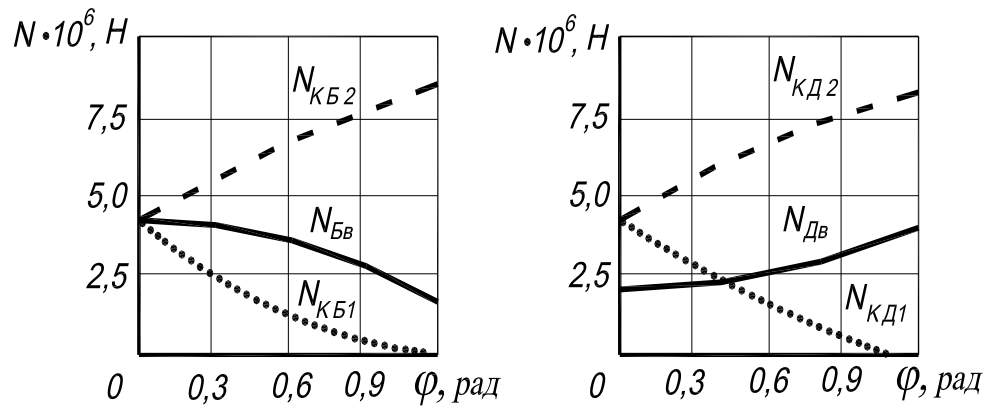
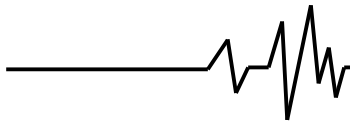


Рис. 3. Залежності реакцій в точках контакту верхньої насінини з банкою $N_{Бв}$, диском $N_{Дв}$ та нижніми насінинами $N_{KB1}, N_{KB2}, N_{KD1}, N_{KD2}$ від кута φ при дії сил тяжіння

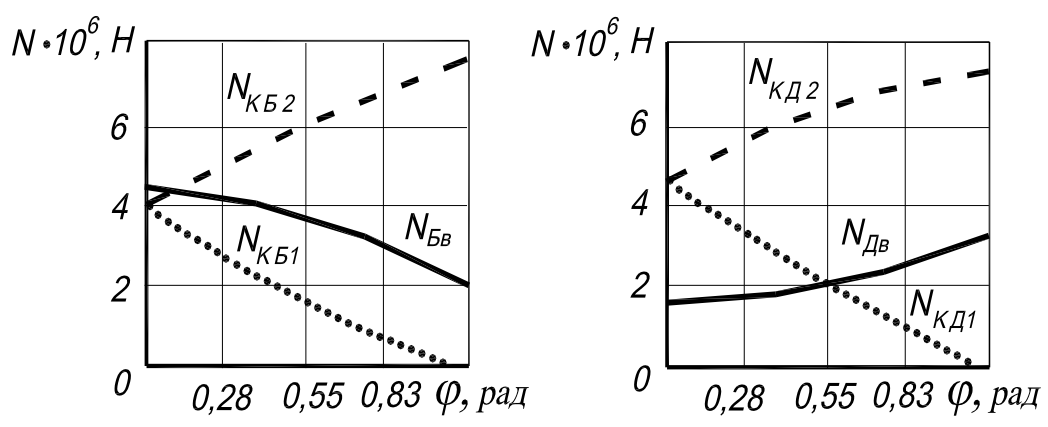


Рис. 4. Залежності реакцій в точках контакту верхньої насінини з банкою $N_{Бв}$, диском $N_{Дв}$ та нижніми насінинами $N_{KB1}, N_{KB2}, N_{KD1}, N_{KD2}$ від кута φ при дії сил тяжіння та інерції від вібрації диска

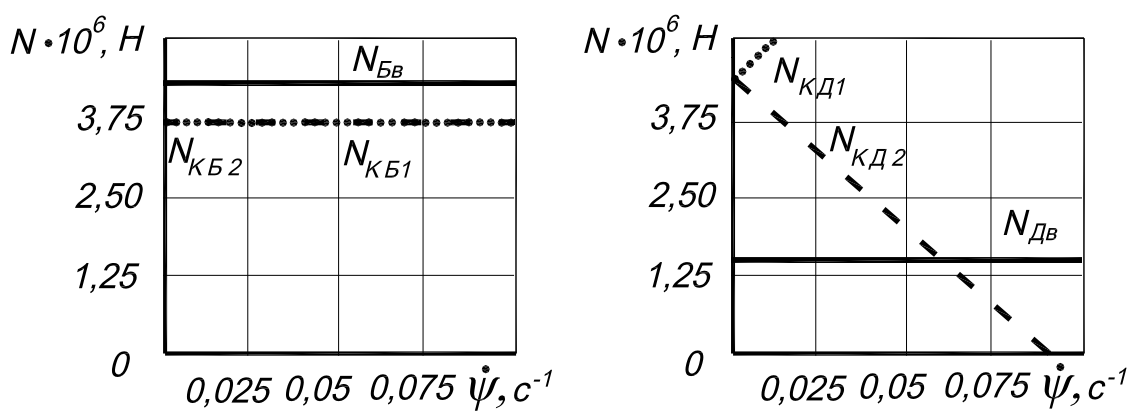
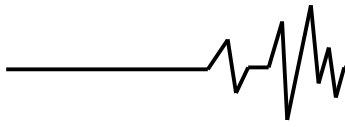


