

УДК 631.331.022

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2020.50.97-107>**І.М. Осипов**, проф., канд. техн. наук*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна**e-mail: kntu.shm.osipovim@gmail.com*

Обґрунтування типу повітророзподільного пристрою пневмомеханічних просапних сівалок

Встановлено, що для пневмомеханічних сівалок виконання вимог агротехніки по рівномірності розподілу насіння за площею живлення цілком залежить від правильного вибору конструкції висівної системи. Перспективним розвитком конструкцій просапних сівалок є використання пневмомеханічних висівних систем, що складає передумови для підвищення продуктивності праці і знижує прямі витрати при посіві. Але, в ряді випадків, таке технічне рішення приводить до росту металоемності сівалок, ускладнює їх обслуговування. Проведені дослідження дозволили пояснити причину нерівномірності розподілу повітряного потоку по ширині захвату, яка обумовлена нерівномірністю статичного тиску, зменшення якого відбувається в напрямку від периферії ресивера до його центру. Отримані результати пройшли лабораторну перевірку, яка повністю підтвердила результати теоретичних досліджень.

ресивер, пневмомеханічний висівний апарат, сівалка, вакуумна камера, повітряний потік, розрідження, втрати тиску, гідравлічний опір

И.Н. Осипов, проф., канд. техн. наук*Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницький, Україна*

Обоснование типа воздухораспределительного устройства пневмомеханических пропашных сеялок

Установлено, что для пневмомеханических сеялок выполнение требований агротехники по равномерности распределения семян по площади питания полностью зависит от правильного выбора конструкции высевальной системы. Перспективным развитием конструкций пропашных сеялок является использование пневматических высевальных систем что составляет предпосылки для повышения производительности труда и снижает прямые затраты при посеве. Но, в ряде случаев, такое техническое решение приводит к росту металлоемкости сеялки, затрудняет их обслуживание. Проведенные исследования позволили объяснить причину неравномерности распределения воздушного потока по ее ширине захвата, которая обусловлена неравномерностью статического давления, уменьшение которого происходит в направлении от периферии ресивера к его центру. Полученные результаты прошли лабораторную проверку, которая полностью подтвердила результаты теоретических исследований.

ресивер, пневмомеханический высевальной аппарат, сеялка, вакуумная камера, воздушный поток, разрежение, потери давления, гидравлическое сопротивление

Постановка проблеми. Одним з важливих показників якості посіву є рівномірність розподілу насіння за шириною захвату сівалки, яка, для пневмомеханічних сівалок, можлива тільки при рівному відборі повітря з усіх висівних апаратів по її ширині захвату [1]. В конструкціях сучасних пневмомеханічних просапних сівалок дане питання вирішено не в повній мірі. Цей недолік особливо проявляється у широкозахватних сівалок. Збільшення рядності призводить до збільшення нерівномірності розріджень, наслідком чого є збільшення нерівномірності висіву [2, 3].

На сьогоднішній день для визначення основних аеродинамічних характеристик пневмомеханічних висівних систем, а також для вибору раціональної схеми повітророзподільного пристрою, який забезпечував би рівномірний розподіл повітряного потоку по ширині захвату сівалки, та обґрунтування його параметрів необхідні додаткові дослідження, а саме, математичний опис процесу пневможивлення висівних апаратів.

В зв'язку з необхідністю інтенсифікації сільськогосподарського виробництва, наявністю нових сортів насіння просапних культур, які ставлять більш високі вимоги до рівномірності розподілу насіння по площі живлення з метою отримання максимальних врожаїв, підвищенню якості посівного матеріалу – актуальність цієї задачі зростає.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Напрямок розвитку технічних засобів для висіву насіння просапних культур визначає намічена за останні роки тенденція застосування пневмомеханічних висівних систем [1, 2, 3].

Одним з напрямків інтенсифікації сільськогосподарського виробництва є підвищення продуктивності машин. Таке підвищення може бути досягнуто за рахунок збільшення ширини захвату [1, 2, 3, 5], але при цьому посилюється проблема рівномірного розподілу повітряного потоку в висівних апаратах по ширині захвату сівалки, наслідком чого є збільшення нерівномірності висіву.

Нерівномірність висіву 9-ти рядної пневмомеханічної овочевої сівалки СУПО-9А зростає по відношенню до 6-ти рядної СУПО-6А з 4,1-6,3% до 14,5-15,3% при висіві насіння томатів і з 1,1-3,4% до 5,4-5,5% при висіві насіння капусти [1, 4].

