



УДК 631.37

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ПОВОРОТКОСТІ ДВОМАШИННОГО МТА

Масалабов В.М., інженер,
СВК «Дружба», Мелітопольський р-н, Запорізька обл.
Надикто В.Т., д.т.н., член-кореспондент НААН України,
Таврійський державний агротехнологічний університет,
Тел. (0619) 42-06-94, e-mail: imesh@zp.ukrtel.net

Анотація – здійснено теоретичний аналіз впливу конструктивних параметрів двомашинної напівнавісної зчіпки на поворотність посівного машинно-тракторного агрегату.

Ключові слова – зчіпка, подовжувач, поворотність, радіус повороту, центр повороту, кривизна.

Постановка мети. Статичну поворотність двомашинного посівного МТА розглянуто в роботі [1]. На основі проведених досліджень в ній викладено результати обґрунтування параметрів приєднання двох причіпних сівалок типу СЗ-3,6 до трактора за допомогою нової напівнавісної зчіпки. В першу чергу увага приділялась обґрунтуванню довжини її подовжувача.

Метою даної роботи є здійснення наступного кроку - дослідження динамічної поворотності посівного машинно-тракторного агрегату.

Методика. Для роботи з двома вказаними сівалками достатньо трактора, який має лише задній ведучий міст. Створюваного ним тягового зусилля вистачає для здійснення як маневрування на поворотній смузі, так і виконання робочого руху посівного МТА. Тим більше, що під час його холостого ходу (тобто повороту) тяговий опір сівалок визначається лише опором їх перекокування.

При повороті на розглядуваний машинно-тракторний агрегат діє низка відповідних сил. В першу чергу, це рушійна сила задніх (F_a) і сила опору коченню передніх (P_{fa}) коліс трактора (рис.1). Прикладені вони в точках А і В, які представляють середини відповідних мостів. Для здійснення подальших кроків саме в цих точках доцільно розмістити розділену на дві частини масу трактора. Причому, масу, яка зосереджена в середині заднього моста, збільшимо на масу жорстко (в горизонтальній площині) навішеної зчіпки. Масою її подовжувача (l_y) можна знехтувати.

