

*У роботі наведена структурна схема та математична модель трансмісії тракторів серії FENDT 900 VARIO, фізичні та математичні моделі процесу гальмування колісних тракторів серії FENDT 900 VARIO. Представлені математичні моделі процесу гальмування колісних тракторів серії FENDT 900 VARIO з антиблокувальною системою при русі переднім та заднім ходом, з причепом*

*Ключові слова: математична модель, гальмування, колісний трактор, антиблокувальна система, гідрооб'ємно-механічна трансмісія*

*В работе приведена структурная схема и математическая модель трансмиссии тракторов серии FENDT 900 VARIO, физические и математические модели процесса торможения колесных тракторов серии FENDT 900 VARIO. Представлены математические модели процесса торможения колесных тракторов серии FENDT 900 VARIO с антиблокировочной системой при движении передним и задним ходом, с прицепом*

*Ключевые слова: математическая модель, торможение, колесный трактор, антиблокировочная система, гидрообъемно-механическая трансмиссия*

# ДИНАМІКА ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ 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\*

\*Кафедра "Автомобіле- і тракторобудування"

Національний технічний університет  
"Харківський політехнічний інститут"

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

Контактний тел.: (057) 707-64-64

E-mail: anatoliybon@rambler.ru

## 1. Вступ

З появою безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ), підвищенням максимальних швидкостей руху колісних тракторів, застосуванням антиблокувальних систем (АБС) постало гостро питання в дослідженні впливу способів службового та екстреного гальмування, типів гальмівної системи та умов експлуатації на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ, а також керованість, стійкість та гальмівну ефективність.

## 2. Аналіз останніх досягнень і публікацій

Кінематичне і динамічне дослідження складних механічних систем з великим числом ступенів свободи неможливо без застосування обчислювальної техніки, а також застосування спеціалізованого програмного забезпечення.

З кінця 80-х років в Брянському державному технічному університеті (Росія) під керівництвом професора Д.Ю. Погорелова розробляється універсальний інструмент аналізу кінематики і динаміки механічних систем – програмний комплекс "Універсальний механізм".

Численними дослідницькими роботами, виконаними користувачами програмного комплексу "Універсальний механізм" підтверджена коректність автоматизованого синтезу і чисельного вирішення рівнянь руху досліджуваних механічних систем. Адекватність

отримуваних результатів залежить від прийнятих розрахункових схем – і це вже не стосується програмних комплексів, а стосується досвіду і кваліфікації дослідника.

Спочатку програма "Універсальний механізм" була орієнтована на моделювання загальних систем абсолютно твердих тіл без урахування їх особливостей. В даний час програма "Універсальний механізм" включає декілька спеціалізованих модулів моделювання динаміки технічних систем, таких як: "автомобілі" (UM Automotive), "гусеничні машини" (UM Caterpillar) і т.п.

В даний час для моделювання динамічних процесів в транспортних засобах використовуються наступні програмні продукти: ADAMS/CAR, UMTRI Yaw/Roll constant velocity, AUTOSIM, LMS.DADS, SYM-PACK. Всі програми даного типу автоматизують процес формування рівнянь руху конкретної механічної системи на основі опису інерційних, геометричних, кінематичних параметрів, моделей силових взаємодій, вибраних або заданих користувачем.

Ціна за безстрокову академічну ліцензію програми "Універсальний механізм", модуль UM Automotive на одне робоче місце, яка передбачає використання програми в наукових і учбових цілях в рамках вищих учбових закладах і науково-дослідних інститутів і забороняє використання програми в цілях отримання прибутку, складає мінімум 1000 доларів США.

Зі всього вище сказаного витікає, що застосування стандартних програмних продуктів не завжди прийнятно: по-перше, програмні продукти достатньо до-

рогі, по-друге, не завжди дозволяють вирішити поставлену задачу, так як налаштовані на вирішення конкретних завдань.

Виходом з ситуації, що склалася, є самостійне складання фізичної і математичної моделі з подальшим вирішенням систем отриманих диференціальних рівнянь з використанням обчислювальної техніки.

Дослідженню процесу гальмування тракторів присвячені роботи Іванова В.В., Гуськова В.В., Шепеленка Г.М., Грибка Г.П. та ін. [1 – 5].

До основних недоліків математичних моделей, які наведені в джерелах [1 – 5], можна віднести наступне: коефіцієнт зчеплення приймається постійним; не враховується ковзання колеса і т.п.

### 3. Мета та постановка задачі

Метою даної роботи є опис динаміки процесу гальмування колісних тракторів серії FENDT 900 VARIO для дослідження в подальшому впливу способів службового та екстреного гальмування, типів гальмівної системи та умов експлуатації на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ, а також гальмівну ефективність. Для досягнення поставленої мети необхідно розробити фізичні та математичні моделі процесу гальмування колісних тракторів серії FENDT 900 VARIO з АБС при русі переднім та заднім ходом, з причепом.

### 4. Динаміка процесу гальмування колісних тракторів серії Fendt 900 Varіo

Структурна схема трансмісії тракторів серії Fendt 900 Varіo наведена на рис. 1.

