

УДК 629.4.075

ДИНАМІКА ПРОЦЕСУ РОЗГОНУ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ СЕРІЇ FENDT 900 VARIO

В.Б. Самородов

Доктор технічних наук, професор, завідувач
кафедри*

Контактний тел.: (057) 707-64-64

E-mail: vadimsamorodov@mail.ru

А.І. Бондаренко

Кандидат технічних наук*

Контактний тел.: (057) 707-64-64

E-mail: anatoliybon@rambler.ru

*Кафедра "Автомобіле- і тракторобудування"

Національний технічний університет

"Харківський політехнічний інститут"

вул. Фрунзе, 21, м. Харків, Україна, 61002

У роботі наведена математична модель двигуна внутрішнього згорання, гідрооб'ємно-механічної трансмісії, описана взаємодія коліс з опорною поверхнею, представлені фізичні та математичні моделі процесу розгону колісних тракторів серії Fendt 900 Vario при русі переднім та заднім ходом, з причепом, що враховують силу тяги на гаку та буксування

Ключові слова: математична модель, розгін, колісний трактор, двигун, трансмісія, колесо, динаміка

В работе приведена математическая модель двигателя внутреннего сгорания, гидрообъемно-механической трансмиссии, описано взаимодействие колес с опорной поверхностью, представлены физические и математические модели процесса разгона колесных тракторов серии Fendt 900 Vario при движении передним и задним ходом, с прицепом, учитывающие силу тяги на крюке и буксование

Ключевые слова: математическая модель, разгон, колесный трактор, двигатель, трансмиссия, колесо, динамика

1. Вступ

На даний момент в сільській місцевості трактори все більше виконують функції транспортних засобів, особливо за кордоном. У Італії трактор є основним сільськогосподарським транспортним засобом. У Германії і Франції на частку тракторних перевезень припадає 70 – 80%.

Об'єм перевезень тракторним транспортом в деяких країнах Західної Європи, таких, як Польща, Болгарія, Угорщина, складає 50 – 60%. Роста використання тракторів при перевезенні сільськогосподарських вантажів і в США. Воно досягає 35% (близько 18% з них оснащені гідрооб'ємно-механічною трансмісією (ГОМТ)).

2. Аналіз останніх досягнень і публікацій

Робота трактора характеризується перехідними динамічними процесами. Такі процеси можуть проходити унаслідок різкого і глибокого порушення балансу моменту двигуна і моменту опору, тому вони є нестаціонарними. Несталим прийнято називати рух тракторного транспортного агрегату на певних ділянках шляху зі швидкістю, що постійно змінюється. Такий рух є невід'ємною частиною і наочним проявом динамічної взаємодії зчпних мас машинно-тракторного агрегату в процесі його експлуатації. Воно супроводжується постійною зміною швидкісних і навантажувальних режимів в складових ланках транспортних агрегатів, яскраво вираженою нерівномірністю опору їх пересуванню.

В роботі [1], наприклад, розгін машинно-тракторного агрегату розділяють на два періоди: рух з місця і розгін. Рухом з місця вважається той проміжок часу, впродовж якого відбувається буксування муфти зчеплення. У момент вирівнювання кутових швидкостей веденого і ведучого валів муфти зчеплення настає період розгону агрегату.

Дослідженню процесу розгону тракторів присвячені роботи Львова Є.Д., Чудакова Д.А., Барського І.Б., Щукіна М.М. та ін. [1 – 4]. Проте це, як правило, розгін колісних тракторів з механічною трансмісією.

Багаточисельними дослідженнями встановлено вплив буксування коліс трактора на експлуатаційно-технологічні показники роботи машинно-тракторного агрегату: зниження продуктивності та прохідності, підвищення питомої витрати палива, знос шин; негативний вплив на фізико-біологічні властивості ґрунту (відхилення від оптимальних характеристик ґрунтів, таких як твердість, пористість, структура, щільність).

На даний момент основна увага при вивченні буксування приділена тракторам з механічною трансмісією. Вплив ГОМТ на процес буксування мало вивчений.

3. Мета та постановка задачі

Метою даної роботи є опис динаміки процесу розгону колісних тракторів серії FENDT 900 VARIO (спрощена 3-D модель зображена на рис. 1) при виконанні транспортних робіт для дослідження в подальшому зміни кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ при буксуванні коліс та впливу ГОМТ на процес буксування. Для досягнення поставленої мети

необхідно розробити фізичні та математичні моделі процесу розгону колісних тракторів серії FENDT 900 VARIO при русі переднім та заднім ходом, з причепом, що враховують силу тяги на гаку та буксування.

4. Динаміка процесу розгону колісних тракторів серії Fendt 900 Vario

Математична модель двигуна внутрішнього згоряння

Дослідженню динаміки двигунів внутрішнього згоряння присвячені роботи [1, 3 – 5], проте більшість з наведених математичних моделей, які описують роботу дизельного двигуна при розгоні, адаптовані під конкретні двигуни.

В роботі [5] наведена та апробована універсальна математична модель дизельного двигуна в відносних величинах, яка враховує завантаження двигуна по крутному моменту і по частоті обертання колінчатого валу, а також положення органу управління подачею палива. Запропонована модель зручна для визначення економічності роботи двигуна та дозволяє аналізувати ефективність законів управління режимами роботи двигуна.

Для визначення параметрів і режимів роботи дизельного двигуна в динамічній постановці завдання зазвичай використовують диференціальне рівняння руху валу двигуна з приведеними до нього параметрами [1, 4]:

$$J \cdot \dot{\omega}_d = M_d - M_o, \quad (1)$$

де J – приведений до колінчатого валу момент інерції мас двигуна, що обертаються;

$\dot{\omega}_d$ – прискорення колінчатого валу двигуна;

M_d – ефективний крутний момент двигуна;

M_o – момент опору руху ($M_o = M_{0a}$).

