

УДК 631.319
© 2017

**Г.В. ТЕСЛЮК,
Б.А. ВОЛИК,
О.М. КОБЕЦЬ,**

кандидати технічних наук

А.М. ПУГАЧ

доктор державного управління

*Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,*

Україна

вул. С. Єфремова, 25, м. Дніпро

E-mail: info@dsau.dp.ua

вул. С. Єфремова, 25, м. Дніпро

**МОДЕЛЮВАННЯ
ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ
ГРУНТООБРОБНИХ МАШИН**

Систематизовано досвід проведення модельних досліджень робочих органів ґрунтообробних машин. Обґрунтована мінімально необхідна кількість параметрів, які необхідно прийняти під час встановлення критеріїв подібності для знаряддя. Відмічено, що масштабування часто змінює фізичну суть досліджуваних процесів, особливо у випадку, коли йдеться про активні робочі органи. Тому в роботі вмотивована доцільність переходу на групові критерії подібності, які дозволяють враховувати взаємний вплив параметрів один на одній. Аргументовано можливість використання гідродинамічного моделювання для визначення проблемних ділянок різального периметра знаряддя з точки зору проходження ґрунтового потоку. За основу методу прийнята відповідність складових рівнянь І. Бернулі і В.П. Горячкіна.

Ключові слова: гідродинамічне моделювання технологічних процесів, критерії подібності, π -теорема, масштабний коефіцієнт.

Постановка проблеми. Моделювання, як інструмент відпрацювання конструктивних параметрів технологічно складних машин, широко використовується в різних галузях науки і техніки. Систематизувати види моделювання досить складно, оскільки кожна галузь має свої специфічні особливості і модельні дослідження виконуються з урахуванням їх. У сільськогосподарському машинобудуванні історично склалося два види моделювання, які можна чітко окреслити як самостійні, – фізичне і математичне.

Суть фізичного моделювання полягає в проведенні досліджень на зменшених копіях об'єкта досліджень з подальшим розповсю-

дженням отриманих результатів на реальний масштаб. Метод моделювання може дати об'єктивні результати тільки в разі дотримання фізичної подібності реального явища і моделі. Подібність досягається за рахунок рівності для моделі і реального об'єкта критеріїв подібності. Проблема полягає в тому, що досягти рівності критеріїв подібності різних за фізичною суттю величин досить складно, тому в сільськогосподарському машинобудуванні фізичне моделювання найчастіше використовується як метод перевірки робочого органа на роботоздатність, тобто без отримання абсолютних значень досліджуваних величин. Математичне моделю-

вання використовується на проектному етапі розробки машин. Беручи за основу прикладні методи землеробської механіки, можна розробити математичну модель практично будь-якої сільськогосподарської машини. Але, враховуючи велику кількість припущень, які приймаються в землеробській механіці, розроблені моделі можна сприймати тільки як оціночні.

Аналіз останніх досліджень за темою. Засновником більшості методів фізичного моделювання ґрунтообробних машин по праву вважається В.І. Баловнєв [1]. Реально всі подальші дослідження різних авторів у своїй основі базуються на обґрунтованих ним трьох теоремах подібності. Серед останніх досліджень можна відзначити роботу колективу кафедри сільськогосподарських машин ДДАЕУ [8], який запропонував методику окремого визначення складових тягового опору ґрунтообробних машин, і дослідження А.М. Семенюти [10], де аргументована можливість відмови від досліджень в модельному середовищі, яка автоматично зменшує на одиницю достатню кількість критеріїв подібності.

С.Г. Мударисов [6], навпаки, штучно збільшує кількість критеріїв подібності, що суто теоретично повинно покращити точність виконуваних досліджень. Але такий підхід суттєво ускладнює узгодження критеріїв і підвищує вимоги як до самих моделей, так і до методики проведення експерименту.

Згадані та публікації інших дослідників ще не дають повної відповіді на сучасні вимоги щодо моделювання технологічних процесів ґрунтообробних машин.

Мета нашої роботи полягала в обґрунтуванні раціональної схеми модельних досліджень ґрунтообробних робочих органів.

Результати дослідження та їх обговорення. Як відомо [4], метод фізичного моделювання може дати адекватні результати лише в тому разі, коли існує рівність критеріїв подібності моделі і реального явища, що досліджується (π -теорема). Критерій подібності являє собою відношення одноіменних параметрів, що мають єдину фізичну природу, наприклад, для дискового плуга – співвідношення діаметрів дисків натурного зразка і

моделі повинно дорівнювати співвідношенню глибин занурення, робочих швидкостей і т.п. Будь-яка комбінація критеріїв подібності теж є критерієм подібності.

