

УДК 631.356.2

К.т.н. Р.Гевко, к.т.н. Ю.Гладь

(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя)

І.Павх

(Тернопільський державний педагогічний університет імені Володимира Гнатюка)

НАПРЯМКИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ТРАНСПОРТНО-СЕПАРУЮЧИХ ОРГАНІВ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

У статті наведені нові напрямки вдосконалення транспортуючих систем коренезбиральних машин для забезпечення сепарації коренеплодів при їх повздожньому переміщенні стрічковими транспортерами. Викладені теоретичні передумови розрахунку їх конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів.

Виробництво цукрових буряків в Україні до недавнього часу було одним із найбільших у світі (18% посівних площ та близько 14% валового збору врожаю) [1].

Однак, як свідчать статистичні дані [2] виробництво цукрових буряків в Україні неухильно падає. На даний час не тільки зменшуються посівні площі, але й катастрофічно падає врожайність буряків, зменшилися показники якості бурякової сировини. Врожайність коренеплодів цукрових буряків знаходиться в межах 200...250ц/га, а збір цукру з кожного гектара посівів становить всього 11,5...24,4ц/га, разом з тим як у країнах Західної Європи він знаходиться у межах 70...110ц/га [3]. Таке становище у буряківництві України є більш, ніж загрозливим. Економічна криза, яка охопила практично всі галузі народного господарства України привела до різкого спаду виробництва як серійних бурякозбиральних комбайнів так і розробки та впровадження нових машин.

Одним з важливих недоліків серійних вітчизняних коренезбиральних машин, окрім втрат та пошкодження коренів цукрових буряків, є недостатня сепарація вороху, особливо в екстремальних умовах. В першу чергу це пояснюється тим, що активна сепарація вороху коренеплодів, після їх викопування, в порівнянні з транспортним шляхом до зони вивантаження не перевищує 15...25%, що не може забезпечити допустимо регламентовану ДСТУ 2258-93 ступінь забрудненості цукрових буряків.

Якщо копачі в комплексі з підбирачами подають на очисні пристрої коренезбиральних машин 8...15кг/мп маси з кожного рядка (коренеплоди, земля, рослинні залишки), то загальна фізична забрудненість цукрових буряків залишається надто високою 8...12% в оптимальних, до 16...22% в середніх і 30...35% в екстремальних умовах, коли вони подають до 30кг/мп, при граничних значеннях вологості або твердості ґрунту [4].

Особливо важко коренеплоди сепаруються від прилиплого ґрунту, а ворох від рослинних залишків і зв'язаної з коренеплодами гички. Для інтенсифікації процесу очищення коренів при їх вирощуванні на в'язких ґрунтах за рубежом роторні очисники дооснащують капроновими щітками, а шнеки – лопатевими доочисниками. Висока забрудненість не тільки спричиняє значні втрати на непотрібне транспортування ґрунту (щороку в Україні вимушено переміщується стільки домішок ґрунту, скільки виробляється цукру - 3,5...4 млн.т. [4]), а й вимагає застосування потужних очищувачів-бортоукладачів, що ускладнює процеси підготовки сировини до переробки.

На даний час практично всі бурякосіючі країни Європи підвищили вимоги до якості очищення коренеплодів ідучи на компроміс з вимогами до їх ступеня пошкоженості, удосконалюючи як викопуючі робочі органи так і компоновки сепаруючих пристроїв. Так, в конструкціях бурякозбиральних машин, які випускають фірми "Holmer", "Tim", "Stoll", "Gilles", "De Wulf" та ін. застосовують комбіновані

кулачкові, шнекові, роторні сепаратори, загальна довжина яких сягає 8...14м. Завдяки таким компоновочним рішенням транспортно-сепаруючих пристроїв і використанню потужних мобільних навантажувачів-доочисників останнім часом досягнуто значного зниження ступеня забрудненості коренеплодів, які транспортуються на переробні підприємства.