В роботі [5] вираз (1) представлений в наступному вигляді:

$$J \cdot \dot{\omega}_d = \left(M_{\text{norm}} + \frac{\epsilon_r - \epsilon_\omega}{k_x - 1} \right) \cdot M_{\text{nom}} - M_o, \quad (2)$$

де M_{norm} – нормований крутний момент двигуна;

ϵ_r – коефіцієнт, що характеризує положення органу керування подачею палива;

ϵ_ω – коефіцієнт завантаження двигуна по частоті обертання;

k_x – коефіцієнт, що визначає крутизну регуляторної гілки зовнішньої швидкісної характеристики;

M_{nom} – номінальний крутний момент двигуна.

Нормований крутний момент двигуна [5]:

$$M_{\text{norm}} = \begin{cases} M_k, & \omega_d \in [\omega_{\text{min}}, \omega_{\text{nom}}]; \\ M_p, & \omega_d \in (\omega_{\text{nom}}, \omega_x], \end{cases} \quad (3)$$

де M_k – крутний момент двигуна на коректорній гілці;

ω_{min} – мінімальна кутова швидкість колінчатого валу двигуна;

ω_{nom} – номінальна кутова швидкість колінчатого валу двигуна;

M_p – крутний момент двигуна на регуляторній гілці;

ω_x – максимальна кутова швидкість колінчатого валу двигуна.

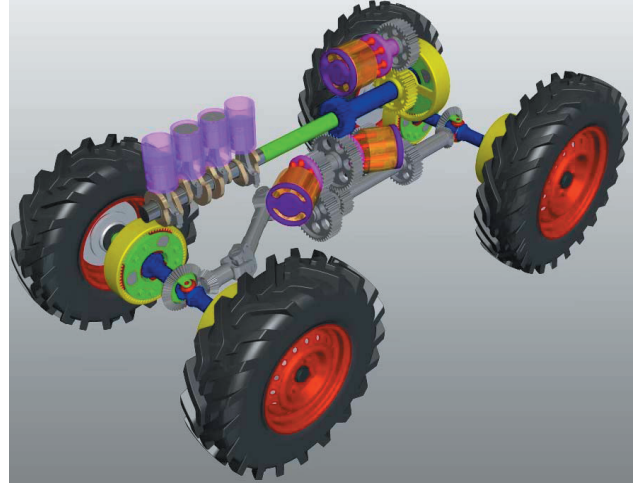


Рис. 1. Спрощена 3-D модель тракторів серії FENDT 900 VARIO

Для опису коректорної гілки можна скористатися одним із способів апроксимації (параболою, поворненою параболою, еліпсом) зовнішньої швидкісної характеристики дизельного двигуна. Застосуємо апроксимацію параболою, причому візьмемо її нормованою, так, щоб в номінальному режимі значення крутного моменту було рівне 1. Тоді коректорна гілка описується виразом [5]:

$$M_k = \frac{\left(\frac{\omega_{M_{\text{max}}}}{\omega_{\text{nom}}} \right)^2 + \left(1 - 2 \cdot \frac{\omega_{M_{\text{max}}}}{\omega_{\text{nom}}} \right) \cdot \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{nom}}} + 2 \cdot \left(\frac{M_{\text{max}} - 1}{M_{\text{nom}}} \right) \cdot \frac{\omega_{M_{\text{max}}}}{\omega_{\text{nom}}}}{\left(1 - \frac{\omega_{M_{\text{max}}}}{\omega_{\text{nom}}} \right)^2} \cdot \epsilon_\omega - \frac{\left(\frac{M_{\text{max}} - 1}{M_{\text{nom}}} \right)}{\left(1 - \frac{\omega_{M_{\text{max}}}}{\omega_{\text{nom}}} \right)^2} \cdot \epsilon_\omega^2, \quad (4)$$

де $\omega_{M_{\text{max}}}$ – частота обертання колінчатого валу двигуна, що відповідає максимальному ефективному крутному моменту;

M_{max} – максимальний ефективний крутний момент двигуна;

M_{nom} – номінальний крутний момент двигуна.

Регуляторна гілка описується виразом [5]:

$$M_p = \left(\frac{\omega_x - \omega_d}{\omega_x - \omega_{\text{nom}}} \right). \quad (5)$$

Коефіцієнт завантаження двигуна по частоті обертання [5]:

$$\epsilon_\omega = \frac{\omega_d}{\omega_{\text{nom}}}. \quad (6)$$

Коефіцієнт, що визначає крутизну регуляторної гілки зовнішньої швидкісної характеристики [5]:

$$k_x = \frac{\omega_x}{\omega_{\text{nom}}}. \quad (7)$$

Якщо подача палива досить інтенсивна, то може статися $\epsilon_r > \epsilon_\omega$, що неприпустимо. В цьому випадку двигун переходить на зовнішню швидкісну характеристику (коректорну гілку) і приймається умова $\epsilon_r = \epsilon_\omega$. При цьому крутний момент, що розвивається двигуном, не залежить від положення органу управління подачею палива.

В ході моделювання величина ϵ_ω може змінюватися в межах $\epsilon_\omega \in [\epsilon_{\omega_{\min}}, k_x]$ ($\epsilon_{\omega_{\min}} = \omega_{\min} / \omega_{\text{nom}}$), а коефіцієнт, що характеризує положення органу управління подачею палива $\epsilon_r \in [\epsilon_{\omega_{\min}} - M_{\text{norm}}(\epsilon_{\omega_{\min}}) \cdot (k_x - 1), 1]$ [5].

Перевагою запропонованої методики є те, що вона дозволяє реалізувати будь-який в часі закон подачі палива ϵ_r .

Математична модель ГОМТ

Для попередньої оцінки параметрів процесу розгону використаємо спрощену динамічну модель ГОМТ (рис. 2), отриману без урахування впливу пружності і демпфування елементів трансмісії.