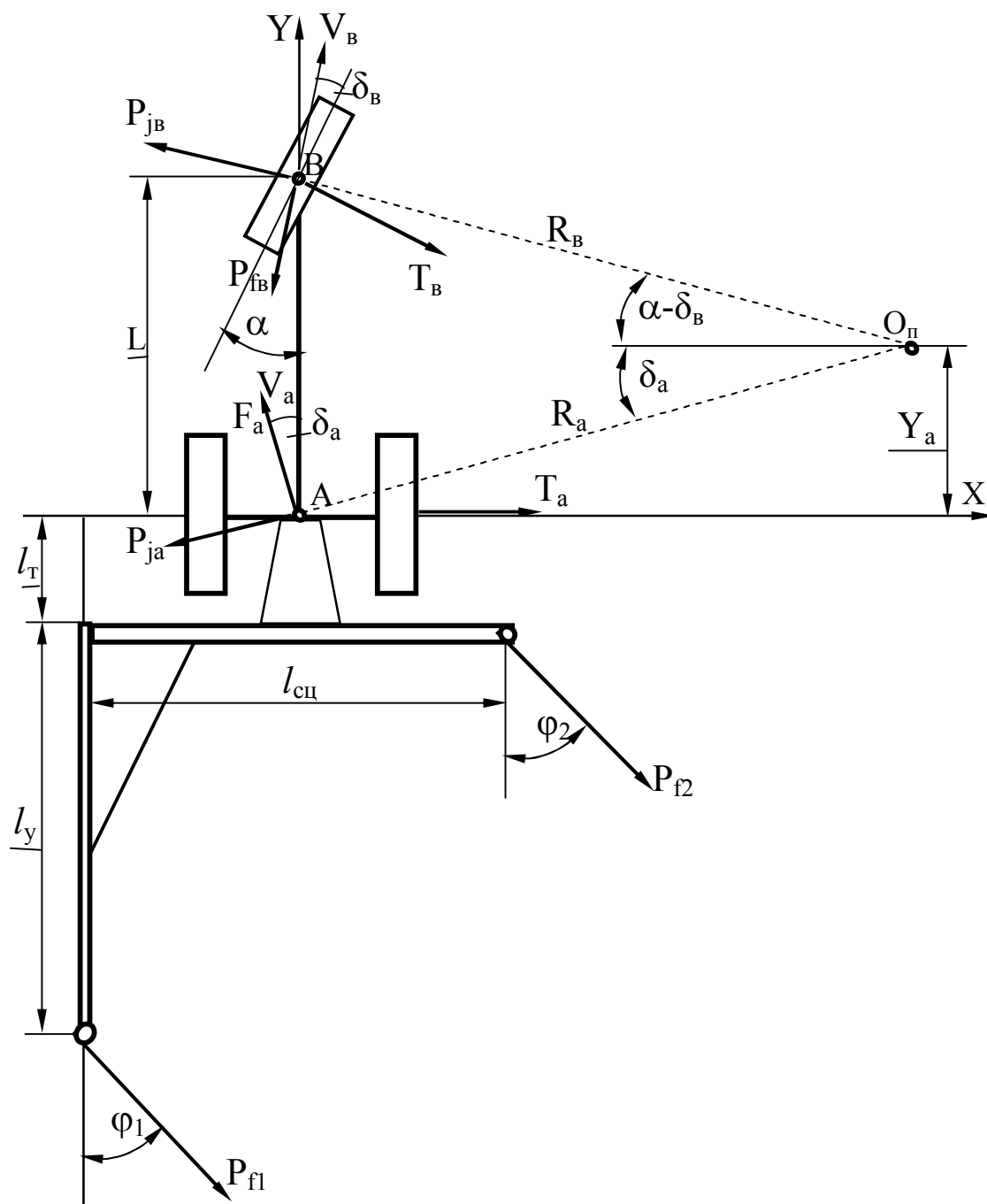


Рис.1. Схема динамічного повороту двомашинного МТА.

З урахуванням вищевикладеного, в точках А і В зосередимо відцентрові сили інерції P_{ja} і P_{jb} та бокові сили T_a і T_b . Причому, якщо перші направлені вдовж радіусів $O_{\Pi}A$ і $O_{\Pi}B$, то другі – перпендикулярно площинам коліс відповідних мостів трактора.

При здійсненні руху на поворотній смузі вплив технологічної частини агрегату на трактор зі зчіпкою представлений силами опору кочення причіпних сівалок P_{f1} і P_{f2} (див. рис.1).

Під впливом зовнішніх сил колеса трактора перекочуються з уводом шин, кути яких для передньої осі – δ_B , а для задньої – δ_a . Із-за прояву явища уводу шин миттєвий центр повороту машинно - тракторного агрегату зміщується у поздовжньому напрямку на величину Y_a (див. рис.1).

Знаючи зовнішні сили, що діють на МТА, нам необхідно визначити два невідомі параметри: радіус повороту R_a і зміщення його центру - Y_a . Для розв'язання цієї задачі достатньо мати систему із двох незалежних рівнянь. Ними можуть бути сума проєкцій всіх сил на вісь АУ (див. рис.1) та сума створюваних цими силами моментів відносно т.А. Тобто

$$\left. \begin{aligned} \sum AY &= 0; \\ \sum M(A) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Складемо обидва рівняння системи (1). З урахуванням мализни кутів δ_a і δ_B вони є такими:

$$\left. \begin{aligned} 1) P_{jB} \cdot (\sin\alpha - \cos\alpha \cdot \delta_B) - P_{fB} \cdot (\cos\alpha + \sin\alpha \cdot \delta_B) - T_B \cdot \sin\alpha + F_a - \\ - P_{jA} \cdot \delta_a - P_{f2} \cdot \cos\varphi_2 - P_{f1} \cdot \cos\varphi_1 = 0. \\ 2) T_B \cdot \cos\alpha \cdot L - P_{jB} \cdot (\cos\alpha + \sin\alpha \cdot \delta_B) \cdot L - P_{fB} \cdot (\sin\alpha - \cos\alpha \cdot \delta_B) \cdot L + \\ + P_{f2} \cdot (\cos\varphi_2 \cdot l_{c1}/2 - \sin\varphi_2 \cdot l_T) - P_{f1} \cdot (\sin\varphi_1 \cdot l_T + \cos\varphi_1 \cdot l_{c1}/2) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Бокові сили в системі рівнянь (2) можна виразити так:

$$\left. \begin{aligned} T_a &= k_a \cdot \delta_a; \\ T_B &= k_B \cdot \delta_B; \end{aligned} \right\}$$

де k_a і k_B – коефіцієнти опору уводу шин задніх і передніх коліс трактора. Вказані коефіцієнти пропонується визначати із формул, запропонованих Р.Смілеєм і В.Горном [2].

Для визначення кутів уводу шин трактора звернемося до рис.1. Із його аналізу випливає, що

$$\sin\delta_a = Y_a/R_a.$$

Умовимося величину $1/R_a$ називати кривизною і позначимо її символом **K**. Тоді з урахуванням цього та мализни кута δ_a остаточно отримуємо:

$$\sin\delta_a \approx \delta_a = Y_a \cdot K. \quad (3)$$

Кут уводу шин задніх коліс трактора можна знайти із наступної залежності:

$$\text{tg}(\alpha - \delta_B) = (L - Y_a)/R_a \cdot \cos\delta_a.$$

Враховуючи мализну кута уводу δ_B , а також те, що [3]:

$$\text{tg}(\alpha - \delta_B) = \frac{\text{tg}\alpha - \text{tg}\delta_B}{1 + \text{tg}\alpha \cdot \text{tg}\delta_B},$$

остаточно отримуємо:

$$\delta_B = \frac{\text{tg}\alpha - (L - Y_a) \cdot K}{1 + \text{tg}\alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K}$$

Тепер знайдемо відцентрові сили інерції. Формули для їх розрахунку мають наступний вид:

$$\begin{aligned} P_{ja} &= M_a \cdot V_a \cdot \omega_a; \\ P_{jb} &= M_b \cdot V_b \cdot \omega_b, \end{aligned}$$

де M_a, M_b – маси трактора, які припадають на його задній і передній мости відповідно;

V_a, V_b – лінійні швидкості середин мостів трактора;

ω_a, ω_b – абсолютні кутові швидкості середин мостів трактора.

