

Бізюк Ірина Григорівна, старший преподаватель, кафедра Вычислительной техники и систем управления, Харьковская государственная академия железнодорожного транспорта

Ружицкий Андрій Валерійович, магистр, кафедра «Медіа-системи та технології», Харківський національний університет радіоелектроніки.

Бізюк Андрій Валерійович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра «Медіа-системи та технології», Харківський національний університет радіоелектроніки.

Бізюк Ірина Григорівна, старший викладач, кафедра Обчислювальної техніки і систем управління, Українська державна академія залізничного транспорту

Ruzhicky Andrej, Kharkiv National University of Radioelectronics.

Bizjuk Andrej, Kharkiv National University of Radioelectronics, e-mail: abizuk@mail.ru.

Bizjuk Irina, Kharkov state academy of railway transport

УДК 629.4.075

**Самородов В. Б.,
Бондаренко А. І.**

РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РОЗГОНУ ТРАКТОРА FENDT 939 VARIO

У роботі визначено вплив законів зміни параметрів регулювання гідрооб'ємної передачі, робочих об'ємів гідромоторів на основні параметри трансмісії та буксування коліс трактора при змінній силі тяги на гаку та розгоні на тяговому діапазоні, проведений порівняльний аналіз буксування коліс трактора Fendt 939 Vario з трактором, що має еквівалентні параметри, але механічну трансмісію. Також в роботі розглянуто та проаналізовано розгін трактора при виконанні транспортних робіт.

Ключові слова: розгін, колісний трактор, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, буксування, динаміка, тяговий режим.

1. Вступ

Підвищення ефективності роботи колісного трактора при виконанні технологічних операцій за рахунок зниження енергетичних втрат при буксуванні, вивчення впливу гідрооб'ємно-механічної трансмісії (ГОМТ) на процес буксування та дослідження динаміки процесу розгону тракторів з ГОМТ є актуальними питаннями і мають важливе практичне значення.

2. Аналіз останніх досягнень і публікацій

В роботах [1–7] визначені переваги та недоліки ГОМТ, області їх застосування, оцінено доцільність використання ГОМТ на автомобільному транспорті та на сільськогосподарських машинах, наведено детальний опис роботи трансмісії Fendt Vario, а в роботі [8] ідентифіковані основні параметри трансмісії Fendt 900 Vario, зокрема типорозміри гидромашин гідрооб'ємної передачі (ГОП) та коефіцієнти корисної дії (ККД) трансмісії.

Математична модель двигуна внутрішнього згорання, модель ГОМТ, опис взаємодії коліс з опорною поверхнею, 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, наведені у роботі [9–10]. Саме матеріали з роботи [9] і будуть використовуватися для моделювання процесу розгону трактора Fendt 939 Vario.

3. Мета і постановка завдання

Метою даної роботи є аналіз результатів моделювання процесу розгону трактора Fendt 939 Vario.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

— визначити вплив законів зміни параметрів регулювання ГОП, робочих об'ємів гідромоторів на основні параметри трансмісії та буксування коліс

трактора при змінній силі тяги на гаку та розгоні на тяговому діапазоні;

— провести порівняльний аналіз буксування коліс трактора Fendt 939 Vario з трактором, що має еквівалентні параметри, але механічну трансмісію;

— розглянути та проаналізувати розгін трактора при виконанні транспортних робіт.

4. Результати моделювання процесу розгону трактора Fendt 939 Vario

Для моделювання процесу розгону колісного трактора та перехідних процесів в ГОМТ створена програмна реалізація, що розроблена в системі Matlab за допомогою підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink (рис. 1).

Програмна реалізація процесу розгону колісного трактора (рис. 1) дозволяє моделювати рух переднім та заднім ходом, з причепом та без нього при різних кутах підйому дорожньої поверхні, різних трансмісіях (замінюється блок «математична модель ГОМТ»), різних двигунах (замінюється блок «математична модель двигуна»), різною силою тяги на гаку і т. п. Блок «закон змін e_1 та e_2 » дозволяє варіювати швидкість руху трактора, часом розгону до заданої швидкості.