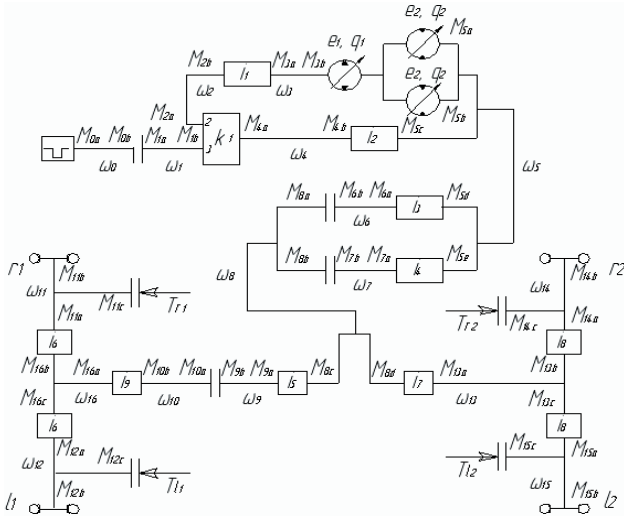


Рис. 2. Структурна схема трансмісії тракторів серії Fendt 900 Vario

Математична модель ГОМТ при розгоні трактора має наступний вигляд:

- система рівнянь, що описує зміну кутових прискорень елементів ГОМТ:

$$\begin{cases} \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_d = 0; & \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_1 = 0; & \dot{\omega}_4 - k \cdot \dot{\omega}_2 + (k-1) \cdot \dot{\omega}_1 = 0; \\ S_1 \cdot \dot{\omega}_4 - S_1 \cdot \dot{\omega}_1 - \dot{\omega}_s = 0; & \dot{\omega}_2 \cdot i_1 - \dot{\omega}_3 = 0; & \dot{\omega}_4 \cdot i_2 - \dot{\omega}_5 = 0; \\ e_1 \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_3 + q_1 \cdot \omega_3 \cdot \dot{e}_1 - 2 \cdot e_2 \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_5 - 2 \cdot q_2 \cdot \omega_5 \cdot \dot{e}_2 = \\ = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{03}|) + 2 \cdot \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{05}|) \right) \cdot \Delta p + \\ + \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{|\omega_{03}|}{dt} + 2 \cdot \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{|\omega_{05}|}{dt} \right) \cdot \Delta p; \\ \dot{\omega}_5 \cdot i_3 - \dot{\omega}_6 = 0; & \dot{\omega}_5 \cdot i_4 - \dot{\omega}_7 = 0; & \dot{\omega}_6 - \dot{\omega}_8 = 0, \Psi = 1; \\ \dot{\omega}_7 - \dot{\omega}_8 = 0, \Psi = 0; & \dot{\omega}_8 \cdot i_5 - \dot{\omega}_9 = 0; & (\dot{\omega}_9 - \dot{\omega}_{10}) \cdot \Psi = 0; \\ (\dot{\omega}_{10} \cdot i_9 + \dot{\omega}_{16}) \cdot \Psi = 0; & (\dot{\omega}_{16} \cdot i_6 - \dot{\omega}_{11}) \cdot \Psi = 0; \\ (\dot{\omega}_{16} \cdot i_6 - \dot{\omega}_{12}) \cdot \Psi = 0; & \dot{\omega}_8 \cdot i_7 - \dot{\omega}_{13} = 0; \\ (\dot{\omega}_{13} \cdot i_8 - \dot{\omega}_{14}) = 0; & \dot{\omega}_{13} \cdot i_8 - \dot{\omega}_{15} = 0. \end{cases} \quad (8)$$

- силові параметри трансмісії описуються системою наступних рівнянь:

$$\begin{cases} M_{4a} \cdot \eta_{13}^{\Theta \text{sign}(M_{4a} \cdot \omega_4)} + M_{2a} \cdot \eta_{23}^{\Theta \text{sign}(M_{2a} \cdot \omega_2)} + M_{1b} = 0; \\ M_{4a} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \text{sign}(M_{4a} \cdot \omega_4)} + M_{2a} \cdot \eta_{23}^{\Theta \text{sign}(M_{2a} \cdot \omega_2)} = 0; \\ M_{2b} \cdot \eta_{11}^{\Theta \text{sign}(N_{2b})} + i_1 \cdot M_{3a} = 0; \\ M_{4b} \cdot \eta_{12}^{\Theta \text{sign}(N_{4b})} + i_2 \cdot M_{5c} = 0; \\ M_{3b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{30}); \\ M_{5a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{50}); \\ M_{5b} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{50}); \\ M_{5d} \cdot \eta_{13}^{\Theta \text{sign}(N_{5d})} + i_3 \cdot M_{6a} = 0; \\ M_{6b} \cdot \Psi + M_{8a} = 0; & M_{6b} = 0, \Psi = 0; \\ M_{5e} \cdot \eta_{14}^{\Theta \text{sign}(N_{5e})} + i_4 \cdot M_{7a} = 0; \\ M_{7b} = 0, \Psi = 1; & M_{8b} = 0, \Psi = 1; \\ M_{7b} + M_{8b} = 0, \Psi = 0; \\ M_{8c} \cdot \eta_{15}^{\Theta \text{sign}(N_{8c})} + i_5 \cdot M_{9a} = 0; \\ M_{9b} + M_{10a} \cdot \Psi = 0; \\ (M_{10b} \cdot \eta_{19}^{\Theta \text{sign}(N_{10b})} - i_9 \cdot M_{16a}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{16b} \cdot \eta_{16}^{\Theta \text{sign}(N_{16b})} + i_6 \cdot M_{11a}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{16c} \cdot \eta_{16}^{\Theta \text{sign}(N_{16c})} + i_6 \cdot M_{12a}) \cdot \Psi = 0; \\ M_{8d} \cdot \eta_{17}^{\Theta \text{sign}(N_{8d})} + i_7 \cdot M_{13a} = 0; \\ M_{13b} \cdot \eta_{18}^{\Theta \text{sign}(N_{13b})} + i_8 \cdot M_{14a} = 0; \\ M_{13c} \cdot \eta_{18}^{\Theta \text{sign}(N_{13c})} + i_8 \cdot M_{15a} = 0; \\ M_{0a} + M_{0b} = 0; & M_{1a} + M_{0b} = 0; & M_{1a} + M_{1b} = 0; \\ M_{2a} + M_{2b} = 0; & M_{3a} + M_{3b} = 0; & M_{4a} + M_{4b} = 0; \\ M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} + M_{5d} + M_{5e} = 0; \\ M_{6a} + M_{6b} = 0; & M_{7a} + M_{7b} = 0; \\ M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} + M_{8d} = 0; & M_{9a} + M_{9b} = 0; \\ (M_{10a} + M_{10b}) \cdot \Psi = 0; & (M_{16a} + M_{16b} + M_{16c}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{11a} + M_{11b} + M_{11c} \cdot T_{r1}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{12a} + M_{12b} + M_{12c} \cdot T_{11}) \cdot \Psi = 0; \\ M_{13a} + M_{13b} + M_{13c} = 0; & M_{14a} + M_{14b} + M_{14c} \cdot T_{r2} = 0; \\ M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} \cdot T_{12} = 0; & T_{r1} = T_{r2} = T_{11} = T_{12} = 0, \end{cases} \quad (9)$$