Слід зауважити, що зарубіжна технологія збирання цукрових буряків має певні особливості, а саме не передбачається збирання гички на корм. Більшість зарубіжних бурякозбиральних машин надмірно пошкоджують коренеплоди сепаруючими робочими органами, що за їх технологіями є нормальним явищем, тому що коренеплоди практично відразу переробляються на цукрових заводах і не зберігаються до 2-х місяців, як це трапляється у нас [3]. Слід врахувати, що коренеплоди із сильними механічними пошкодженнями, практично не придатні до тривалого зберігання, оскільки вони інтенсивно загнивають (і здатні заразити гниллю інші коренеплоди). Встановлено, що втрати бурякової сировини при тривалому зберіганні досягають значних розмірів [3].

Вирішення даного технічного протиріччя, а саме забезпечення високого ступеня сепарації коренеплодів від землі і рослинних залишок з низькими їх механічними пошкодженнями можна досягнути шляхом доочищення коренеплодів в процесі їх переміщення в руслі стрічкових транспортерів.

Як відомо з огляду різних конструктивно-технологічних схем, як вітчизняних так і зарубіжних коренезбиральних машин доля пасивного переміщення вороху коренеплодів стрічковими транспортерами складає від 20% до 60%.

Одним з напрямків вирішення даної проблеми є надання полотнам стрічкових транспортерів пульсуючої лінійної швидкості переміщення. В цьому випадку транспортовані коренеплоди будуть відриватись від поверхні скребків і перекочуватись в зворотньо-поступальному напрямку. При такому русі відбувається доочищення коренеплодів від насипного ґрунту і рослинних залишків без значних пошкоджень тіла коренеплоду.

Для виконання поставленої мети нами запропоновано ввести в кінематичну схему приводу транспортера високоенергомісткий пружний механізм, кут закручування пружного елемента якого знаходився б в межах 80° ... 120° . З іншої сторони під полотнами транспортера необхідно закріпити пружні зачепи (стопори), які виконували б функцію миттєвого стопоріння полотна, при якому відбувалося б закручування пружного елемента. В момент виходу полотна із зачеплення зі стопором потенціальна енергія деформації пружного елемента реалізується в коливний рух полотна, що призведе до розсередження вороху коренеплодів по прутках полотна.

В загальному випадку схема стрічкового транспортера з вузлами приводу зображена на рис.1.

Стрічковий транспортер містить скребкове полотно, розташоване на привідному і веденому барабанах. Привідний барабан зв'язаний з рушієм за допомогою високоенергомісткого пружного елемента з жорсткістю C_1 . Під несучою гілкою полотна розташований пружний стопор з жорсткістю C_2 . Існує три причини, що збуджують коливний процес полотна транспортера: завантаження та розвантаження коренеплодів, а також збудження стопорним пружним елементом, який деформується від взаємодії з виступами скребків, які виконані з неробочої сторони несучої гілки полотна.

Динамічна схема транспортера з вузлами приводу на етапі натягу стопора і закручування пружного елемента зображена на рис.2. На схемі зображені: J_1 ; J_2 -моменти інерції приведені до валу двигуна і валу ведучого барабана; C_1 -крутильна жорсткість пружного елемента C_2 - згинна жорсткість пружного стопора.

Метою розрахунку привідного механізму є визначення таких його параметрів, при яких здійснюється процес пульсуючого руху транспортера, причому коливне лінійне

прискорення транспортера по амплітуді повинно перевищувати складову прискорення земного тяжіння. Це повинно забезпечити відрив коренеплодів від скребоків полотна транспортера та їх вільне переміщення по його ребристій поверхні (прутках) з метою доочищення коренеплодів від землі і рослинних домішок.

Як правило, коливання у механічних системах здійснюються за гармонічним або близьким до гармонічного законом. Для орієнтовного розрахунку параметрів прийемо, що коливання транспортера в координатах приведених до вала привідного пристрою описуються формулою:

$$\varphi = A \cos \gamma t \quad (1)$$

Прискорення, відповідно, є другою похідною

$$\ddot{\varphi} = -\gamma^2 A \cos \gamma t \quad (2)$$

Для відриву коренеплода необхідно забезпечити нерівність

$$R \ddot{\varphi}_{\max} > g \sin \alpha, \quad (3)$$

де α - кут нахилу транспортера,

R – радіус барабана транспортера.