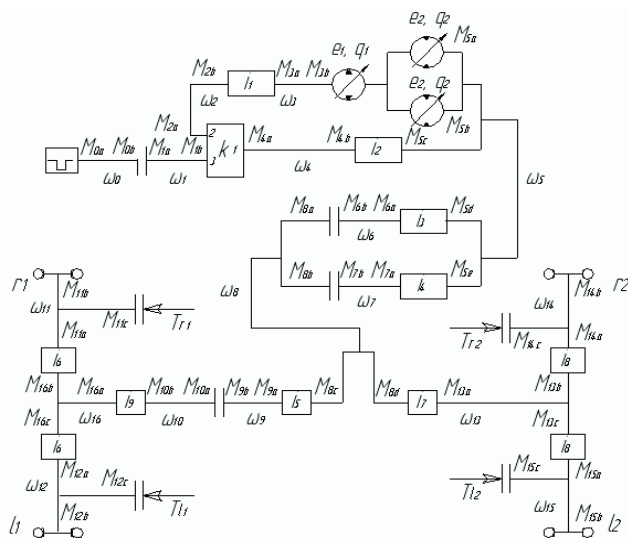


Рис. 1. Структурна схема трансмісії тракторів серії Fendt 900 Varіo

Математична модель ГОМТ при гальмуванні трактора має наступний вигляд:

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

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

• силові параметри трансмісії описуються системою наступних рівнянь:

$$\left\{ \begin{aligned} &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_1^{\Theta \text{sign}(N_{2b})} + i_1 \cdot M_{3a} = 0; \\ &M_{4b} \cdot \eta_2^{\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_3^{\Theta \text{sign}(N_{5d})} + i_3 \cdot M_{6a} = 0; M_{6b} \cdot \Psi + M_{8a} = 0; \\ &M_{6b} = 0, \Psi = 0; \quad M_{5e} \cdot \eta_4^{\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_5^{\Theta \text{sign}(N_{8c})} + i_5 \cdot M_{9a} = 0; \quad M_{9b} + M_{10a} \cdot \Psi = 0; \\ &(M_{10b} \cdot \eta_9^{\Theta \text{sign}(N_{10b})} - i_9 \cdot M_{16a}) \cdot \Psi = 0; \\ &(M_{16b} \cdot \eta_6^{\Theta \text{sign}(N_{16b})} + i_6 \cdot M_{11a}) \cdot \Psi = 0; \\ &(M_{16c} \cdot \eta_6^{\Theta \text{sign}(N_{16c})} + i_6 \cdot M_{12a}) \cdot \Psi = 0; \\ &M_{8d} \cdot \eta_7^{\Theta \text{sign}(N_{8d})} + i_7 \cdot M_{13a} = 0; \\ &M_{13b} \cdot \eta_8^{\Theta \text{sign}(N_{13b})} + i_8 \cdot M_{14a} = 0; \\ &M_{13c} \cdot \eta_8^{\Theta \text{sign}(N_{13c})} + i_8 \cdot M_{15a} = 0; \\ &M_{0a} = f(M_d); \quad M_{0a} + M_{0b} = 0, Y = 1; \\ &M_{1a} + M_{0b} = 0, Y = 1; \quad M_{1a} = 0, \quad Y = 0; \\ &M_{1a} + M_{1b} = 0; \quad M_{2a} + M_{2b} = 0; \\ &M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\ &M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} + M_{5d} + M_{5e} = 0; \\ &M_{6a} + M_{6b} = 0; \quad M_{7a} + M_{7b} = 0; \\ &M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} + M_{8d} = 0; \quad M_{9a} + M_{9b} = 0; \\ &(M_{10a} + M_{10b}) \cdot \Psi = 0; \quad (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_{r1}) \cdot \Psi = 0; \\ &M_{13a} + M_{13b} + M_{13c} = 0; \quad M_{14a} + M_{14b} + M_{14c} \cdot T_{r2} = 0; \\ &M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} \cdot T_{r2} = 0; \quad T_{r1} = T_{r2} = T_{r1} = T_{r2} = 1; \\ &J_{Tr1} \cdot \dot{\omega}_{11} = M_{Tr1} - M_{11c}; \quad J_{T11} \cdot \dot{\omega}_{12} = M_{T11} - M_{12c}; \\ &J_{Tr2} \cdot \dot{\omega}_{14} = M_{Tr2} - M_{14c}; \quad J_{T12} \cdot \dot{\omega}_{15} = M_{T12} - M_{15c}, \end{aligned} \right. \quad (2)$$

де  $\dot{\omega}_i$  – кутове прискорення ланки;

$\dot{\omega}_d$  – кутове прискорення ланки колінчастого валу двигуна;

$Y$  – коефіцієнт, що характеризує вид зв'язку двигуна та ведучих коліс при гальмуванні трактора ( $Y=1$  – без кінематичного відриву;  $Y=0$  – з кінематичним відривом);

$k$  – 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;

$K_{iy}, C_{iy}$  – коефіцієнти втрат для гідронасоса ( $i=1$ ) і для гідромотора ( $i=2$ );

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості;

$\omega_{03}, \omega_{05}$  – кутова швидкість вала гідронасоса та гідромотора, обчислена при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0;

$\Delta p$  – перепад робочого тиску в ГОП;

$\Psi$  – 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. 1);

