УДК 636.361
№ держреєстрації
Інв. №

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Таврійський державний агротехнологічний університет
(ТДАТУ)
72319, Запорізька обл. м Мелітополь, пр. Б. Хмельницького, 18
тел. (0619) 42-02-74

**НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ
МЕХАНІЗАЦІЇ ЗЕМЛЕРОБСТВА ПІВДНЯ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКОГО ДЕРЖАВНОГО
АГРОТЕХНОЛОГІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

“ПОГОДЖЕНО”
Директор ЗНДЦМТ
ННЦ «ІМЕСГ» НААНУ, к.т.н., с.н.с.
_____А.О.Парієв
“_____”_____2016 р.

“ЗАТВЕРДЖУЮ”
Проректор з НР д.т.н., проф.
_____В.Т. Надикто
“_____”_____2016 р.

ЗВІТ

за науково-дослідною тематикою 04.02.00.02П «Науково обґрунтувати технологічні процеси і технічні засоби формування комбінованої підстилки для покриття стійл корів з урахуванням їх фізіологічних особливостей»

Завідувач лабораторією: Д.О. Мілько
к.т.н., доц.

ТДАТУ, 2016

СПИСОК АВТОРІВ

Відповідальний виконавець – завідувач лабораторії, канд. техн. наук., доцент	Д.О. Мілько (реферат, вступ, розділи 1, 2, 3, висновки)
Канд. техн. наук., професор	О.Г. Скляр (участь у 3.1, 3.2)
Канд. техн. наук., доцент	Б.В. Болтянський (участь у 2.1, 3.1, 3.2)
Канд. техн. наук., доцент	Р.В. Скляр (участь у 3.1, 3.2)
Канд. техн. наук., доцент	Н.І. Болтянська (участь у 3.1, 3.2)
Старший викладач	С.В. Дереза (участь у 3.1, 3.2)
Асистент	Д.В. Дем’яненко (участь у 3.1, 3.2)
Інженер	С.М. Григоренко (участь у 3.1, 3.2)

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 31 с., 10 рис., 2 табл., 12 посилань.

Об'єкти досліджень:

- мобільний агрегат для розкидання підстилкового матеріалу із розвиненими властивостями, які дозволяють одночасно вкривати дальню та ближню частини стійла;
- математична модель, що описує залежність зміни відстані кидання підстилкового матеріалу від його фізико-механічних властивостей та конструктивно-кінематичних параметрів агрегату.

Мета роботи: підвищення продуктивності праці, зменшення енергетичних витрат та підвищення якості виконання технологічного процесу розкидання підстилкового матеріалу на базі запропонованих засобів.

Методи досліджень.

Теоретичні дослідження проводились шляхом аналізу конструктивно-кінематичних параметрів, отриманих з математичної моделі пристрою для розкидання підстилкового матеріалу. Обробка результатів теоретичних досліджень виконувалась із використанням персонального комп'ютера та програмних комплексів MathCadта Statistica.

В результаті проведених досліджень:

- розроблено схему кидального роторного робочого органу, яка дозволяє зі зміною геометричних параметрів кидальних пальців та кінематичних параметрів барабану забезпечити заповнення стійла підстилковим матеріалом згідно фізіологічних особливостей тварин;
- досліджено вплив конструктивно-кінематичних параметрів роторного робочого органу на відстань розкидання підстилкового матеріалу;
- встановлено залежності зміни енергетичних показників від впливу конструктивних параметрів та режимів роботи кидального роторного робочого органу.

РОТОРНИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН, КИДАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ, ПІДСТИЛКОВИЙ МАТЕРІАЛ, ПІДСТИЛКА, МОБІЛЬНИЙ АГРЕГАТ, РІВНОМІРНІСТЬ РОЗПОДІЛУ.

ЗМІСТ

ВСТУП……..……..5

1 ПРОГРАМА ДОСЛІДЖЕНЬ…….6

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ……6

3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ…….20

3.1. Розроблення схеми кидального роторного робочого органу……20

3.2. Вплив конструктивно-технологічних параметрів роторного робочого органу на якісні показники розкидання підстилкового матеріалу……...22

3.3. Вплив конструктивно-режимних параметрів роторного робочого органу на енергоємність процесу розкидання підстилкового матеріалу…..24

ВИСНОВКИ……..28

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ……30

ВСТУП

У нових умовах формування економічних відносин на селі та розвитку невеликих фермерських господарств першочергове значення має розробка та впровадження у виробництво енергоощадних малогабаритних засобів механізації, які мають високу експлуатаційну надійність.

Актуальність теми обумовлена тим, що для інтенсифікації галузі тваринництва, зокрема, забезпечення якості та зниження втрат основного продукту комплексну механізацію розкидання підстилки на малих фермах і фермських господарствах слід виконувати на основі застосування ресурсо- і енергозберігаючих процесів.

Існуючі засоби механізації, які суттєво підвищують продуктивність процесу розкидання та знижують його трудомісткість, мають велику масу, та значну питому енергоємність. Використання цих розкидачів на невеликих фермах призводить до необґрунтованої витрати енергії або паливно-мастильних матеріалів, що підвищує собівартість основної продукції.

В умовах зменшення розмірів ферм слід вказати на перспективність розкидачів підстилки з роторним робочим органом, який характеризується невисокими питомими показниками витрат енергії та маси і при роботі використовує фізико–механічні властивості матеріалів [1]. Це дало змогу вирішити й реалізувати на практиці технологію, яка підвищила ефективність використання рослинної сировини у якості підстилки, зменшила витрати праці на етапі розкидання, зменшилазахворюваність тварин та покращилаумови їх утримання. Саме застосування роторного робочого органу із пальцями різної довжини є провідною ідеєю даної роботи.

В основу досягнення поставленої мети покладено перевірку сформульованої нами **робочої гіпотези,** суть якої полягає у використанні різної геометрії кидальних пальців роторного робочого органу, які і дозволяють змінювати відстань розкидання підстилкового матеріалу.

1 ПРОГРАМА ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Розробити схему кидального роторного робочого органу з урахуванням математичної моделі впливу конструктивно-режимних показників на якісні показники процесу розкидання підстилкового матеріалу.

1.2. Теоретичний аналіз процесу відокремлення та кидання підстилкового матеріалу від шару, який подається поперечним транспортером.

1.3. Проаналізувати енергетичну складову процесу розкидання підстилкового матеріалу кидальним роторним робочим органом.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Програма теоретичних досліджень передбачала аналіз існуючих засобів механізації розкидання підстилкового матеріалу та використання його фізико-механічних властивостей для створення схеми мобільного бункерного розкидача підстилки. На основі аналізу енергозберігаючих агрегатів та пріоритетних напрямків розвитку пристроїв для розкидання запропоновано схему роторного робочого органу.

Теоретичні дослідження робочих органів навантажувачів кормів безперервної дії доводять, що деформація підстилкового матеріалу в масі при відокремленні має важливе значення. Тому з точки зору енергоємності слід використовувати робочі органи, які не викликають динамічної деформації маси, або зводять її до мінімуму [2]. Саме використовуючи цей принцип проведено дослідження і для пристроїв, що відокремлюють частину підстилкового матеріалу перед її киданням від потоку на поперечному транспортері.

2.2 До програми теоретичних досліджень входили завдання з визначення руху часток підстилкового матеріалу по пальцям ротору у реальному повітряному середовищі; визначення впливу кінематичних параметрів ротора та швидкості руху агрегату на розподіл підстилкового матеріалу по площі боксу.

При обертанні пальцевого ротаційного робочого органу, кінцівки пальців врізаються у потік підстилкового матеріалу. При їх повороті на кут φ_τ, який відповідає початку відокремлення матеріалу, припиняється відокремлення і пласт відривається під кутом α_τ^vдо горизонту. Відокремлена частина за допомогою пальців киданням подається до стійл або боксів. Слід враховувати той факт, що більша частина підстилки буде розміщена у дальній частині стійла, оскільки довші пальці будуть транспортувати більшу частину відокремленої маси.

Теоретичне обґрунтування параметрів і режимів та дослідження процесу відрізання торця і відокремлення підстилкового матеріалу ножем досить повно розглянуто в роботах д.т.н. В.Д. Ткача, Ю.О. Чурсінова [3, 4], к.т.н. А.А. Кутлембетова, О.М. Крамаренка, О.О. Воронкова, Л.І. Хворостянова та інших. Проте відокремлення підстилкового матеріалу під час розкидання і його розподіл по стійлу вимагають докладного вивчення.