де $\dot{\omega}_i$ – кутове прискорення ланки;
 $\dot{\omega}_d$ – кутове прискорення ланки колінчастого валу двигуна;
 k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду [6];
 S_1 – характерний параметр сателітів [6];
 $\dot{\omega}_s$ – кутове прискорення сателіта;
 i_j – передавальне відношення редуктора;
 e_1, e_2 – відносний параметр регулювання гідрооб'ємної передачі (ГОП);
 q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин;
 K_{1y}, C_{1y} – коефіцієнти втрат для гідронасоса ($i=1$) і для гідромотора ($i=2$);
 μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;
 ω_{03}, ω_{05} – кутова швидкість валу гідронасоса та гідромотора, обчислена при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0;
 Δp – перепад робочого тиску в ГОП;
 Ψ – коефіцієнт, що характеризує діапазон руху (при $\Psi=0$ – транспортний, при $\Psi=1$ – тяговий);

M_{nm} – моменти на ланках ГОМТ; m – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки; n – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок (рис. 2);

η_j – коефіцієнт корисної дії (ККД) редуктора;
 Θ – коефіцієнт урахування втрат в зубчатих зачепленнях ($\Theta=0$ – без урахування втрат, $\Theta=-1$ з урахуванням втрат в зубчатих зачепленнях);

ω_i – кутова швидкість ланки;
 η_{13}, η_{23} – ККД в зубчатих зачепленнях сонце-сателіт і епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів;

N_{nm} – потужність, що передається ланками ГОМТ (добуток кутових швидкостей на відповідні моменти з урахуванням знаку дають величину і напрям потоків потужності на конкретних ланках і елементах ГОМТ);

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моменту в гідромашинах, що обчислюються, наприклад, згідно математичної моделі втрат К.І. Городецького [7 – 9], як функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів q_1, q_2 і перепаду тиску Δp ;

T_{ij} – параметр включення гальма ($T_{ij}=1$ – гальмо включене, $T_{ij}=0$ – вимкнене, $i=g$ – правий борт, $i=l$ – лівий борт, $j=1$ – передня вісь, $j=2$ – задня вісь);

В якості початкових умов в процесі інтегрування значення кутових швидкостей валів ГОМТ були прийняті рівними 0.

Взаємодія коліс з опорною поверхнею

В роботі використані досить розповсюджені моделі колеса, що відтворені в роботах [1, 3].

Динаміка одиночного веденого колеса в процесі розгону описується наступним виразом:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = M_{xij} - M_{fij}, \quad (10)$$

де $J_{\Sigma ij}$ – момент інерції пов'язаних з колесом мас, що обертуються;

$\dot{\omega}_{ij}$ – кутове прискорення колеса;

M_{xij} – момент, що створюється реакцією в подовжній площині колеса;

M_{fij} – момент опору коченню колеса.

Динаміка одиночного ведучого колеса в процесі розгону описується наступним виразом:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = M_{kij} - M_{xij} - M_{fij}, \quad (11)$$

де M_{kij} – крутний момент, що підведений до піввісі.

Момент опору коченню колеса:

$$M_{fij} = R_{zij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij}, \quad (12)$$

де R_{zij} – нормальна реакція дороги в контактні коліс трактора з опорною поверхнею;

f_{ij} – коефіцієнт опору коченню;

r_{dij} – радіус коліс.

Рух ведучих коліс трактора Fendt 900 Vario з урахуванням специфіки математичної моделі наведеної трансмісії ($M_{kij} = -M_{ij}$) описується наступними рівняннями:

$$J_{\Sigma r1} \cdot \dot{\omega}_{11} \cdot \text{sign}(\omega_{11}) = -M_{11b} \cdot \text{sign}(\omega_{11}) - M_{xr1} - M_{fr1}, \Psi = 1;$$

$$J_{\Sigma l1} \cdot \dot{\omega}_{12} \cdot \text{sign}(\omega_{12}) = -M_{12b} \cdot \text{sign}(\omega_{12}) - M_{xl1} - M_{fl1}, \Psi = 1; \quad (13)$$

$$J_{\Sigma r2} \cdot \dot{\omega}_{14} \cdot \text{sign}(\omega_{14}) = -M_{14b} \cdot \text{sign}(\omega_{14}) - M_{xr2} - M_{fr2};$$

$$J_{\Sigma l2} \cdot \dot{\omega}_{15} \cdot \text{sign}(\omega_{15}) = -M_{15b} \cdot \text{sign}(\omega_{15}) - M_{xl2} - M_{fl2}.$$

Для трактора Fendt 900 Vario

$$\begin{aligned} \omega_{r1} &= \omega_{11}, \quad \omega_{l1} = \omega_{12}, \quad \omega_{r2} = \omega_{14}, \quad \omega_{l2} = \omega_{15}, \\ \dot{\omega}_{r1} &= \dot{\omega}_{11}, \quad \dot{\omega}_{l1} = \dot{\omega}_{12}, \quad \dot{\omega}_{r2} = \dot{\omega}_{14}, \quad \dot{\omega}_{l2} = \dot{\omega}_{15}; \\ M_{r1} &= M_{11b}, \quad M_{l1} = M_{12b}, \quad M_{r2} = M_{14b}, \quad M_{l2} = M_{15b}. \end{aligned}$$

Кутова швидкість колеса визначається з наступного виразу:

$$\omega_{ij} = \omega_{ij0} + \text{sign}(\omega_{ij}) \cdot \int_0^{t_r} \dot{\omega}_{ij} dt, \quad (14)$$

де ω_{ij0} – початкове значення кутової швидкості колеса;
 t_r – час розгону.