$\eta_j$  – коефіцієнт корисної дії (ККД) редуктора;

$\Theta$  – коефіцієнт урахування втрат в зубчатих зачепленнях ( $\Theta=0$  – без урахування втрат,  $\Theta=-1$  з урахуванням втрат в зубчатих зачепленнях);

$\omega_i$  – кутова швидкість ланки;

$\eta_{13}, \eta_{23}$  – ККД в зубчатих зачепленнях сонцесателіт 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  $\Delta p$ ;

$M_d$  – крутний момент двигуна;

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

$J_{Tij}$  – момент інерції гальмівної ланки, до якої з одного боку прикладається приводний момент від трансмісії, а з іншого боку – гальмівний момент  $M_{Tij}$  від гальмівного елемента;

$M_{Tij}$  – момент, що створюється гальмівним елементом (гальмівний момент).

Гальмівний момент:

$$M_{Tij} = M_{T0ij}(P_{ij}) \cdot \text{sign}(-\omega_{Tij}), \quad (3)$$

де  $M_{T0ij}(P_{ij})$  – абсолютна величина гальмівного моменту;

$P_{ij}$  – тиск робочого тіла;

$\omega_{Tij}$  – кутова швидкість обертання гальмівної ланки.

Гальмівний момент завжди направлений проти обертання гальмівної ланки і проводить негативну роботу.

Початковими умовам для інтегрування кутових прискорень ланок є кутові швидкості в момент переходу з режиму розгону або рівномірного руху в режим гальмування.

Динаміка одиночного колеса в процесі гальмування описується наступним виразом ( $M_{Tij}$  є складовою  $M_{ij}$ ):

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = M_{xij} - M_{fij} - M_{ij}, \quad (4)$$

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;

$M_{ij}$  – момент, підведений до колеса від трансмісії.

Момент, що створюється реакцією в подовжній площині колеса, яка визначає гальмівну ефективність:

$$M_{xij} = R_{zij} \cdot \varphi_{xij} \cdot r_{dij}, \quad (5)$$

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

$\varphi_{xij}$  – коефіцієнт зчеплення коліс трактора з опорною поверхнею в подовжньому напрямі;

$r_{dij}$  – радіус коліс.

Рух коліс трактора Fendt 900 Vario з урахуванням специфіки математичної моделі наведеної трансмісії в процесі гальмування описується наступними рівняннями:

$$\begin{aligned} J_{\Sigma r1} \cdot \dot{\omega}_{11} \cdot \text{sign}(\omega_{11}) &= M_{xr1} - M_{fr1} - M_{11b} \cdot \text{sign}(\omega_{11}); \\ J_{\Sigma l1} \cdot \dot{\omega}_{12} \cdot \text{sign}(\omega_{12}) &= M_{xl1} - M_{fl1} - M_{12b} \cdot \text{sign}(\omega_{12}); \\ J_{\Sigma r2} \cdot \dot{\omega}_{14} \cdot \text{sign}(\omega_{14}) &= M_{xr2} - M_{fr2} - M_{14b} \cdot \text{sign}(\omega_{14}); \\ J_{\Sigma l2} \cdot \dot{\omega}_{15} \cdot \text{sign}(\omega_{15}) &= M_{xl2} - M_{fl2} - M_{15b} \cdot \text{sign}(\omega_{15}). \end{aligned} \quad (6)$$

Для трактора Fendt 900 Vario

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

У разі блокування колеса при гальмуванні трактора в процесі руху переднім ходом рівняння (6) замінюється на  $\dot{\omega}_{ij} = 0$ , а при зниженні  $M_{Tij}$  при заблокованому колесі вибирається з умови:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = \max(M_{xij} - M_{fij} - M_{ij}, 0). \quad (7)$$

Якщо  $\omega_{ij} < 0$ , то  $\omega_{ij} = 0$ , якщо  $\omega_{ij} = 0$  та  $\dot{\omega}_{ij} < 0$ , то  $\dot{\omega}_{ij} = 0$ .

У разі блокування колеса при гальмуванні трактора в процесі руху заднім ходом ( $V < 0$ ,  $\omega_{ij} < 0$ ) рівняння (6) замінюється на  $\dot{\omega}_{ij} = 0$ , а при зниженні  $M_{Tij}$  при заблокованому колесі вибирається з умови:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = \min(M_{fij} - M_{ij} - M_{xij}, 0). \quad (8)$$

Якщо  $\omega_{ij} > 0$ , то  $\dot{\omega}_{ij} = 0$ , якщо  $\omega_{ij} = 0$  та  $\dot{\omega}_{ij} > 0$ , то  $\dot{\omega}_{ij} = 0$ .

Загальмовування і подальше блокування колеса супроводжуються безперервною зміною вертикальної реакції дороги  $R_{zij}$  і коефіцієнта зчеплення  $\varphi_{xij}$ . Це пов'язано відповідно з перерозподілом ваги трактора між осями і зміною відносного подовжного ковзання колеса  $S_{ij}$ .

У літературі [2] прийнято оцінювати зчепні можливості колеса в подовжному напрямку за допомогою коефіцієнта:

$$\varphi_{xij} = R_{xij} / R_{zij}, \quad (9)$$

де  $R_{xij}$  – реакція у повздовжній площині колеса трактора, що визначає гальмівну ефективність.