Результати моделювання розгону трактора Fendt 939 Vario (двигун потужністю 287 кВт, максимальні оберти колінчастого валу двигуна 2200 об/хв., радіус передніх коліс $r_{11}=0,8$ м, радіус задніх коліс $r_{12}=0,98$ м, маса трактора 10830 кг) на тяговому діапазоні руху при законі зміни коефіцієнта $\varepsilon_r(t)$, що характеризує положення органу керування подачею палива (рис. 2), та при різних законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ (рис. 3), які задаються з допомогою блоку Simulink — Signal Builder, різних робочих об'ємах гідромоторів Q_m (від 160 до 250 см³), змінній силі тяги на гаку F_{kr} , представлені на рис. 4–15 (при законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3, а

та зміною сили тяги на гаку $F_{kr} \in [0; 49,5]$ кН по лінійному закону в діапазоні часу $t \in [10; 100]$ секунд на рис. 4–9; при законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3, б та зміною сили тяги на гаку $F_{kr} \in [0; 49,5]$ кН по лінійному закону в діапазоні часу $t \in [10; 25]$ секунд на рис. 10–15).

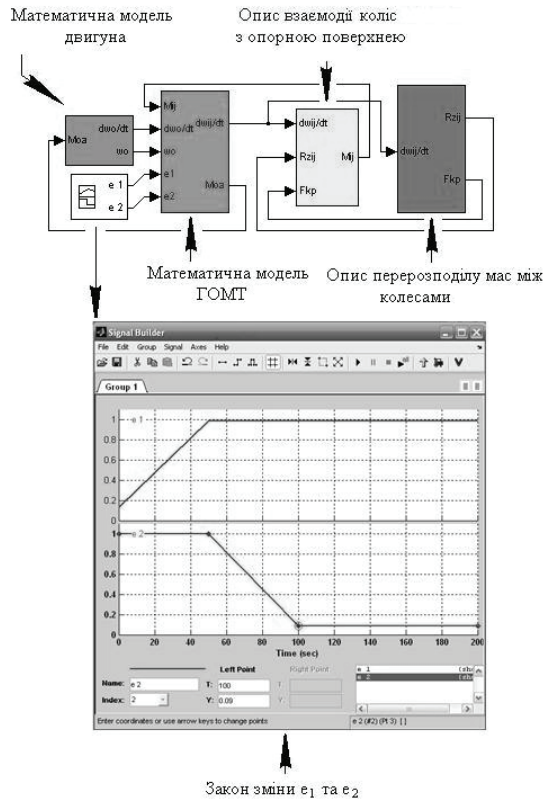


Рис. 1. Програмна реалізація процесу розгону трактора

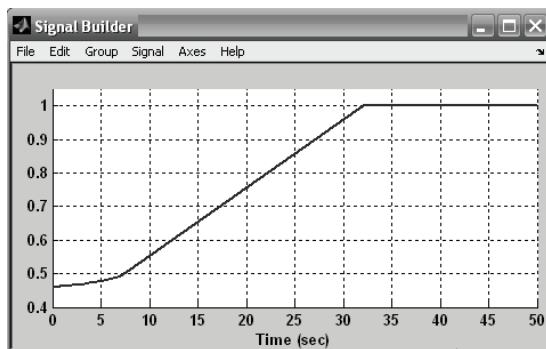
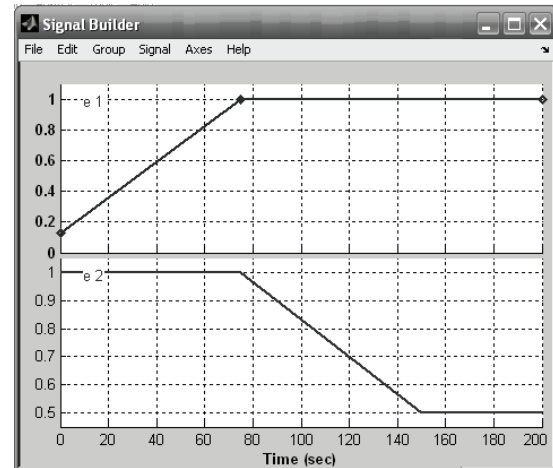


Рис. 2. Закон зміни коефіцієнта $\epsilon_r(t)$ (залежність коефіцієнта, що характеризує положення органу керування подачею палива ϵ_r від часу t)

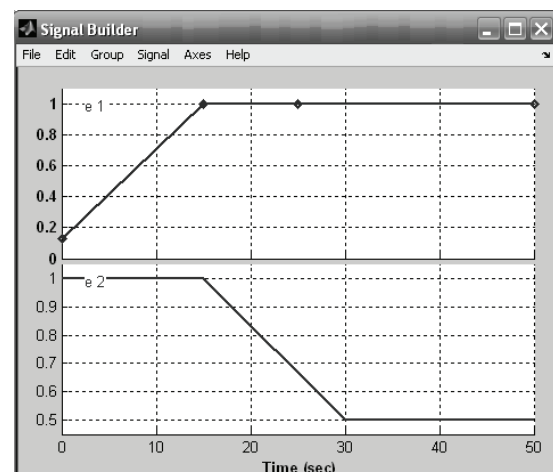
Моделювання розгону трактора Fendt 939 Vario на транспортному та тяговому діапазонах руху при коефіцієнті опору коченню $f = 0,05$ відбувається без урахування буксування в зв'язку з тим, що цей параметр несуттєво впливає на параметри ГОМТ та динаміку розгону трактора при експлуатації без сили тяги на гаку, при прямолінійному русі, та за відсутності нахилу дорожньої поверхні.