При обертанні ротору і горизонтальній подачі підстилкового матеріалу-кінцівки пальців діють на шар підстилкового матеріалу на шляху від початку контакту з ним (точка А, рис.2.1) до сходу порції підстилки (точка В), тобто на шляху, де відбувається опір проникненню пальцяротору в масу [5].

Палець ротору в процесі обертання ротору рухається по траєкторії, що в площині, перпендикулярній до вісі обертання гвинта, представляє собою циклоїду [6]

$$\left.\begin{array}{l} x = R(\varphi/\lambda + \sin\varphi); \\ y = -R\cos\varphi, \end{array}\right\} \quad \left.\begin{array}{l} x = r(\varphi/\lambda + \sin\varphi); \\ y = -r\cos\varphi, \end{array}\right\} \qquad (2.1)$$

де R - радіус пальцевого барабану (довші пальці), м;

r – радіус пальцевого барабану (короткі пальці), м;

φ - кут повороту за час t, $\varphi = \omega t$;

λ - кінематичний показник режиму, $\lambda = V/V_n$;

V - колова швидкість обертання, $V = \omega R$;

ω - кутова швидкість обертання, c^{-1};

V_n- швидкість подачі, м/с.

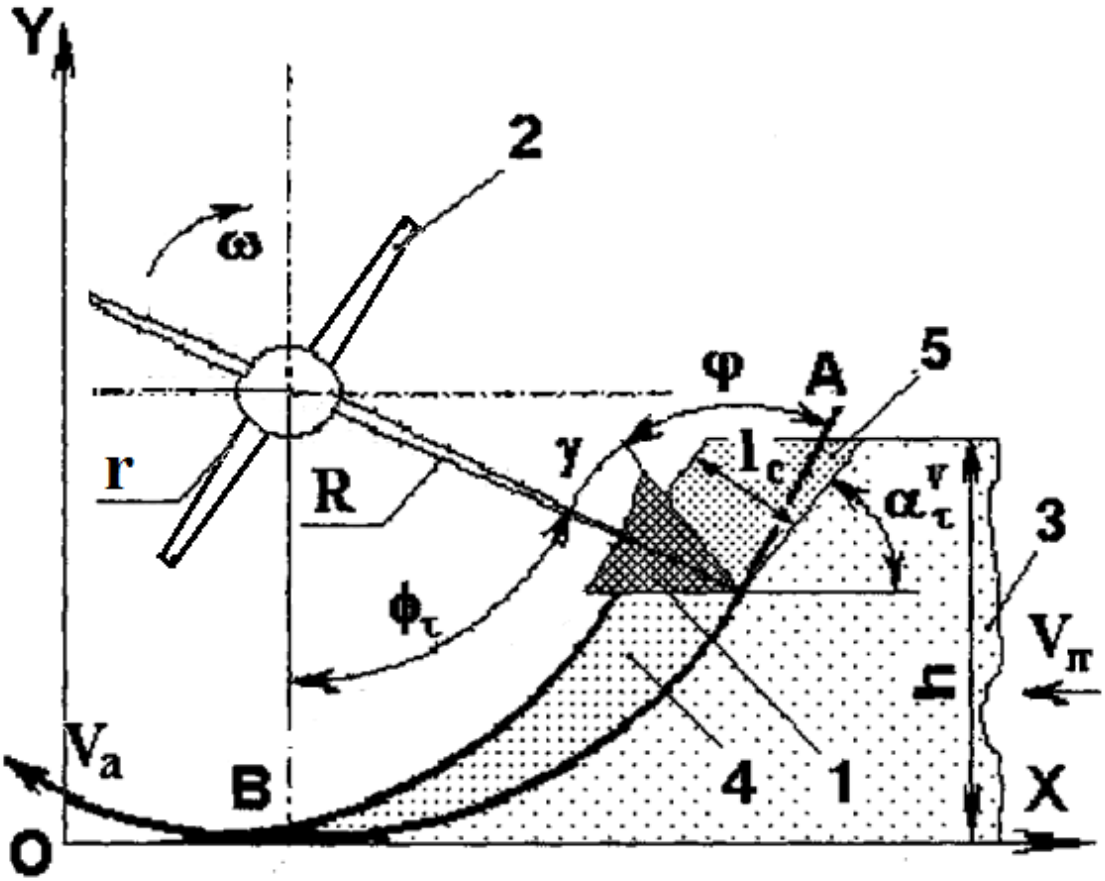


Рис. 2.1 - Схема відокремлення частини підстилкового матеріалу: 1 – робоча частина пальця; 2 – пальцевий ротор ; 3 – шар підстилкового матеріалу, що подається поперечним транспортером; 4 - відірвана частина пласта;5 - стягнена частина підстилки.

Кут установки пальців ротору **γ** (кут між пальцем та твірною порції підстилкового матеріалу) визначаться за умови відокремлення із ковзанням, тобто умови що кут між пальцем і вектором його абсолютної швидкості $\mathbf{V_a}$ менше кута

тертя φ_T. В момент припинення відокремлення і початку вільного руху відокремленої частини підстилкового матеріалу складає (рис.2.2)

$$\gamma = \pi/2 + \mathrm{arctg}\,[(\sin(\varphi_\tau - 1/\lambda)/\cos\alpha_\tau^{v}] - \varphi_\tau - \varphi_T, \qquad (2.2)$$

де φ_T- кут тертя підстилкового матеріалу по пальцевій поверхні;

φ_τ- кут повороту ножа до початку сходження відокремленої частини підстилкового матеріалу;

α_τ^{v}- кут вертикального затягування підстилки при прикладанні вертикального зусилля.

Таким чином, кут установки пальців ротору **γ** при товщині шару підстилкового матеріалу **h** (y =h) повинен визначатись виразом

$$\gamma = \pi/2 + \phi_\tau - \mathrm{arctg}\{h/R[\arccos(-h/R)\lambda + (1-h^2/R^2)^{1/2}]\} - \varphi_\tau. \qquad (2.3)$$

Для відокремлення всієї порції підстилкового матеріалу діаметр пальцевого ротору повинен бути більшим ніж висота шару але його центр обертання може бути розміщений вище. Це перебільшення діаметра визначається за умови вертикального сколювання повністю відокремленого шару підстилкового матеріалу.

Для цього необхідно, щоб вертикальна проекція площини його сходження розміщувалась на пальцях роторного барабану (рис.2.2).

За зазначеної умови радіус R пальцевого ротору знаходиться з виразу

$$R = \sqrt{x^2 + (r + \frac{h}{2})^2}\,, \qquad (2.4)$$

де x- ордината точки перетину вертикальної проекції площини захопленого шару порції підстилкового матеріалу з кромкою пальців ротора.

