

лінійні методи, оскільки вони мають ряд переваг, таких як універсальність, внутрішня несуперечливість, наочність та інші. Використовуючи в даному випадку лінійну теорію, можна цілком точно судити про динаміку всієї системи. Систему в даному випадку можна розглядати як стаціонарну, що працює на установленому режимі. Однак моделі для окремо взятих сучасних гідромеханічних пристроїв є, як правило, нелінійними і нестаціонарними і, до того ж, стохастичними. Крім усього цього, пристрої систем можуть містити не тільки природні нелінійності (нечутливість, насичення, різного роду обмеження та ін.), але і штучні, спеціально введені для корекції властивостей або для динамічного перестроювання, структури. Аналітичні методи в даному випадку тут будуть неприйнятні. Поряд з цим, в даний час змінилися пріоритетні дослідження - головним завданням дослідження стає не отримання за будь-яку ціну рішення у вигляді аналітичного виразу, а перетворення вихідних рівнянь (в тому числі аналітичними методами) до виду, зручному ЕОМ, і наступний машинний аналіз, який дозволяє отримати максимум корисних властивостей із модельованої системи.

Характерною ознакою системи гідроприводів відокремлювача є гідропривід, чутливий до зміни навантаження на гідромоторі, в якому швидкість подачі ножового механізму в кормовий масив буде відповідати нормальним умовам різання (потік робочої рідини в гідромотор забезпечує швидкість різання матеріалу, узгоджену з подачею рожевого механізму).

З метою дослідження якості роботи та оптимізації параметрів даного гідравлічного привода розроблено математичну модель, яка включає в себе рівняння нерозривності потоків робочої рідини, рівняння сил, прикладених до штока гідроциліндра і вала гідромотора, та рівняння Лангранжа 2 роду, яким описано рух кривошипно-шатунного привода ножового механізму.

В результаті моделювання нелінійної математичної моделі системи гідроприводу, чутливого до навантаження, та застосування чисельного методу розв'язання систем нелінійних диференціальних рівнянь, визначено умови стійкості роботи гідроприводу. Визначено, що найбільший вплив на стійкість гідроприводу відокремлювача мають діаметр золотника $d_{зол}$, жорсткість пружини $C_{пр}$, площа $f_{др}$ дроселя керування, початкове відкриття робочих вікон l_1 і l_2 , а також настройка упорів, які обмежують хід золотника.

УДК: 631.362.3:633.491

ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ РОЛІКОВИХ КАЛІБРУВАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ ДЛЯ СОРТУВАННЯ КАРТОПЛІ

Еднач В.Н., к.т.н.;

Чеботарев В.П., д.т.н., професор

Білоруський державний аграрний технічний університет, Мінськ, Республіка Білорусь

Важливим компонентом технологічних ліній післязбирального обробітку картоплі є сортувальні машини з різними типами робочих поверхонь. Найбільш поширені у світовій і вітчизняній практиці сортувальні машини з циліндричними або фігурними роликками. Численними дослідженнями встановлено [1], що за показником точності сортування роликка робоча поверхня практично відповідає чинним стандартам [2]. Однак, пошкоджуваність бульб на порядок перевищує аналогічний показник транспортерних класифікаторів, що не може бути визнано задовільним та диктує необхідність проведення подальших досліджень.

Дослідження роботи роликкових сортувальних поверхонь показує, що основні

ушкодження наносяться бульбам при защемленні або проштовхуванні їх крізь сортувальні щілини або отвори фігурних роликів [3]. Защемлення бульб відсутнє, якщо окружні швидкості бульб, щодо різноспрямованих роликів, рівні. Це можливо, коли бульба має форму близьку до сфери. Однак, в реальності, поверхня бульби має складну форму, що призводить до прослизання і затискання бульб. Бульба при русі по роликовій поверхні орієнтується своєю більшою довжиною паралельно осі роликів. Наближено можна розглядати форму бульби як еліпсоїд з вимірами рівними товщині і ширині бульби. Окружна швидкість еліпсоїда в різних частинах різна і залежить від радіуса кочення (відстані від центру до точки вимірювання).

Залежно від положення бульби на роликах, можливий контакт бульби найменшими і найбільшими поперечними радіусами. Найбільшу відміну в швидкості матимуть точки, що лежать на мінімальному r_c (товщині) і найбільшому r_b (довжині) радіусах.

Защемлення можна уникнути, якщо різницю швидкостей V від розмірів бульби компенсувати різницею швидкостей від обертання роликів n .

Різницю швидкостей $V_{\text{вих}}$, що дозволяє бульб не затискатися роликами, визначаємо із залежності

$$V_{\text{вих}} = 2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot R_1 \cdot (r_b - r_c) / r_c. \quad (1)$$

Приклад розрахунку показав, що при частоті обертання ролика $1,95\text{с}^{-1}$ і передавальному відношенні $0,8$ швидкість виходу бульби $0,096$ м/с.

