

$$\tau_{ц} = \tau_{рц} + \tau_{лц}, \quad (22)$$

где $\tau_{р}$ – время рабочего хода агрегата;

$\tau_{лц}$ – время поворота агрегата в конце гон.

На основании теоретических предположений исследования температурного режима гидроприводов трактора можно сделать следующие **выводы**:

1. Установлено, что определить теплотехнические параметры (коэффициент K и коэффициент теплоемкости C) автономных и объединенной гидросистем с достаточной для аналитического расчета функционального процесса гидропривода точностью можно только на основании экспериментальных данных.

2. Разработана динамика теплового состояния гидропривода при его работе в различных эксплуатационных условиях.

3. Выведены расчетные формулы для определения установившейся температуры рабочей жидкости гидропривода при данных условиях работы МТА, а также определения времени, требуемого для достижения практически установившейся температуры.

Розроблена динаміка залежності теплового стану гідропривода від впливаючих на нього експлуатаційних умов роботи МТА. Приведено розрахункові формули.

Model of thermal state of hydraulic drive depending on operating factors of machine-tractor unit is worked out. Formulas for calculation are adduced.

УДК 621.87

ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОСИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ СЕПАРАТОРІВ З РАДІАЛЬНО ЗМІЩЕНИМИ ОСЯМИ

І.Б.ГЕВКО, Н.Є.ВЛАС

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

Приведено методику визначення енергосилових параметрів гвинтових циліндричних сепараторів з радіально зміщеними осями. Запропонована методика може бути використана в сільськогосподарських, будівельних, гірничих та інших машинах.

Одним із шляхів вирішення проблеми збільшення обсягів виробництва цукрових буряків є впровадження ресурсозберігаючих технологій. Тому, одним із актуальних завдань, спрямованих на покращення показників якості є розробка удосконалених конструкцій сепараторів коренезбиральних машин.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямів розвитку науки і техніки "Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі України" на 2002-2005 рр.

© І.Б.Гевко, Н.Є.Влас, 2005

Метою роботи є визначення енергосилових параметрів гвинтових циліндричних сепараторів з радіально-зміщеними геометричними осями шнеків.

Потужність гвинтового циліндричного сепаратора в загальному вигляді описується рівнянням

$$P = \sum_{i=1}^n P_i, \quad (1)$$

де P_i - потужність, що забезпечує функціонування кожної ланки механізму сепаратора при транспортуванні та сепарації вороху.

Залежність (1) можна представити у вигляді

$$P = \sum_{i=1}^n T_i \omega_i + \sum_{j=1}^n F_j V_j \cos \alpha_j = T_n \cdot \omega, \quad (2)$$

де F_j - сили опору лінійного переміщення вантажу в j -му напрямку із швидкістю V_j ; α_j - кут між векторами швидкості та сили; T_j - моменти опору j -го вальця; T_n - приведений момент опору всіх сил.

Величину реакції вальців на осцилюючий рух окремого коренеплоду можна представити згідно (2.76) як

$$N_i = N_{0i} + \Delta N_i \cos(\omega_i t + \Delta \varphi_i) = m(k_c g + k_{\Delta} \omega_i^2 e \cos(\omega_i t + \Delta \varphi_i)), \quad (3)$$

де k_c та k_{Δ} - коефіцієнти, що згідно (2.74) та (2.75) є функціями геометричних параметрів розміщення вальців та коренеплоду.

Аналогічно, реакцію вальця на ворох, що знаходиться у руслі згідно (2.81) можна представити у вигляді

$$N_{\Sigma} = M_{\sigma} [k_c g + k_{\Delta \Sigma} \omega^2 e \cos(\omega_i t + \Delta \varphi_0)], \quad (4)$$

де M_{σ} - маса вороху, що знаходиться у руслі (розвідному чи звідному) із врахуванням просипання ґрунту та домішок.

Для визначення маси вороху, що знаходиться в руслі приймемо такі припущення:

1. Розглядатимемо стаціонарний процес, тобто приймемо що ґрунт із коренеплодами надходить на очисник неперервно.

2. Процес очистки коренеплодів для конкретного очисника є змінною тільки однієї величини - часу перебування коренеплоду в руслі, тобто реалізується модель очистки, розглянута в розділі 2.5.

Нехай ворох надходить із під певного копача на розвідне русло i , в подальшому, транспортується на довжину l_k . Швидкість осьового

транспортування вороху $V_z = \frac{\omega T}{2\pi}$.