Коефіцієнт зчеплення в подовжному напрямку:

$$\varphi_{xij} = f(S_{ij}). \quad (10)$$

Відносне повздовжнє ковзання колеса:

$$S_{ij} = \frac{V - \omega_{ij} \cdot r_{dij}}{V}, \quad (11)$$

де  $V$  – швидкість трактора.

Кутова швидкість колеса визначається з наступного виразу:

$$\omega_{ij} = \omega_{ij0} - \text{sign}(\omega_{ij}) \cdot \int_0^{t_g} \dot{\omega}_{ij} dt, \quad (12)$$

де  $\omega_{ij0}$  – початкове значення кутової швидкості колеса;  
 $t_g$  – час гальмування.

*Розглянемо плоску математичну модель гальмування трактора без причепа.*

Сумарна нормальна реакція дороги  $R_{zij}$  з урахуванням перерозподілу мас при гальмуванні трактора визначається з виразу (розрахункова схема наведена на рис. 2):

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

$$R_{z11} = \frac{G \cdot b \cdot \cos \alpha - F_b \cdot h_b + F_j \cdot h - G \cdot h \cdot \sin \alpha - \sum_{i,j} R_{zCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha}{a + b} \cdot \frac{1}{2}, \quad (13)$$

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

$$R_{z12} = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha + F_b \cdot h_b - F_j \cdot h + G \cdot h \cdot \sin \alpha + \sum_{i,j} R_{zCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha}{a + b} \cdot \frac{1}{2}, \quad (14)$$

де  $G$  – вага трактора;

$a, b, h$  – координати центру мас трактора;

$\alpha$  – кут підйому;

$F_b$  – сила опору повітря;

$h_b$  – відстань від опорної поверхні до сили опору повітря;

$F_j$  – сила опору прискоренню трактора;

$R_{zCTij}$  – статичне навантаження на колеса трактора;

$f_{ij}$  – коефіцієнт опору коченню колеса.

Сила інерції трактора при гальмуванні визначається з виразу:

$$F_j = \text{sign}(\omega_{ij}) \cdot \frac{G \cdot j \cdot \delta_t}{g} = \text{sign}(-\omega_{ij}) \cdot \frac{G \cdot \ddot{X} \cdot \delta_t}{g}, \quad (15)$$

де  $j$  – уповільнення трактора;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$\delta_t$  – коефіцієнт урахування мас двигуна і трансмісії, ходової системи, що обертаються;

$\ddot{X}$  – прискорення трактора щодо координатної осі

$X$ .

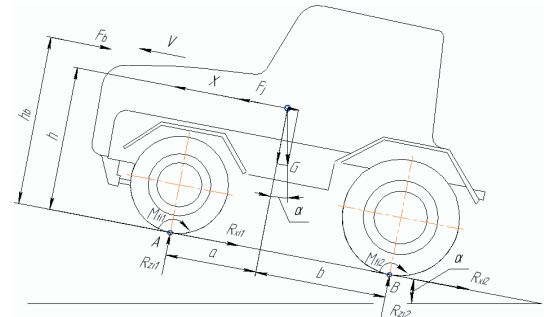


Рис. 2. Розрахункова схема трактора в процесі гальмування

Прискорення трактора щодо координатної осі  $X$  визначається з виразу:

$$\ddot{X} = \frac{\left[ - \left( \sum_{i,j} R_{xij} \right) - F_b - G \cdot \sin \alpha - \sum_{i,j} R_{zij} \cdot f_{ij} \right] \cdot g}{G \cdot \delta_t}. \quad (16)$$

Швидкість руху трактора:

$$V = V_0 - \text{sign}(V) \cdot \int_0^{t_g} \ddot{X} dt, \quad (17)$$

де  $V_0$  – початкова швидкість руху трактора.

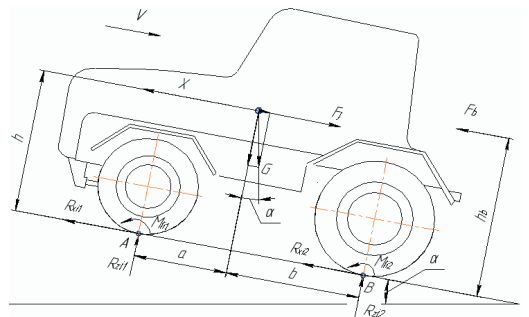


Рис. 3. Розрахункова схема трактора при гальмуванні в процесі руху заднім ходом

При гальмуванні трактора в процесі руху заднім ходом (рис. 3,  $V < 0$ ,  $\omega_{ij} < 0$ ) математична модель процесу гальмування має наступні особливості:

– сумарна нормальна реакція дороги  $R_{zij}$  з урахуванням перерозподілу мас:

