

ПРО ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ КОМБІНОВАНИХ МАШИНИХ АГРЕГАТІВ

П. М. Ярошенко, к.т.н., доцент
Сумський національний аграрний університет

В статті розглянуто питання визначення системи рівнянь, що описують кінетичну енергію комбінованого машинного агрегату під час його роботи.

Ключові слова – кінетичне енергія, машинний агрегат, стійкість руху, кут повороту, узагальнені координати, потенційна енергія системи, система рівнянь.

Постановка проблеми. Машинний агрегат як механічна система являє собою з'єднання однієї або декількох сільськогосподарських машин, передавального механізму (зчіпки, гідрогака) і енергетичної частини (трактора). В цій роботі в якості енергетичної частини машинно-тракторного агрегату розглядається колісний орно-просапний сільськогосподарський трактор, що має озов (основу) у вигляді жорсткої рами з поперечними лонжеронами. На цій рамі змонтовані всі основні вузли трактора, в тому числі і навісні системи (передня і задня). Визначення кінетичної енергії такого агрегату є завдання досить складне і потребує знання величин мас і швидкостей руху тіл, що входять до нього.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

При дослідженні стійкості та керованості руху різні за конструкціями та своїми функціональними призначеннями сільськогосподарські машинно-тракторні агрегати можна представити у вигляді з'єднаних елементарних кінематичних ланок, що допускають можливість горизонтальних переміщень одна відносно іншої. Науковці (Авдєєв В. М., Антощенко Р. В., Артьомов М. П., Гячев Л. В., Лебедєв А. Т., Рославцев А. В. та інші) [1,3,4,5,6,8], що проводили дослідження по стійкості руху сільськогосподарських МТА використовували, як правило, багатомасові моделі з багатьма ступенями вільності.

Для оцінки стійкості руху використовувались моделі з кутами повороту агрегатів один щодо одного та до прийнятих осей узагальнених координат, або моделі зі змінними координатами руху агрегату [2].

У зазначених вище дослідженнях проводився аналіз руху сільськогосподарських агрегатів, динамічні моделі яких подавалися у вигляді двох, трьох, чотирьох і п'яти елементних моделей.

Мета досліджень. Проаналізувавши стан публікацій було зроблено висновок про те, що питаннями написання математичних моделей кінетичної енергії займалися багато дослідників. Але, в основному, вони розробляли залежності для окремих складових агрегату. В зв'язку з цим метою даної роботи є розробка системи рівнянь, що описуватимуть кінетичну енергію машинного агрегату під час виконання ним технологічного процесу.

Результати досліджень. Для розробки

математичної моделі руху комбінованого посівного агрегату представимо його у вигляді трьохелементної моделі і будемо використовувати для розрахунку рівняння Лагранжа другого роду [7]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_i} = Q_i - \frac{\partial \Pi}{\partial \phi_i}, \quad (1)$$

де T – кінетична енергія системи; q_i – узагальнена координата; $\dot{\phi}_i$ – узагальнена швидкість; Q_i – узагальнена сила; Π – потенційна енергія системи.

При складанні математичної моделі були прийняті наступні допущення:

- елементи системи (трактор, культиватор, сівалка) є абсолютно твердими тілами (АТТ);
- поступальна швидкість руху МТА – постійна;
- вертикальні переміщення коліс не враховуємо;
- нерівномірність зчіпних властивостей ґрунту на різних колесах агрегату враховується за допомогою різних тягових зусиль на колесах і різних сил опору перекошуванню;
- лінійна швидкість руху центру мас сівалки вздовж осі ОХ дорівнює лінійній швидкості руху центра мас трактора;
- під час впливу механізатора на механізм рульового керування передні керуючі колеса повертаються на однаковий кут ($\beta_{11} = \beta_{12} = \beta$).

Перше допущення є прийнятним для більшості тракторів і сільськогосподарських машин. Їх рами (або піврами) являють собою достатньо жорсткі конструкції, деформації яких малі і не впливають на процеси, що розглядаються.

Друге допущення є прийнятним для розгляду МТА в процесі безпосереднього виконання технологічної операції, коли коливання швидкостей незначні.