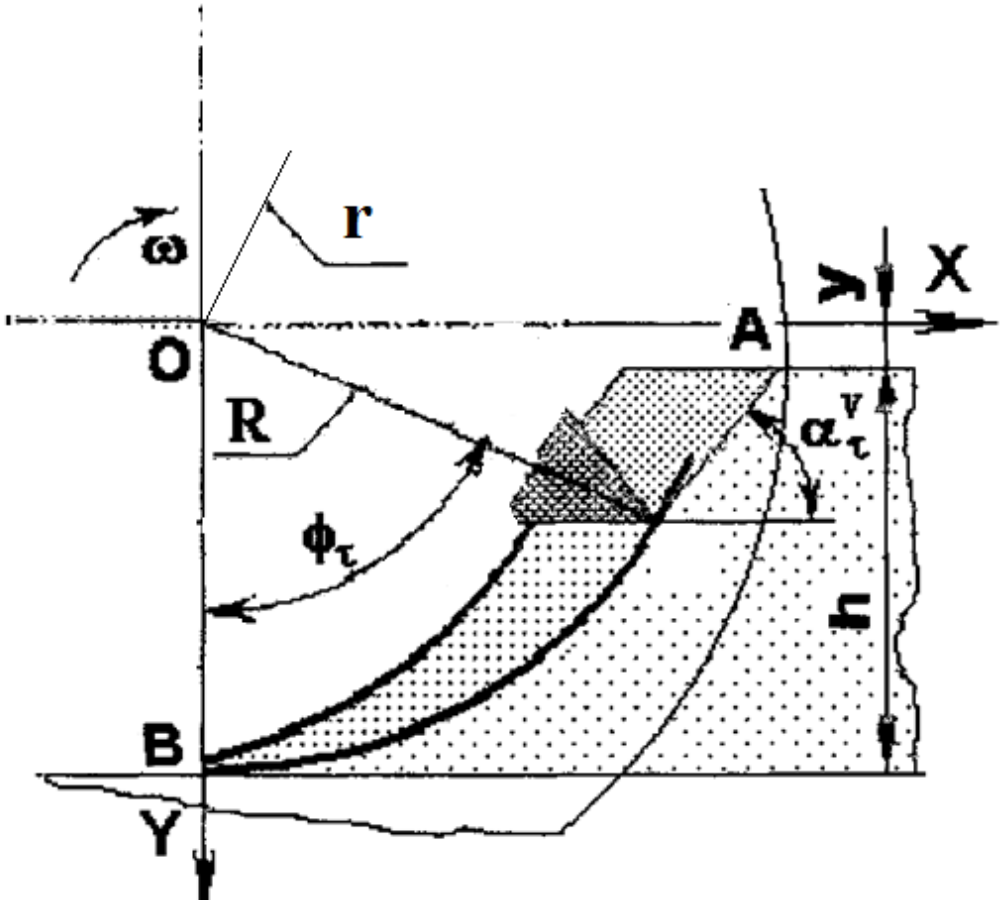


Рис. 2.2 - Визначення радіусу пальцевого ротору.

Величина x визначається із залежності

$$x=R\sin\varphi_\tau +[h -R(1 -\cos\varphi_\tau)]\cos\alpha_\tau^v. \quad (2.5)$$

З отриманих залежностей видно, що конструкційні параметри робочого органа залежать від технологічних властивостей маси, яка вивантажується (φ_τ,φ_τ), та експлуатаційних режимів роботи (h, λ).

Відокремлення частини підстилкового матеріалу пальцями ротору починається в момент їх контакту з шаром підстилкового матеріалу, що подається транспортером і закінчується з початком сходу його з пальців (рис.2.1). В цей момент глибина занурення пальців згідно [7] дорівнює

$$\delta_\rho =\pi R(2\lambda +\cos\varphi_\tau)\sin\varphi_\tau/[\lambda(\lambda +\cos(\varphi_\tau)], \quad (2.12)$$

Довжина матеріалу, яка розміститься на пальці, при умові, що кут між дотичною до траєкторії пальця в точці В і віссю абсцис більше кута захоплення (рис.2.1), тобто $(\pi+\cos\varphi_\tau)/2 > \alpha_\tau^v$, складатиме

$$l_{CT}=\delta_p/\cos\gamma. \qquad (2.13)$$

Розглядаючи рівновагу частини підстилкового матеріалу, яка припадає на один палець і знаходиться під дією сил деформації, сили земного тяжіння і внутрішніх зв'язків можна записати

$$P = mg\sin\varphi_T + Sn(h-R\cos\varphi_T)\tau_v^v, \qquad (2.14)$$

де P - опір, який виникає на пальці;

m - маса захопленої підстилки,

$$m=2\pi R\rho(h-R\cos\varphi_\tau)/\lambda;$$

g - прискорення вільного падіння;

τ_v^v - напруження захоплення у вертикальній площині від вертикального навантаження;

ρ - щільність підстилкового матеріалу.

При роботі момент зусиль $M_г$ на роторі буде складатись із моменту зусиль від опору відокремлення M_p, який прикладений до кінця пальця і дорівнює

$$M_p = SR(h-K\cos\varphi_\tau)\tau_v^v\varphi_\tau n/2\pi \qquad (2.15)$$

та з моменту $M_в$ від зусилля ваги захопленої частини підстилкового матеріалу.

Так як об'єм цієї частини наближається до піраміди, її маса дорівнює

$$m = SRp(h - R\cos\varphi_\tau)[\arccos(h/R) - \varphi_\tau]/\lambda. \qquad (2.16)$$

Беручи до уваги, що центр тяжіння піраміди знаходиться на відстані 3/4 висоти від її основи, остаточно момент на роторі від зусилля ваги відокремленої частини підстилкового матеріалу буде дорівнювати

$$M_B=SR^2\rho g(h-R\cos\varphi_{\tau,})[\arccos(h/R)-\varphi_\tau][l-3\pi/(2\lambda)]/\lambda \qquad (2.17)$$

Тоді

$$M_p = SR(h-R\cos\varphi_\tau)\{\tau_v^v\,\varphi_\tau n/(2\pi)+R\rho g[\arccos(h/R)- -\varphi_\tau][1-3\pi/(2\lambda)]/\lambda\}. \qquad (2.18)$$

Тобто момент зусиль на роторі залежить від конструктивних параметрів робочого органу (R, S, n), властивостей потоку підстилкового матеріалу(ρ, τ_v^v, φ_τ) та експлуатаційних режимів роботи (h, λ).

Після закінчення відокремлення частини підстилкового матеріалу, яке припиняється в момент початку вільного руху маси, починається робота пальця в режимі кидання, тобто відбувається транспортування відокремленої маси підстилкового матеріалу по пальцю під дією інерційних сил, яка завершується її сходом із пальця.

Вихідними даними до розрахунку параметрів кидання частки підстилкового матеріалу пальцем роторного барабана є частота обертання ротора, радіус, кути установки кінцівки пальця до радіуса роторного барабану, розстановка довших пальців відносно коротших, початкове положення частки підстилкового матеріалу. При визначені конструкційних параметрів пальців слід виходити з компромісного рішення щодо забезпечення задовільного функціонування пальців як відокремлюючих, так і кидаючих елементів. В нашому випадку їхні параметри визначаються, виходячи з умов задовільного кидання при помірних енерговитратах на додаткове ущільнення маси [8].

Об'єм підстилки, який розкидається, знаходиться у складних умовах, тому для вивчення закономірностей його руху він розглядається як ізольована непружна частка маси. Також при цьому нехтується опором повітря й зусиллям ваги частки (так як вона незначна в порівнянні з діючими на неї силами), початкова швидкість її переміщення приймається рівною нулю [9].

На основі цілого умова рівноваги частки, що знаходиться на пальці, також як і лопаті(рис.2.4), записана в векторній формі, прийме вигляд

$$\overline{P}_{ін}=\overline{F}_{вц}+\overline{F}_{к}+\overline{F}_{f} \qquad (2.19)$$

де $P_{ін}$ - сила інерції, спрямована вздовж пальця, яка дорівнює $P_{ін}=ml''$;

$F_{вц}$ - відцентрова сила, спрямована вздовж миттєвого радіусу положення точки, її модуль дорівнює $F_{вц}=m\rho\omega^2$;

F_K - зусилля Коріоліса, спрямоване по нормалі до площини пальця в сторону протилежне обертання пальцевого ротору, вона дорівнює по модулю $F_K=2m\omega l'$;

F_f - зусилля тертя, по напряму протилежне зусиллю інерції, модуль її дорівнює $F_f=fN$;

ρ - поточний радіус положення частки;

l, l', l'' - відповідно відносні шлях, швидкість та прискорення частки;

N - нормальне зусилля тиску частки на лопать.

На частку підстилки, яка рухається в площині, нормальній до осі пальцевого ротору (рис.2.3) діють зусилля інерції $F_{ін} = ml''$, відцентрове зусилля $F_{вц} = m\rho\omega^2$, коріолісове зусилля $F_K = 2m\omega l'\cos\delta$ і зусилля тертя, яке для пальця, відхиленого назад (що має місце в нашому випадку), дорівнює $F_T = mf(2m\omega l'\cos\delta - m\rho\omega^2)$.