Результати моделювання розгону трактора Fendt 939 Vario на транспортному та тяговому діапазонах руху при $f = 0,05$ і різних законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ представлені на рис. 16–19.

На рис. 20 наведено буксування передніх коліс трактора Fendt 939 Vario при різних робочих об'ємах гідромоторів та змінній силі тяги на гаку (лінії 1–6), буксування тих же коліс трактора з механічною трансмісією і еквівалентними параметрами (лінія 7).



а



б

Рис. 3. Закони зміни відносних параметрів регулювання ГОП $e_1(t)$, $e_2(t)$ (залежність параметрів регулювання ГОП e_1 , e_2 від часу t): а — повільний розгін; б — прискорений розгін

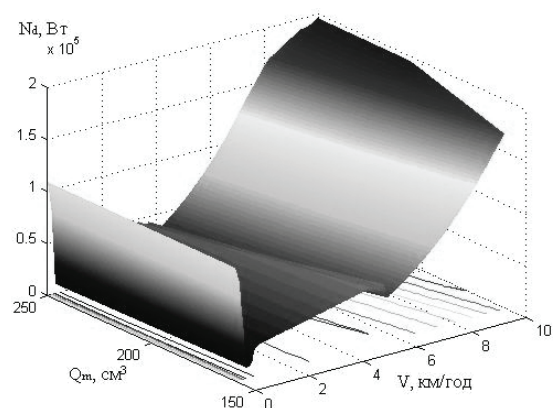


Рис. 4. Поверхня потужності двигуна N_d в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3, а

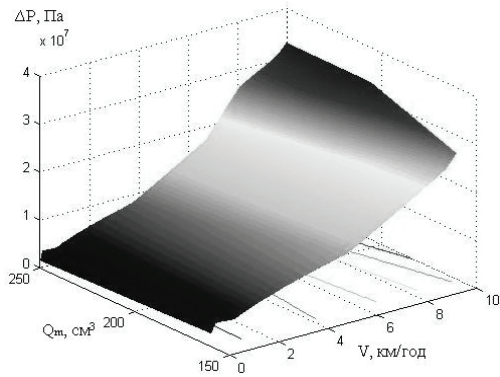


Рис. 5. Поверхня перепаду робочого тиску в ГПП Δp в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,а

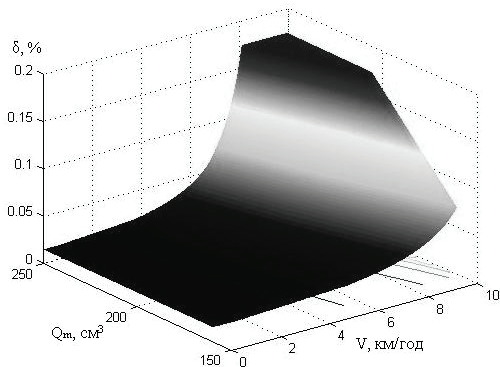


Рис. 6. Поверхня буксування передніх коліс δ в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,а

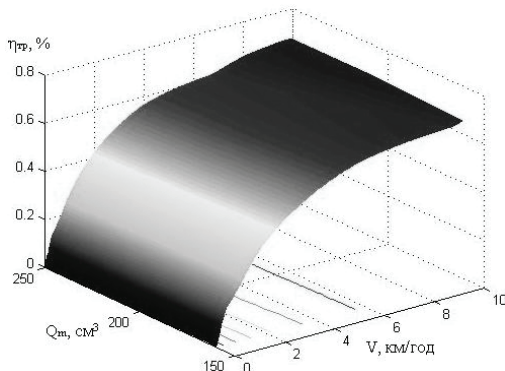


Рис. 7. Поверхня ККД трансмісії $\eta_{тр}$ в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,а