Відповідно час переміщення вороху на довжину t_k

$$t_k = \frac{l}{V} = \frac{2\pi l}{\omega T} \quad (5)$$

Якщо від одного копача надійде маса вороху $\frac{m_k}{6}$ (для шестирядного викопуючого пристрою), то ця маса в часі буде змінюватись за залежністю

$$m_k(t_k) = \frac{m_k}{6} + \frac{\Delta m_{ok}}{6} e^{-\lambda t_k} \quad (6)$$

Оскільки ми маємо три пари копачів із різною довжиною l_k , відповідно, різним часом t_k проходження русла, то розглядаємо три потоки

$$\begin{aligned} m_1(t_1) &= \frac{m_k}{3} + \frac{\Delta m_0}{3} e^{-\lambda t_1}; \\ m_2(t_2) &= \frac{m_k}{3} + \frac{\Delta m_0}{3} e^{-\lambda t_2}; \\ m_3(t_3) &= \frac{m_k}{3} + \frac{\Delta m_0}{3} e^{-\lambda t_3}. \end{aligned} \quad (7)$$

Граничний час перебування вороху k -го потоку в руслі

$$t_k = \frac{2\pi l_k}{\omega T} = k_k \frac{\pi L}{\omega T}, \quad (8)$$

де k_k - коефіцієнт, що визначає шлях проходження русла, як частку половини загальної довжини шнека

$$l_k = \frac{k_k \cdot L}{2} \quad (9)$$

Для крайніх копачів, із геометричної побудови, $k_1 = 1/6$; для проміжних $k_2 = 1/2$; для середніх $k_3 = 5/6$.

Відповідно для кожного потоку маса вороху, що знаходиться на вальцях буде

$$M_{ок} = \int_0^{t_k} Q_k(t) dt, \quad (10)$$

де $Q_k(t)$ - масова подача вороху на вальці бітерами від копачів. В розділі 2.5 ми приймали, що за одне завантаження потрапляє

$m_k + \Delta m_0$ вороху на весь очисник.

Прийемо, що це секундне завантаження (кількість вороху, що потрапляє на вальці за одиницю часу). Визначимо її.

Нехай на площі S врожай становить M_k - буряків. Площу S комбайн збирає за час t_s .

$$t_s = \frac{L}{V_M} = \frac{S}{B \cdot V_M} \quad (11)$$

де B - ширина захвату;

V_M - швидкість руху комбайна (машини).

Тоді за час t_s на вальці завантажено

$$M_k + \Delta M_0 = M_k \left(1 + \frac{\Delta M_0}{M_k}\right) \text{ вороху, де } \frac{\Delta M_0}{M_k} - \text{відносна початкова забрудненість вороху, постійна для бурякозбирального комбайна}$$

відповідної конструкції копачів при відповідних агротехнічних умовах.

Відповідно секундне завантаження

$$Q_k = \frac{M}{S} \cdot B \cdot V_M \left(1 + \frac{\Delta M_0}{M}\right) \quad (12)$$

де $\frac{M}{S} = M(S)$ - врожайність цукрових буряків.

Відповідно

$$m_k = \frac{M}{S} \cdot B \cdot V_M; \quad \Delta m_0 = \frac{\Delta M_0}{M} \cdot m_k \quad (13)$$

Отже, маса вороху, що знаходиться на вальцях для кожного потоку буде

$$\begin{aligned} M_{ek} &= \int_0^{t_k} \frac{Q_k}{3} dt = \int_0^{t_k} \left(\frac{m_k}{3} + \frac{\Delta m_0}{3} e^{-\lambda t} \right) dt = \frac{m_k \cdot t_k}{3} - \frac{\Delta m_0}{3\lambda} \cdot e^{-\lambda t} \Big|_0^{t_k} = \\ &= \frac{m_k \cdot t_k}{3} + \frac{\Delta m_0}{3\lambda} (1 - e^{-\lambda t_k}) \end{aligned} \quad (14)$$

Загальна маса вороху на розвідних вальцях $M_e = \sum_{k=1}^3 M_{ek}$.

$$M_{e1} = \frac{m_k}{3} \cdot \frac{\pi L}{T\omega} (k_1 + k_2 + k_3) + \frac{\Delta m_0}{3\lambda} (3 - e^{-\lambda_1 t_1} - e^{-\lambda_2 t_2} - e^{-\lambda_3 t_3}) \quad (15)$$