Передаточне відношення i визначено як

$$i' = \frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2} \cdot \left(1 + \frac{(r_b - r_c)}{r_c} \right) = 1 + \frac{(r_b - r_c)}{r_c} = \frac{r_b}{r_c}. \quad (2)$$

Відповідно, коефіцієнт збільшення частоти обертання i роликів від більш повільного, в центрі поверхні, до більш швидкого ролика, що знаходиться на краю поверхні, з урахуванням співвідношення довжини b та ширини c бульби, може бути визначено як

$$i' = b_k / c_k. \quad (3)$$

Необхідно врахувати обмеження щодо максимальної частоти обертання роликів, обумовлене відривом бульб від поверхні, коли відцентрове прискорення бульби на ролику перевищить прискорення вільного падіння. Максимальна частота обертання $3,9\text{с}^{-1}$ при радіусі роликів $0,016$ м і середнім радіусі бульби $0,025$ м. Крім того, однією з умов обмеження частоти обертання роликів також може служити максимально допустима швидкість контакту бульби $V_{k\text{max}} = 1$ м/с [1].

З урахуванням перерахованих вище обмежень максимальної частоти обертання крайнього ролика, передавальне відношення доцільно розраховувати в бік зменшення, і воно може бути визначено як

$$i = c_k / b_k. \quad (4)$$

Аналізуючи викладене, приходимо до висновку про доцільність використання в якості передаточного відношення між роликами i коефіцієнта форми бульби K_p .

Проаналізувавши бульби різних сортів, таких як «Скарб», «Ласунак», «Адрета» та ін., виділено п'ять основних форм. Коефіцієнт форми для них $K_p = 0,6-0,9$. Приймаючи максимальну допустиму швидкість роликів рівною 1 м/с, можемо визначити швидкість роликів калібрувальної поверхні.

Отримані результати розрахунків представлені в таблиці.

Безступінчасте регулювання швидкості обертання роликів калібрувальних поверхонь можливо забезпечити за рахунок індивідуального приводу робочих органів. Передаточне відношення задається залежно від переважної форми бульб.

Залежність окружної швидкості роликів від передаточного відношення

Передаточне відношення, i	Окружна швидкість V [м/с] за номерами роликів				
	1	2	3	4	5
0,9	0,6561	0,729	0,81	0,9	1
0,85	0,522006	0,614125	0,7225	0,85	1
0,8	0,4096	0,512	0,64	0,8	1
0,75	0,316406	0,421875	0,5625	0,75	1
0,7	0,2401	0,343	0,49	0,7	1
0,65	0,178506	0,274625	0,4225	0,65	1
0,6	0,1296	0,216	0,36	0,6	1

Таким чином підвищити якість сортування можливо, встановлюючи різну швидкість обертання вальців, враховуючи форму бульб різних сортів картоплі.

Регулювання швидкості роликів найпростіше здійснити при використанні гідроприводу, шляхом установки дроселів і шайб, що дозволяють змінювати подачу масла на гідромотори приводу вальців.

Експериментальна перевірка роликової сортувальної поверхні, з регульованою швидкістю обертання вальців, показала зниження пошкоджень бульб в середньому на 15–45%.

Список використаних джерел

1. Колчин, Н.Н. Комплексы машин и оборудования для послеуборочной обработки картофеля и овощей / Н.Н. Колчин. М.: Машиностроение. 1982. 268с.
2. Картофель свежий продовольственный, заготавливаемый и поставляемый. Термины и определения: ГОСТ 7176–85. Введ. 13.05.1985. М. : Гос. комитет СССР по стандартам, 1985. 5 с.
3. Еднач, В.Н. Повышение эффективности предпродажной подготовки картофеля / В.Н. Еднач, Г.А. Радишевский, Д.И. Комлач, А.Л. Рапинчук. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». Минск, 2013. Вып. 47. Т. 1. С. 181–187.

УДК: 664.643.1

ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗМІШУВАЧА

Паньків Ю.Ю., аспірант;

Стадник І.Я., д.т.н., професор

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

На основі теоретичних та експериментальних досліджень можемо зробити висновок, що початку утворення диспергової газової фази відповідають шари з найменшими гідростатичними тисками. За цієї частини перехідного процесу присутня повномасштабна циркуляція, оскільки перемішуванню відповідає тільки динаміка руху компонентів, яка зароджується при дії тарільчастого робочого органу. На базі аналізу фізичних явищ, які відбуваються в системі з самозароджуваною і дисперговою фазою стає очевидним підтвердження сформульованої оцінки про важливість впливів геометричних параметрів технологічних апаратів. Першопочатковим параметром технологічного апарата є його робочий об'єм, якому відповідає номінальний об'єм середовища. Позначимо цей показник як V_p , що має доповнюватися об'ємом газової фази V_r у надрідинному просторі. Тоді