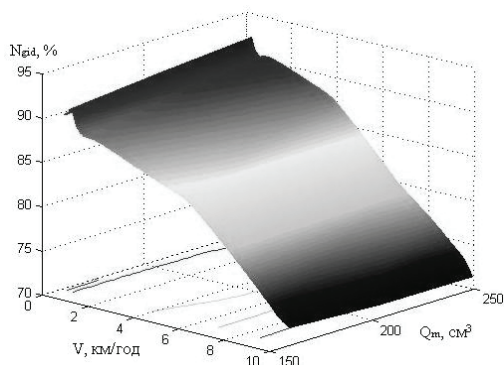


Рис. 8. Поверхня відношення потужності у відсотках, що передається через гідравлічну гілку до вихідної потужності із замкнутого контуру $N_{гид}$ в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,а

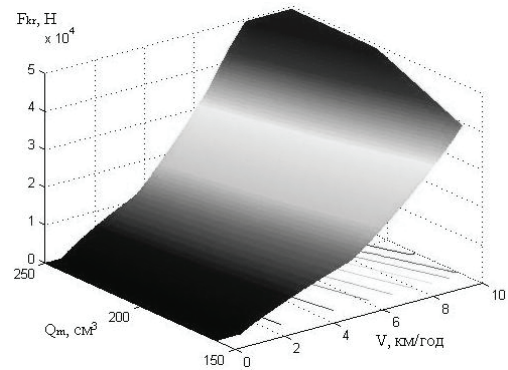


Рис. 9. Поверхня сили тяги на ґаку $F_{кр}$ в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,а

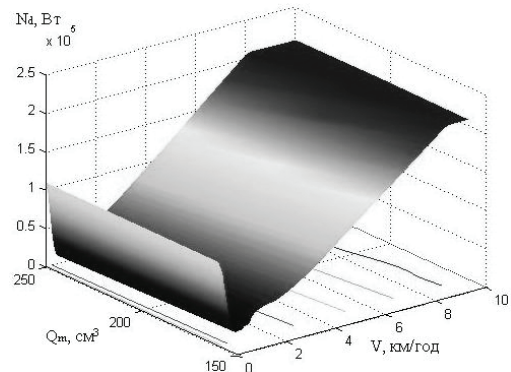


Рис. 10. Поверхня потужності двигуна N_d в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,б

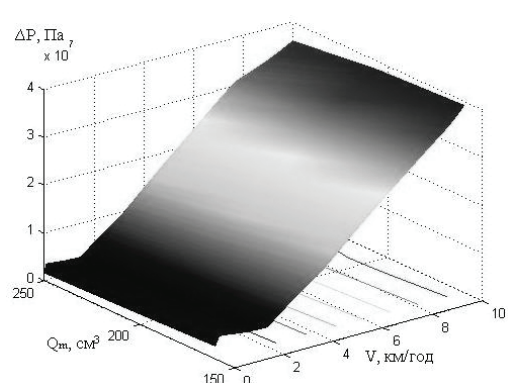


Рис. 11. Поверхня перепаду робочого тиску в ГПП Δp в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,б

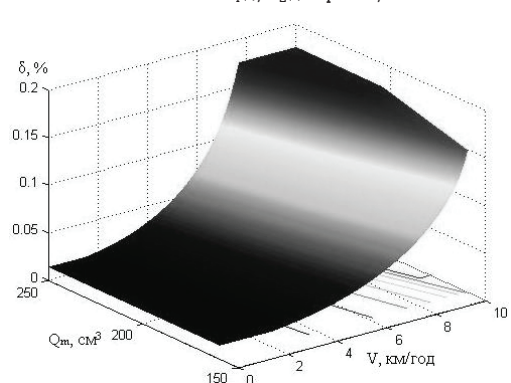


Рис. 12. Поверхня буксування передніх коліс δ в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,б

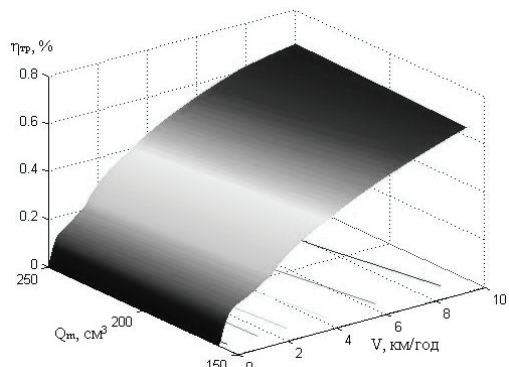


Рис. 13. Поверхня ККД трансмісії $\eta_{тр}$ в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,б