Пневмомеханічна просапна сівалка СУПН-8А також не в повній мірі відповідає вимогам до рівномірності висіву. Випробуваннями встановлено, що цей показник коливається в межах 7,4-9,4% при висіві насіння кукурудзи і 3,2-4,9% при висіві насіння соняшнику [1, 4] (по АТВ 5% для кукурудзяних сівалок і 3% для бурякових). В процесі роботи сівалки цей показник погіршується. Після напрацювання сівалкою 10 га додаткова перевірка виявила збільшення нерівномірності висіву до 44,4% [4]. Тобто, задача рівномірного розподілу насіння по площі живлення, яка є найважливішою при посіві, не виконується.

З цієї причини кожний висівний апарат по ширині захвату сівалки потребує індивідуального налагодження за допомогою скидача «зайвого» насіння, що значно ускладнює підготовку сівалки до роботи, особливо в умовах господарств.

Введення в висівний апарат пристроїв, що забезпечують рівномірне відсмоктування повітря, змінюючи живий переріз вакуумної камери [1, 2, 3, 4], ускладнює конструкцію висівного апарата.

Повітророзподільний пристрій з двома колекторами, встановленими у вхідного вікна вентилятора, по типу сівалки Monoair-80 (Німеччина) [1, 2, 3, 4] ускладнює конструкцію, не створюючи помітних переваг в покращенні рівномірності відбору повітря з висівних апаратів.

Останнім часом з'явилися інші оригінальні пропозиції, спрямовані на підвищення рівномірності висіву за рахунок стабілізації розрідження в вакуумних камерах висівних апаратів по ширині захвату сівалки.

Пропонується [4] встановлювати ресивер, в якості якого використані дві труби різного діаметра. В порожнині труби більшого діаметра (збирального колектора) розташована труба меншого діаметра (відсмоктувальний колектор) з отворами, сполучена за допомогою штуцерів та трубопроводів з всмоктувальним вікном вентилятора. При роботі сівалки вакуум, що створюється вентилятором, через трубопроводи та отвори відсмоктувального колектора, кількість яких в два рази менше кількості висівних апаратів, передається в збиральний колектор, а з нього через

повітроводи – в вакуумні камери висівних апаратів. Недоліком такого повітродозподільного пристрою є його велика металоємність, складність виготовлення, а також значні втрати тиску при багаторазовій зміні напрямку руху повітряного потоку в збиральному та відсмоктувальному колекторах.

В іншій конструкції [1, 4] пропонується встановлювати на кожному висівному апараті ежектор з всмоктувальною камерою, сполученою з вакуумною камерою висівного апарата. При роботі сівалки джерело стислого повітря подає його в ресивер а далі по повітроводам до ежектуючих труб ежекторів. Потік повітря, виходячи з ежектуючої труби, створює розрідження в вакуумній камері висівного апарата. Такий пристрій громіздкий, складний у виготовленні, а також має велику енергоємність з причини низького ККД ежектора. Ефективність використання такого складного пристрою викликає сумніви.

Отже, в теперішній час для просапних сівалок найбільш ефективними є пневмомеханічні висівні системи вакуумного типу з апаратами індивідуального дозування. Для виявлення найбільш раціонального типу повітродозподільного пристрою, який забезпечував би рівномірний розподіл повітряного потоку в висівних апаратах по ширині захвату сівалки, необхідні додаткові дослідження.

Постановка завдання. Дослідження проводились з метою максимального наближення врожайності просапних культур до її потенційного кордону за рахунок поліпшення рівномірності розподілу насіння по площі живлення шляхом вибору раціональної схеми повітродозподільного пристрою та обґрунтування його параметрів.

Згідно висунутої робочої гіпотези рівномірний розподіл насіння по площі живлення пневмомеханічною сівалкою з висівними апаратами вакуумного типу можливий при рівномірному розподілі повітряного потоку по її висівній системі.

Виклад основного матеріалу. Встановлено, що для просапних сівалок з пневмомеханічними висівними апаратами вакуумного типу найбільш широкого поширення знайшли повітродозподільні пристрої двох типів [4]:

1) з колектором, встановленим на корпусі вентилятора, та повітроводами, з'єднаними з висівними апаратами;

2) з ресивером, внутрішня порожнина якого з'єднана з вентилятором і приєднаними до його бокової поверхні повітроводами однакової довжини, сполученими з висівними апаратами.

З метою встановлення найбільш раціонального типу повітродозподільного пристрою проведено аналіз умов пневможивлення висівних апаратів. В якості критерію при оцінюванні нерівномірності величини розрідження в висівних апаратах по ширині захвату сівалки використовується коефіцієнт варіації [5]:

$$W = \frac{\sqrt{n \sum_{i=1}^n p_i^2}}{\left(\sum_{i=1}^n p_i \right)^2} - 1 \cdot 100, \quad (1)$$

де W – коефіцієнт варіації, %;

n – рядність сівалки;

p_i – розрідження в i -ому висівному апараті, Па.