З рис.2.4 також видно, що $\rho\cos\delta = l + 1_0$ і $\rho\sin\delta = r_0$, тому

$$I'' + 2l'f - l\omega^2 = (l_o + r_o f)\omega^2. \qquad (2.20)$$

В результаті рішення цього рівняння одержуються вирази:

- радіального переміщення відносно ріжучої кромки ножа гвинта

$$1 = (21_o + r_o f)(\lambda_2 e^{\lambda_1\varphi} - \lambda_1 e^{\lambda_2\varphi})/(\lambda_2 - \lambda_1) - (I_o + r_0 f); \qquad (2.21)$$

- відносної радіальної швидкості

$$V_r = \lambda_1\lambda_2(21_o + r_o f)(\lambda_2 e^{\lambda_1\varphi} - \lambda_1 e^{\lambda_2\varphi})\omega/(\lambda_2 - \lambda_1), \qquad (2.22)$$

де φ - кут повороту лопаті, який відраховується від виходу його з шару;

$$\lambda_{1,2} = -f \pm (1 + f_2)^{1/2}.$$

Кут сходу частки з лопаті, тобто кут між вектором абсолютної швидкості і лопаттю гвинта складає

$$\beta = \pi/2 + \delta_{cx} - \mathrm{arctg}(\omega R/V_r)\cos\delta_{cx}. \qquad (2.23)$$

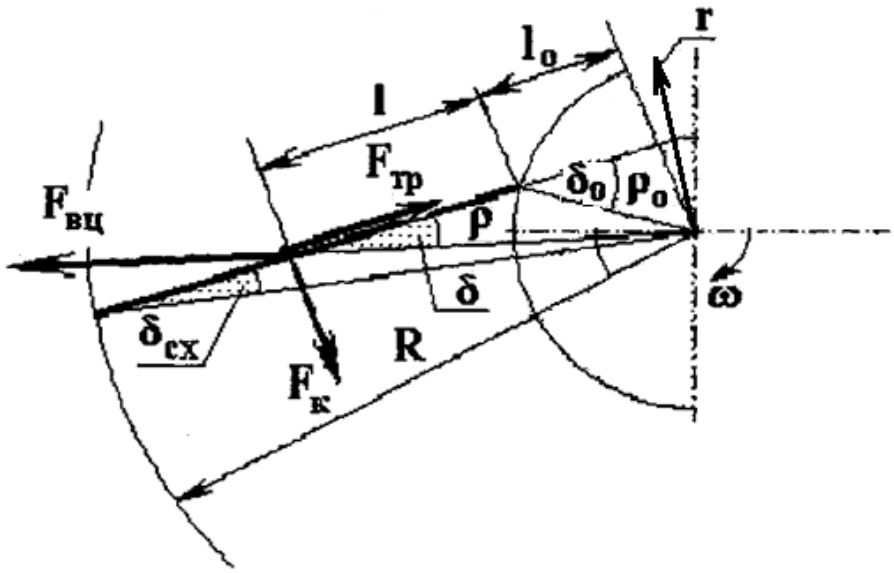


Рис. 2.3 - Схема зусиль, які діють на частку підстилкового матеріалу при переміщені в площині, нормальній до осі пальцевого ротору.

Так як він змінюється з поворотом лопаті, то кут між вертикаллю і вектором абсолютної швидкості сходу часток буде знаходитися в межах від α_1доα_2 (рис. 2.4).

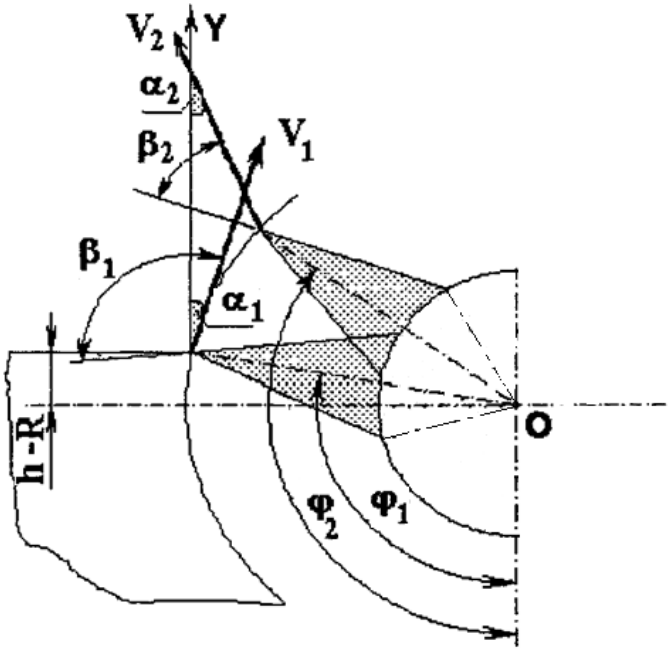


Рис. 2.4 - Схема визначення кутів сходу часток підстилкового матеріалу з пальців ротору.

Де

$$\alpha_1 = \arcsin[(h - R)/R], \quad (2.24)$$

$$\alpha_2 = \pi - \varphi - \beta + \gamma. \quad (2.25)$$

Величини кутів φ і β, що входять до виразу (2.25), знаходиться за умови підстановки в формулу (2.21) замість величини 1 довжини відокремленої маси частки підстилкового матеріалу, розміщеної на лезі ножа l_{CT}. Причому треба прагнути щоб виконувалась умова $\alpha_1 \leq 0°$ і $\alpha_2 \leq 0°$, в цьому випадку втрати підстилки в крайніх положеннях робочого органа будуть мінімальними.

Розв'язання задач зовнішньої балістики польоту матеріальної частки з нехтуванням опору повітря можливе лише при аналізі польоту об'єктів з малою парусністю і на невеликі відстані [10]. Тому диференційні рівняння її руху по сходу з пальця з урахуванням опору повітря будуть мають вигляд

$$\left.\begin{aligned} x'' &= -k_1^2 V_x^2 \\ y'' &= -g - k_1^2 V_y^2 \end{aligned}\right\} \quad (2.26)$$

де $k_1 = \sqrt{\dfrac{2 \cdot 10^4 \mu F}{m l_{cp}}}$;

μ - коефіцієнт динамічної в'язкості повітря, μ = 17,3 мкПа.с;

F - міделевий перетин частки;

l_{cp}- середній лінійний розмір частки.

Рішення рівняння (2.26) дає

$$\left.\begin{aligned} x &= -(\ln|l + k_1^2 V_{ox} t|)/k_1^2 + L_{cx} \\ y &= -\{\ln[\sqrt{g}\, ch(k_1\sqrt{g}t) + k_1 V_{oy} sh(k_1\sqrt{g}t)]\}/k_1^2 + H_{cx} \end{aligned}\right\} \quad (2.27)$$

де L_{cx} - координати сходу часток підстилкового матеріалу, які змінюються від 0 до L;

H_{cx} - абсциси сходу часток підстилкового матеріалу, які лежать в межах від h до H;

V_{ox}, V_{oy} - проекції початкової швидкості сходу часток підстилкового матеріалу на координатні вісі.

З викладеного видно, що параметри довжини розкидання повинні бути узгоджені з властивостями розкиданої підстилки (k), експлуатаційними режимами роботи (h, L, V_{ox}, V_{oy}) пальцевого ротору.

Наведені вище умови дають можливість визначити максимальну відстань $1_П$ між бункерним розкидачем підстилки і місцем падіння в стійлі

$$L + l_п = -(\ln|l + k_1 2V_{ox}t|)/k_1^2 + l_c. \quad (2.28)$$

В цьому виразі необхідно брати максимальну парусність підстилкового матеріалу, а час t визначати за умови $y = D + \delta_1 - D_n/2 - \delta_2$.

За умови рівності аеродинамічного опору сил і тяжіння ця швидкість витання становить

$$V_s = \sqrt{\frac{G}{k\rho_n F}}, \quad (2.29)$$

де G - сила тяжіння тіла;

$\rho_п$- щільність повітря;

F - міделевий перетин;

k - коефіцієнт аеродинамічного опору.

Приймаючи до уваги, що у межах коливання вологості (біля 10%) розкиданої підстилкової маси розміри часток, а отже їх об'єм, практично залишаються постійними, то залежність щільності частки від вологості має вигляд

$$\rho_K = \rho_{cp}/(l - w), \quad (2.30)$$

де w - вологість матеріалу;

ρ_K - щільність підстилкового матеріалу;

ρ_{cp} - щільність сухої речовини.

При орієнтації стебел підстилкового матеріалу повздовжньою віссю перпендикулярно потоку повітря швидкість витання визначається з виразу

$$V_s = \sqrt{\frac{n_1 \rho_{cp} l_{cT} d}{(1 - w)k}} \quad (2.31)$$

де d - діаметр стебла;

n_1 - постійна величина, яка дорівнює $n_1 = \pi g/4\rho_n$.

Тобто, швидкість витання залежить від діаметру, довжини стебла, щільності сухої речовини, вологості, коефіцієнта опору.