Третє допущення заключається в тому, що при розрахунку стійкості і керованості руху не розглядаються вертикальні переміщення МТА. Це допущення справедливе через те, що в задачу досліджень не входить оцінка впливу елементів підвіски на стійкість та керованість. Очевидно, що при вирішенні такого кола задач слід уточнити розрахункову схему, включивши в неї великі вузли і агрегати у вигляді окремих мас і враховувати нерівності опорної поверхні.

Четверте допущення говорить про те, що

при симетричному розміщенні сільськогосподарських машин на тракторі, який має самоблокуючий диференціал, нерівномірність зчіпних властивостей буде компенсована, але вона має місце, як і різні сили опору перекочування, і тому вони повинні враховуватись у математичній моделі.

П'яте допущення є прийнятним для розгляду прямолінійного руху МТА, який має навісні машини, жорстко зчеплені з трактором.

Шосте допущення є прийнятним для розгляду стійкості і керованості руху МТА, що виконує технологічну операцію з високим ступенем дотримання технологічних допусків, коли навіть незначне коливання напрямних коліс призведе до відхилення від прямолінійної траєкторії.

Для зручності в розробці математичної моделі введемо позначення:

m_1 – маса сівалки; m_2 – маса трактора; m_3 – маса культиватора;

$m_1 + m_2 + m_3 = m$ – маса посівного комбінованого агрегату;

J_1 – момент інерції сівалки; J_2 – момент інерції трактора; J_3 – момент інерції культиватора;

$W_{лк}$ і $W_{пк}$ – сила опору коченню лівого і правого опорних коліс культиватора відповідно;

$W_{пл}$ і $W_{пп}$ – сила опору коченню лівого і правого передніх напрямних коліс трактора відповідно;

$W_{зл}$ і $W_{зп}$ – сила опору коченню лівого і правого задніх ведучих коліс трактора відповідно;

$W_{пс}$ і $W_{лс}$ – сила опору коченню лівого і правого опорно-приводних коліс сівалки відповідно;

$T_{пл}$ і $T_{пп}$ – сила тяги лівого і правого

передніх коліс трактора відповідно;

$T_{зл}$ і $T_{зп}$ – сила тяги лівого і правого задніх коліс трактора відповідно;

$C_{ук}$ і $C_{ус}$ – коефіцієнти бічної жорсткості шин культиватора і сівалки відповідно;

C_{y1} і C_{y2} – коефіцієнти бічної жорсткості шин задніх і передніх коліс трактора відповідно;

$K_{\partial к}$, $K_{\partial с}$ – коефіцієнти демпфування шин культиватора і сівалки відповідно;

$K_{\partial 1}$, $K_{\partial 2}$ – коефіцієнти демпфування шин задніх і передніх коліс трактора відповідно;

$P_{\partial к}$ і $P_{\partial с}$ – зусилля бічному уводу коліс культиватора і сівалки відповідно;

$P_{\partial 1}$ і $P_{\partial 2}$ – зусилля бічному уводу задніх і передніх коліс трактора відповідно;

$Y_1 \dots Y_{18}$ – проекція сил опору секцій культиватора на вісь X;

$X_1 \dots X_{18}$ – проекція сил опору секцій сівалки на вісь X;

C_{12} – жорсткість зчіпки між трактором і сівалкою при обертальному русі;

C_{23} – жорсткість зчіпки між трактором і культиватором при обертальному русі;

$B_t, e_k, b_c, b_k, b_1, b_3, S_o, K_o, a_1, a_2, a_3, a_4$ – геометричні розміри агрегату.

Як узагальнені координати системи прийняті: лінійні координати центру мас сівалки $q_1 = x$ і $q_2 = y$; кут повороту сівалки φ_1 ; кут повороту рами трактора φ_2 ; кут повороту культиватора φ_3 .

Кінетична енергія системи (рис. 1) складається з кінетичної енергії поступального руху центру мас сівалки, кінетичної енергії обертального руху центру мас сівалки, кінетичних енергій поступального та обертального руху центру мас трактора і центру мас культиватора:



де $T_{1п}$ і $T_{1об}$ – кінетичні енергії поступального та обертального руху сівалки;

енергії поступального руху сівалки вздовж осей OX та OY відповідно;

енергії поступального руху трактора вздовж осей OX та OY відповідно;

енергії поступального руху культиватора вздовж осей OX та OY відповідно;

– кінетичні енергії обертального руху сівалки, трактора і культиватора відповідно.