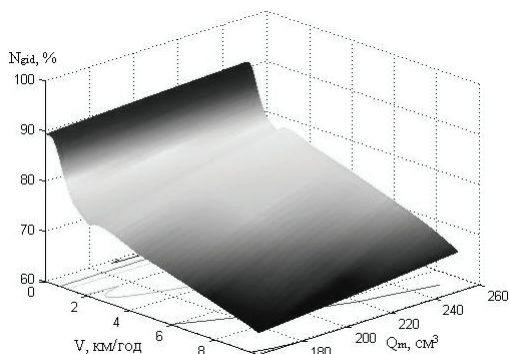


Рис. 14. Поверхня відношення потужності у відсотках, що передається через гідравлічну гілку до вихідної потужності із замкнутого контуру $N_{гид}$ в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,б

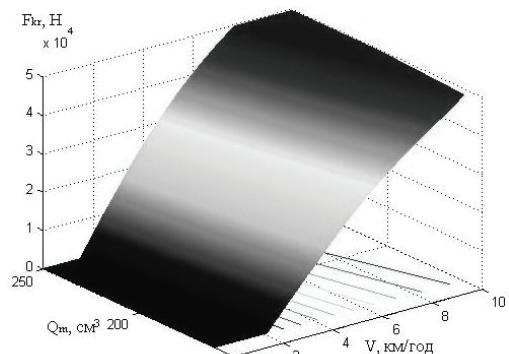


Рис. 15. Поверхня сили тяги на гаку $F_{кр}$ в координатах робочих об'ємів гідромоторів Q_m та швидкості трактора V при законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,б

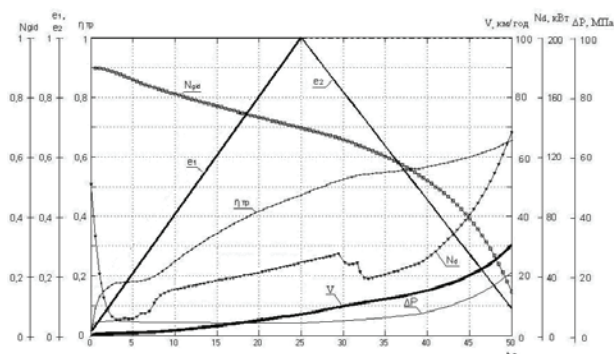


Рис. 16. Результати аналізу трансмісії трактора Fendt 939 Vario на тяговому діапазоні руху, час розгону 50 с. (залежність основних параметрів трансмісії e_1 , e_2 , $N_{гид}$, $\eta_{тр}$, Δp , швидкості трактора V та потужності двигуна N_d від часу t)

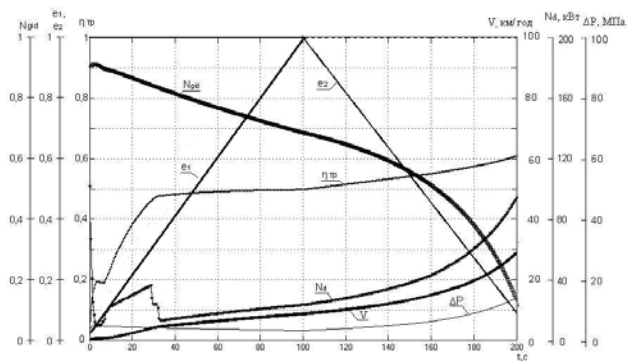


Рис. 17. Результати аналізу трансмісії трактора Fendt 939 Vario на тяговому діапазоні руху, час розгону 200 с. (залежність основних параметрів трансмісії e_1 , e_2 , $N_{гид}$, $\eta_{тр}$, Δp , швидкості трактора V та потужності двигуна N_d від часу t)

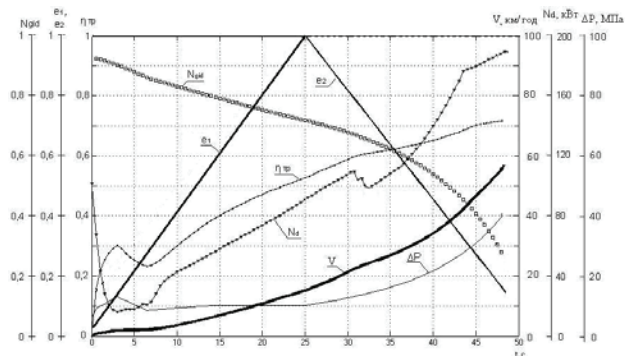


Рис. 18. Результати аналізу трансмісії трактора Fendt 939 Vario на транспортному діапазоні руху, час розгону 50 с. (залежність основних параметрів трансмісії e_1 , e_2 , $N_{гид}$, $\eta_{тр}$, Δp , швидкості трактора V та потужності двигуна N_d від часу t)