Якщо передні колеса трактора Fendt 900 Vario ведені, то $\omega_{11} = \omega_{12} \cdot r_{di2} / r_{di1}$, $\dot{\omega}_{11} = \dot{\omega}_{12} \cdot r_{di2} / r_{di1}$.

Розглянемо плоску математичну модель розгону повноприводного трактора без урахування сили тяги на гаку ($f_{ij} = 0,05$).

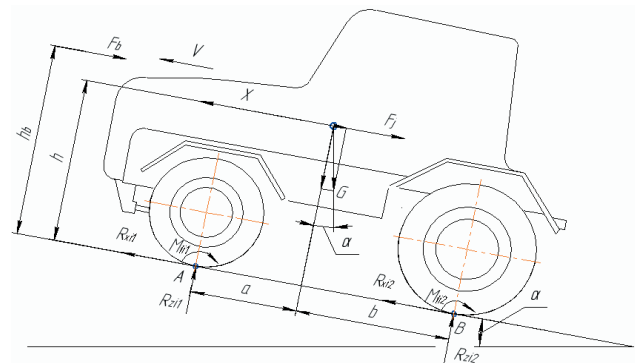


Рис. 3. Розрахункова схема трактора в процесі розгону

Сумарна нормальна реакція дороги R_{zij} з урахуванням перерозподілу мас при розгоні трактора визначається з виразу (розрахункова схема наведена на рис. 3):

– на передні колеса R_{z11} ($R_{zr1} = R_{z11}$):

$$R_{z11} = \frac{G \cdot b \cdot \cos \alpha - F_b \cdot h_b - F_j \cdot h - G \cdot h \cdot \sin \alpha - \sum_{i,j} R_{zCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha}{a + b} \cdot \frac{1}{2}, \quad (15)$$

– на задні колеса R_{z12} ($R_{zr2} = R_{z12}$):

$$R_{z12} = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha + F_b \cdot h_b + F_j \cdot h + G \cdot h \cdot \sin \alpha + \sum_{i,j} R_{zCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha}{a + b} \cdot \frac{1}{2}, \quad (16)$$

де G – вага трактора;

a, b, h – координати центру мас трактора;

α – кут підйому;

F_b – сила опору повітря;

h_b – відстань від опорної поверхні до сили опору повітря;

F_j – сила опору прискоренню трактора.

Сила опору повітря:

$$F_b = k_b \cdot F \cdot V^2, \tag{17}$$

де k_b – коефіцієнт опору повітря;
 F – площа лобового опору;
 V – швидкість руху трактора.

Сила опору прискоренню трактора визначається з наступного виразу (рис. 3):

$$F_j = \text{sign}(\omega_{ij}) \cdot \frac{G \cdot \ddot{X} \cdot \delta_t}{g}, \tag{18}$$

де \ddot{X} – прискорення трактора щодо координатної осі X ;
 g – прискорення вільного падіння;

δ_t – коефіцієнт урахування мас двигуна і трансмісії, ходової системи, що обертаються.

Прискорення трактора щодо координатної осі X визначається з виразу (рис. 3):

$$\ddot{X} = \text{sign}(\omega_{ij}) \cdot \frac{\left[\left(\sum_{ij} R_{xij} \right) - F_b - G \cdot \sin \alpha \right] \cdot g}{G \cdot \delta_t}, \tag{19}$$

де:

R_{xij} – реакція в подовжній площині колеса (“+” – для ведучих коліс, “-” – для ведених коліс).

Визначимо реакції в подовжній площині ведених коліс з рівняння (10):

$$R_{xij} = \frac{R_{zij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} + J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij}}{r_{dij}}, \tag{20}$$

Визначимо реакції в подовжній площині ведучих коліс з рівняння (11):

$$R_{xij} = \frac{M_{kij} - R_{zij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} - J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij}}{r_{dij}}. \tag{21}$$

Остаточне значення реакції в подовжній площині ведучих коліс з урахуванням запропонованої математичної моделі трансмісії визначається з виразу:

$$R_{xij} = \min \left[\frac{-M_{ij} \cdot \text{sign}(\omega_{ij}) - R_{zij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} - J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} \cdot \text{sign}(\omega_{ij})}{r_{dij}}, \frac{R_{zij} \cdot \varphi_{xij} \cdot r_{dij}}{r_{dij}} \right], \tag{22}$$

де φ_{xij} – коефіцієнт зчеплення в подовжньому напрямі.

Загальний крутний момент, що підведений до піввісей, не повинен виходити з діапазону:

$$M_{k\Sigma} \in \left[\left(\sum_{ij} R_{zij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} + J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} \cdot \text{sign}(\omega_{ij}) \right) + F_b \cdot h_b + G \cdot h \cdot \sin \alpha + F_j \cdot h; \sum_{ij} R_{zvij} \cdot (\varphi_{xij} + f_{ij}) \cdot r_{dij} + J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} \cdot \text{sign}(\omega_{ij}) \right]. \tag{23}$$

де R_{zvij} – нормальна реакція дороги в контактні ведучих коліс трактора з опорною поверхнею.

Припустимо, що буксування відсутнє, тоді M_{ij} знаходиться шляхом вирішення системи рівнянь ($\ddot{X} = \dot{V}$):

– при роботі трактора в робочому режимі (повнопривідний):

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{X} &= \text{sign}(\omega_{ij}) \cdot \frac{\left[\left(\sum_{ij} \frac{-M_{ij} \cdot \text{sign}(\omega_{ij}) - R_{zij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} - J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} \cdot \text{sign}(\omega_{ij})}{r_{dij}} \right) - F_b - G \cdot \sin \alpha \right] \cdot g}{G \cdot \delta_t}; \\ M_{r1} &= M_{l1}; \quad M_{r2} = M_{l2}; \quad \frac{M_{r1} + M_{l1}}{M_{r2} + M_{l2}} = \frac{R_{zr1} \cdot r_{dr1} + R_{zl1} \cdot r_{dl1}}{R_{zr2} \cdot r_{dr2} + R_{zl2} \cdot r_{dl2}}; \end{aligned} \right. \tag{24}$$