При орієнтації стебла вздовж повітряного потоку швидкість витання виражається залежністю

$$V_s = \sqrt{\frac{n_2 \rho_{ср} l_{ст}}{(1-w)k}} \qquad (2.32)$$

де $l_{ст}$ - довжина стебла;

n_2- постійна величина, $n_1 = \pi g/4\rho_n$.

Швидкість витання у цьому випадку залежить від довжини стебла, а також, як і в першому - від щільності сухої речовини, вологості та коефіцієнта опору.

Оскільки частка у польоті безладно обертається, то формули (2.30) і (2.31), які не враховують спільний вплив діаметру та довжини частки, не придатні для практичних розрахунків.

2.3 В програму досліджень енергетичних показників увійшли визначення енергоємності процесу внесення відокремленого підстилкового матеріалу до стійл та боксів за допомогою роторного розкидача.

При попередньому визначенні потужності приводу пальцевого ротору будемо вважати, що вона витрачається на здолання моменту обертання, який утворюється при процесі переміщення маси пальцями пальцевого ротору. При чому в розрахунках будемо вважати, що тертя матеріалу зі стінкою кожуху не відбувається (кут нахилу лопаті більше 0° рис.2.5). Тобто:

шв ——————————, (2.34)

де f – коефіцієнт тертя матеріалу по лопаті швирялки, f = 0,8;

m – маса матеріалу поданого на лопать, кг;

ω – постійна кутова швидкість швирялки, рад/с;

σ – радіус обертання центру мас скупчення частинок матеріалу, м;

α_o – кут, що доповнює до 90° кут встановлення лопаті відносно радіуса, град.

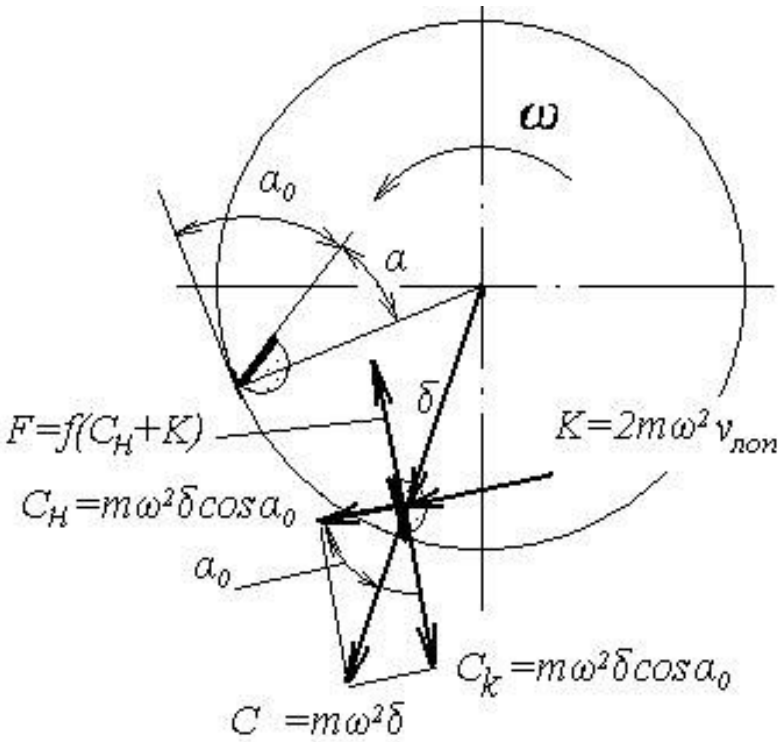


Рис.2.5 - Схема до розрахунку потужності приводу пальцевого ротору.

Враховуючи той факт, що одним з найважливіших параметрів оцінювання механізованих процесів є їхня економічна ефективність, то як складова нашого розрахунку буде визначення питомої енергоємності процесу транспортування вивантаженої підстилки до стійл. А саме буде виглядати як відношення потужності, яку необхідно витратити на привод механізму кидання, до продуктивності. Стосовно продуктивності, то вона буде залежати лише від продуктивності транспортера. Взагалі формула буде виглядати

$$\frac{\text{пр}}{\text{в}}. \qquad (2.35)$$

Тобто, виходячи з вище наведеного, ми будемо в змозі теоретично змоделювати процес кидання підстилки до стійл, отримати залежності енергоємності від конструктивно-кінематичних параметрів пальцевого ротору. Оптимальні дані для проведення теоретичних досліджень зведемо до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Дані для проведення теоретичних досліджень процесу транспортування відокремленої підстилки до стійла

Номер за порядком, №	Швидкість обертання робочого колеса пальцевого ротору ω, $с^{-1}$	Радіус центру мас σ, м	Кут, що доповнює до 90° кут встановлення лопаті відносно радіуса α_o, град.
1	50	0,25	75
2	100	0,3	60
3	150	0,35	45
4	200	0,4	30

Оскільки на показники енергоємності процесу кидання мають значний вплив такі показники як швидкість обертання пальцевого ротору ω, радіус центру мас σ, кут, що доповнює до 90° кут встановлення лопаті відносно радіуса α_o, то саме їх ми використали як змінні фактори (таблиця 2.2).

Таблиця 2.2 - Фактори та інтервали варіювання при проведенні досліджень

Рівні й інтервали варіювання	Кодоване значення	Фактори і їхні позначення		
		Кут, що доповнює до 90° кут встановлення лопаті відносно радіуса α_o, град	Швидкість обертання пальцевого ротору ω, $с^{-1}$	Радіус центру мас σ, м
		x1	*x2*	*x3*
Верхній рівень	+1	75	150	0,35
Основний рівень	0	60	100	0,3
Нижній рівень	-1	45	50	0,25
Інтервал варіювання	ε	15	50	0,05

3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Розроблення схеми кидального роторного робочого органу

На сучасному етапі для утеплення підлоги та покращення якості утримання тварин на фермах великої рогатої худоби використовують підстилковий матеріал. Існуючі засоби механізації, які суттєво підвищують продуктивність процесу розкидання та знижують його трудомісткість, мають велику масу, та значну питому енергоємність. Використання цих розкидачів на невеликих фермах призводить до необґрунтованої витрати енергії або паливно-мастильних матеріалів, що підвищує собівартість основної продукції. Витрати праці на внесення коливаються від 0,9 до 6 люд.-год. на одну голову і складають 3-6 відсотків від загальних витрат, що пов'язані із обслуговуванням тварин. Такі самі витрати праці на внесення підстилки і на тваринницьких фермах розвинутих у сільськогосподарському відношенні закордонних держав, таких як США, Великобританія, Чехія, Словаччина, Німеччина та ін. Саме це і обумовлює проблему покращення умов утримання ВРХ у нашій державі.

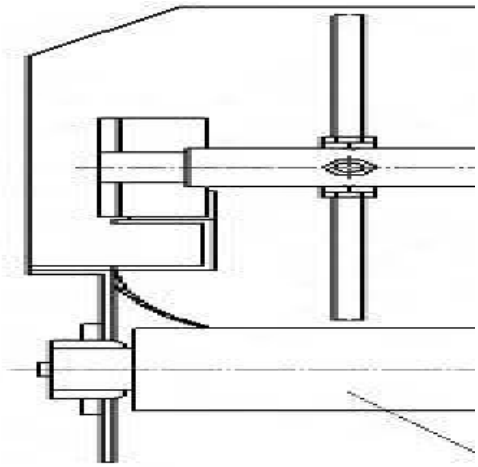
В ряді літературних джерел зустрічається тези присвячені використанню не складних пристосувань для внесення підстилки на тваринницьких фермах. Однак недоліком цих пристроїв є не відповідність зоотехнічним вимогам, а саме підстилка вноситься до місць відпочинку у вигляді валків або з більшою нерівномірністю розподілу, що в свою чергу потребує додаткового застосування ручної праці.