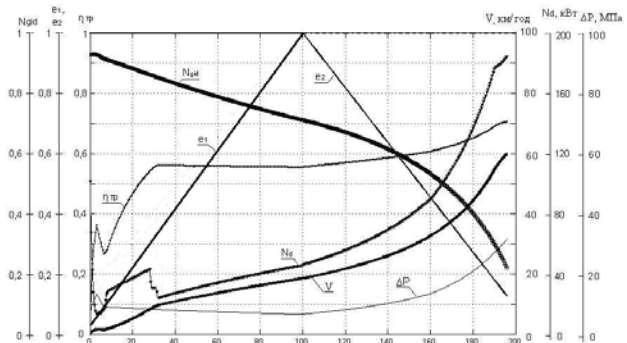


Рис. 19. Результати аналізу трансмісії трактора Fendt 939 Vario на транспортному діапазоні руху, час розгону 200 с. (залежність основних параметрів трансмісії e_1 , e_2 , $N_{гид}$, $\eta_{тр}$, Δp , швидкості трактора V та потужності двигуна N_d від часу t)

В результаті моделювання розгону трактора Fendt 939 Vario на тяговому діапазоні руху було встановлено:

- при використанні регульованих гідромоторів максимальним об'ємом 250 см³ замість 160 см³ спостерігається, в залежності від закону зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$, зниження Δp_{max} на 0,05–7,68 %, $N_{d max}$ на 0,24–0,38 %; підвищення $\eta_{тр max}$ на 0,80–1,40 %, потужності у відсотках, що передається через гідравлічну гілку до вихідної потужності із замкнутого контуру $N_{гид max}$ на 1,50–1,80 %, сили тяги на гаку $F_{кр max}$ на 2,74–25,70 %, буксування коліс δ від 0 % до більш ніж 100 %;
- при застосуванні закону зміни відносних параметрів регулювання ГОП $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,а замість 3,б спостерігається, в залежності від макси-

мальних об'ємів гідромоторів, зниження Δp_{\max} на 8,37–31,97 %, $N_{d\max}$ на 4,61–18,41 %, сили тяги на гаку $F_{kr\max}$ на 0–18,26 %; підвищення $\eta_{TP\max}$ на 2,91–4,01 %, потужності у відсотках, що передається через гідравлічну гілку до вихідної потужності із замкнутого контуру $N_{gid\max}$ на 0,29–0,39 %, буксування коліс δ від 0 % до більш ніж 50 %;

— використання ГОМТ замість механічної трансмісії при певних законах зміни відносних параметрів регулювання ГОП $e_1(t)$, $e_2(t)$ призводить до зниження буксування коліс. Чим менше інтенсивність зміни параметрів регулювання $e_1(t)$, $e_2(t)$, тим менше буксування.

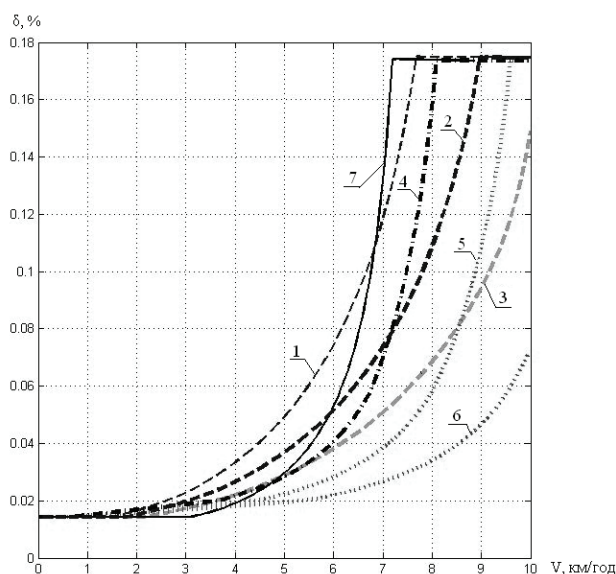


Рис. 20. Залежність буксування передніх коліс δ від швидкості руху трактора V : 1 — робочий об'єм гідромоторів 250 см^3 , закон зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,б; 2 — робочий об'єм гідромоторів 205 см^3 , закон зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,б; 3 — робочий об'єм гідромоторів 160 см^3 , закон зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,б; 4 — робочий об'єм гідромоторів 250 см^3 , закон зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,а; 5 — робочий об'єм гідромоторів 205 см^3 , закон зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,а; 6 — робочий об'єм гідромоторів 160 см^3 , закон зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 3,а; 7 — трактор з механічною трансмісією

В результаті моделювання розгону трактора Fendt 939 Varjo на тяговому діапазоні руху при $f = 0,05$ та застосуванні закону зміни відносних параметрів регулювання ГОП $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 17 замість рис. 16 спостерігається зниження Δp_{\max} на 31,80 %, $N_{d\max}$ на 31,30 %, $\eta_{TP\max}$ на 6,00 %, потужності у відсотках, що передається через гідравлічну гілку до вихідної потужності із замкнутого контуру $N_{gid\min}$ на 4,20 %.