Для опису динамічних зв'язків між елементами агрегату та між агрегатом і ґрунтом, будемо представляти їх у вигляді пружних зв'язків. Виразимо лінійні переміщення центрів

мас трактора і культиватора через переміщення центру мас сівалки:

$$\begin{aligned} x_2 &= x_1 + a_1 \sin \varphi_1 + a_2 \sin \varphi_2, \\ y_2 &= y_1 + a_1 \cos \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2, \\ x_3 &= x_2 + a_3 \sin \varphi_2 + a_4 \sin \varphi_3, \\ y_3 &= y_2 + a_3 \cos \varphi_2 + a_4 \cos \varphi_3, \end{aligned} \quad (3)$$

де φ_1 – кут між центральною віссю сівалки

та віссю ОХ; φ_2 – кут між центральною віссю рами трактора та віссю ОХ; φ_3 – кут між центральною віссю культиватора та віссю ОХ; β – кут повороту керуючих коліс.

Після деяких перетворень отримаємо вираз кінетичної енергії комбінованого посівного машинно-тракторного агрегату в цілому:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} m_1 (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + \frac{1}{2} J_1 (\dot{\varphi}_1)^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_2 + a_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 + a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2)^2 + (\dot{y}_2 - \\ &- a_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2)^2 + \frac{1}{2} J_2 (\dot{\varphi}_2)^2 + \frac{1}{2} m_3 (\dot{x}_3 + a_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 + a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 + \\ &+ a_3 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3)^2 + (\dot{y}_3 - a_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - a_3 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3)^2 + \frac{1}{2} J_3 (\dot{\varphi}_3)^2. \end{aligned} \quad (4)$$