Під час здійснення повороту машинно-тракторного агрегату на основі відносно такого короткобазового енергетичного засобу, яким є універсально - просапний трактор тягового класу 1,4, різницею між лінійними швидкостями середин його мостів можна зневажити і вважати, що

$$V_a \approx V_b \approx V_{\pi},$$

де V_{π} – швидкість руху МТА на поворотній смузі.

З урахуванням цього маємо:

$$\begin{aligned} P_{ja} &= M_a \cdot V_{\pi} \cdot \omega_a; \\ P_{jb} &= M_b \cdot V_{\pi} \cdot \omega_b. \end{aligned}$$

Кутові швидкості повороту середин мостів трактора можна знайти із таких міркувань. Точка А, наприклад, обертається за одиницю стрілкою відносно центру повороту агрегату O_{π} зі швидкістю V_a/R_a (див. рис.1). Одночасно з цим воєна у зворотному напрямку повертається на кут уводу δ_a зі швидкістю $\dot{\delta}_a$. В результаті маємо:

$$\omega_a = V_a/R_a - \dot{\delta}_a = V_{\pi} \cdot K - \dot{\delta}_a.$$

Після визначення похідної з урахуванням (3) в кінцевому рахунку отримаємо:

$$P_{ja} = M_a \cdot V_{\pi} \cdot (V_{\pi} \cdot K - \dot{Y}_a \cdot K - Y_a \cdot \dot{K}).$$

Для точки В аналогічно знаходимо:

$$\omega_b = V_{\pi} \cdot K - \dot{\delta}_b.$$

Похідна кута повороту середини передньої осі трактора має де-що складніший вигляд і є такою:

$$\dot{\delta}_b = \frac{[\dot{Y}_a \cdot K + Y_a \cdot \dot{K} - L \cdot \dot{K}] \cdot [1 + \operatorname{tg}^2 \alpha]}{[1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]^2}$$

Відцентрова сила інерції при цьому має наступний вигляд:

$$P_{jb} = M_b \cdot V_{\pi} \cdot \{V_{\pi} \cdot K - [\dot{Y}_a \cdot K + \dot{K} (Y_a - L)] \cdot [1 + \operatorname{tg}^2 \alpha] / [1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]^2\}$$

Знаючи кути уводу, бокові сили, які діють на трактор, тепер можна записати таким чином:

$$\begin{aligned} T_a &= k_a \cdot Y_a \cdot K; \\ T_b &= k_b \cdot [\operatorname{tg} \alpha - (L - Y_a) \cdot K] / [1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]. \end{aligned}$$

За умови наявності уводу шин коліс трактора формули для розрахунку кутів повороту сівалок матимуть інший вид. З метою їх визначення спочатку розглянемо трикутник $O_{\pi} O^1 Y_1$ (рис.2).

Для знаходження другого кута розглянемо трикутник $O_{п}X_1Y_2$. Міркуючи аналогічно, із його аналізу остаточно маємо:

$$\operatorname{tg}\varphi_2 = \frac{K \cdot [Y_a + l_T + (l_{сц}/\cos\varphi_2)]}{1 - (l_{сц}/2) \cdot K}$$

В кінцевому рахунку математичну модель повороту розглядуваного двомашинного МТА можна записати у вигляді наступної системи двох диференціальних (основних) і восьми алгебраїчних рівнянь:

$$(4) \left\{ \begin{array}{l} 1) P_{jв} \cdot (\sin\alpha - \cos\alpha \cdot \delta_B) - P_{fв} \cdot (\cos\alpha + \sin\alpha \cdot \delta_B) - T_B \cdot \sin\alpha + F_a - P_{ja} \cdot \delta_a - \\ - P_{f2} \cdot \cos\varphi_2 - P_{f1} \cdot \cos\varphi_1 = 0; \\ 2) T_B \cdot \cos\alpha \cdot L - P_{jв} \cdot (\cos\alpha + \sin\alpha \cdot \delta_B) \cdot L - P_{fв} \cdot (\sin\alpha - \cos\alpha \cdot \delta_B) \cdot L + \\ + P_{f2} \cdot (\cos\varphi_2 \cdot l_{сц}/2 - \sin\varphi_2 \cdot l_T) - P_{f1} \cdot (\sin\varphi_1 \cdot l_T + \cos\varphi_1 \cdot l_{сц}/2) = 0; \\ 3) P_{ja} = M_a \cdot V_{п} \cdot (V_{п} \cdot K - \dot{Y}_a \cdot K - Y_a \cdot \dot{K}); \\ 4) P_{jв} = M_B \cdot V_{п} \cdot \{V_{п} \cdot K - [\dot{Y}_a \cdot K + \dot{K} \cdot (Y_a - L)] \cdot [1 + \operatorname{tg}^2\alpha] / [1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]\}^2; \\ 5) T_a = k_a \cdot Y_a \cdot K; \\ 6) T_B = k_B \cdot [\operatorname{tg}\alpha - (L - Y_a) \cdot K] / [1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]; \\ 7) \operatorname{tg}\varphi_1 = K \cdot [Y_a + l_T + l_y + (l_{сц}/\cos\varphi_1)] / [1 + (l_{сц}/2) \cdot K]; \\ 8) \operatorname{tg}\varphi_2 = K \cdot [Y_a + l_T + (l_{сц}/\cos\varphi_2)] / [1 - (l_{сц}/2) \cdot K]; \\ 9) \delta_a = Y_a \cdot K; \\ 10) \delta_B = [\operatorname{tg}\alpha - (L - Y_a) \cdot K] / [1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K] \end{array} \right.$$