Критерії подібності визначають масштабний коефіцієнт моделі. Отже, методика апріорі передбачає єдиний масштабний коефіцієнт для всіх конструктивних і кінематичних параметрів машини, що, як показали результати досліджень, не завжди є коректним.

Модельні дослідження ґрунтообробних машин виконують з метою визначення тягового опору, якості кришення і технологічної надійності знаряддя. Тому в моделі мають бути враховані вихідні дані, які впливають на ці показники. Відповідно до них і будують критерії подібності. Як показали виконані нами дослідження, для ґрунтообробних робочих органів цілком достатньо трьох показників:

B – конструктивний параметр, який визначає конструкцію робочого органа, як правило, це конструктивна ширина захвату;

V – параметр, що характеризує кінематичний режим роботи;

C – інтегральний показник механіко-технологічних властивостей оброблюваного середовища.

Таким чином, відповідно до π -теореми:

$$\frac{B_1}{B_2} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{C_1}{C_2},$$

де індекси 1 і 2 позначають відповідно приналежність параметра до натурного зразка і моделі.

У нашій роботі систематизований досвід модельних досліджень на прикладі двох принципово різних за конструкцією робочих органів: V-подібного [3, 9] і дискового [2, 10]. Результати досліджень V-подібного робочого органа представлені в табл. 1.

Робочий орган являє собою найпростішу конструкцію, утворену двома стояками, що встановлені під кутами до вертикалі та напрямку руху і з'єднані долотом у нижній частині, тобто конструкція якнайкраще підходить до моделювання.

Аналіз отриманих результатів свідчить про те, що зі збільшенням масштабного коефіцієнта відповідно збільшується і похибка

1. Результати модельних досліджень тягового опору V-подібного робочого органа

Масштабний коефіцієнт	Вихідні дані			Тяговий опір, кН		
	робоча ширина захвату, В _р , м	робоча швидкість, V _р , м/с	кількість ударів твердоміра, С	заміряне значення, кН	перераховане на натурний зразок, кН	нев'язка, %
K = 1	0,45	2,1	23,3	1,15	-	-
K = 2	0,22	1,05	11,6	0,47	0,94	18
K = 3	0,15	0,7	7,8	0,28	0,84	27

отримуваних результатів. Більш детальний аналіз аналітичної моделі показує, що масштабування призводить до зміни фізики процесу. Справа полягає в тому, що кутові параметри лишаються незмінними, а саме вони визначають величину більшості складових тягового опору. У такий спосіб ми дійшли висновку, що масштабування необхідно розділити на два етапи. На першому – масштабувати технологічний процес в цілому, на другому – окремі його складові, з урахуванням аналітичної моделі процесу. Отже, ми допускаємо, що масштабні коефіцієнти показників можуть бути різними, але вони повинні компенсувати один одного так, щоб загальний масштабний коефіцієнт дорівнював прийнятому на початковому етапі.

Розглянемо детальніше це положення на прикладі V-подібного розпушувача.

Існує аналітична модель взаємодії з ґрунтом робочого органа довільної геометричної форми [9]. Модель базується на принципах теорії внутрішньої напруги в ґрунті і дозволяє обчислювати складові тягового опору. Прийmemo вихідні дані і виконаємо розрахунки щодо натурального зразка робочого органа:

- робоча ширина захвату $B_p = 0,45$ м;
- робоча швидкість $V_p = 2,5$ м/с;
- питоме зчеплення часток ґрунту $C_{штг} = 6$ кН/м².

У результаті розрахунку отримуємо:

- тяговий опір на скол призми ґрунту $P_C = 0,82$ кН;

- тяговий опір швидкісного напору $P_V = 0,49$ кН;

$P_V = 0,49$ кН;

- загальний тяговий опір $P_\Sigma = 1,31$ кН.

Якщо прийняти масштабний коефіцієнт конструктивних параметрів $k = 3$, то складові тягового опору повинні становити :

- тяговий опір на скол призми ґрунту $P_C = 0,82:3 = 0,273$ кН;

$P_C = 0,82:3 = 0,273$ кН;

- тяговий опір швидкісного напору $P_V = 0,49 :3 = 0,163$ кН;

$P_V = 0,49 :3 = 0,163$ кН;

- загальний тяговий опір $P_\Sigma = 1,31:3 = 0,436$ кН.