Розглянемо повітродозподільний пристрій n -рядної сівалки з колектором (рис. 1) і відповідно до перерізів a - b запишемо рівняння Бернуллі: [6]:

$$p_a = p_b + \frac{\rho V_i^2}{2} + \Delta p_{a-b}, \quad (2)$$

де p_a – атмосферний тиск, Па;
 p_b – статичний тиск в перерізі b , Па;
 ρ – щільність повітря, кг/м³;
 V_i – швидкість повітряного потоку в i -ому повітроводі, м/с;
 Δp_{a-b} – втрати тиску на ділянці $a-b$, Па.

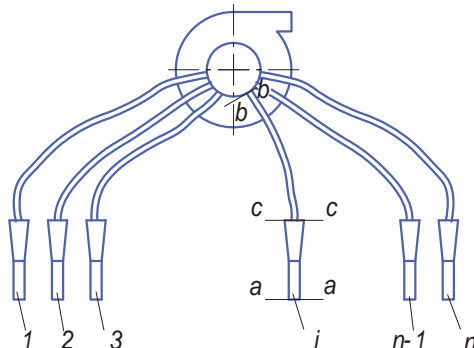


Рисунок 1 – Розрахункова схема повітророзподільного пристрою з колектором
 Джерело: розроблено автором

Втрати тиску на ділянці $a-b$ складаються з втрат в висівному апараті та втрат на тертя при переміщенні повітряного потоку в повітроводі:

$$\Delta p_{a-b} = \Delta p_{ва} + \Delta p_{мп}, \quad (3)$$

де $\Delta p_{ва} = \zeta \frac{\rho V_i^2}{2}$ – втрати тиску в i -му висівному апараті, Па;

$\Delta p_{мп} = \lambda \frac{l_i}{d} \frac{\rho V_i^2}{2}$ – втрати тиску на тертя в i -ому повітроводі;

тут ζ – коефіцієнт гідравлічного опору висівного апарата;

λ – коефіцієнт гідравлічного опору повітроводу;

d – прохідний діаметр повітроводу, м;

l_i – довжина i -го повітроводу, м.

$$\Delta p_{a-b} = \left(\zeta + \lambda \frac{l_i}{d} \right) \frac{\rho V_i^2}{2}. \quad (4)$$

Підставивши у вираз (2) знайдене значення Δp_{a-b} з (4) та враховуючи, що статичний тиск в перерізі b дорівнює різниці атмосферного тиску та вакууметричного в колекторі, після відповідних перетворень знайдемо швидкість повітряного потоку в i -ому повітроводі:

$$V_i = \sqrt{\frac{2p_{ваккол}}{\rho \left(1 + \zeta + \lambda \frac{l_i}{d} \right)}}, \quad (5)$$

де $p_{ваккол}$ – розрідження в колекторі, Па.

Запишемо рівняння Бернуллі відповідно до перерізів $a-c$ (рис. 1):

$$p_a = p_c + \frac{\rho V_i^2}{2} + \Delta p_{ва}, \quad (6)$$

де p_c – статичний тиск в перерізі c , Па.

Підставивши в вираз (6) значення $\Delta p_{ва}$ і враховуючи, що статичний тиск в перерізі c дорівнює різниці атмосферного тиску та вакууметричного в місці сполучення

повітропроводу з вакуумною камерою, отримаємо величину розрідження в i -му висівному апараті:

$$P_{\text{вак}i} = (1 + \zeta) \frac{\rho V_i^2}{2}. \quad (7)$$

Підставивши значення V_i з (5), отримаємо:

$$P_{\text{вак}i} = \frac{1 + \zeta}{1 + \zeta + \lambda \frac{l_i}{d}} P_{\text{ваккол}}. \quad (8)$$

Враховуючи (8) отримаємо з (1) вираз для визначення коефіцієнту варіації нерівномірності розріджень в вакуумних камерах висівних апаратів по ширині захвату сівалки з колектором:

$$W = \sqrt{\frac{n \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{1 + \zeta + \lambda \frac{l_i}{d}} \right)^2}{\left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{1 + \zeta + \lambda \frac{l_i}{d}} \right)^2}} - 1 \cdot 100. \quad (9)$$

Встановимо величину коефіцієнту варіації рівня розрідження в висівних апаратах пневмомеханічних сівалок з ресивером постійного поперечного перерізу (рис. 2).