– при роботі трактора в транспортному режимі (задньопривідний):

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{X} &= \text{sign}(\omega_{ij}) \cdot \frac{\left[\left(\sum_{i2} \frac{-M_{i2} \cdot \text{sign}(\omega_{ij}) - R_{zi2} \cdot f_{i2} \cdot r_{di2} - J_{\Sigma i2} \cdot \dot{\omega}_{i2} \cdot \text{sign}(\omega_{ij})}{r_{di2}} \right) - F_b - G \cdot \sin \alpha - \sum_{i1} \frac{R_{zi1} \cdot f_{i1} \cdot r_{di1} + J_{\Sigma i1} \cdot \dot{\omega}_{i1} \cdot \text{sign}(\omega_{ij})}{r_{di1}} \right] \cdot g}{G \cdot \delta_t}; \\ M_{r2} &= M_{l2}. \end{aligned} \right. \tag{25}$$

Швидкість руху трактора:

$$V = \frac{\omega_{r1} \cdot r_{dr1} + \omega_{l1} \cdot r_{dl1} + \omega_{r2} \cdot r_{dr2} + \omega_{l2} \cdot r_{dl2}}{2}. \tag{26}$$

Шлях розгону трактора:

$$X = X_o + \text{sign}(V) \cdot \int_0^t V dt, \tag{27}$$

де X_o – початкове значення шляху розгону трактора.

При розгоні трактора в процесі руху заднім ходом (рис. 4, $V < 0$, $\omega_{ij} < 0$) сумарна нормальна реакція дороги R_{zij} з урахуванням перерозподілу мас:

• на передні колеса R_{z11} ($R_{r1} = R_{z11}$):

$$R_{z11} = \frac{G \cdot b \cdot \cos \alpha + F_b \cdot h_b + F_j \cdot h + G \cdot h \cdot \sin \alpha + \sum_{ij} R_{ZCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha}{a + b} \cdot \frac{1}{2}, \tag{28}$$

• на задні колеса R_{z12} ($R_{r2} = R_{z12}$):

$$R_{z12} = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha - F_b \cdot h_b - F_j \cdot h - G \cdot h \cdot \sin \alpha - \sum_{ij} R_{ZCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha}{a + b} \cdot \frac{1}{2}. \tag{29}$$

Розглянемо плоску математичну модель розгону повнопривідного трактора в процесі руху

переднім ходом з урахуванням сили тяги на гаку ($f_{ij} = 0,05$).

Сумарна нормальна реакція дороги R_{zij} з урахуванням перерозподілу мас при розгоні трактора визначається з виразу (розрахункова схема наведена на рис. 5):

– на передні колеса R_{z11} ($R_{zr1} = R_{z11}$):

$$R_{z11} = \frac{G \cdot b \cdot \cos \alpha - F_b \cdot h_b - F_j \cdot h - G \cdot h \cdot \sin \alpha - F_{kp} \cdot h_{kp} - \sum_{ij} R_{ZCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha}{a + b} \cdot \frac{1}{2}, \quad (30)$$

– на задні колеса R_{z12} ($R_{zr2} = R_{z12}$):

$$R_{z12} = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha + F_b \cdot h_b + F_j \cdot h + G \cdot h \cdot \sin \alpha + F_{kp} \cdot h_{kp} + \sum_{ij} R_{ZCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha}{a + b} \cdot \frac{1}{2}, \quad (31)$$

де F_{kp} – сила тяги на гаку;

h_{kp} – відстань від опорної поверхні до сили тяги на гаку.

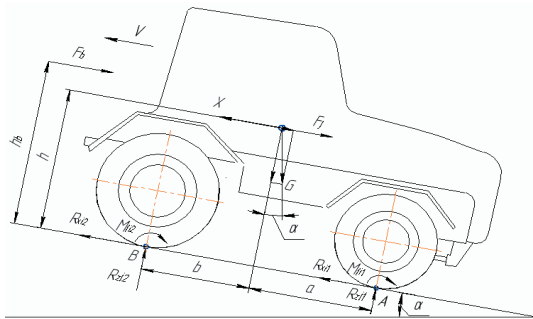


Рис. 4. Розрахункова схема трактора при розгоні в процесі руху заднім ходом

Прискорення причепа щодо координатної осі X визначається з виразу:

$$\ddot{X}_n = \frac{\left[F_{kp} - G_n \cdot \sin \alpha - \sum_{ij} \frac{R_{ZCTnij} \cdot f_{nij} \cdot r_{dnij} \cdot \cos \alpha + J_{\Sigma nij} \cdot \dot{\omega}_{nij}}{r_{dnij}} \right] \cdot g}{G_n \cdot \delta_n}, \quad (32)$$

де R_{ZCTnij} – статичне навантаження на колеса причепа;

f_{nij} – коефіцієнт опору ковзання коліс причепа;

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{X} &= \frac{\left[\left(\sum_{i,2} \frac{-M_{i2} - R_{z12} \cdot f_{i2} \cdot r_{di2} - J_{\Sigma i2} \cdot \dot{\omega}_{i2}}{r_{di2}} \right) - F_b - G \cdot \sin \alpha - F_{kp} - \sum_{i,1} \frac{R_{z11} \cdot f_{i1} \cdot r_{di1} + J_{\Sigma i1} \cdot \dot{\omega}_{i1}}{r_{di1}} \right] \cdot g}{G \cdot \delta_t}; \\ M_{r2} &= M_{i2}. \end{aligned} \right. \quad (36)$$