• на передні колеса  $R_{zi1}$  ( $R_{zr1} = R_{z11}$ ):

$$R_{zi1} = \frac{G_n \cdot b_n \cdot \cos \alpha + F_{jn} \cdot h_n - G_n \cdot h_n \cdot \sin \alpha + F_{kp} \cdot h_{kp} - \sum_{ij} R_{ZCTnij} \cdot f_{nij} \cdot r_{dnij} \cdot \cos \alpha}{a_n + b_n} \cdot \frac{1}{2}, \quad (23)$$

$$R_{zi1} = \frac{G \cdot b \cdot \cos \alpha + F_b \cdot h_b - F_j \cdot h - G \cdot h \cdot \sin \alpha + \sum_{ij} R_{ZCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha}{a + b} \cdot \frac{1}{2}, \quad (18)$$

• на задні колеса  $R_{zi2}$  ( $R_{zr2} = R_{z12}$ ):

$$R_{zi2} = \frac{G_n \cdot a_n \cdot \cos \alpha - F_{jn} \cdot h_n + G_n \cdot h_n \cdot \sin \alpha - F_{kp} \cdot h_{kp} + \sum_{ij} R_{ZCTnij} \cdot f_{nij} \cdot r_{dnij} \cdot \cos \alpha}{a_n + b_n} \cdot \frac{1}{2}, \quad (24)$$

$$R_{zi2} = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha - F_b \cdot h_b + F_j \cdot h + G \cdot h \cdot \sin \alpha - \sum_{ij} R_{ZCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha}{a + b} \cdot \frac{1}{2}, \quad (19)$$

– прискорення трактора щодо координатної осі X визначається з виразу:

$$\ddot{X} = - \frac{\left[ \left( \sum_{ij} R_{xij} \right) + F_b - G \cdot \sin \alpha + \sum_{ij} R_{zij} \cdot f_{ij} \right] \cdot g}{G \cdot \delta_t}. \quad (20)$$

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

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

де  $G_n$  – вага причепа;  
 $a_n, b_n, h_n$  – координати центру мас трактора;  
 $F_{jn}$  – сила інерції причепа при гальмуванні;  
 $R_{ZCTnij}$  – статичне навантаження на колеса причепа;  
 $f_{nij}$  – коефіцієнт опору коченню коліс причепа;  
 $r_{dnij}$  – радіус колеса причепа.  
 Сила інерції причепа при гальмуванні визначається з виразу:

$$F_{jn} = - \frac{G_n \cdot \ddot{X}_n \cdot \delta_n}{g}. \quad (25)$$

де  $\ddot{X}_n$  – прискорення причепа щодо координатної осі X;  
 $\delta_n$  – коефіцієнт урахування мас ходової системи, що обертаються.

Прискорення трактора щодо координатної осі X визначається з виразу:

$$\ddot{X} = \frac{\left[ -F_{kp} - \left( \sum_{ij} R_{xij} \right) - F_b - G \cdot \sin \alpha - \sum_{ij} R_{zij} \cdot f_{ij} \right] \cdot g}{G \cdot \delta_t}. \quad (26)$$

Прискорення причепа щодо координатної осі X визначається з виразу:

$$\ddot{X}_n = \frac{\left[ F_{kp} - \left( \sum_{ij} R_{xnij} \right) - G_n \cdot \sin \alpha - \sum_{ij} R_{znij} \cdot f_{nij} \right] \cdot g}{G_n \cdot \delta_n}. \quad (27)$$

де  $R_{xnij}$  – реакція у поздовжній площині колеса причепа, що визначає гальмівну ефективність;

$R_{znij}$  – нормальна реакція дороги в контактні коліс причепа з опорною поверхнею.

В зв'язку з тим, що  $\ddot{X} = \ddot{X}_n$ , силу тяги на гаку при гальмуванні можна визначити з виразів (26), (27):

$$F_{kp} = \frac{\left[ \left( \sum_{ij} R_{xnij} \right) + G_n \cdot \sin \alpha + \sum_{ij} R_{znij} \cdot f_{nij} \right] \cdot G \cdot \delta_t - \left[ \left( \sum_{ij} R_{xij} \right) + F_b + G \cdot \sin \alpha + \sum_{ij} R_{zij} \cdot f_{ij} \right] \cdot G_n \cdot \delta_n}{G_n \cdot \delta_n + G \cdot \delta_t}. \quad (28)$$

де  $F_{kp}$  – сила тяги на гаку;  
 $h_{kp}$  – відстань від опорної поверхні до сили тяги на гаку.

Сумарна нормальна реакція дороги  $R_{znij}$  з урахуванням перерозподілу мас при гальмуванні причепа визначається з виразу (розрахункова схема наведена на рис. 4):

Аналіз формули (28) показує, що при  $F_{kp} > 0$  з'єднання трактора з причепом знаходиться в розтягнуто-

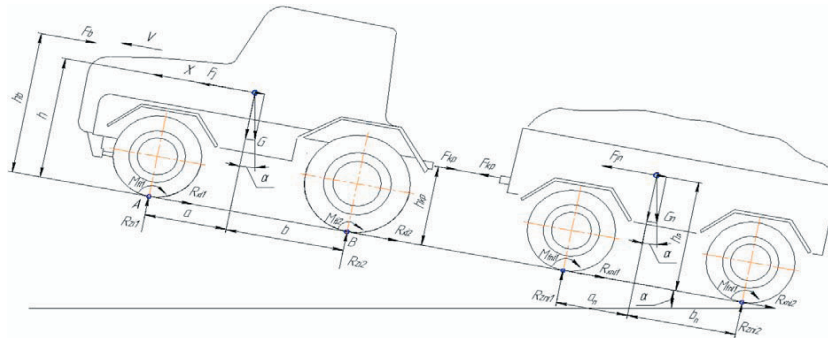


Рис. 4. Розрахункова схема трактора з причепом в процесі гальмування

Розглянемо плоску математичну модель гальмування трактора з причепом в процесі руху переднім ходом