Звідси визначимо необхідну амплітуду коливань транспортера

$$A > \frac{g \sin \alpha}{R \gamma^2} \quad (4)$$

Частота коливань двомасової системи з невагомою ланкою, до якої зводиться спрощена розрахункова схема транспортера, визначається за формулою:

$$\gamma = \sqrt{\frac{C_1(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}} \quad (5)$$

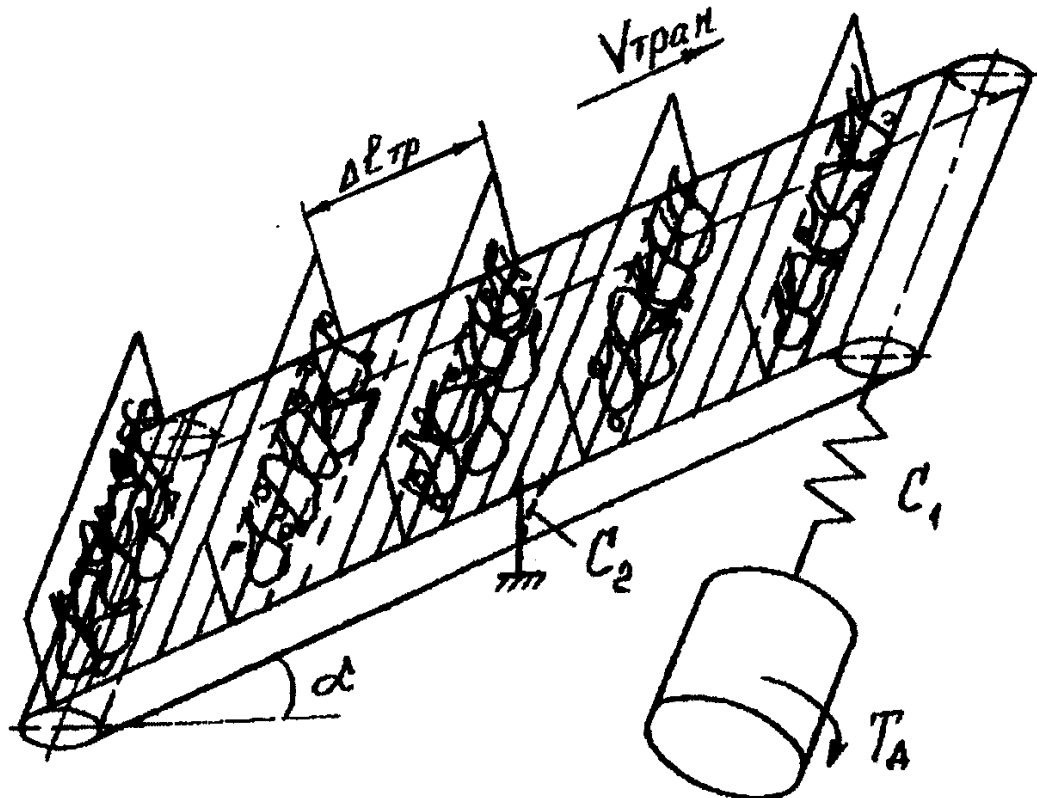


Рис.1. Схема стрічкового транспортера з вузлами приводу

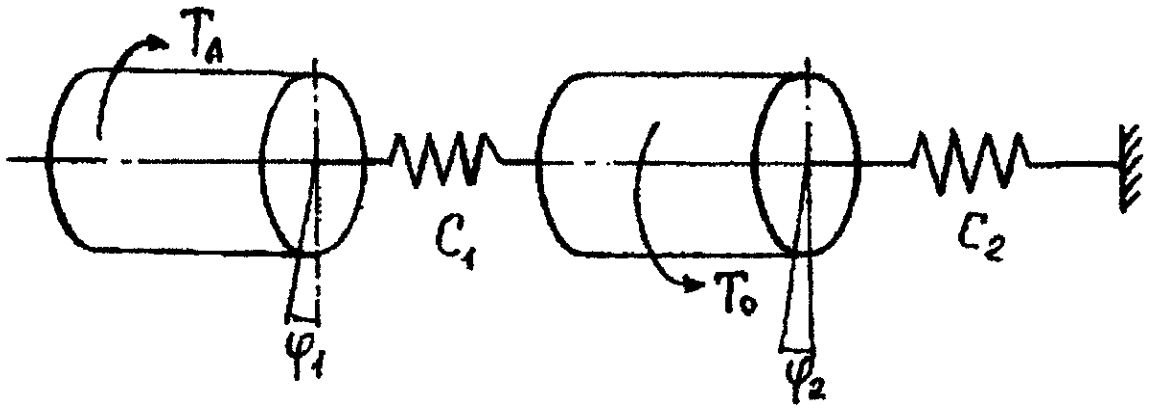


Рис.2 Динамічна схема транспортера з вузлами приводу на етапі натягу стопора і закручування прижимного елемента