Підставивши значення кінетичних енергій (4) в рівняння (1) запишемо рівняння руху МТА наступним чином:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + \frac{1}{2} m_2 (2 \ddot{x}_1 - 2 a_1 \sin \varphi_1 (\dot{\varphi}_1)^2 + 2 a_1 \cos \varphi_1 \ddot{\varphi}_1 - 2 a_2 \sin \varphi_2 (\dot{\varphi}_2)^2 + 2 a_2 \cos \varphi_2 \ddot{\varphi}_2) + \frac{1}{2} m_3 (2 \ddot{x}_1 - \\ - 2 a_1 \sin \varphi_1 (\dot{\varphi}_1)^2 + 2 a_1 \cos \varphi_1 \ddot{\varphi}_1 - 2 a_2 \sin \varphi_2 (\dot{\varphi}_2)^2 + 2 a_2 \cos \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 - 2 a_3 \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_3)^2 + 2 a_3 \cos \varphi_3 \ddot{\varphi}_3) + \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x - \frac{\partial \Pi}{\partial x}; \\ m_1 \ddot{y}_1 + \frac{1}{2} m_2 (2 \ddot{y}_1 - 2 a_1 \cos \varphi_1 (\dot{\varphi}_1)^2 - 2 a_1 \sin \varphi_1 \ddot{\varphi}_1 - 2 a_2 \cos \varphi_2 (\dot{\varphi}_2)^2 - 2 a_2 \sin \varphi_2 \ddot{\varphi}_2) + \frac{1}{2} m_3 (2 \ddot{y}_1 - \\ - 2 a_1 \cos \varphi_1 (\dot{\varphi}_1)^2 - 2 a_1 \sin \varphi_1 \ddot{\varphi}_1 - 2 a_2 \cos \varphi_2 (\dot{\varphi}_2)^2 - 2 a_2 \sin \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 - 2 a_3 \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_3)^2 - 2 a_3 \sin \varphi_3 \ddot{\varphi}_3) + \frac{\partial T}{\partial y} = Q_y - \frac{\partial \Pi}{\partial y}; \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{2} m_2 (2 \ddot{\varphi}_1 - a_1 \sin \varphi_1 (\dot{\varphi}_1)^2 + a_1 \cos \varphi_1 \ddot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 (\dot{\varphi}_2)^2 + a_2 \cos \varphi_2 \ddot{\varphi}_2) a_1 \cos \varphi_1 - 2 (\ddot{x}_1 + a_1 \times \\ \times \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 + a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2) a_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - 2 (\ddot{y}_1 - a_1 \sin \varphi_1 (\dot{\varphi}_1)^2 - a_1 \cos \varphi_1 \ddot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 (\dot{\varphi}_2)^2 - \\ - a_2 \cos \varphi_2 \ddot{\varphi}_2) a_1 \sin \varphi_1 - 2 (\ddot{x}_1 - a_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2) a_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 + \frac{1}{2} m_3 (2 (\ddot{x}_1 - a_1 \sin \varphi_1 \times \\ \times (\dot{\varphi}_1)^2 + a_1 \cos \varphi_1 \ddot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 (\dot{\varphi}_2)^2 + a_2 \cos \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 - a_3 \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_3)^2 + a_3 \cos \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 - a_4 \sin \varphi_3 \times \\ \times (\dot{\varphi}_3)^2 + a_4 \cos \varphi_3 \ddot{\varphi}_3) a_1 \cos \varphi_1 - 2 (\ddot{x}_1 + a_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 + a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 + a_3 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3 + a_4 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3) \times \\ \times a_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - 2 (\ddot{y}_1 - a_1 \cos \varphi_1 (\dot{\varphi}_1)^2 - a_1 \sin \varphi_1 \ddot{\varphi}_1 - a_2 \cos \varphi_2 (\dot{\varphi}_2)^2 - a_2 \sin \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 - a_3 \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_3)^2 - \\ \times (\dot{\varphi}_3)^2 - a_3 \sin \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 - a_2 \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_3)^2 - a_2 \sin \varphi_3 \ddot{\varphi}_3) a_1 \sin \varphi_1 - 2 (\ddot{x}_1 - a_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - \\ - a_3 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3 - a_2 \sin \varphi_3 \ddot{\varphi}_3) a_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1) + \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = Q_{\varphi_1} - C_{12} (\varphi_2 - \varphi_1); \\ \frac{1}{2} m_2 (2 (\ddot{x}_1 - a_1 \sin \varphi_1 (\dot{\varphi}_1)^2 + a_1 \cos \varphi_1 \ddot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 (\dot{\varphi}_2)^2 + a_2 \cos \varphi_2 \ddot{\varphi}_2) a_2 \cos \varphi_2 - 2 (\ddot{x}_1 + a_1 \times \\ \times \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 + a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2) a_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - 2 (\ddot{y}_1 - a_1 \cos \varphi_1 (\dot{\varphi}_1)^2 - a_1 \sin \varphi_1 \ddot{\varphi}_1 - a_2 \cos \varphi_2 (\dot{\varphi}_2)^2 - \\ - a_2 \sin \varphi_2 \ddot{\varphi}_2) a_2 \sin \varphi_2 - 2 (\ddot{x}_1 - a_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2) a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2) + J_2 \ddot{\varphi}_2 + \frac{1}{2} m_3 (2 (\ddot{x}_1 - \\ - a_1 \sin \varphi_1 (\dot{\varphi}_1)^2 + a_1 \cos \varphi_1 \ddot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 (\dot{\varphi}_2)^2 + a_2 \cos \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 - a_3 \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_3)^2 + a_3 \cos \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 - \\ \times \varphi_2 - a_4 \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_3)^2 + a_4 \cos \varphi_3 \ddot{\varphi}_3) (a_2 \cos \varphi_2 + a_3 \cos \varphi_3) + 2 (\ddot{x}_1 + a_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 + a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 \times \\ \times \varphi_2 + a_3 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3 + a_4 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3) (-a_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - a_3 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3) + 2 (\ddot{y}_1 - a_1 \cos \varphi_1 (\dot{\varphi}_1)^2 - a_1 \times \\ \times \sin \varphi_1 \ddot{\varphi}_1 - a_2 \cos \varphi_2 (\dot{\varphi}_2)^2 - a_2 \sin \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 - a_3 \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_3)^2 - a_3 \sin \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 - a_2 \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_3)^2 - \\ - a_2 \sin \varphi_3 \ddot{\varphi}_3) (-a_2 \sin \varphi_2 - a_3 \sin \varphi_3) + 2 (\ddot{x}_1 - a_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - a_3 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3 - \\ - a_2 \sin \varphi_3 \ddot{\varphi}_3) (-a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - a_3 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3) + \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = Q_{\varphi_2} - C_{12} (\varphi_2 - \varphi_1); \\ \frac{1}{2} m_3 (2 (\ddot{x}_1 - a_1 \sin \varphi_1 (\dot{\varphi}_1)^2 + a_1 \cos \varphi_1 \ddot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 (\dot{\varphi}_2)^2 + a_2 \cos \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 - a_3 \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_3)^2 + a_3 \cos \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 - \\ \times \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3 - a_4 \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_3)^2 + a_4 \cos \varphi_3 \ddot{\varphi}_3) a_4 \cos \varphi_3 - 2 (\ddot{x}_1 + a_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 + a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 + a_3 \times \\ \times \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3 + a_4 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3) a_4 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3 - 2 (\ddot{y}_1 - a_1 \cos \varphi_1 (\dot{\varphi}_1)^2 - a_1 \sin \varphi_1 \ddot{\varphi}_1 - a_2 \cos \varphi_2 (\dot{\varphi}_2)^2 - \\ - a_2 \sin \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 - a_3 \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_3)^2 - a_3 \sin \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 - a_2 \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_3)^2 - a_2 \sin \varphi_3 \ddot{\varphi}_3) a_4 \sin \varphi_3 - 2 (\ddot{x}_1 - \\ - a_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - a_3 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3 - a_2 \sin \varphi_3 \ddot{\varphi}_3) a_2 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3) + J_3 \ddot{\varphi}_3 = Q_{\varphi_3} - C_{23} (\varphi_3 - \varphi_2), \end{aligned} \quad (5)$$