Сумарна нормальна реакція дороги  $R_{zij}$  з урахуванням перерозподілу мас при гальмуванні трактора визначається з виразу (розрахункова схема наведена на рис. 4):

– на передні колеса  $R_{zi1}$  ( $R_{zr1} = R_{z11}$ ):

$$R_{zi1} = \frac{G \cdot b \cdot \cos \alpha - F_b \cdot h_b + F_j \cdot h - G \cdot h \cdot \sin \alpha - F_{kp} \cdot h_{kp} - \sum_{ij} R_{ZCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha}{a + b} \cdot \frac{1}{2}, \quad (21)$$

– на задні колеса  $R_{zi2}$  ( $R_{zr2} = R_{z12}$ ):

$$R_{zi2} = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha + F_b \cdot h_b - F_j \cdot h + G \cdot h \cdot \sin \alpha + F_{kp} \cdot h_{kp} + \sum_{ij} R_{ZCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha}{a + b} \cdot \frac{1}{2}, \quad (22)$$

му стані. Декілька розтягнутий стан в процесі гальмування є доцільним, оскільки в цьому випадку трактор з причепом менш чутливі до дії зовнішніх поперечних обурень, таких, як бічний вітер, інерційні сили, поштовхи від нерівностей дороги.

Якщо  $F_{kp} < 0$  – відбувається стиснення з'єднання трактора з причепом. При набіганні причепа на тягач виникає небезпека складання трактора з причепом – найбільш небезпечна форма втрати керованості та стійкості руху.

Перехід до гальмування при одночасному спрацьовуванні гальм тягача та причепа і при однакових значеннях питомих гальмівних сил теоретично дозволяє після закінчення перехідних процесів отримати зусилля в з'єднанні рівне нулю  $F_{kp} = 0$ . Практично такий випадок може мати місце лише як короткочасне явище під час тривалого службового гальмування. Відносна короткочасність екстреного гальмування, пружність зчіпних пристроїв, нагріваючі та інші фізичні явища в гальмівній системі, що збільшують час перехідних процесів, створюють умови, при яких до моменту зупинки трактора з причепом перехідні процеси не завершуються.

У таких випадках стабільність зусилля в з'єднанні неможлива.

Щоб не допустити стиснення з'єднання трактора з причепом при гальмуванні, необхідно забезпечити спрацьовування гальм тягача з деяким запізнюванням щодо моменту спрацьовування гальм причепа, а питома гальмівна сила тягача повинна бути декілька менше питомої гальмівної сили причепа. Надмірно сильна розтягнутість з'єднання погіршує керованість тягача. Отримання оптимальної розтягнутості – питання, що потребує вирішення [2].

Рух коліс причепа в процесі гальмування описується наступними рівняннями:

$$J_{\Sigma_{nij}} \cdot \dot{\omega}_{nij} = R_{z_{nij}} \cdot (\varphi_{x_{nij}} - f_{nij}) \cdot r_{d_{nij}} - M_{T_{nij}}, \quad (29)$$

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

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

$\varphi_{x_{nij}}$  – коефіцієнт зчеплення коліс причепа з опорною поверхнею в подовжньому напрямі;

$M_{T_{nij}}$  – момент, що створюється гальмівним елементом причепа (гальмівний момент).

У разі блокування колеса рівняння (29) замінюється на  $\dot{\omega}_{nij} = 0$ , а при зниженні  $M_{T_{nij}}$  при заблокованому колесі вибирається з умови:

$$J_{\Sigma_{nij}} \cdot \dot{\omega}_{nij} = \max(R_{z_{nij}} \cdot (\varphi_{x_{nij}} - f_{nij}) \cdot r_{d_{nij}} - M_{T_{nij}}, 0). \quad (30)$$

Якщо  $\omega_{nij} < 0$ , то  $\dot{\omega}_{nij} = 0$ , якщо  $\omega_{nij} = 0$  та  $\dot{\omega}_{nij} < 0$ , то  $\dot{\omega}_{nij} = 0$ .

Інші параметри при гальмуванні причепа визначаються за таким же принципом, як і для трактора-тягача.

#### Математичний опис робочих процесів АБС

Особливістю тракторних АБС є те, що в них використовується 4 датчики і 3 модулятори тиску, щоб забезпечити постійний контроль обертання всіх коліс і незалежне керування обертанням задніх коліс.

Система АБС тракторів сільськогосподарського призначення використовує відпрацьовану технологію, вживану в автомобільній промисловості. Проте тут застосовується система зі зменшеною швидкодією, з поправкою на колеса великого діаметру.