Представимо $k_c = \frac{k_1 + k_2 + k_3}{3}$. Тоді $k_2 \approx k_c$;

$$k_1 = k_c - \Delta k; k_3 = k_c + \Delta k.$$

Відповідно

$$M_{el} = \frac{\pi L \cdot k_c m_k}{\omega T} + \frac{\Delta m_0}{\lambda} \left[1 - \frac{e^{-\lambda_{12} t_c} (1 + e^{-\lambda_{12} \Delta t} + e^{\lambda_{12} \Delta t})}{3} \right] = \frac{\pi k_c L m_k}{\omega T} + \frac{\Delta m_0}{\lambda_{12}} \left[1 - K_{e1} \cdot e^{-\frac{\lambda_{12} \pi L}{\omega T} k_c} \right] \quad (16)$$

де k_c - середній коефіцієнт шляху проходження вороху;

K_{e1} - інтегральний усереднений коефіцієнт впливу різних шляхів потоків на масу від сепарованого ґрунту.

Відповідно на звідних вальцях, де потоки змішуються і шлях різних виділених об'ємів практично однаковий, маса насипного вороху становитиме

$$M_{eII} = \frac{\pi k_{38} m_k L}{\omega T} + \frac{(\Delta m_0 - \Delta m_{12} - \Delta m_{23}) \left(1 - k_{e2} e^{-\frac{\lambda_{34} \pi L}{\omega T} k_{38}} \right)}{\lambda_{34}} \quad (17)$$

Згідно (2.64) момент на i -му вальці від дії вороху буде

$$T_i = \mu_i N_i \frac{V_i^{відн} \cdot D_i}{|V_{відн}|} \cdot \frac{D_i}{2} \quad (18)$$

Відповідно потужність на вальцях від дії вороху на її поверхню буде

$$P_{\sigma} = \sum_{i=1}^4 T_i \omega_i = \sum_{i=1}^4 \frac{M_i N_i \omega_i D_i}{2} \cdot \cos \alpha_i \quad (19)$$

де α_i - кут підйому витка i -го вальця.

Із врахуванням залежності (3) та (4)

$$P_{\sigma} = \sum_{i=1}^4 m_i g \left(\epsilon_{0i} + \epsilon_{\Delta i} \frac{\omega_i^2 e}{g} \right) \quad (20)$$

де для кожного 1-го і 2-го вальців, згідно (2.74), (2.75)

$$\epsilon_{01} = \frac{a_{22} \sin \gamma - a_{12} \cos \gamma}{a_{11} a_{22} - a_{21} a_{12}};$$

$$\varepsilon_{\Delta 1} = \frac{a_{22} \cos(\omega_1 t + \varphi_{01}) - a_{12} \sin(\omega_1 t - \varphi_{01})}{a_{11} a_{22} - a_{21} a_{12}};$$

$$\varepsilon_{02} = \frac{a_{21} \sin \gamma - a_{11} \cos \gamma}{a_{12} a_{21} - a_{11} a_{22}};$$

$$\varepsilon_{\Delta 2} = \frac{a_{21} \cos(\omega_2 t + \varphi_{02}) - a_{11} \sin(\omega_2 t - \varphi_{02})}{a_{12} a_{21} - a_{11} a_{22}}$$

Тут складові a_{ij} визначаються за залежностями приведеними в [2].

Аналогічним чином визначаються коефіцієнти ε для другої пари (розвідних) вальців.

Коефіцієнти $\varepsilon_{\Delta i}$ можна представити у вигляді

$$\varepsilon_{\Delta i} = \Delta \varepsilon_i \cos(\omega_i t - \Delta \varphi_{0i}). \quad (21)$$

Відповідно

$$P_\varepsilon = \sum_{i=1}^4 m_i g \left[\varepsilon_{0i} + \Delta \varepsilon_i \frac{\omega^2 e}{g} \cos(\omega_i t + \Delta \varphi_i) \right]. \quad (22)$$

Згідно (21) та (20) тут $m_1 = m_2 = M_{\varepsilon I}$; $m_3 = m_4 = M_{\varepsilon II}$.

Момент від рифа буде

$$T_{p1,2} = k_{p1,2} (N_1 + N_2) \cdot R_{p1,2}, \quad (23)$$

$$T_{p3,4} = k_{p3,4} (N_3 + N_4) \cdot R_{p3,4},$$

де $k_{p1,2,3,4}$ - відповідні коефіцієнти, що визначають складову тангенціальної сили N_{pi} , розміщену на радіусі контакту R_{pi} , визначаються згідно (2.73), (18).