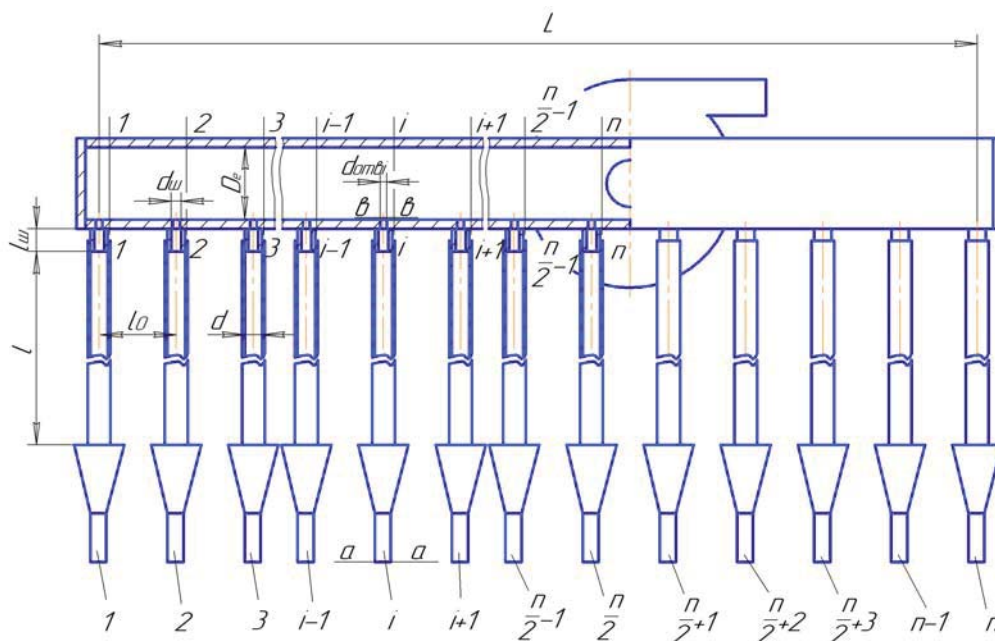


Рисунок 2 – Розрахункова схема повітророзподільного пристрою з ресивером

Джерело: розроблено автором

Оскільки повітропроводи симетрично розташовані відносно вентилятора (рис. 2), розглянемо роботу лише однієї частини (лівої).

Підставивши в (1) значення $p_{\text{вак}i}$ з (7) знайдемо:

$$W = \frac{n \sum_{i=1}^{\frac{n}{2}} V_i^4}{\sqrt{2 \left(\sum_{i=1}^{\frac{n}{2}} V_i^2 \right)^2}} - 1 \cdot 100. \quad (10)$$

Збільшення витрат повітря від перерізу $i-1$ до перерізу i дорівнює витратам повітря, яке надходить з i -ого висівного апарата. Таким чином, можна записати:

$$F(V_{pi} - V_{pi-1}) = fV_i, \quad (11)$$

де F – площа прохідного перерізу ресивера, м^2 ;

f – площа похідного перерізу повітропроводу, м^2 ;

V_i – швидкість повітряного потоку в i -ому повітропроводі, м/с ;

V_{pi} – швидкість повітряного потоку в перетинах ресивера, м/с .

Використовуючи (11) отримаємо величину коефіцієнту варіації:

$$W = \frac{n \sum_{i=1}^{\frac{n}{2}} (V_{pi} - V_{pi-1})^4}{\sqrt{2 \left[\sum_{i=1}^{\frac{n}{2}} (V_{pi} - V_{pi-1})^2 \right]^2}} - 1 \cdot 100. \quad (12)$$

Запишемо рівняння кількості рухів [7] в проекції на повздовжню вісь ресивера стосовно до об'єму, обмеженому перерізами $i-1$ та i , а також стінками ресивера:

$$p_{i-1}F - p_iF - \pi l_0 = \rho F V_{pi}^2 - \rho F V_{pi-1}^2, \quad (13)$$

де p_i – статичний тиск в перерізах ресивера, Па ;

π – периметр ресивера, м ;

l_0 – відстань між осями повітропроводів, м ;

$\tau_{i-1} = \frac{\lambda_{pi-1}}{4} \frac{\rho V_{pi-1}^2}{2}$ дотичні напруження в перетині $i-1$ ресивера, Н/м^2 ,

тут λ_{pi-1} – коефіцієнт гідравлічного опору в перетині $i-1$ ресивера.

Швидкість повітряного потоку в i -му штуцері можна визначити, використовуючи формулу витікання [8]:

$$V_{ui} = \mu \sqrt{\frac{2(p_a - p_i)}{\rho}}, \quad (14)$$

де μ – коефіцієнт витрат;

V_{ui} – швидкість повітряного потоку в i -му штуцері, м/с .