В результаті моделювання розгону трактора Fendt 939 Varjo на транспортному діапазоні руху при $f = 0,05$ та застосуванні закону зміни відносних параметрів регулювання ГОП $e_1(t)$, $e_2(t)$ з рис. 19 замість рис. 18 спостерігається зниження Δp_{\max} на 23,10 %, $N_{d\max}$ на 3,20 %, $\eta_{TP\max}$ на 1,02 %, потужності у відсотках, що передається через гідравлічну гілку до вихідної потужності із замкнутого контуру $N_{gid\min}$ на 27,10 %.

5. Висновки

1. Підвищення інтенсивності зміни параметрів регулювання $e_1(t)$, $e_2(t)$ призводить до збільшення бук-

сування коліс, перепаду робочого тиску в ГОП, потужності двигуна за рахунок збільшення дії сили опору прискоренню трактора.

2. Зменшення робочих об'ємів гідромоторів призводить до підвищення перепаду робочого тиску в ГОП, підвищення інтенсивності збільшення швидкості трактора та зменшення сили тяги на гаку.

В зв'язку з тим, що розгін до максимальної швидкості трактора 10 км/год при різних робочих об'ємах гідромоторів досягається за різний проміжок часу, закон зміни сили тяги на гаку $F_{kr}(t)$ при цьому задавався однаковим, трактор з ГОМТ, що має гідромотори робочим об'ємом 160 см^3 досягає свого максимального значення (зумовлено законом зміни сили тяги на гаку $F_{kr}(t)$ та законами зміни параметрів регулювання $e_1(t)$, $e_2(t)$), а трактор з ГОМТ, що має гідромотори робочим об'ємом 250 см^3 — за значно більший проміжок часу, саме цим і пояснюється різне значення сили тяги на гаку при одних і тих же швидкостях трактора.

3. Розрахунково-теоретичним шляхом підтверджена гіпотеза, що однією з переваг ГОМТ є забезпечення меншого буксування, ніж при ступінчастих трансмісіях на аналогічних режимах роботи. Чим менше інтенсивність зміни параметрів регулювання $e_1(t)$, $e_2(t)$, тим яскравіше проявляється різниця в значенні буксування.

Література

1. Самородов, В. Б. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий [Текст] : сб. научн. трудов / В. Б. Самородов, А. В. Рогов, М. Б. Бурлыга, Б. В. Самородов // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск: «Автомобиле- и тракторостроение». — 2003. — № 4. — С. 3–19.
2. Щельцын, Н. А. Современные бесступенчатые трансмиссии с.-х. тракторов [Текст] / Н. А. Щельцын, Л. А. Фрумкин, И. В. Иванов // «Тракторы и сельскохозяйственные машины». — 2011. — № 11. — С. 18–26.
3. Рогов, А. В. Развитие методов расчета систем «двигатель — трансмиссия» автомобилей и тракторов [Текст] : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / А. В. Рогов. — Харків, 2006. — 24 с.
4. Айтцетмюллер, Х. Функциональные свойства и экономичность тракторной и специальной техники с трансмиссиями VDC [Текст] / Х. Айтцетмюллер // Механика машин, механизмов и материалов. — 2009. — № 1(6). — С. 20–24.
5. Самородов, В. Б. Тенденції та перспективи застосування в автомобіле- і тракторобудуванні безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій [Текст] / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. — 2012. — № 30. — С. 13–22.
6. Самородов, В. Б. Безступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії як невід'ємний елемент сучасних тракторів [Текст] : зб. наук. пр. / В. Б. Самородов, В. В. Єпіфанов, А. І. Бондаренко // Вісник СевНТУ. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. — 2012. — № 135. — С. 244–247.
7. Самородов, В. Б. Аналіз безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних тракторних трансмісій: вибір і обґрунтування перспективних схем [Текст] : зб. наук. пр. / В. Б. Самородов, О. В. Григоров, А. І. Бондаренко // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. — 2012. — № 20. — С. 24–46.