Аналіз літературних даних та виробничого досвіду вказує на перспективність використання роторних розкидачів підстилки у поєднанні з мобільними бункерними засобами доставки до тваринницьких приміщень. Для внесення солом'яної підстилки найбільш придатним буде роторний пальцевий розкидач. Однак, слід зауважити, що на сучасному етапі розроблено достатня кількість розроблених зоотехнічних та технологічних вимог щодо процесу внесення підс-

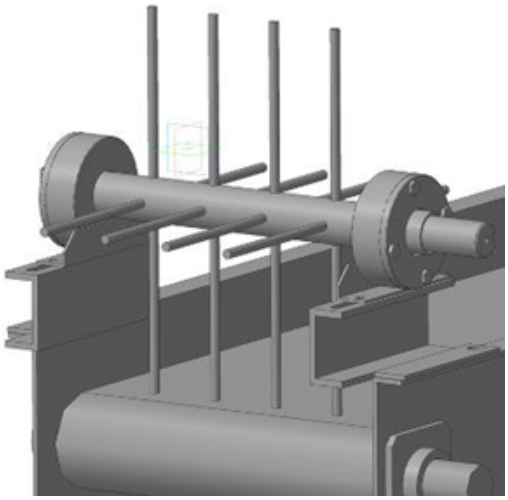
тилки, вивчені фізико-механічні властивості соломи, однак постає питання розміщення підстилкового матеріалу по довжині стійла. Слід вказати на необхідність наявності великої кількості підстилки у передній частині стійла (під передніми лапами) та у задній частині (у районі розміщення вимені). Саме засоби здатні на такий розподіл відсутні на сучасному етапі.

Виходячи з принципу застосування робочих органів, які не викликають динамічної деформації маси було прийнято рішення застосування робочих органів, які відокремлюють масу в площині розташування осей часток підстилкового матеріалу, а так як вони практично орієнтовані горизонтально, то треба якомога збільшувати відношення загальної площі контакту робочого органу з підстилковою масою до її проекції на горизонтальну площину [11], та розділяти функції його робочих елементів на вивантажуючи із дальнім киданням і вивантажуючи із ближнім киданням [12].

За цим принципомзапропоновано кидальний роторний робочий орган, конструкційна схема якого наведено на рис. 3.1. Робочий орган складається з ротору, на якому розміщено ряди довгих пальців, які передуються рядом коротших пальців паралельних наступному ряду.



а)



б)

Рис. 3.1 - Конструкційна схема кидального роторного робочого органа а) та його загальний вигляд б): 1 – вивантажувальний поперечний транспортер; 2 - пальці; 3 – напрямна; 4 – контрова гайка; 5 – вал роторно-пальцевого органу.

Привод кидального ротору виконується від ВВП трактору через ланцюгову і зубчасту передачі.

Для визначення впливу геометричних параметрів кидальних пальців роторного барабану на його експлуатаційно-технологічні показники передбачалось теоретичне обґрунтування процесу розкидання підстилкового матеріалу після його відокремлення від шару, що подається поперечним транспортером.

3.2 Вплив конструктивно-технологічних параметрів роторного робочого органу на якісні показники розкидання підстилкового матеріалу

Передбачені методикою досліджень розрахункові формули, враховують всі геометричні параметри часток стебла - діаметр, довжину, ширину, товщину, густину сухої речовини і вологість, що з високою точністю дозволить визначити швидкість їх витання. Після підстановки отриманих значень до програмного комплексу MathCad (рис. 3.2) було отримано змогу розрахунку відстані розкидання підстилкового матеріалу в залежності від основних конструктивно-кінематичних показників.

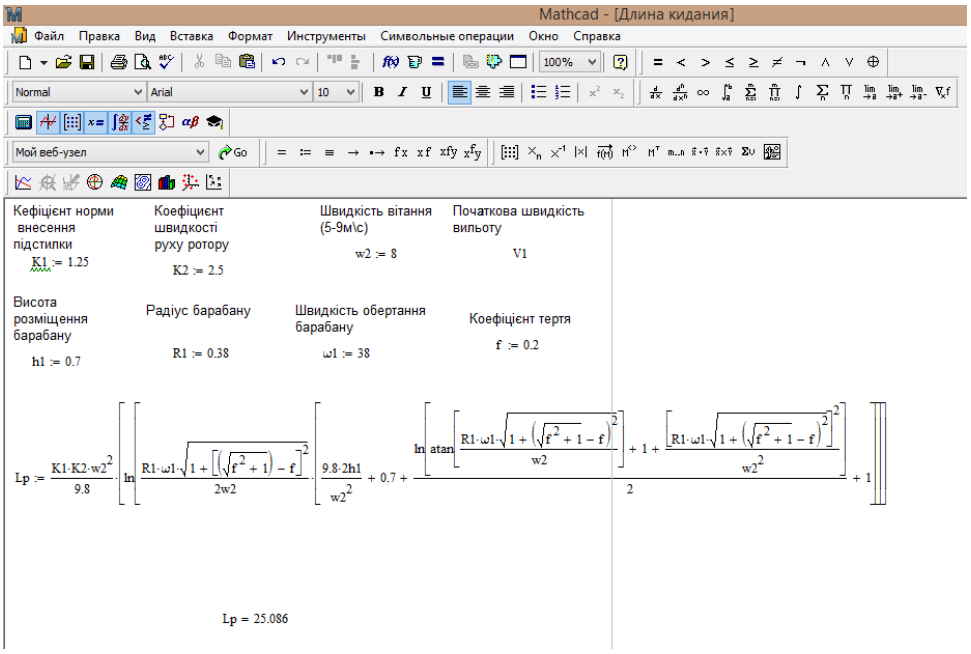


Рис. 3.2 – Представлення розрахунку якісних показників процесу розкидання підстилкового матеріалу в програмному комплексі MathCad

Після проведення попередніх теоретичних досліджень та розрахунків було отримано дані, згідно яких збудовано графік залежності відстані розкидання підстилкового матеріалу від конструктивно-кінематичних показників (рис. 3.2) та рівняння регресії, що його описує

$$L_p=-57,8131 + 139,8699R_б + 1,6525\omega - 109,1746R_б^2 + 0,3198R_б\omega - 0,0151\omega^2, \quad (3.1)$$

де $R_б$ – радіус пальцевого барабану, м;

ω – швидкість обертання пальцевого барабану, с-1.

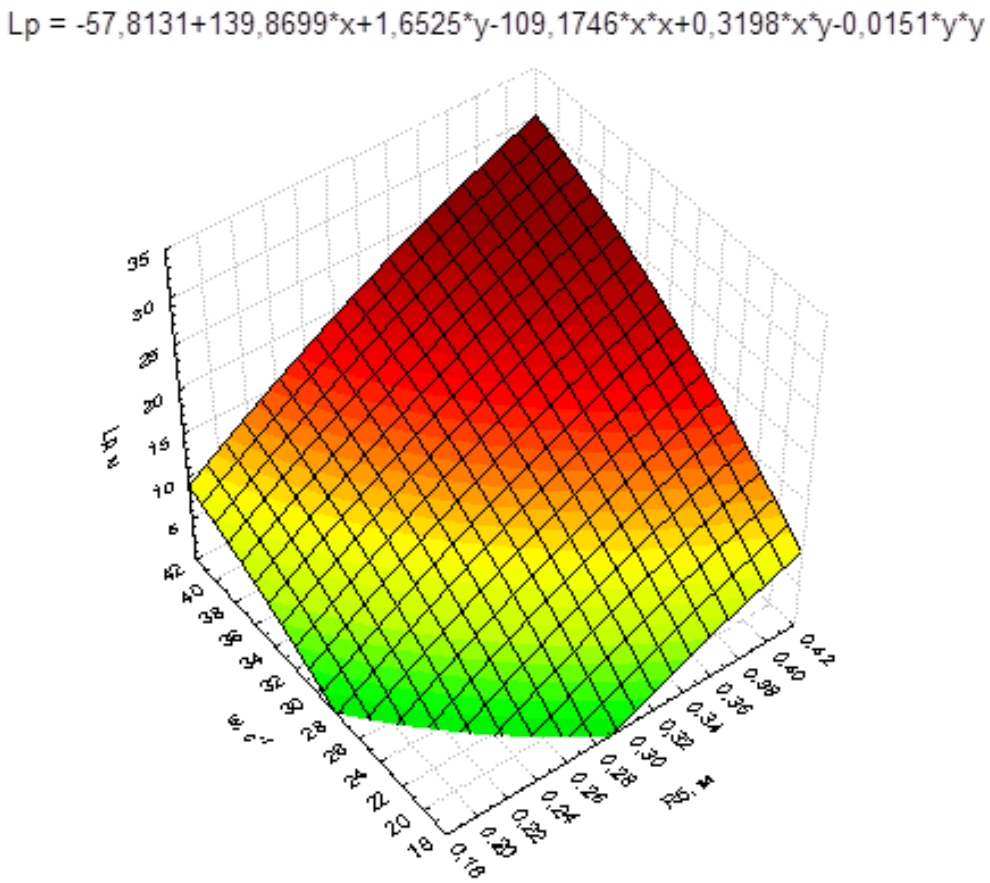


Рис. 3.2 – Графічна інтерпретація залежності довжини киданняL_p часток підстилкового матеріалу від радіуса пальцевого барабану $R_б$ та швидкості його обертання ω при висоті розміщення ротору над підлогою на рівні 0,7м, швидкості витання 8 м/с, коефіцієнту, що враховує норму внесення підстилки 1,25 та коефіцієнту, що враховує швидкість руху ротора 2,5.