Використовуючи залежність (14), різницю статичних тисків можна представити у вигляді:

$$p_{i-1} - p_i = \frac{\rho V_{ui}^2}{2\mu^2} - \frac{\rho V_{ui-1}^2}{2\mu^2}. \quad (15)$$

Враховуючи рівняння об'ємних витрат [7]:

$$Q_{vai} = fV_i = f_u V_{ui}, \quad (16)$$

де f_u – площа прохідного перетину штуцера, м^2 ;

V_{ui} – швидкість повітряного потоку в i -ому штуцері, м/с;

Q_{vai} – витрати повітря в i -ому висівному апараті, м³/с.

Відповідно виразу (11), маємо:

$$V_{ui} = \frac{F}{f_u} (V_{pi} - V_{pi-1}), \quad V_{ui-1} = \frac{F}{f_u} (V_{pi-1} - V_{pi-2}) \quad (17)$$

Підставляючи (17) в (15) отримаємо:

$$p_{i-1} - p_i = \frac{\rho F^2}{2\mu^2 f_u^2} \left[(V_{pi} - V_{pi-1})^2 - (V_{pi-1} - V_{pi-2})^2 \right]. \quad (18)$$

Підставивши в рівняння (15) величину $p_{i-1} - p_i$ з (18) і враховуючи, що $l_0 = \frac{L}{(n-1)}$,

після відповідних перетворень отримаємо значення швидкості повітряного потоку в перерізах ресивера:

$$V_{pi} = \frac{V_{pi-1} + \sqrt{V_{pi-1}^2 - \left(1 - \frac{2\mu^2 f_u^2}{F^2}\right) \left[\frac{\mu^2 f_u^2}{F^2} \left(2 - \frac{\lambda_{pi-1} L}{(n-1) D_e}\right) V_{pi-1}^2 + 2V_{pi-2} V_{pi-1} - V_{pi-2}^2 \right]}}{1 - \frac{2\mu^2 f_u^2}{F^2}}, \quad (19)$$

де D_e – еквівалентний діаметр ресивера, м;

L – загальна довжина ресивера, м;

$i=2, 3, 4, \dots, n/2$.

Під знаком радикалу взято знак плюс, оскільки завжди $V_{pi} > V_{pi-1}$.

Для визначення коефіцієнту витрат запишемо рівняння Бернуллі для ділянки $a-b$ (рис. 2):

$$p_a = p_i + \frac{\rho V_{ui}^2}{2} + \Delta p_{a-b}, \quad (20)$$

де $\Delta p_{a-b} = \Delta p_{vai} + \Delta p_{mpi} + \Delta p_{ex} + \Delta p_{ui}$ – втрати тиску на ділянці $a-b$, Па.

тут $\Delta p_{vai} = \zeta \frac{\rho V_i^2}{2}$ – втрати тиску в i -ому висівному апараті, Па;

$\Delta p_{mpi} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho V_i^2}{2}$ – втрати тиску в i -ому повітропроводі, Па;

$\Delta p_{exi} = \zeta_{ex} \frac{\rho V_{ui}^2}{2}$ – втрати при вході в штуцер, Па,

$\Delta p_{ui} = \lambda_{ui} \frac{l_{ui}}{d_{ui}} \frac{\rho V_{ui}^2}{2}$ – втрати тиску в штуцері, Па;

l – довжина повітропроводу, м;

d – прохідний діаметр повітропроводу, м;

$\zeta_{ex} = 0,5 \left(1 - \frac{f_u}{f}\right)^{3/4}$ – коефіцієнт місцевого опору миттєвому звужуванню [9];

де λ_{ui} – коефіцієнт гідравлічного опору штуцера;

l_{ui} – довжина штуцера, м;

d_{ui} – похідний діаметр штуцера, м ($d_{ui} = d_{ovi} = const$).

Тобто, враховуючи рівняння об'ємних витрат (16), втрати Δp_{a-b} можна представити в наступному вигляді:

$$\Delta p_{a-b} = \left[\left(\zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{f_u^2}{f^2} + 0,5 \left(1 - \frac{f_u}{f} \right)^{3/4} + \lambda_{uu} \frac{l_u}{d_{uu}} \right] \frac{\rho V_{uu}^2}{2}. \quad (21)$$

Використовуючи (14), (20) та (21) після перетворень отримаємо:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{f_u^2}{f^2} + 0,5 \left(1 - \frac{f_u}{f} \right)^{3/4} + \lambda_{uu} \frac{l_u}{d_{uu}}}}. \quad (22)$$