У отриманій моделі (4) невідомими виступають два параметри:

- 1) кривизна траєкторії руху $K=1/R_a$;
- 2) координата зміщення центру повороту Y_a .

Вхідним параметром, який задають динаміку руху дослідного машинно-тракторного агрегату, є:

- кут повороту керованих коліс трактора α ;
- швидкість руху МТА на поворотній смузі $V_{п}$.

У якості перемінного параметру математичної моделі, вибір якого потребує обґрунтування, виступає довжина подовжувача зчіпки l_y .

Силу опору коченню переднього мосту трактора $P_{fв}$ знаходимо із наступного загальновідомого виразу:

$$P_{fв} = M_B \cdot g \cdot f_k,$$

де f_k – коефіцієнт опору кочення; g – прискорення вільного падіння.

Робота досліджуваного нами МТА здійснюється на полі, підготовленому до сівби. Для цього фону $f_k = 0,16$.

Експлуатаційна вага трактора тягового класу 1,4 (МТЗ-80, наприклад), становить 3300 кг. Із них приблизно 40%, тобто 1320 кг припадає на передній міст.

З урахуванням цього маємо:

$$P_{fв} = 1320 \cdot 9,81 \cdot 0,16 = 2070 \text{ Н.}$$

Тяговий опір сівалок типу СЗ-3,6 на поворотній смузі практично однаковий і становить:

$$P_{f1} = P_{f2} = M_c \cdot g \cdot f_k,$$

де M_c – експлуатаційна маса сівалки. У повністю заправленому стані вона складає 1580 кг. В результаті отримуємо:

$$P_{f1} = P_{f2} = 1580 \cdot 9,81 \cdot 0,16 = 2480 \text{ Н.}$$

Сила тяги задніх коліс трактора (F_a) з достатньою для практики точністю може бути знайдена із наступної залежності:

$$F_a = P_{fb} + P_{f1} + P_{f2} = 2072 + 2 \cdot 2480 = 7030 \text{ Н.}$$

Швидкістю руху посівного агрегату на поворотній смузі будемо варіювати від 1 до 3 м/с з інтервалом через кожний 1 м/с.

Що стосується кута повороту керованих коліс трактора, тобто керуючого впливу, то його значину будемо змінювати в діапазоні 0,02...0,50 рад. з інтервалом 0,06 рад.

Для усталеного повороту, коли $\dot{Y}_a = \dot{K} = 0$, систему рівнянь (4) можна записати у такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} 1) & P_{jв} \cdot (\sin\alpha - \cos\alpha \cdot \delta_в) - P_{fb} \cdot (\cos\alpha + \sin\alpha \cdot \delta_в) - T_в \cdot \sin\alpha + F_a - \\ & - P_{ja} \cdot \delta_a - P_{f2} \cdot \cos\varphi_2 - P_{f1} \cdot \cos\varphi_1 = 0; \\ 2) & T_в \cdot \cos\alpha \cdot L - P_{jв} \cdot (\cos\alpha + \sin\alpha \cdot \delta_в) \cdot L - P_{fb} \cdot (\sin\alpha - \cos\alpha \cdot \delta_в) \cdot L + \\ & + P_{f2} \cdot (\cos\varphi_2 \cdot l_{сн}/2 - \sin\varphi_2 \cdot l_т) - P_{f1} \cdot (\sin\varphi_1 \cdot l_т + \cos\varphi_1 \cdot l_{сн}/2) = 0; \\ 3) & P_{ja} = M_a \cdot V_n^2 \cdot K; \\ 4) & P_{jв} = M_b \cdot V_n^2 \cdot K; \\ 5) & T_a = k_a \cdot Y_a \cdot K; \\ 6) & T_в = k_b \cdot [\operatorname{tg}\alpha - (L - Y_a) \cdot K] / [1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]; \\ 7) & \operatorname{tg}\varphi_1 = K \cdot [Y_a + l_т + l_y + (l_{сн}/\cos\varphi_1)] / [1 + (l_{сн}/2) \cdot K]; \\ 8) & \operatorname{tg}\varphi_2 = K \cdot [Y_a + l_т + (l_{сн}/\cos\varphi_2)] / [1 - (l_{сн}/2) \cdot K]; \\ 9) & \delta_a = Y_a \cdot K; \\ 10) & \delta_в = [\operatorname{tg}\alpha - (L - Y_a) \cdot K] / [1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K] \end{aligned} \right\} (5)$$