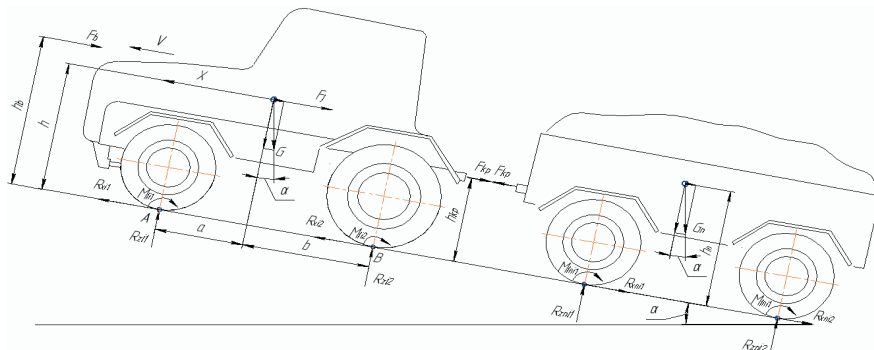


Рис. 5. Розрахункова схема трактора з причепом в процесі розгону

$J_{\Sigma nij}$ – момент інерції пов'язаних з колесом мас причепа, що обертаються;

$\dot{\omega}_{nij}$ – кутове прискорення колеса причепа

($\dot{\omega}_{nij} = \omega_{i2} \cdot r_{di2} / r_{dnij}$); $\dot{\omega}_{nij} = \dot{\omega}_{i2} \cdot r_{di2} / r_{dnij}$);

r_{dnij} – радіус колеса причепа;

G_n – вага причепа;

δ_n – коефіцієнт урахування мас ходової системи, що обертаються.

В зв'язку з тим, що $\ddot{X} = \ddot{X}_n$, силу тяги на гаку можна визначити з виразу:

$$F_{kp} = \frac{\ddot{X} \cdot G_n \cdot \delta_n}{g} + G_n \cdot \sin \alpha + \sum_{ij} \frac{R_{ZCTnij} \cdot f_{nij} \cdot r_{dnij} \cdot \cos \alpha + J_{\Sigma nij} \cdot \dot{\omega}_{nij}}{r_{dnij}}. \quad (33)$$

Загальний крутний момент, що підведений до піввісей, не повинен виходити з діапазону:

$$M_{k\Sigma} \in \left[\left(\sum_{ij} R_{zij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} + J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} \right) + \right. \quad (34)$$

$$\left. F_b \cdot h_b + G \cdot h \cdot \sin \alpha + F_j \cdot h + F_{kp} \cdot h_{kp}; \right.$$

$$\left. \sum_{ij} R_{zvij} \cdot (\varphi_{xij} + f_{ij}) \cdot r_{dij} + J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} \right].$$

де R_{zvij} – вертикальна реакція на ведучих колесах.

Припустимо, що буксування відсутнє, тоді M_{ij} знаходиться шляхом вирішення системи рівнянь ($\ddot{X} = \dot{V}$):

– при роботі трактора в робочому режимі (повнопривідний):

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{X} &= \frac{\left[\left(\sum_{i,j} \frac{-M_{ij} - R_{zij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} - J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij}}{r_{dij}} \right) - F_b - G \cdot \sin \alpha - F_{kp} \right] \cdot g}{G \cdot \delta_t}; \\ M_{r1} &= M_{i1}; \quad M_{r2} = M_{i2}; \quad \frac{M_{r1} + M_{i1}}{M_{r2} + M_{i2}} = \frac{R_{zr1} \cdot r_{dr1} + R_{z11} \cdot r_{dl1}}{R_{zr2} \cdot r_{dr2} + R_{z12} \cdot r_{dl2}}; \end{aligned} \right. \quad (35)$$

– при роботі трактора в транспортному режимі (задньопривідний):

Особливості математичної моделі розгону повнопривідного трактора в процесі руху переднім ходом з урахуванням буксування ($f_{ij} = 0,05$).

Момент, що створюється реакцією в подовжній площині ведучого колеса (вираз (11)):

$$M_{xij} = R_{zij} \cdot \varphi_{xij} \cdot r_{dij}, \quad (37)$$

Коефіцієнт зчеплення в подовжньому напрямі:

$$\varphi_{xij} = f(S_{\delta ij}), \tag{38}$$

де $S_{\delta ij}$ – буксування колеса в процесі розгону при виконанні транспортних робіт (відносно повздовжне ковзання колеса в ведучому режимі).

Буксування колеса:

$$S_{\delta ij} = \frac{\omega_{ij} \cdot r_{dij} - V}{\omega_{ij} \cdot r_{dij}}, \tag{39}$$

де V – швидкість руху трактора ($V = \dot{X}$).

Прискорення трактора при роботі в робочому режимі при $f_{ij} = 0,05$ (повнопривідний) щодо координатної осі X визначається з виразу (рис. 3):

$$\ddot{X} = \text{sign}(\omega_{ij}) \cdot \frac{\left[\sum_{ij} \min \left[R_{zij} \cdot \varphi_{xij}, \frac{-M_{ij} \cdot \text{sign}(\omega_{ij}) - R_{zij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} - J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} \cdot \text{sign}(\omega_{ij})}{r_{dij}} \right] \right] - F_b - G \cdot \sin \alpha}{G \cdot \delta_t} \cdot g \tag{40}$$

Прискорення трактора при роботі в транспортному режимі при $f_{ij} = 0,05$ (задньпривідний) щодо координатної осі X визначається з виразу (рис. 3):

$$\ddot{X} = \text{sign}(\omega_{ij}) \cdot \frac{\left[\left(\sum_{i,2} \min \left[R_{zi2} \cdot \varphi_{xi2}, \frac{-M_{i2} \cdot \text{sign}(\omega_{i2}) - R_{zi2} \cdot f_{i2} \cdot r_{di2} - J_{\Sigma i2} \cdot \dot{\omega}_{i2} \cdot \text{sign}(\omega_{i2})}{r_{di2}} \right) \right] - F_b - G \cdot \sin \alpha - \sum_{i,1} \frac{R_{zi1} \cdot f_{i1} \cdot r_{di1} + J_{\Sigma i1} \cdot \dot{\omega}_{i1} \cdot \text{sign}(\omega_{i1})}{r_{di1}} \right]}{G \cdot \delta_t} \cdot g \tag{41}$$

5. Висновки

Представлені математичні моделі процесу розгону колісних тракторів серії FENDT 900 VARIO при виконанні транспортних робіт дозволяють дослідити зміни кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ при буксуванні коліс та вплив ГОМТ на процес буксування при русі переднім та заднім ходом, з причепом.