$P_\Sigma = 1,31:3 = 0,436$ кН.

Тепер підемо зворотним шляхом і обчислимо вихідні параметри, які задовольняють обчисленим значенням тягового опору:

- робоча ширина захвату $B_p = 0,15$ м;
- $k_B = 3$;

- робоча швидкість $V_p = 0,95$ м/с; $k_V = 2,63$;

- питоме зчеплення часток ґрунту $C_{штг} = 1,72$ кН/м²; $k_C = 8,3$,

де k_B, k_V, k_C – відповідні масштабні коефіцієнти.

Таким чином, бачимо, що для забезпечення відповідності моделі натурному зразку за тяговим опором необхідно мати різні масштабні коефіцієнти для вихідних параметрів.

Нами були проведені експерименти в ґрунтовому каналі з використанням отриманих масштабних коефіцієнтів. Сама модель при цьому не змінювалася. Отримано заміряне значення тягового опору 0,33 кН, що в перерахунку на натуральний зразок становить $P_\Sigma = 0,99$ кН. Отже, похибка зменшилася до 14 %.

Аналогічні розрахунки для стандартного сферичного диска діаметром $D = 650$ мм дали такі раціональні масштабні коефіцієнти: $k_D = 3$; $k_C = 5,8$; $k_V = 4,2$.

Важливим показником роботоzдатності ґрунтообробного робочого органа є розподіл тиску по його поверхням. Такі дослідження дозволяють визначити ділянки аномального тиску, що може слугувати непрямим підтвердженням нераціональності конструкції. Методами фізичного моделювання таких захід виконати складно, бо розміри утворюваних у модельному середовищі агрегатів можуть унеможливити роботу датчиків тиску. Вихід з такого положення вбачається у виконанні частини досліджень методами гідродина-

2. Таблиця відповідності складових рівнянь І. Бернуллі і В.П. Горячкіна

Рівняння І. Бернуллі	Рівняння В.П. Горячкіна
Повний гідродинамічний напір $H = Z + \rho \cdot g \cdot h + \frac{\rho \cdot V^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_l$	Тяговий опір зняття $P = k \cdot a \cdot b + \varepsilon \cdot \rho \cdot a \cdot b \cdot V^2 \cdot f \cdot G + i \cdot G$
Z – висотне положення перетину	$i \cdot G$ – опір на ухил
$\rho \cdot g \cdot h$ – гідростатичний тиск	$k \cdot a \cdot b$ – опір ґрунту деформації
$\frac{\rho \cdot V^2}{2}$ – динамічний тиск	$\varepsilon \cdot \rho \cdot a \cdot b \cdot V^2$ – опір ґрунту на відкидання
$\rho \cdot g \cdot h_l$ – втрати напору по довжині	$f \cdot G$ – опір на перекочування

мічного моделювання. Сам метод стосовно ґрунтообробних машин уперше був запропонований В.С. Казаковим [5] і детально відпрацьований в ДДАЕУ [3, 7]. Сутність методу полягає у визначенні аналогій складових рівняння І. Бернуллі та рівняння В.П. Горячкіна (табл. 2).

Практично схеми експериментів досить близькі (рисунок).

Для гідродинамічних досліджень використовується заповнений рідиною гідравлічний лоток. Модель робочого органа навішується на візок, який переміщується по рейках уздовж лотка. По периметру робочого органа врізані штуцери 2 (рисунок,б). Системою шлангів 3 тиск рідини передається на мірні трубки 4, у верхній звуженій частині 5 встановлені кра-

ни 6. Шляхом відкривання і закривання кра-нів можна заміряти статичний і динамічний тиски. З метою підвищення чутливості модель 1 виконується в масштабі збільшення.

У процесі руху трубки 4 показують діючий тиск у міліметрах водного стовпа. Показання знімають шляхом фотографування трубок у процесі роботи. Абсолютні значення тиску можна отримати шляхом порівняльних досліджень, але часто цього не виконують, бо досліджується тільки розподіл тиску по поверхнях.

Виконані нами експерименти показали, що запропонований метод забезпечує отримання відносного розподілу тиску і його можна рекомендувати як допоміжний за фізичного моделювання.