Результати і їх аналіз. Розв’язок системи рівнянь (5) в середовищі Mathcad дозволив отримати наступні результати. В першу чергу було встановлено вплив довжини подовжувача зчипки l_y на поздовжню координату зміщення центру повороту (Y_a) і радіус маневру агрегату ($R_a = 1/K$). Як виявилось, збільшення довжини подовжувача зчипки з 2,5 до 3,5 м мало впливає на радіус повороту машинно - тракторного агрегату. Теоретично він зростає (рис.3), але при максимальній значині керуючого впливу (кута α) різниця між значинами цього параметра при мінімальному (2,5 м) і максимальному (3,5 м) рівнях величини l_y не перевищує 0,5 м (менше 10%).

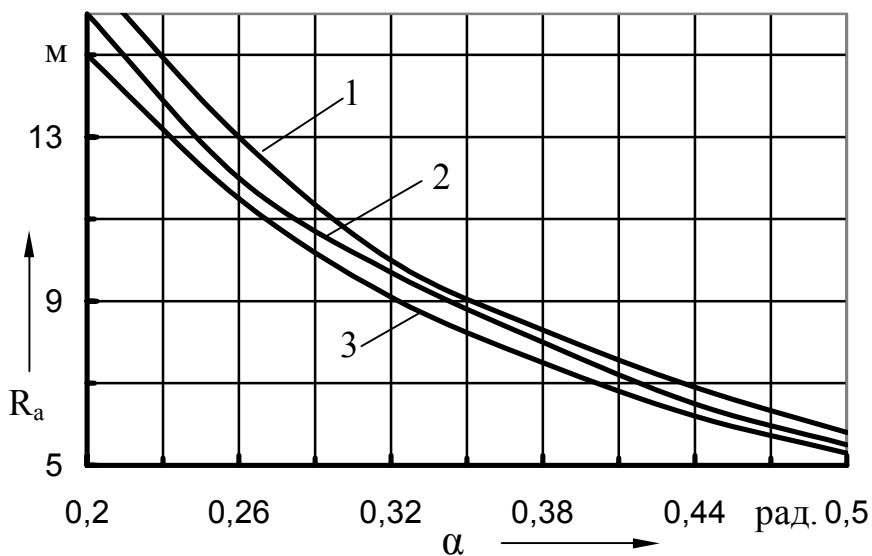


Рис.3. Залежність радіусу повороту МТА від керуючого впливу при різних значинах довжини подовжувача зчіпки l_y : 1 – 2,5 м; 2 – 3,0 м; 3 – 3,5 м.

Крім радіусу повороту, зі збільшенням значини керуючого впливу зменшується величина поздовжньої координати його центру - Y_a . Проте, остання залишається при цьому постійно від'ємною і її абсолютна значина тим більша, чим більшою є довжина подовжувача зчіпки l_y (рис.4).

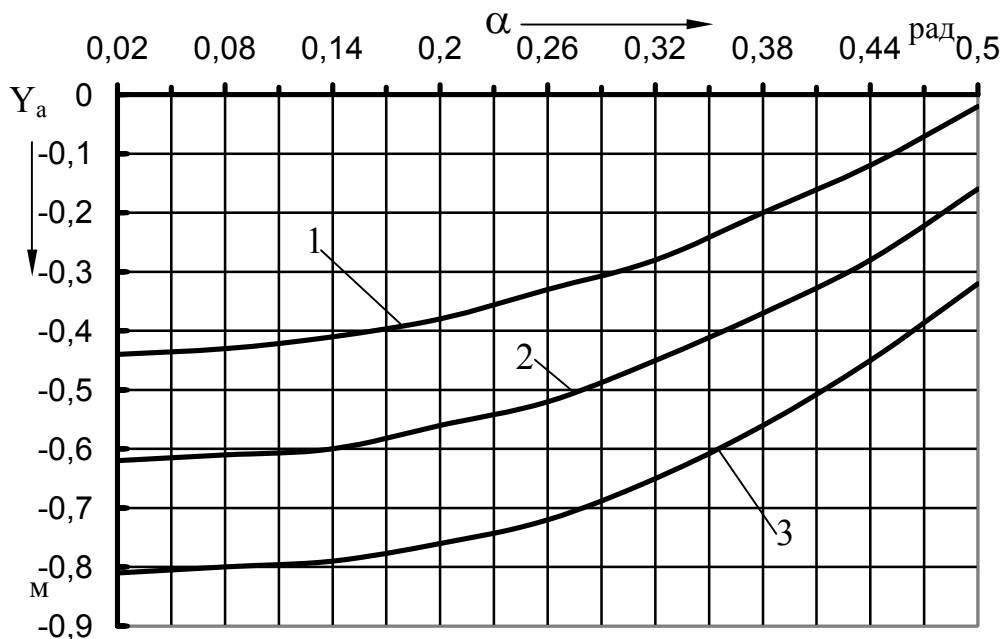


Рис.4. Залежність координати Y_a від кута повороту керованих коліс трактора при різних значинах довжини подовжувача зчіпки l_y : 1 – 2,5 м; 2 – 3,0 м; 3 – 3,5 м.