Рис. 5. Залежності реакцій в точках контакту верхньої насінини з банкою $N_{Бв}$, диском $N_{Дв}$ та нижніми насінинами $N_{KB1}, N_{KB2}, N_{KD1}, N_{KD2}$ від кутової частоти $\dot{\psi}$ при дії сил тертя, тяжіння, інерції від дії вібрації диска та його обертання, для найнижчого положення насіння у висівному апараті



Після розв'язання системи рівнянь (12) знайдемо реакції верхнього тіла для випадку його контакту з банкою:

$$N_{KB_2} = -\frac{G_{z_4} + P_{CB_6, z_4}}{2 \sin \frac{\pi}{3}} - \frac{G_{x_4}}{2 \cos \frac{\pi}{3}} \quad (19)$$
$$N_{KB_1} = \frac{G_{x_4}}{\cos \frac{\pi}{3}} + N_{KB_2}$$

При обчисленнях характеристик взаємодії сукупності тіл для граничного стану масиву відсіпки насіння у банці висівного апарата визначається кут φ положення робочого каналу, при якому створюються можливості руху як окремих тіл.

Оскільки при переході до граничного стану можуть мати місце різні комбінації дії силових факторів (рис. 3-5) розглянемо дію цих факторів окремо.

Спочатку розглянемо ситуацію, коли діє тільки сила тяжіння. При цих обчисленнях вихідні дані приймалися такими: $\nu = 45^\circ$; $\alpha = 30^\circ$; $\dot{\psi} = 0 \text{ с}^{-1}$; $A = 0 \text{ мм}$; $\omega_{\text{об}} = 0 \text{ с}^{-1}$; $R_B = 80 \text{ мм}$; $R = 0,7 \text{ мм}$. Через те, що на тіла діє тільки сила тяжіння коефіцієнти тертя значення не мають, тому їх можна прийняти $f_r = 0$; $f_v = 0$.

При виконанні обчислень отримано, що втрата контакту верхнього тіла у точках K_{D1} ; K_{D2} (рис. 3) має місце при значенні кута положення робочого каналу, що дорівнює $\varphi = 1,1$ рад.

При дії сили тяжіння та сил інерції від дії вібрації диска кут положення, при якому настає втрата реакції у точках контакту нижніх тіл з верхнім тілом, зменшується (рис. 4), що пояснюється дією додаткового силового фактора. Слід зазначити, що сила вібрації у даному випадку не призводить до значного зменшення кута положення робочого каналу у порівнянні з випадком, коли діє тільки сила тяжіння. Вихідні дані при використанні цих обчислень були аналогічними до попереднього випадку за винятком параметрів вібрації диска, що приймалися такими: $A = 0,7 \text{ мм}$; $\omega_{\text{об}} = 40 \text{ с}^{-1}$; $f_v = 0,2$. Фазовий кут дії сил інерції від вібрації диска приймався відповідним четвертій частині періоду коливальності, тому що при такому значенні фазового кута, сили інерції є максимальними.

При дії сил тертя, тяжіння, інерції від вібрації диска та його обертання втрата реакції

верхнього тіла з нижніми настає навіть при куті положення робочого каналу, що дорівнює $\varphi = 0$ рад, тобто у найнижчій точці робочого каналу.

Визначали для сукупної дії всіх сил межеве значення кутової частоти обертання, при якому настає ситуація втрати реакцій у точках контакту верхнього тіла з основним у найнижчій точці робочого каналу. Як бачимо з рис. 5, це має місце при кутовій частоті обертання диска $0,1 \text{ с}^{-1}$.

Висновки

Для визначення діапазону кутів положення робочого каналу, при якому із зони відсіпки формується рух насіння як окремих тіл, розроблена математична модель руху сукупності тіл сферичної форми в клиноподібному каналі вібраційно-дискового висівного апарата для граничного їх стану. Визначено, що від дії тільки сили тяжіння контакт з нижніми при значенні кута положення робочого каналу в межах $\varphi = 1,1$ рад; сили інерції від дії вібрації диска не призводять до суттєвого зменшення кута φ , а збільшення кутової частоти обертання диска до $0,1 \text{ с}^{-1}$ сприяє формуванню руху насіння у вигляді окремих тіл навіть у нижній точці робочого каналу. Верхні тіла, які контактують з внутрішньою поверхнею банки, втрачають контакт з нижніми тілами при більших кутах положення $\varphi = 1,1 \dots 1,25$ рад, а кутова частота обертання диска на них не впливає.

Література

1. Сільськогосподарські машини. Частина 3. Посівні машини / [Бакум М.В., Бобрусь І.С., Морозов І.В., Никитін С.П. та ін.]; за ред. М.В. Бакума. – Харків, 2005. – 332 с.
2. Пат. 37998 Україна, МПК А 01 С 7/00. Висівний вібраційно-дисковий апарат / П.М. Заїка, М.В. Бакум, Р.В. Кириченко. - № 200802501; заявл. 18.02.2008; опубл. 15.12.2008, Бюл. № 24.
3. Заїка П.М. Основи математичного моделювання технологічного процесу вібраційно-дискового апарата для точного висіву насіння / П.М. Заїка, Ю.О. Манчинський, Р.В. Кириченко // 36. наук. праць НАУ «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Київ, 2001. – Т. 10. – С. 138–141.