$$\text{де } \frac{\partial T}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0;$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= \frac{1}{2} m_2 (-2(a_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 + a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 a_1) \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - 2(a_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2) \times \\
&\times a_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1) + \frac{1}{2} m_3 (-2(a_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 + a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 + a_3 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3 + a_4 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3) \times \\
&\times a_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - 2(a_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - a_3 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - a_2 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3) a_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1; \\
\frac{\partial T}{\partial \varphi_2} &= \frac{1}{2} m_2 (-2(a_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 + a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 a_1) \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - 2(a_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2) \times \\
&\times a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 + \frac{1}{2} m_3 (2(a_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 + a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 + a_3 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3 + a_4 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3) (-a_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - \\
&- a_3 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2) + 2(a_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - a_3 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - a_2 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3 - a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - a_3 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2)); \\
\frac{\partial T}{\partial \varphi_3} &= \frac{1}{2} m_3 (-2(a_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 + a_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 + a_3 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3 + a_4 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3) a_4 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3 - \\
&- 2(a_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - a_3 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - a_2 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3) a_2 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3).
\end{aligned}$$

Для визначення узагальнених сил, які відповідають узагальненим координатам, будемо використовувати інші математичні залежності.

Висновки. В статті розглянуті питання визначення кінетичної енергії комбінованого машинного агрегату. В результаті математичного моделювання було з'ясовано, що кінетична енергія комбінованого агрегату складається з кінетичних енергій його складових: поступального руху центру мас сівалки, кінетичної енергії обертального руху центру мас сівалки, кінетичних енергій поступального та обертального руху центру мас трактора і центру мас культиватора.

Список використаної літератури:

1. Авдеев В. М. Устойчивость и управляемость движения колесного шарнирно-сочлененного трактора по грунту в составе сельскохозяйственного агрегата: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / В. М. Авдеев. – Харьков, 1985. – 22 с.
2. Антощенко В. Н. Повышение точности вождения машинно-тракторного агрегата в технологическом процессе междурядной обработки сахарной свеклы: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 / В. Н. Антощенко. – Харьков, 1991. – 20 с.
3. Антощенко Р. В. Підвищення ефективної експлуатації комбінованих ґрунтообробно-посівних агрегатів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації с.-г. виробництва» / Антощенко Роман Вікторович. – Харків, 2010. – 21 с.
4. Артьомов Н. П. Повышение устойчивости движения пахотного агрегата при изменении технических параметров системы управления: дисс. кандидата техн. наук: 05.05.11 «Машины и средства механизации с.-х. производства» / Артьомов Николай Прокофьевич. – Харьков, 2006. – 179 с.
5. Гячев Л. В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / Л. В. Гячев. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.
6. Лебедев А. Т. Гидропневматические приводы тракторных агрегатов / А. Т. Лебедев. – М.: Машиностроение, 1982. – 184 с.
7. Пащенко В. Ф. Методика построения математических моделей устойчивости функционирования механических систем: монография / В.Ф. Пащенко, В.В. Ким. – Х.: ХНАУ им. В.В. Докучаева, 2010. – 115 с.: ил.
8. Рославцев А. В. Экспериментальные исследования устойчивости движения и управляемости многозвенных машинно-тракторных агрегатов / А. В. Рославцев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1994. – №1. – С. 10-11.