Слід підкреслити, що отримана залежність між ϵl_y і Y_a є майже постійною в усьому діапазоні зміни кута повороту керованих коліс трактора.

Як показує теоретичний аналіз, від'ємна значина параметра Y_a обумовлена напрямом кута уводу шин задніх коліс енергетичного засобу (δ_a). В даному випадку він протилежний тому, що зображений на рис.1. Причому, його значина при збільшенні довжини подовжувача зчипки до 3,0 м в якісному і кількісному представленнях змінюється мало. Помітно зростає вона лише після збільшення параметра l_y до 3,5 м (крива 6, рис.5).

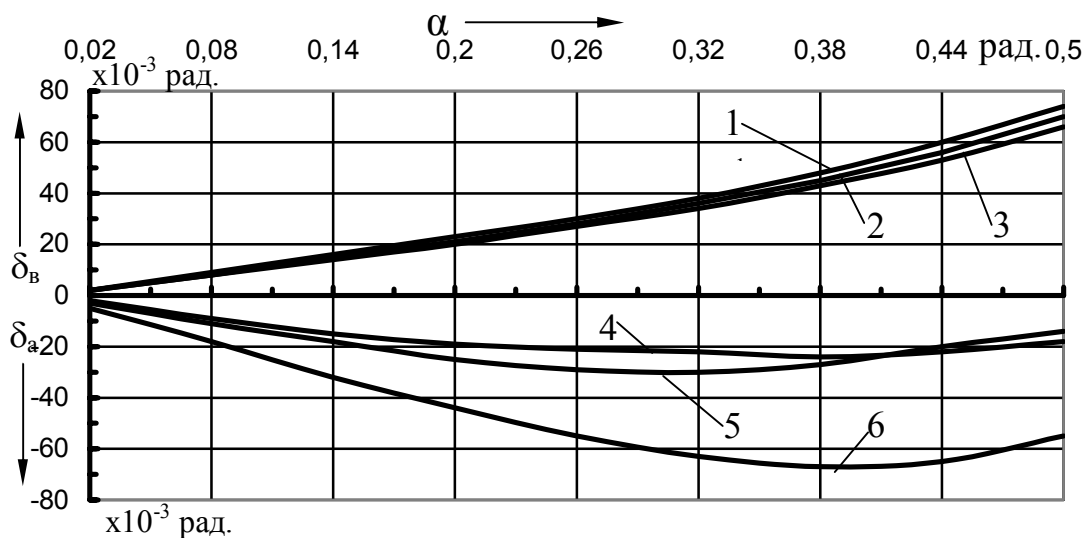


Рис.5. Залежність кутів уводу шин передніх (1-3) і задніх (4-6) коліс трактора від керуючого впливу при різних значинах довжини подовжувача зчипки l_y : 1,4 – 2,5 м; 2,5 – 3,0 м; 3,6 – 3,5 м.

Водночас, кут уводу шин передніх рушіїв трактора (δ_v) постійно має позитивну значину і в усьому діапазоні зміни керуючого впливу практично інваріантний по відношенню до довжини подовжувача зчипки (криві 1-3, рис.5). Його максимальна значина, як і кута δ_a , не перевищує 70×10^{-3} рад. (тобто 4°).

Результати моделювання показують, що зі збільшенням швидкості руху агрегату з 1,0 до 3,0 м/с радіус повороту машинно - тракторного агрегату змінюється мало (рис.6). В цілому ж цей процес має тенденцію до зменшення, яка більш яскраво виражена при швидкості агрегату, більшій за 2,0 м/с.

Отриманий результат вимагає пояснення, оскільки найчастіше збільшення швидкості руху МТА приводить до збільшення радіусу його повороту. В нашому випадку такий характер залежності $R_a = f(V_p)$ обумовлений зменшенням абсолютної значини від'ємної координати зміщення центру повороту машинно-тракторного агрегату Y_a при поступовому зростанні V_p .