Підставляючи значення коефіцієнту витрат (22) в (19), отримаємо формулу для визначення швидкості повітряного потоку в i -ому перерізі ресивера:

$$V_{pi} = \frac{V_{pi-1} + \sqrt{V_{pi-1}^2 - (1-2B) \left[B \left(2 - \frac{\lambda_{pi-1} L}{(n-1) D_s} \right) V_{pi-1}^2 + 2V_{pi-2} V_{pi-1} - V_{pi-2}^2 \right]}}{1-2B}, \quad (23)$$

$$\text{де } B = \frac{\left(\frac{f_u}{F} \right)^2}{1 + \left(\zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{f_u^2}{f^2} + 0,5 \left(1 - \frac{f_u}{f} \right)^{3/4} + \lambda_{uu} \frac{l_u}{d_{uu}}}.$$

Припускаючи $i=2$, та враховуючи, що $V_0=0$, отримаємо:

$$V_{p2} = C_2 V_{p1}, \quad (24)$$

$$\text{де } C_2 = \frac{1 + \sqrt{1 - (1-2B) B \left(2 - \frac{\lambda_{pi-1} L}{(n-1) D_s} \right)}}{1-2B}.$$

Припускаючи $i=3$ і підставляючи $V_{p2}=C_2 V_{p1}$, знаходимо $V_{p3}=C_3 V_{p1}$. Далі, припускаючи $i=4, 5, 6, \dots, n/2$, отримаємо:

$$V_{pi} = C_i V_{p1}, \quad (25)$$

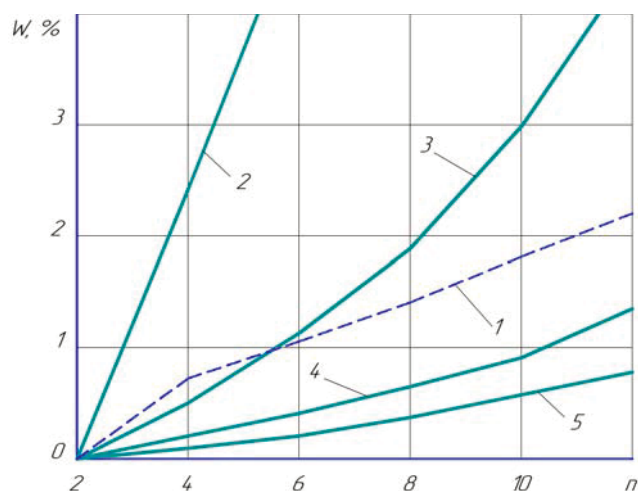
$$\text{де } C_i = \frac{C_{i-1} + \sqrt{C_{i-1}^2 - (1-2B) \left[B \left(2 - \frac{\lambda_{pi-1} L}{(n-1) D_e} \right) C_{i-1}^2 + 2C_{i-1} C_{i-2} - C_{i-2}^2 \right]}}{1-2B},$$

тут $C_0=0$; $C_1=1$; $i=2, 3, 4, \dots, n/2$.

Підставляючи в (12) значення V_{pi} з (25), отримаємо вираз для визначення коефіцієнту варіації рівня розрідження в вакуумних камерах висівних апаратів по ширині захвату сівалки з ресивером:

$$W = \frac{\sqrt{\frac{n \sum_{i=1}^{n/2} (C_i - C_{i-1})^4}{2 \left[\sum_{i=1}^{n/2} (C_i - C_{i-1})^2 \right]^2}} - 1 \cdot 100. \quad (26)$$

При проведенні розрахунків за формулами (3.20) та (3.50) коефіцієнт гідравлічного опору висівного апарата ζ приймався за рекомендаціями [10]. За результатами розрахунків побудовані графіки залежності $W=f(n)$ для кукурудзяної сівалки (рис. 3).



1 – сівалка з колектором; 2 – $D_e=40$ мм; 3 – $D_e=60$ мм; 4 – $D_e=80$ мм; 5 – $D_e=100$ мм

Рисунок 3 – Нерівномірність розріджень по ширині захвату кукурудзяних сівалок

Джерело: розроблено автором

Аналіз залежностей показує, що при збільшенні рядності сівалок збільшується і нерівномірність розріджень в висівних апаратах, яка приводить до нерівномірності висіву насіння.

Для сівалок з колектором це пояснюється тим, що при збільшенні рядності зростає варіація довжин повітропроводів та втрат тиску в них. При цьому збільшення коефіцієнту варіації нерівномірності розрідження спостерігається при зменшенні коефіцієнту гідравлічного опору висівного апарата, оскільки його значення стає співвимірним з коефіцієнтом гідравлічного опору і нерівномірність довжин повітропроводів ще в більшій мірі відбивається на рівномірності відбору повітря з кожного апарата. При збільшенні коефіцієнту вплив нерівномірності довжин повітропроводів послаблюється внаслідок зменшення долі опору повітропроводів в загальному опорі пневматичної системи.