Відповідно

$$P_p = \sum_{i=1}^4 T_{pi} \cdot \omega_i. \quad (24)$$

При постійних розмірах вальців (R_p) і однакової кутовій швидкості (ω)

$$P_p = [(k_{p1} + k_{p2})(N_1 + N_2) + (k_{p3} + k_{p4})(N_3 + N_4)] R_p \cdot \omega, \quad (25)$$

де N_i - сили реакції від маси вороху, що визначаються згідно (2.81).

При інших рівних умовах коефіцієнти k_{p1} та k_{p2} , як і k_{p3} та k_{p4} не рівні між собою, оскільки один валець із пари обертається в напрямку русла, а другий - від русла, а отже різні умови навантаження на риф. Тут сумарні реакції N_i вальців на ворох визначаються за залежністю (4).

Сумарна потужність очисника визначається як потужність, що долає момент опору руху вороху на вальцях, рифах, а також на перекидання та переміщення вороху.

Враховуючи (22) та (25) втрати від перших двох складових можна представити як

$$P_p = \sum_{i=1}^4 \left[\frac{\mu_i + \frac{2R_i}{D_i}(k_{p1} + k_{p2}) \cdot N_i \omega_i D_i}{2} \right] =$$

$$= \sum_{i=1}^n m_i g \frac{\omega_i D_i}{2} \left[B_{oi} + B_{\Delta} \frac{\omega_i^2 e}{g} \cos(\omega_i t + \varphi_{os}) \right], \quad (26)$$

де B_{oi} - постійна сумарна складова;

$\frac{B_{\Delta} \omega^2 e}{g}$ - амплітуда змінної складової.

Тут B_o та B_{Δ} є функціями перш за все коефіцієнтів тертя та співвідношень геометричних параметрів шнекових робочих органів і є величинами безрозмірними, а маси вороху що діють на вальці $m_1 = M_{BI}$;

$m_2 = M_{BI}$; $m_3 = M_{BII}$; $m_4 = M_{BII}$, (16), (17).

У випадку вальців однакових розмірів, що обертаються з однаковими швидкостями, залежність (26) прийме вигляд

$$P_p = \frac{(M_{BI} + M_{BII}) \omega D}{2} \cdot K_B(\omega), \quad (27)$$

де $K_B(\omega)$ - функція, що враховує розміщення вороху та відцентрове прискорення коливного його руху.

Відповідно максимальна потужність

$$P_p^{\max} = \frac{(M_{BI} + M_{BII}) \omega D}{2} \cdot K_B^{\max}. \quad (28)$$

Сумарна маса вороху на вальцях згідно (16), (17)

$$M_{BI} + M_{BII} = \frac{\pi(k_c + k_{zs})QL}{\omega T} + \frac{\Delta m_0}{\lambda} \left(2 - \frac{\Delta m_{12}}{\Delta m_0} - \frac{\Delta m_{13}}{\Delta m_0} \right) (1 - k_{\Sigma} e^{-\frac{\lambda \pi}{\omega T}}) =$$

$$= \frac{\pi K_K QL}{\omega T} + \frac{(Q_{1,00} - Q)}{\lambda} \cdot K_B, \quad (29)$$

де K_K , K_B - коефіцієнти, що враховують похибки врахування часу перебування вороху на вальцях та ступеня їх очищення по довжині;

Q - секундна продуктивність машини (секундне завантаження коренеплодами);

$Q_{зв.о.}$ - секундне поступлення земляного вороху із бітерів на очисник;

λ - еквівалентний параметр очищення (1/с).

Сумарна потужність очисника буде

$$P_{\Sigma} = P_{\sigma}^{\max} \cdot K_{зм} \cdot K_{перек} \quad (30)$$

де $K_{зм}$ - втрати на перемішування вороху, налипання землі і т.ін;

$K_{перек}$ - втрати на перекидання вороху через вальці.

Згідно приведеного розрахунку енергосилових параметрів можна з достатньою точністю розрахувати потужність очисника з радіально зміщеними геометричними осями шнеків.

Висновки -

1. В результаті математичного моделювання встановлено, що для очищення основної маси ґрунту необхідно 1-2 імпульси, ще 2-3 імпульси необхідно для струшування невеликих часточок ґрунту і на завершальному етапі слід застосувати падіння коренеплоду із достатньо великої висоти для остаточного струшування залишків ґрунту.