Ярошенко П. Н. Об определении кинетической энергии комбинированных машинных агрегатов.

В статье рассмотрен вопрос определения системы уравнений, которые описывают кинетическую энергию комбинированного машинного агрегата во время его работы.

Ключевые слова - кинетическая энергия, машинный агрегат, устойчивость движения, угол поворота, обобщенные координаты, потенциальная энергия системы, система уравнений.

Yaroshenko P. About determination kinetic energy of combined machine aggregates.

A machine aggregate as mechanical system shows by itself connection of one or a few agricultural machines, transmission mechanism (coupling, hydrogacka) and power part (tractor). In this work as power part of machine tractor aggregate the wheeled arable-cultivated agricultural tractor that has a frame (basis) as a hard frame with transversal longerons is examined. On this frame all basic knots of tractor, including hanging systems (front and back), are mounted. Determination of kinetic energy of such aggregate is a task is difficult enough and requires knowledge of sizes of the masses and rates of movement of bodies that enter to him.

At research of firmness and dirigibility of motion different after constructions and functional settings agricultural machine tractor aggregates can be presented as the united elementary kinematics links that assume possibility of the horizontal moving one in relation to other. Scientists (Avdeev V. M., Antoshenkov R.V, Artiymov N. P., Gjathev L. V., Lebedev A. T., Roslavthev A. V. but other), that conducted research on firmness of motion of agricultural MTA multimass models used, as a rule, with many degrees of liberty.

For the estimation of firmness of motion models were used with the corners of turn of aggregates in relation to each other and to the accepted axes of the generalized coordinates, or model with the variable coordinates of motion of aggregate.

The analysis of motion of agricultural aggregates the dynamic models of that were given as two was conducted in the researches marked higher, three, four and five element models.

The first assumption is acceptable to most tractors and agricultural machines. Their frames (or half-frame) show by itself hard enough constructions, deformations of that are small and does not influence on processes that is examined.

The second assumption is acceptable to consideration of MTA in the process of direct implementation of technological operation, when the vibrations of speeds are insignificant.

The third assumption consists in that at the calculation of firmness and dirigibility of motion the vertical moving of MTA is not examined. It assumption is just because in the task of researches the estimation of influence of elements of pendant is not included on firmness and dirigibility. Obviously, that at the decision of such circle of tasks it follows to specify a calculation chart, including for her large knots and aggregates as the separate masses and to take into account inequalities of underlayment.

Fourth assumption talks that at the symmetric placing of agricultural machines on a tractor that has

a self-locking differential, the unevenness of coupling properties will be compensated, but she takes place, as well as different forces of resistance of rolling, and that is why they must be taken into account in a mathematical model.

Fifth assumption is acceptable to consideration of rectilineal motion of MTA, that has the hanging machines hardly coupled with a tractor.

Sixth assumption is acceptable to consideration of firmness and dirigibility of motion of MTA, that executes a technological operation with the high degree of observance of technological admittances, when even insignificant oscillation of directing wheels will result in deviation from a rectilineal trajectory.

It was found out as a result of mathematical design, that kinetic energy of the combined aggregate consists of kinetic energies of his constituents: forward motion of centre-of-mass seeder, kinetic energy of rotatory motion of centre-of-mass seeder, kinetic energies of forward and rotatory motion of centre-of-mass of tractor and centre-of-mass of cultivator.

Keywords: *kinetic energy, machine aggregate, stability of motion, corner of turn, generalized coordinates, potential energy of the system, system of equalizations.*