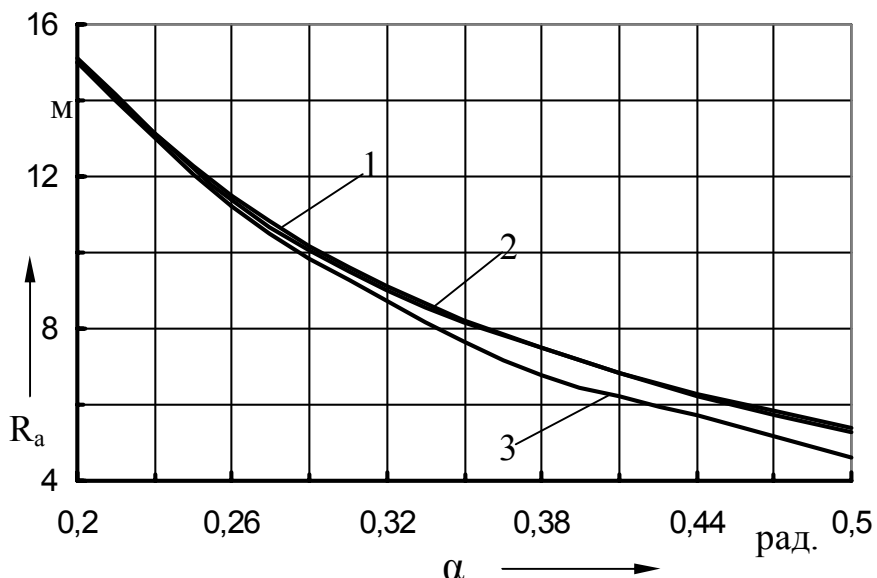


Рис.6. Залежність радіусу повороту МТА від швидкості його руху на поворотній смузі $V_{п}$: 1- 1,0 м/с; 2 – 2,0 м/с; 3 – 3 м/с.

Коли ж швидкість руху агрегату на поворотній смузі становить 3,0 м/с, а керуючий вплив більший за 0,32 рад., вказана координата приймає позитивну значину (крива 3, рис.7).

І хоча при подальшому збільшенні керуючого впливу від 0,32 до 0,50 рад. значина Y_a зростає, радіус повороту машинно-тракторного агрегату замість логічного (на перший погляд) збільшення в дійсності продовжує поступово зменшуватися (крива 3, рис.6).

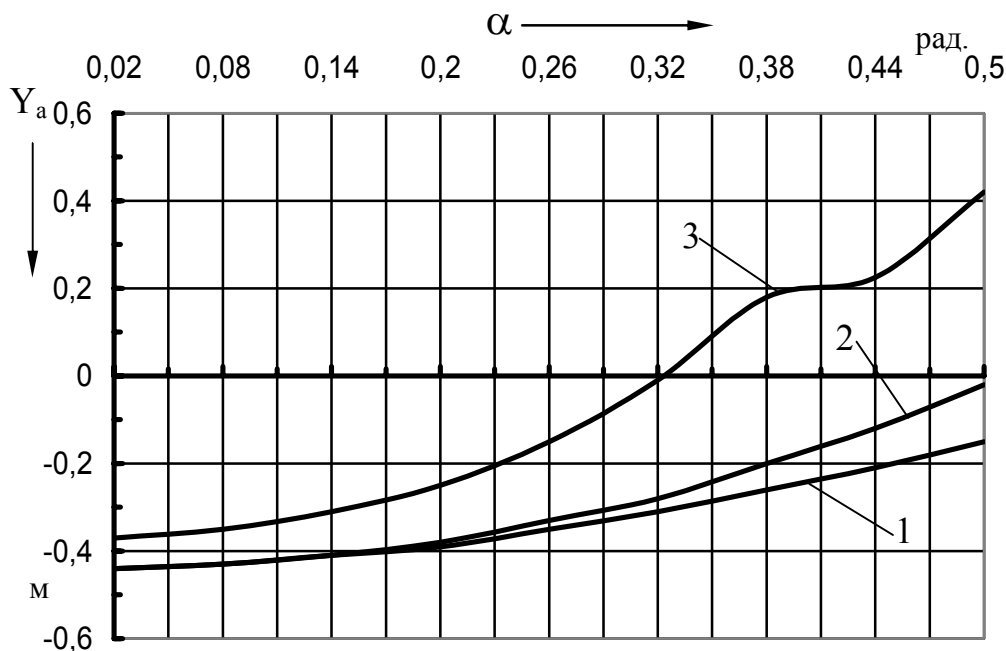


Рис.7. Залежність координати Y_a від кута повороту керованих коліс трактора при різних значинах швидкості руху МТА на поворотній смузі $V_{п}$: 1 – 1,0 м/с; 2 – 2,0 м/с; 3 – 3,0 м/с.

В основі пояснення цього факту лежить динаміка зміни кутів уводу шин передніх (δ_b) і задніх (δ_a) шин трактора. Справа в тому, що при рухові МТА на поворотній смузі зі швидкістю 3,0 м/с і керуючому впливі більшому за 0,32 рад. кут уводу шин задніх рушіїв енергетичного засобу δ_a змінює напрямок на протилежний (позитивний). При $\alpha = 0,5$ рад. його значина взагалі зростає до 0,09 рад., що майже дорівнює значині кута уводу шин передніх рушіїв енергетичного засобу (криві 6 і 3, рис.8).