2. Дослідження кінематики шнекових очисників показало, що гвинтовий циліндричний сепаратор відноситься до активних робочих органів, тим самим покращує процес очистки коренеплодів. Запропоновано розрахункову схему взаємодії коренеплоду з очисником.

3. З метою підтвердження теоретичних досліджень було проведено серію пошуккових дослідів з метою уточнення конструктивних параметрів гвинтового сепаратора, на основі яких встановлено, що діаметр розвідних та звідних шнеків рівний 180 мм. У бурякозбиральному комбайні діаметр розвідних та звідних шнеків рівний 190-230 мм. Такі шнеки обертаються із різними швидкостями та є пасивними. Запропонований нами сепаратор є активним, розвідні та звідні шнеки обертаються з однаковими швидкостями. Зменшення висоти навивки шнеків сприяє зниженню пошкодження коренеплодів.

4. Дослідження та вибір режимів роботи ГЦС вказує на те, що розроблені очисники характеризуються технологічністю, високим рівнем показників призначення і мають добру перспективу для використання в бурякозбиральних комплексах, широкий діапазон регулювання режимів роботи. Викладені залежності визначають параметри осцилюючої складової вороху і, відповідно, оцінюють ступінь динамічності процесу очистки коренеплодів.

5. В результаті дослідження динаміки вороху коренеплодів прийшли до висновку, що силові параметри реакції вальців на весь ворох можна визначати за залежностями, які аналогічні тим, що виведені для окремого коренеплоду, підставляючи замість маси коренеплоду масу вороху із приведеними параметрами її розміщення.

6. Шляхом виведеного рівняння зміни маси вороху на вальцях, що утворюють русло, можемо прогнозувати вплив параметрів, які характеризують вальці з радіально зміщеними геометричними осями на ступінь очистки коренеплодів.

7. Розгляд умов переходу коренеплоду через перекидний валець дозволяє оцінити можливість поперечного транспортування. Потужність очисника збільшується на величину, що витрачається на додатковий

коливний рух вороху коренеплодів при одночасному поступальному переміщенні.

Список літератури

1. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В. и др. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет). – Киев.: Техника, 1983. – 168 с.
2. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. – Львов: Выща школа, 1989. – 175 с.
3. Аванесов Ю.Б., Бессарабов В.И., Русанов И.И. Свеклоуборочные машины, М. 1979. – 244 с.
4. Патент України №40286А. Транспортно-очисний пристрій коренеплодів. Гевко І.Б., Влас Н.Є. Бюл №6, 2001 р.
5. Патент України №61315А. Стенд для дослідження характеристик гвинтових подаючих механізмів. Гевко І.Б., Влас Н.Є. Бюл. №6, 2003 р.

Приведенная методика определения энергосиловых параметров винтовых цилиндрических сепараторов с радиально смещенными осями. Предложенная методика может быть использована в сельскохозяйственных, строительных, горных и других машинах.

The resulted method of determination of parameters of spiral cylinder separators with the radially displaced axes. The offered method can be used in agricultural, build, mountain and other machines.

УДК 631.862.1.

ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ МЕТАНТЕНКА ПЕРІОДИЧНОЇ ДІЇ

В.Г.ПОДОБАЙЛО кандидат технічних наук,
О.В.НЕСТЕРЕНКО, І.А.СЕМЕГЕН інженери
*Бережанський агротехнічний інститут
Національний аграрний університет*

Визначено основні параметри по оптимізації робочого циклу метантенка з забезпеченням гомогенного середовища.

Анаеробне бродіння дозволяє вирішити проблеми екологічного енергетичного та агрохімічного характеру і є базовою основою для створення екологічно чистих технологій переробки органічних відходів тваринництва. Екологічні вимоги до природовикористання набувають особливого значення, тому що в законодавчому порядку суб'єктам підприємницької діяльності потрібно компенсувати використані природні ресурси. Загострення екологічних проблем, а також зростання цін на традиційні енергоресурси, обумовили значну зацікавленість до біоконверсії органічних відходів методом анаеробної ферментації для отримання енергії.

Процес бродіння здійснюється в спеціальних герметичних ємностях – метантенках, де створюються всі необхідні умови метаногенезу (температура, концентрація органічних речовин, кислотність, перемішування та ін.).

В метантенк безперервно або порціями надходить свіжа гноївка та відводяться рідкий зброджений продукт і біогаз. Кількість гноївки, яка

© В.Г.Подобайло, О.В.Нестеренко, І.А.Семеген, 2005