Аналіз представленої поверхні (рис. 3.2) свідчить про те, що для забезпечення розподілення підстилки згідно з фізіологічними потребами можна корис-

татися не великими швидкостями обертання пальцевого барабану на рівні 28-30 рад/с із радіусами пальцевого барабану на рівні 0,2 - 0,22 м, що в свою чергу забезпечить відстань розкидання підстилки від 0 до 7 м;

3.3 Вплив конструктивно-режимних параметрів роторного робочого органу на енергоємність процесу розкидання підстилкового матеріалу

У результаті розрахунків було отримано наступну математичну модель процесу при зазначених у методиці досліджень незмінних показниках, яка у закодованому виді буде виглядати наступним чином

$$\mathbf{E=1{,}6601-0{,}4531}x1 \mathbf{+ 0{,}4868}x2 \mathbf{+ 0{,}1913}x3 \mathbf{- 0{,}3828}x1x2 \mathbf{-}$$
$$\mathbf{-0{,}155}x1x3 \mathbf{+0{,}1625}x2x3 \mathbf{+ 0{,}0774}\, x1^2 \mathbf{+ 0{,}1069}\, x2^2 \mathbf{+}$$
$$\mathbf{+ 0{,}0114}\, x3^2 \mathbf{- 0{,}1243}x1x2x3. \qquad (3.2)$$

Дисперсія неадекватності моделі склала SSlf =0.0132.

Множинний коефіцієнт регресії Ry.r = 0,9970.

Результати проведених досліджень у графічному вигляді наведено на рис. 3.3, 3.4, 3.5, та представляють собою попарну залежність енергоємності від швидкості обертання роторного барабану швирялки ω, радіусу центра мас σ, кута, що доповнює до 90° кут встановлення лопаті відносно радіуса α_o.

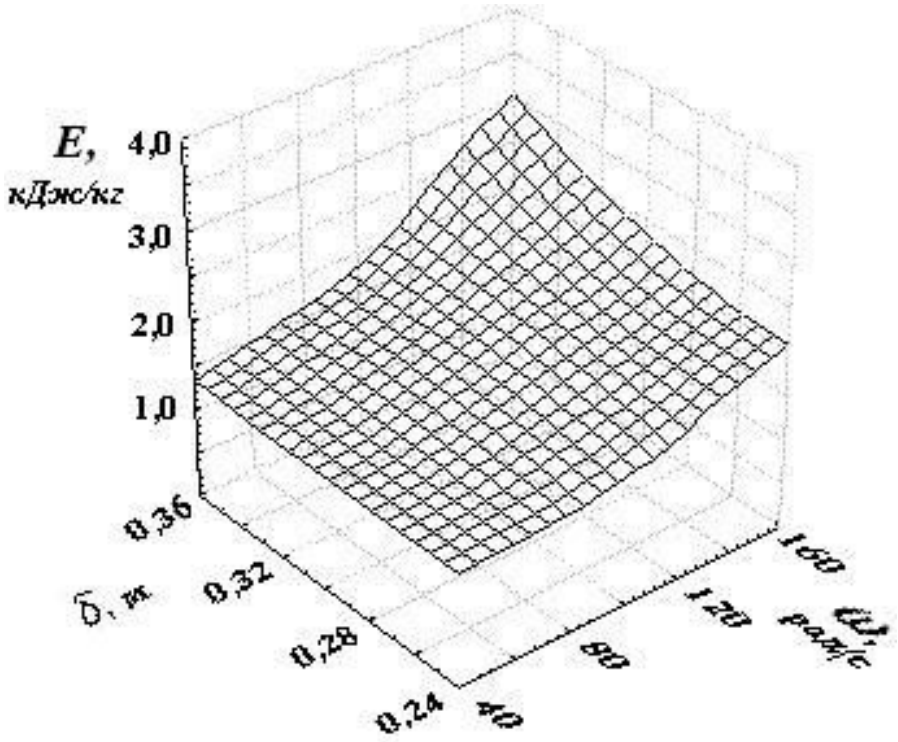


Рис. 3.3- Залежність енергоємності Е від радіусу центра мас σ, та швидкості обертання робочого колеса швирялки ω при α_o=const.

Аналіз рис.3.3 вказує на той факт, що при невеликих обертах роторного барабану збільшення радіусу центра мас не призведе до суттєвого збільшення енергоємності, тоді як при зростанні швидкості обертання барабану понад 100 рад/с починає значно підвищуватися енергоємність процесу.Це пов’язано зі збільшенням інерційної складової. А збільшення енергоємності на великих швидкостях при збільшенні радіуса центра мас пов’язано зі зростанням, зусиль необхідних на подолання зростаючого обертаючого моменту.

Також було проведено та складено графічну інтерпретацію залежності енергоємності від кута, що доповнює до 90° кут встановлення лопаті відносно радіуса α_o та швидкості обертанняпальцевогороторного барабану ω при постійному радіусі центру мас σ (рис. 2.5).

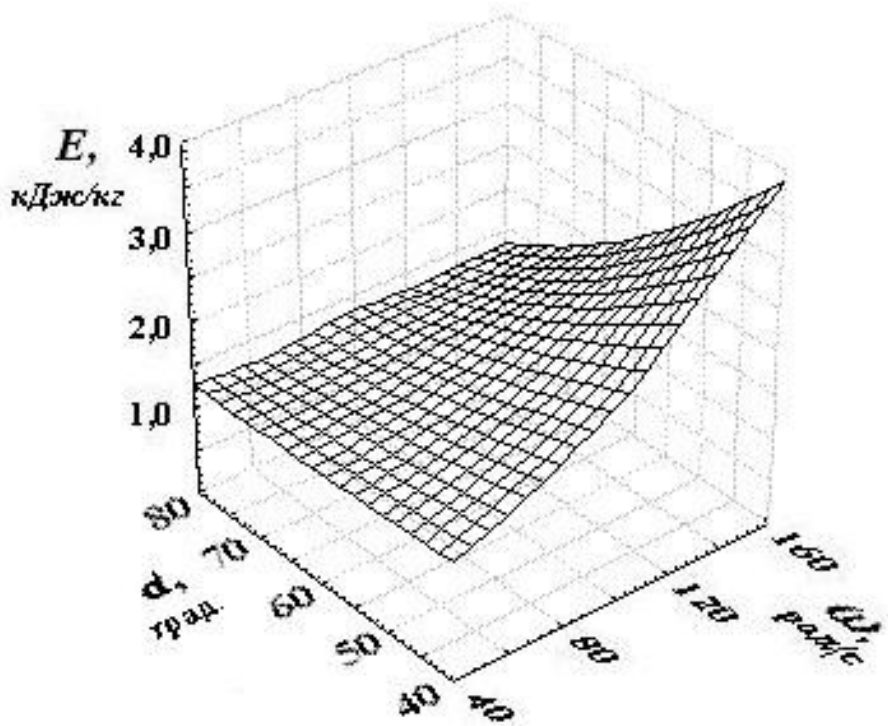


Рис. 3.4- Залежність енергоємності Е від кута, що доповнює до 90° кут встановлення пальця відносно радіуса α_o , та швидкості обертання пальцевого роторного барабану ω при σ= const.

При розгляді графіка залежності енергоємності від від кута, що доповнює до 90° кут встановлення лопаті відносно радіуса, та швидкостіпальцевого роторного барабануможна помітити тотожну тенденцію зі збільшенням швидкості обертання барабану понад 80-100 рад/с, тобто енергоємність починає різко зростати, адже збільшення кута, що доповнює до 90° кут встановлення пальця відносно радіуса до 80° практично нівелює підвищення швидкості обертання, все це пов'язано зі збільшенням сили опору сходження підстилки по пальцю.