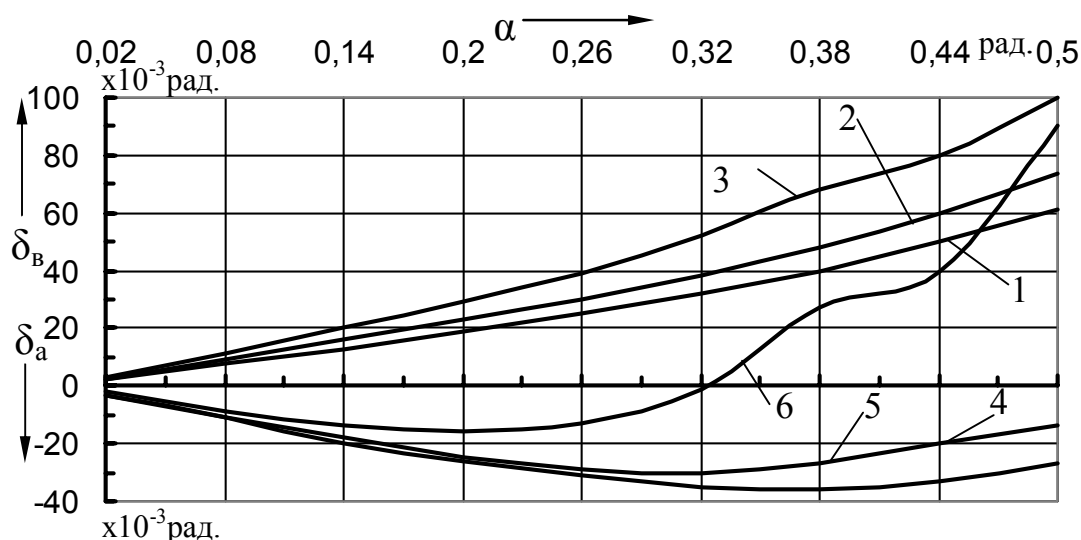


Рис.8. Залежність кутів уводу передніх (1-3) і задніх (4-6) рушіїв трактора від керуючого впливу при різних значинах швидкості руху МТА на поворотній смузі $V_{п}$: 1,4 – 1,0 м/с; 2,5 – 2,0 м/с; 3,6 – 3,0 м/с

Водночас, інтенсивність зростання кутів δ_b і δ_a в діапазоні зміни керуючого впливу $\alpha = 0,32 \dots 0,50$ рад. – різна: а саме, у першого вона вища, ніж у другого. Так, якщо значина кута δ_a при збільшенні α від 0,32 до 0,50 рад. зростає практично вдвічі (крива 3, рис.2.16), то значина кута δ_b збільшується при цьому більше, ніж у 90 разів (крива 6, рис.8). Отримане випередження зростання кута уводу шин задніх коліс трактора по відношенню до кута уводу шин його передніх рушіїв і обумовлює такий стан речей, при якому зростання координати зміщення центру повороту МТА приводить не до збільшення, а до зменшення радіуса його маневру на поворотній смузі.

Висновки. Зі збільшенням значини кута повороту керованих коліс трактора зменшується величина поздовжньої координати його центру - Y_a . Проте, остання залишається при цьому постійно від'ємною і її абсолютна значина тим більша, чим більшою є довжина подовжувача зчіпки l_y . Подальше збільшення довжини подовжувача зчіпки з 2,5 до 3,5 м мало впливає на радіус повороту машинно - тракторного агрегату. У зв'язку

з цим його (подовжувача) значина може залишатися на раніше [1] визначеному рівні – 2,5 м.

Кут уводу шин передніх рушіїв трактора (δ_b) постійно має позитивну значину і в усьому діапазоні зміни керуючого впливу практично інваріантний по відношенню до довжини подовжувача зчїпки. Його максимальна значина, як і кута δ_a , не перевищує 70×10^{-3} рад.

Зі збільшенням швидкості руху агрегату з 1,0 до 3,0 м/с радіус повороту машинно-тракторного агрегату змінюється мало. В цілому цей процес має тенденцію до зменшення, яка більш яскраво виражена при швидкості агрегату, більшій за 2,0 м/с.

Література.

1. Напівнавісна двомашинна зчїпка /Надыкто В.Т., Кюрчев В.М., Аюбов А.М., Масалабов В.М. – Збірник наукових праць ТДАТУ. - Мелітополь, 2009. –Вип.9, т.3. – С. 137 – 143.
2. Тракторы: Теория: [Учебник для студентов вузов по специальности "Автомобили и тракторы"] / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988.-376 с.
3. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов/ И.Н.Бронштейн, К.А.Семендяев. – М.: Наука, 1981.- 720 с.

ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ ПОВОРОТЛИВОСТИ ДВУХМАШИННОГО МТА

Масалабов В.М., Надыкто В.Т.

Аннотация – приведен теоретический анализ влияния конструктивных параметров двухмашинной полунавесной сцепки на поворотливость посевного машинно-тракторного агрегата.

RESEARCH OF DYNAMIC AGILITY TWO-MACHINE UNIT

V.Masalabov, V.Nadykto

Summary

The theoretical analysis influence structural parameters of the two - machines semi hanging coupling is carried out on agility of sowing machine - tractors unit.