Для сівалок з ресивером зі збільшенням рядності зростає варіація рівня розрідження в ресивері, яка приводить до нерівномірності розріджень в висівних апаратах. При цьому зниження коефіцієнту варіації спостерігається при збільшенні діаметра ресивера та збільшенні коефіцієнту гідравлічного опору висівного апарата. Виявлена залежність знаходить своє фізичне пояснення в тому, що збільшення площі прохідного перерізу ресивера та зниження витрат повітря в висівному апараті призводить до зменшення швидкості V_p , забезпечуючи зменшення величини приєднаних в результаті надходження повітря з висівних апаратів динамічних тисків від периферії ресивера до його центру. Тому статичний тиск по всій довжині ресивера вирівнюється.

Висновки. Аналіз отриманих залежностей показує, що сівалки з ресивером діаметром більше 70-80 мм по характеру відбору повітря з висівних апаратів мають переваги перед сівалками з колектором. При збільшенні прохідного діаметра ресивера ця перевага стає більш помітною.

Список літератури

1. Процеси, машини та обладнання АПВ : навч. посіб. / М.О Свірень., В.П. Смірнов, І.М. Осипов та ін. ; за ред. М.І. Черновола. Кропивницький : Лисенко В. Ф., 2015. 296 с.
2. Сільськогосподарські машини : підручник / Д.Г. Войтюк та ін. ; за ред. Д.Г. Войтюка. К. : Агроосвіта, 2015. 679 с.

3. Данильченко М.Г. Сільськогосподарські машини. Тернопіль: Економічна думка, 2011. 272 с.
4. Осипов І.М., Сисоліна І.П. Обґрунтування параметрів повітродозподільника просапних сівалок. *Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти*. 2015. Вип. 3. С. 40-44.
5. Опря А. Т. Статистика : навч. посіб. К.: Центр учбової літератури, 2012. 448 с.
6. Возняк Л.В., Гімер П.Р., Мердух М.І., Паневник О.В. Гідравліка : навч. посіб. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2012. 327 с.
7. Макаренко Р.О., Коваль О.Д., Хлестун О.І. Гідрогазомеханіка : навч. посіб. К.: НАУ, 2016. 220 с.
8. Каліон В. А. Обчислювальна гідромеханіка. Примежовий шар та нев'язкі течії : навч. посіб. К. : Видавничо-поліграфічний центр "Київський університет", 2013. 210 с.
9. Аврахов Ф.І., Кудінов П.І., Приходько О.А., Сясев В.О. Лабораторний практикум з аерогідромеханіки та гідравліки : навч. посіб. Д.: РВВ ДДУ, 2000. 96 с.
10. Осипов І.М., Амосов В.В., Абрамова В.А. Аеродинамічні дослідження висівного апарата сівалок УПС. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2006. Вип. 36. С. 41-43.

References

1. Sviren, M.O., Smirnov, V.P., Osypov, I.M. et al. (2015). *Procesy, mašyny ta obladnannja ahrpromyslovoho vyrobnytva [Processes, machines and equipment of agro-industrial production]*. Kropyvnytskyi: [in Ukrainian].
2. Voitiuk, D.H., Aniskevych, L.V., Ishchenko, V.V. et al. (2015). *Silskohospodarski mashyny [Agricultural machinery]*. Kyiv: [in Ukrainian].
3. Dany`chenko, M.G. (2011). *Sil`s`kogospodars`ki mashy`ny` [Agricultural machinery]*. Ternopil: [in Ukrainian].
4. Osypov, I.M. & Sysolina, I.P. (2015). Obhruntuvannja parametriv povitrorozpodil`nyka prosapnyx sivalok [Substantiation of parameters of the air distributor of row seeders]. *Visnyk Ukrajin's`koho viddilennja Mižnarodnoji akademiji ahrarnoji osvity – Bulletin of the Ukrainian branch of the International Academy of Agrarian Education, Vol. 3, 40-44* [in Ukrainian].
5. Oprja, A. T. (2012). *Statistica [Statistics]*. Kyiv [in Ukrainian].
6. Voznjak, L.V., Himer, P.R., Merdux, M.I. & Panevnyk, O.V. (2012). *Hidravlika [Hydraulics]*. Ivano-Frankivsk: [in Ukrainian].
7. Makarenko, R.O., Koval', O.D. & Xlystun, O.I. (2016). *Hidrohažomexanika [Hydrogas mechanics]*. Kyiv: [in Ukrainian].
8. Kalion, V.A. (2013). *Občysljuval'na hidromexanika. Prymezhovyi shar ta neviazki techii [Computational hydromechanics. Boundary layer and incoherent currents]*. K. : Vydavnycho-polihrafichnyj tsentr "Kyivs'kyj universytet" [in Ukrainian].
9. Avrašov, F.I., Kudinov, P.I., Pryhod'ko, O.A. & Sjasjev, V.O. (2000). *Laboratornyj praktykum z arohidromexaniky ta hidravliky [Laboratory workshop on arohydromechanics and hydraulics]*. Donetsk [in Ukrainian].
10. Osypov, I.M., Amosov, V.V. & Abramova, V.A. (2006). Aerodynamični doslidžennja vysivnoho aparata sivalok UPS [Aerodynamic researches of the sowing device of UPS seeders]. *Konstruuvannja, vyrobnytvo ta ekspluatacija sil's`kohospodars'kix mashyn – Design, manufacture and operation of agricultural machinery, Vol. 36, 41-43* [in Ukrainian].