Графічна інтерпретація наведена на рис. 3.5 відображає залежність енергоємності від кута, що доповнює до 90° кут встановлення пальця відносно радіуса, та радіусу центра мас при постійній швидкості обертання пальцевого роторного барабану.

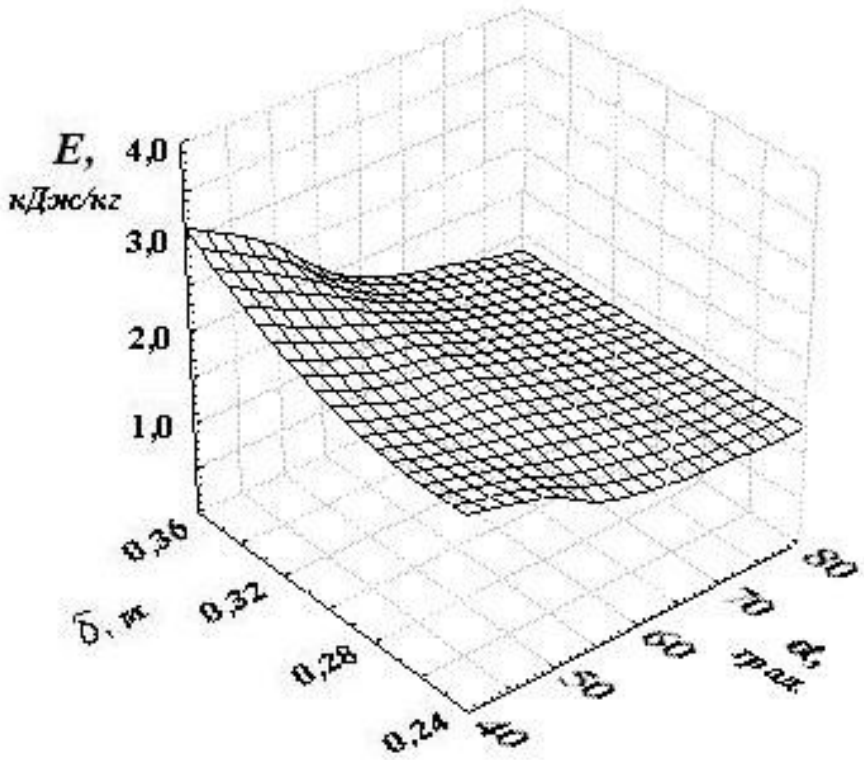


Рис. 3.5 - Залежність енергоємності Е від радіусу центра мас σ та кута, що доповнює до 90° кут встановлення пальців відносно радіуса α_o, при ω= const.

Графік парної взаємодії енергоємності від радіусу центра мас та кута, що доповнює до 90° кут встановлення пальців відносно радіуса вказує на існуючий оптимальний кут встановлення пальців роторного барабану, який знаходиться у межах 60-65°. Саме це дозволяє отримати зазначену продуктивність при не значній енергоємності процесу киданнявідокремленої від потоку підстилки. А збільшення радіусу центра мас також призводить до підвищення енергоємності процесу розкидання підстилки.

ВИСНОВКИ

1. Теоретично обґрунтовано конструктивну схему кидального роторного робочого органу та обґрунтовано доцільність застосування різної довжини кидальних пальців з можливістю зміни кута, що доповнює до 90° кут встановлення пальця відносно радіусадля розміщення підстилкового матеріалу по стійлу, у відповідності до фізіологічних потреб тварин;

2. Розрахункові залежності відстані розкидання підстилкового матеріалувід швидкості обертання та радіуса пальцевого барабану вказують на те, що для забезпечення розподілення підстилки згідно з фізіологічними потребами можна користатися не великими швидкостями обертання пальцевого барабану на рівні 28-30 рад/с із радіусами пальцевого барабану на рівні 0,2 - 0,22 м, що в свою чергу забезпечить відстань розкидання підстилки від 0 до 7 м;

3. Дослідження зміни енергоємності процесу розкидання від радіусу центра мас частини підстилкового матеріалу та швидкості обертанні роторного барабану вказують на не суттєве її збільшення (до 2,1 кДж/кг)при обертах барабану до 100 рад/с, тоді як значне збільшення споживання питомої енергії (понад 3,0 кДж/кг) буде відбуватися при збільшенні швидкостей обертання та радіусу центра мас понад 0,3 м та 100 рад/с відповідно, що пов’язано зі зростанням зусиль необхідних на подолання зростаючого обертаючого моменту;

4. Аналіз впливу швидкості обертання пальцевого роторного барабану на енергоємність процесу розкидання підстилкового матеріалу вказує на значне її підвищення, понад 2,0 кДж/кг, при швидкості обертання на рівні 80-100 рад/с, тобто енергоємність починає різко зростати, адже збільшення кута, що доповнює до 90° кут встановлення пальця відносно радіуса до 80° практично нівелює підвищення швидкості обертання, все це пов’язано зі збільшенням сили опору сходження підстилкового матеріалу по пальцю;

5. Енергоємність процесу розкидання відокремленого підстилкового матеріалу до стійла (бокса) становила E = 1,2 - 3,8 кДж/кг та збільшувалася із зме-

ншенням кута, що доповнює до 90° кут встановлення пальців відносно радіуса α_o з 80 до 40°, що вказуєна існуючий оптимальний кут встановлення пальців роторного барабану, який знаходиться у межах $60\text{-}65^o$.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Болтянський Б.В. Обґрунтування процесу вивантаження силосу та параметрів кидального пило – гвинтового робочого органа позиційного навантажувача: дис… канд. техн. наук: 05.05.11 / Б.В. Болтянський- Мелітополь: 2006, 122с.

2. Власов М.М. Оптимізація параметрів шарнірних ножів роторного подрібнювача / М.М. Власов //Вісник сільськогосподарської науки. -1997. -№10.- С.48-49.

3. Гриценко В.Т. Дробилка-измельчитель с камерой предварительного уплотнениятериала / В. Т. Гриценко, Ю. А. Чурсинов // Научно-технический бюллетень - Вып.23.-Запорожье: ЦНИПТИМЭЖ, 1985, - С. 114...117.

4. Новиков Ю.Ф. Анализ способов и устройств для разрушения сокосодержащей клеточной структуры / Ю.Ф. Новиков, Ю.А. Чурсинов, В.Т. Гриценко // Научно-технический бюллетень ЦНИПТИМЭЖ - Вып.22.- Запорожье: ЦНИПТИМЭЖ, 1984,-С.22...29.

5. Болтянський Б.В. Визначення конструктивних параметрів пило-гвинтового робочого органу / Б.В. Болтянський // Труды Таврической государственной агротехнической академии. Тематический научно-технический сборник. Вып.1. Техника в сельскохозяйственном производстве. Т.4, Мелитополь, 1998, С.57-59.

6. Берман Г.Н. Циклоида / Г.Н. Берман -М, Наука, 1980.-112с.

7. Болтянский О.В. Совершенствование рабочего процесса и обоснованиепараметров отделителя-измельчителя машины для выгрузки стебельных кормов из траншей: Дис...канд. техн. наук: 05.20.01. - Мелитополь, 1993. - 145 с.

8. Кореневич Л.П. К теории движения растительных частиц по передней грани, ножа / Л.П. Корневич // Труды Белорус. ин-та механиз. сел. хоз-ва, 1989.- Вып.12.-С.41-46.

9. Василенко П.М. Теория движения частиц по шероховатым поверхнос-

тям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. - К.: Изд-во УАСХН, 1960.

10. Кегельс Е.С. Начальный наклон траектории, максимизирующий дальность свободного полета в несопротивляющейся среде / Е.С. Кегельс //Мех. и электр. соц. сел. хоз-ва. -1969. -№4. - С.20I..22.

11. Кутлембетов А.А. Исследование процесса отделения силосу от общей массы рабочими органами погрузчиков непрерывного действия: Автореф. дис....канд.техн.наук: 05.410 / Всесоюзн. НИИ мех. сел. хоз-ва. - М., 1969. - 28 с.

12. Ткач В.Д. Про продуктивність фрезерних навантажувачів з робочими органами маятникового типу / В.Д. Ткач // Механізація і електрифікація сільського господарства. - Вил. 17.- К.: Урожай, 1971. -С.14-17.