Приведений момент інерції J_1 характеризує масу двигуна, а приведений момент інерції J_2 - масу транспортера з вантажем.

Визначимо необхідну жорсткість пружного елемента (торсіону):

$$C_1 = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} \gamma^2 \quad (6)$$

Наведемо приклад розрахунку параметрів системи.
З практичних міркувань частоту коливань системи

$$f = \frac{\gamma}{2\pi} \quad (7)$$

вибираємо в діапазоні 1..5 Гц.

Тоді γ лежить в межах 6..30 рад/сек, кут $\alpha=30\ldots60^\circ$, радіус ведучого барабана $R=0,1\ldots0,15$ м, моменти інерції $J_1 = 10\ldots20 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_2 = 2\ldots5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

Нехай безпосередньо для стрічкових транспортерів коренезбиральних машин КС-6Б параметри знаходяться в межах:

$$\gamma = 20 \text{ рад/с}, R = 0,15 \text{ м}, \alpha = 45^\circ, J_1 = 10 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, J_2 = 4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

У цьому випадку:

приведений момент інерції системи $J_{np} = 2,86 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$,

необхідна жорсткість пружного елемента (торсіона) $C_1 = 1143 \text{ нм/рад}$,

приведена мінімальна кутова амплітуда коливань транспортера $A = 0,116 \text{ рад}$,

або в лінійних координатах $X = R \cdot A = 0,017 \text{ м}$.

При цьому динамічний момент на валу торсіона складатиме $T_{дин} = C_1 \cdot A = 132 \text{ нм}$.

Для забезпечення більш якісної сепарації коренів доцільно амплітуду коливань збільшити як мінімум у 2 рази, тобто до 0,035 м, що одночасно збільшить у таке ж число разів коливне прискорення транспортера та динамічний момент торсіона.

Пружний стопорний пристрій повинен бути конструктивно розрахований на спрацювання при розрахунковому динамічному моменті торсіона, щоб забезпечити початкове навантаження транспортера та відповідне закручування торсіона перед черговим циклом коливань.

Реальна розрахункова схема значно складніша, але на процес підбору параметрів транспортера її недосконалість суттєво не впливатиме.

Приведені розрахунки є основою для вибору конструктивно-силових параметрів транспортера та вузлів його приводу, а також пружно стопорного елемента.

Висновки

1. У статті наведений аналіз існуючих технологій та показників якості виконання технологічного процесу як вітчизняними так і зарубіжними коренезбиральними машинами.
2. Наведенні перспективні напрямки доочищення коренеплодів в процесі їх переміщення в руслі стрічкових транспортерів.
3. Приведений розрахунок системи транспортер-вузли приводу.

In the article there are given new directions of improvement of transport systems of root-collectors engine for guarantee separation of root-beet during their lengthwise transportation by tape transporter. There are mentioned the conditions of calculations of their constructive, cinematic and dynamic parameters.

Література

1. Europäische Rubenflahe 1994 vermutlich geringer als im Voriahr-Zuckerrule, 1994, №3. -p.156.
2. Народне господарство України у 1992р. Статистичний щорічник. -Київ: Техніка, 1993р.
3. Ковальчук А.С., Кравчук В.І., Булгаков В.М. та ін. Про шляхи подальшого розвитку механізації збирання цукрових буряків. //Вісник Національного аграрного університету. Т2 "Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків". - 1997. С.3-8.
4. Погорілий М.Л. Систематичні аспекти підвищення ефективності та розвитку типуажу бурякозбиральних машин //Вісник Національного аграрного університету. Т2 "Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків". - 1997. С.3-8.

Стаття представлена до друку д.т.н., проф.Рогатинським Р.М.