8. Самородов, В. Б. Анализ бесступенчатой трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario: что скрывается за рекламой? [Текст] / В. Б. Самородов, А. И. Бондаренко // «Тракторы и сельхозмашины». — 2012. — № 6. — С. 48–52.
9. Самородов, В. Б. Динамика процессу розгону колісних тракторів серії Fendt 900 Vario [Текст] / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. — 2013. — Т. 1, № 3(61). — С. 4–11.
10. Чудаков, Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля [Текст] / Д. А. Чудаков. — М.: «Колос», 1972. — 384 с.

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА РАЗГОНА ТРАКТОРА FENDT 939 VARIO

В работе определено влияние законов изменения параметров регулирования гидрообъемной передачи, рабочих объемов гидромоторов на основные параметры трансмиссии и буксование колес трактора при переменной силе тяги на крюке и разгоне на тяговом диапазоне, проведен сравнительный анализ буксования колес трактора Fendt 939 Vario с трактором, который имеет эквивалентные параметры, но механическую трансмиссию. Также в работе рассмотрен и проанализирован разгон трактора при выполнении транспортных работ.

Ключевые слова: разгон, колесный трактор, гидрообъемно-механическая трансмиссия, буксование, динамика, тяговый режим.

Самородов Вадим Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой, кафедра «Автомобиле- и тракторобудування», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», e-mail: vadimsamorodov@mail.ru.

Бондаренко Анатолий Игоревич, кандидат технических наук, кафедра «Автомобиле- и тракторобудування», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», e-mail: anatoliybon@rambler.ru

Самородов Вадим Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой, кафедра «Автомобиле- и тракторостроения», Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт».

Бондаренко Анатолий Игоревич, кандидат технических наук, кафедра «Автомобиле- и тракторостроения», Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

Samorodov Vadim, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», e-mail: vadimsamorodov@mail.ru.

Bondarenko Anatoliy, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», e-mail: anatoliybon@rambler.ru

УДК 621.01: 62-882

**Брешев В. Е.,
Брешев А. В.**

МЕТОД ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ОПОРЫ СЛОЖНОЙ КОНСТРУКЦИИ ДЛЯ АНАЛИТИЧЕСКОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЕЕ ИНТЕГРАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Предложен метод преобразования аэростатической опоры сложной конструкции к эквивалентной комбинации типовых опор. Обладая равной несущей способностью и жесткостью с исходной опорой, комбинация типовых опор позволяет аналитически выразить интегральные характеристики опоры для ее параметрического синтеза.

Ключевые слова: аэростатическая опора, газовая смазка, бесконтактный привод.

1. Постановка проблемы

Разработка конструкций бесконтактных аэростатических опор, а также бесконтактных приводов с использованием таких опор является перспективным направлением развития машиностроения. Применение опор на газовой смазке решает задачи максимального увеличения частот вращения, снижения потерь, повышения износостойкости и долговечности, экономичности, снижения себестоимости приводов, обеспечения стабильности их эксплуатационных параметров [1–3]. Совершенствование конструкции опор предполагает использование несущих поверхностей различной формы, аэростатически связанную комбинацию опорных поверхностей различной геометрии (конических, плоских, полусферических и др.), использование несимметричной или неравномерной системы подачи смазки в зазор [4, 5].

Для решения краевой задачи — определения статических характеристик опоры при заданных начальных и граничных условиях, составляется основное уравнение

газовой смазки [6–8]. Для сферической опоры стационарное уравнение Рейнольдса имеет вид:

$$\frac{d}{d\phi} \left(H^3 \frac{dP}{d\phi} \right) + \sin \theta \frac{d}{d\theta} \left(\sin \theta H^3 \frac{dP}{d\theta} \right) = \Lambda \sin^2 \theta \frac{d(HP)}{d\phi}, \quad (1)$$

где ϕ, θ — углы сферической системы координат; P — относительное давление газовой смазки; H — безразмерный зазор, который в стационарной постановке является функцией относительных эксцентриситетов $\varepsilon_X, \varepsilon_Y, \varepsilon_Z$ и углов ϕ, θ :

$$H = 1 - \varepsilon_X \cos \phi \sin \theta - \varepsilon_Y \sin \phi \sin \theta - \varepsilon_Z \cos \theta. \quad (2)$$

В такой постановке краевая задача не имеет приближенного аналитического решения, но достаточно точно решается численным интегрированием (1). С другой стороны, для синтеза и анализа новых конструкций