Література

1. Тракторы: Теория / [Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др.]; под ред. В.В. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
2. Мочунова, Н.А. Обоснование параметров и управление работой колесных тракторов с учетом энергетических потерь при взаимодействии движителей с почвой: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 “Технологии и средства механизации сельского хозяйства”, 05.13.06 “Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами (сельское хозяйство)” / Н.А. Мочунова. – Москва, 2011. – 26 с.
3. Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Д.А. Чудаков. – М.: “Колос”, 1972. – 384 с.
4. Самородов, В.Б. Результаты математического моделирования сложной динамической системы двигатель – гидрообъемно-механическая трансмиссия – колесный трактор [Текст] / В.Б. Самородов, А.В. Рогов // Тракторная энергетика в растениеводстве. – 2001. – № 4 – С. 146 – 153.
5. Ребров, А.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива [Текст] / А.Ю. Ребров, Т.А. Коробка, С.В. Лахман // Вісник національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”: зб. наук. праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – 2012. – № 19. – С. 31 – 36.
6. Самородов, В.Б. Вывод кинематических базисных матриц и системный анализ кинематики ступенчатых механических и гидрообъемно-механических трансмиссий [Текст] / В.Б. Самородов // Сборник научных трудов ХГПУ. – 1999. – №7 – Ч. 2. – С. 363 – 370.
7. Рогов, А.В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 “Автомобілі та трактори” [Текст] / Рогов Андрей Владимирович. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2006. – 168 с.
8. Городецкий, К.И. КПД объемных гидроредукторов [Текст] / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1979. – №9. – С. 9 – 14.
9. Городецкий, К.И. Математическая модель объемных гидромашин [Текст] / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Вестник машиностроения. – 1981. – №9. – С. 14 – 17.

Abstract

With the emergence of new types of transmission and the increase of the maximum speeds of wheeled tractors, the study of the process of acceleration of the wheeled tractors with hydrovolumetric and mechanical transmissions has become a burning issue. The article represents the dynamics of the process of acceleration of the wheeled tractors Fendt 900 Vario. The article shows the mathematical model of the internal combustion engine, of the hydrovolumetric and mechanical transmissions; it describes the interaction of the wheels with a supporting surface; it presents the physical and mathematical models of acceleration of the wheeled tractors Fendt 900 Vario when running forward and reverse, with a trailer.

The physical and mathematical models take into account the drawbar force and the slipping. The mathematical models of acceleration of the wheeled tractors Fendt 900 Vario during their operation permit to study the changes of the kinematic, force and energy parameters of the hydrovolumetric and mechanical transmission while slipping, and the effect of the hydrovolumetric and mechanical transmission on the process of slipping when running forward and reverse with a trailer.

Keywords: mathematical model, acceleration, wheeled tractor, engine, transmission, wheel, dynamics

УДК 621.513

ПРОЦЕДУРИ УДОСКОНАЛЕННЯ ДІАГНОСТИЧНОГО ПОРАДНИКА, ПОБУДОВАНОГО НА БІНАРНИХ КЛАСИФІКАТОРАХ

Г. В. Кіт

Кандидат технічних наук*
Контактний тел.: (044) 424-62-74
E-mail: vmurof-if@yandex.ua

В. А. Павлов

Кандидат технічних наук*
Контактний тел.: 050-559-79-54
E-mail: vapavlo@bk.ru

*Кафедра комп'ютерного еколого-економічного моніторингу
Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»
вул. Хорева, 1, м. Київ, Україна, 04071

О. В. Павлов

Кандидат технічних наук
Кафедра нарисної геометрії, інженерної та комп'ютерної графіки
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»
пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056
Контактний тел.: (044)424-62-74
E-mail: pavlov_alexander@ukr.net

На прикладі системи диференційної діагностики легких форм гемостазіопатій, в роботі обґрунтовано застосування бінарних класифікаторів, збудованих на принципі «один проти всіх». Для них запропоновано процедури, що зменшують число конфліктів класифікаторів при діагностиці захворювань

Ключові слова: класифікація, діагноз, МГУА

На примере системы дифференциальной диагностики легких форм гемостазиопатий, в работе обосновано применение бинарных классификаторов, построенных на принципе «один против всех». Для них предложены процедуры, уменьшающие число конфликтов классификаторов при диагностике заболеваний

Ключевые слова: классификация, диагноз, МГУА

1. Вступ

Загальні питання будови діагностичних порадників доволі повно відображено загальною теорією класифікаторів [1]. Проте кожна конкретна реалізація діагностичної системи [2] породжує свої механізми поліпшення результатів класифікації, і тому мають самостійне значення для даного класу систем. В роботі, що пропонується, продовжується дослідження можливостей підвищення якості систем диференційної діагностики на прикладі діагностичного порадника для визначення захворювань легких форм гемостазиопатій. Автор вхідних даних - д.м.н. Томілін В.В., ДУ «Інститут гематології та трансфузіології» АМН України.

2. Постановка задачі

Задано перелік клінічних ознак x_i , $i=1, \dots, 12$: x_1 – носова кровотеча; x_2 – кровоточивість ясен; x_3 – кро-

вотеча після екстракції зубів; x_4 – інтро і післяопераційна кровотеча; x_5 – після травматична гематома; x_6 – кровотеча з поверхневих ран; x_7 – тривале не загоєння ран; x_8 – після травматичний гемартроз; x_9 – після ін'єкційна гематома; x_{10} – післяродова кровотеча; x_{11} – післяродова кровотеча; x_{12} – вік, що характеризують прояви 4 діагнозів: D_1 - хвороба Віллебранта (ХВ), D_2 - куаглопатія (КП), D_3 - дезагрегаційна тромбоцитопатія (ДТ), D_4 - комбінована патологія системи гемостазії (КПСГ).

Необхідно вирішити задачу диференційної діагностики цих чотирьох, близьких по клінічним проявам, захворювань крові.

В роботі [2] було розглянуто синтез класифікаторів диференційної діагностики захворювань легких форм гемостазиопатій по алгоритмам МГУА (метод групового урахування аргументів) [3]. Розглянутий варіант діагностичної системи базується на детермінованих бінарних класифікаторах, збудованих на принципі «один проти всіх».