В роботах [10] доведено, що оптимальною з точки зору працездатності, адаптивних властивостей є АБС з широтно-імпульсною модуляцією тиску [10]. Широтно-імпульсна модуляція тиску при управлінні гальмуванням трактора полягає в циклічному загальмовуванні та розгальмуванні колеса при безперервному коректуванні співвідношення тривалості фаз загальмовування і розгальмування.

Така модуляція реалізується подачею на модулятор тиску імпульсного сигналу постійної частоти і змінної шпаруватості.

У літературі [10] під шпаруватістю пульсацій розуміють параметр, що представляє собою відношення тривалості фази спорожнення до періоду сигналу:

$$C = \frac{t_p}{T}, \quad (31)$$

де  $t_p$  – тривалість фази спорожнення;

$T$  – період сигналу (рис. 5).

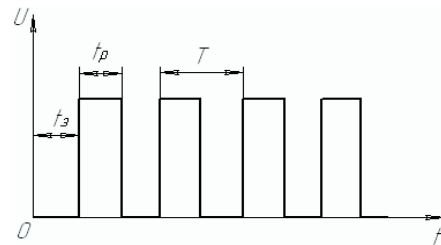


Рис. 5. Форма сигналу при широтно-імпульсній модуляції тиску (залежність керуючої напруги  $U$  від часу  $t$  при широтно-імпульсній модуляції тиску)

Розглянемо принцип дії широтно-імпульсної модуляції на прикладі пневматичного гальмівного приводу. З рис. 6 видно, що підтримка в гальмівній камері тиску  $P_{cp} = P_{cp1}$  може бути досягнута шляхом чергування фаз наповнення та спорожнення при тривалості наповнення  $t_{z1}$  і тривалості спорожнення  $t_{p1}$ . Така зміна фаз може бути забезпечена шляхом подачі на двохфазовий модулятор імпульсного сигналу з періодом  $T$  і шпаруватістю  $C_1$ .

Для підтримки в камері тиску  $P_{cp} = P_{cp2}$  необхідно також реалізувати чергування фаз, але вже при тривалості наповнення  $t_{z2}$  і тривалості спорожнення  $t_{p2}$ , тобто шпаруватості сигналу  $C_2$  (рис. 6) [10].

Застосування широтно-імпульсної модуляції забезпечує більш високі адаптивні властивості АБС за рахунок зміни шпаруватості в процесі гальмування в залежності від умов навантаження та зчеплення і, відповідно, вищу якість регулювання при достатньо простій конструкції модулятора тиску [10].

Умови формування пульсуючого сигналу прямокутної форми, наведені в роботі [10], мають наступний вигляд:

$$C_{ij} = C_0 + K_h \cdot \int_0^{t_z} \left( \dot{\omega}_{ij} - \frac{K_n \cdot \gamma_{ij}}{r_{dij}} \right) dt, \quad (32)$$

де  $C_0$  – постійне значення шпаруватості, відповідне максимальному тиску в гальмівному приводі;  
 $K_h$  – коефіцієнт чутливості;  
 $K_n$  – коефіцієнт пробних дій,  $K_n > (1-S^*)$ ;  
 $S^*$  – відносне прослизання, що відповідає максимальному коефіцієнту зчеплення;  
 $\gamma_{ij}$  – уповільнення колеса,  $\gamma_{ij} = -g \cdot \Phi_{xij}$ .

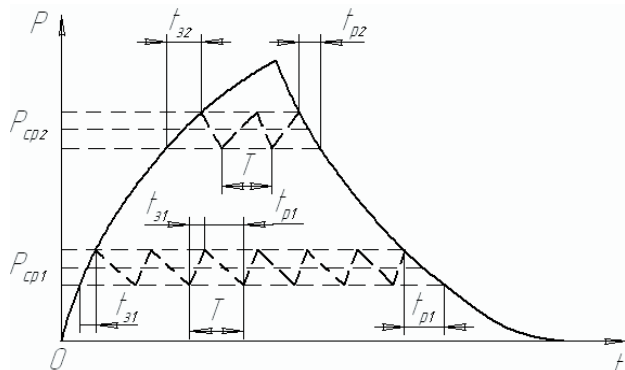


Рис. 6. Характер зміни тиску повітря в гальмівній камері при звичайному наповненні та спорожненні (суцільні лінії) та за наявності широтно-імпульсного модулятора (пунктирні лінії) [10] (залежність тиску повітря в гальмівній камері  $P$  від часу  $t$  при гальмуванні)

Якщо  $\dot{\omega}_{ij} > 0$ , тоді:

$$C_{ij} = \text{const} \quad (33)$$

При  $\omega_{ij} = 0$ ,  $\gamma_{ij} \neq 0$  шпаруватість визначається з виразу:

$$C_{ij} = -K_c \cdot t_g + C'_{0ij} \quad (34)$$

де  $K_c$  – постійний коефіцієнт, що завдає темп зниження тиску у випадку повного блокування коліс;

$C'_{0ij}$  – значення  $C_{ij}$  у момент перемикання на умову (34) з (32) або (33).

Недостатня величина  $K_n$  може зменшити ефективність пробної дії, що приведе до зниження ефективності гальмування унаслідок повільної настройки на  $\gamma_{ij} = \gamma_{ij \max}$ , а надто велика – приведе до істотного перегальмовування колеса. Допустимі діапазони, в яких слід обирати коефіцієнт  $K_n$  підлягають визначенню [10].