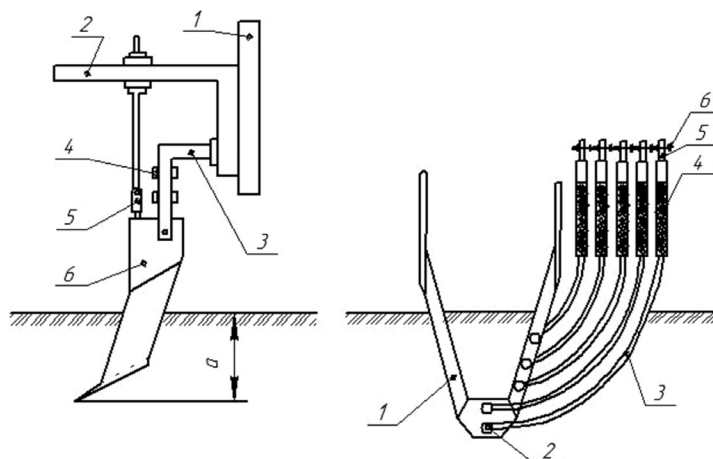


Схема експериментального зразка:
а – фізичне моделювання ; б – гідродинамічне моделювання

Висновки

1. Фізичне моделювання технологічних процесів ґрунтообробних машин повинно включати три складові: конструктивний параметр, який визначає конструкцію робочого органа; параметр, що характеризує кінематичний режим роботи, інтегральний показник механіко-технологічних властивостей оброблюваного середовища.

2. Моделювання за єдиним критерієм подібності дає значну похибку отримуваних

результатів, оскільки не враховує зміну фізики досліджуваних процесів.

3. Визначення масштабного коефіцієнта складових необхідно проводити на основі встановлення вкладу в загальний опір кожної з них, шляхом аналізу математичної моделі взаємодії з ґрунтом.

4. Гідродинамічне моделювання може слугувати доповненням до фізичного, але тільки для визначення співвідношення діючих сил по периметру робочого органа.

Бібліографія

1. Баловнев В.И. Методы физического моделирования рабочих процессов дорожно-строительных машин / В.И. Баловнев. – М.: Машиностроение, 1974. – 232 с.

2. Волик Б.А. Результаты лабораторно-полевых исследований дискового плуга / Б.А. Волик, А.Н. Семенюта // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. научно-практ. конф. – Минск, 2011. – Т. 1. – С. 139–142.

3. Волик Б.А. Розробка і дослідження чіпель-плуга на базі знарядь V-подібної форми: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук / Б.А. Волик. – Дніпропетровськ, 1998. – 17 с.

4. Зарубин В.С. Математическое моделирование в технике: учебник для студентов высших технических учебных заведений / В.С. Зарубин. – [Изд. 3-е]. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 496 с.

5. Казаков В.С. Методические указания по испытаниям рабочих органов в гидравлическом лотке / В.С. Казаков, Р.Г. Кожевникова, В.Г. Пальцев. – М.: Изд-во МИИСП, 1992. – 8 с.

6. Мударисов С.Г. Повышение качества обработки почвы путем совершенствования рабочих органов машин на основе моделирования

технологического процесса: автореф. дис. на соиск. ученой степени докт. техн. наук: 05.20.01 / С.Г. Мударисов. – Челябинск, 2007. – 40 с.

7. Павленко С.И. Обоснование параметров почвообрабатывающих орудий методом гидродинамических аналогий / С.И. Павленко, Б.А. Волик, А.С. Гаврильченко // Энергосберегающие технологии и технические средства в сельскохозяйственном производстве: доклады Междунар. научно-практ. конф. (Минск, 12–13 июня 2008 г.). – 2008. – Ч. 1. – С. 144–148.

8. Методика лабораторных исследований составляющих тягового сопротивления почвообрабатывающих машин / С.И. Павленко, В.А. Колбасин, А.С. Гаврильченко, А.Н. Пугач, А.Н. Семенюта // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. научно-практ. конф. – Минск, 2010. – Т. 1. – С. 80–83.

9. Панченко А.Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями / А.Н. Панченко. – Днепропетровск: Изд. ДГАУ, 1999. – 140 с.

10. Семенюта А.М. Обґрунтування конструктивної схеми, параметрів та режимів роботи дискового плуга: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук / А.М. Семенюта. – Мелітополь, 2014. – 23 с.