Ihor Osypov, Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Substantiation of the Type of Air Switchgear of Pneumomechanical Seed Drills

Fulfillment of requirements of agrotechnics on uniformity of distribution of seeds on the area of feeding completely depends on the correct choice of a design of sowing system.

Promising development of designs of row seeders is the use of pneumatic sowing systems, which is a prerequisite for increasing productivity and reducing direct costs during sowing. But, in some cases, such a technical solution leads to an increase in metal consumption of drills, complicates their maintenance. The costs of production and operation of such drills become unjustified.

Various types of air switchgears are used to select air from sowing machines in vacuum pneumatic sowing systems and to distribute it over sowing machines in pneumatic sowing systems of excess pressure.

Recently, in the designs of most pneumatic seeding systems of domestic and foreign drills used receiver, which has the form of a pipe, the inner cavity of which is connected to the fan. Air ducts of the same length connected to the sowing machines are adjacent to the outer side surface of the receiver. The use of the receiver

simplifies the design of the pneumatic seeding system, eliminates the difference in the lengths of the air ducts and reduces their length, which eliminates their inflections in the process of the drill.

The conducted researches allowed to establish the dependences, the analysis of which showed that with increasing the number of seeders the unevenness of the differences in the sowing machines increases, which leads to the unevenness of sowing the seeds.

For drills with a collector, this is explained by the fact that with increasing uniformity, the variation of air duct lengths and pressure losses in them increases. In this case, an increase in the coefficient of variation of the non-uniformity of propagation is observed when the coefficient of hydraulic resistance of the sowing machine decreases, since its value becomes comparable with the coefficient of hydraulic resistance and the non-uniformity of lengths. As the coefficient increases, the effect of the unevenness of the air duct lengths weakens due to the decrease in the fraction of air duct resistance in the total resistance of the pneumatic system.

For drills with a receiver, the variation in the level of rarefaction in the receiver increases with increasing uniformity, which leads to uneven distribution in the sowing machines. At the same time, a decrease in the coefficient of variation is observed with an increase in the diameter of the receiver and an increase in the coefficient of hydraulic resistance of the sowing machine. The revealed dependence finds its physical explanation in the fact that the increase in the cross-sectional area of the receiver and the reduction of air flow in the seeder leads to a decrease in air flow rate in the receiver, providing a decrease in the amount of air connected to the. Therefore, the static pressure along the entire length of the receiver is equalized.

The analysis of dependences also shows that seeders with a receiver with a diameter of more than 70-80 mm have advantages over seeders with a collector in terms of air selection from seed drills. As the previous diameter of the receiver increases, this advantage becomes even more noticeable.

receiver, pneumomechanical seed drill, drill, vacuum chamber, air flow, vacuum, pressure loss, hydraulic resistance

Одержано (Received) 29.10.2020

Прорецензовано (Reviewed) 05.11.2020

Прийнято до друку (Approved) 21.12.2020

УДК 631.363.2

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2020.50.107-113>

Р.В. Кісільов, доц., канд. техн. наук, **В.С. Хмельовський**, доц., д-р техн. наук, **П.Г. Лузан**, доц., канд. техн. наук, **І.П. Сисоліна**, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

e-mail: ruslan_vik@ukr.net

Дослідження двосекційного змішувача для приготування збалансованих сумішей на фермах ВРХ

У статті на підставі проведено аналізу існуючих конструкцій запропоновано нову схему двосекційного стрічково-лопатевого змішувача. Експериментальні дослідження визначили вплив конструктивних і режимних параметрів на якість приготування кормосуміші для великої рогатої худоби. Визначена область раціональних значень при яких досягається максимальна однорідність суміші. Отримано графічні залежності, які характеризують якісну роботу двосекційного комбінованого змішувача кормів.

змішувач кормів, корми, тваринництво, однорідність суміші, кормосуміш, зоотехнічні вимоги