Величиною  $K_h$  визначається чутливість системи до зміни динамічного стану колеса. При малих значеннях величини  $K_h$  реакція АБС на зміну динамічного стану буде сповільненою, при надмірно великому значенні цього коефіцієнта можлива знижена стійкість процесу регулювання із-за перерегулювання унаслідок підвищеної реакції системи на зміну динамічного стану [10].

## 5. Висновки

Представлені математичні моделі процесу гальмування колісних тракторів серії FENDT 900 VARIO з АБС при русі переднім та заднім ходом, з причепою дозволяють дослідити вплив способів службового та екстреного гальмування, типів гальмівної системи та умов експлуатації на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ, а також гальмівну ефективність.

## 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. Шепеленко, Г.Н. Основы теории самоходных машин [Текст] / Г.Н. Шепеленко. – Х.: Основа, 1993. – 216 с.
3. Грибко, Г.П. Исследование динамики торможения тракторного поезда на базе колесного трактора класса 14 кН: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” [Текст] / Г.П. Грибко. – Минск, 1977. – 19 с.
4. Иванов, В.В. Основы теории автомобиля и трактора: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Иванов В.В., Иларионов В.А., Морин М.М. – М.: “Высшая школа”, 1970. – 224 с.
5. Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Д.А. Чудаков. – М.: “Колос”, 1972. – 384 с.
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.
10. Бондаренко, А.І. Удосконалення процесів модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі автомобілів: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 “Автомобілі та трактори” [Текст] / Бондаренко Анатолій Ігорович. – Харьков, 2010. – 203с.

**Abstract**

With the emergence of new types of transmissions, the increase of the maximum speeds of wheeled tractors and the application of anti-lock systems, the study of the process of braking of the wheeled tractors with hydrovolumetric and mechanical transmissions has become a burning issue. The article represents the dynamics of the braking process of the wheeled tractors FENDT 900 VARIO with an anti-lock system when running forward and reverse and with a trailer. The article shows the block diagram and the mathematical model of the transmission of tractors FENDT 900 VARIO, as well as the physical and the mathematical models of braking of the wheeled tractors FENDT 900 VARIO. The mathematical models of the braking of the wheeled tractors FENDT 900 VARIO with an anti-lock system when driving forward and reverse, and with a trailer permit to study the effect of the service and emergency braking, of the types of braking system and operating conditions on kinematic, force and energy parameters of the hydrovolumetric and mechanical transmission, as well as the braking efficiency.

**Keywords:** mathematical model, braking, wheeled tractor, anti-lock system hydrovolumetric and mechanical transmission

*Вивчається природа виникнення в рідиноагрегатній складовій під дією зовнішнього ультразвукового випромінювання зон концентрації звукової енергії у вигляді циліндричної каустики. Окреслюються умови високої інтенсивності тепломасообміну робочого середовища з одночасною повною ліквідацією застійних зон*

*Ключові слова: зона каустики, просторовий резонанс*

*Изучается природа возникновения в жидкоагрегатном составе под действием внешнего ультразвукового излучения зон концентрации звуковой энергии в виде цилиндрической каустики. Очерчиваются условия высокой интенсивности тепломассообмена рабочей среды наряду с полным устранением застойных зон*

*Ключевые слова: зона каустики, пространственный резонанс*

УДК 636:631.223.018

# ПОВЫШЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ТЕПЛОМАСООБМЕНА ФОРМИРОВАНИЕМ ЗОН КАУСТИК

**В. В. Карачун**

Доктор технических наук, профессор

**В. Н. Мельник**

Доктор технических наук, профессор\*

\*Кафедра биотехники и инженерии

Национальный технический университет Украины

«Киевский политехнический институт»

пр. Победы, 37, г. Киев, Украина, 03056

Контактный тел.: (044) 454-94-51

E-mail: karachun11@i.ua

## 1. Введение

Исследования относятся к области промышленной биотехнологии, в частности, посвящены анализу путей повышения эффективности процесса тепломассообмена в жидкоагрегатном объеме культуральной основы при производстве биологически активных сред и вакцин. Качество и интенсивность процесса тепломассообмена являются прочным фундаментом неизменного повышения производительности изготовления продукта.

## 2. Анализ состояния проблемы и постановка задачи исследований

Для решения задачи тепломассообмена широкое применение нашли механические перемешивающие

устройства [1, 2], магнитные [3, 4], комплексные, обеспечивающие одновременно и аэрацию, и массообмен с использованием механических устройств и без их привлечения [5].

Одни из этих методов обладают очевидными преимуществами, другие – менее очевидными. Объединяет их одно – нет устранения пассивных зон в рабочей жидкости. Опять таки, регулировка интенсивности процесса перемешивания слоев не представляется возможной в широком диапазоне. Наконец, механические перемешивающие устройства создают постоянную опасность нарушения стерильности рабочей жидкости.

Целью исследований является раскрытие возможностей пространственного резонанса в рабочем объеме культуральной жидкости в виде формирования зон ее повышенной возбудимости, обеспечивающей этим не только желаемую интенсивность процесса, но и гарантирующих отсутствие «мертвых» зон волны.