

В.Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;
О.В. ГРИГОРОВ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;
А.І. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»

АНАЛІЗ БЕЗСТУПІНЧАСТИХ ДВОПОТОКОВИХ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАКТОРНИХ ТРАНСМІСІЙ: ВИБІР І ОБҐРУНТУВАННЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ СХЕМ

Систематизовано основні закономірності розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічних трансмісій, що працюють за схемами “диференціал на вході” та “диференціал на виході”, вибрано та проаналізовано перспективні схеми.

Систематизированы основные закономерности распределения кинематических, силовых и энергетических параметров гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схемам “дифференциал на входе” и “дифференциал на выходе”, выбрано и проанализировано перспективные схемы.

Systematization of kinematics, power and energetic parameters of hydrostatic-mechanical transmissions, which work on a charts “differential on entrance” and “differential on exit” have been done, systematized, chosen and analysed perspective charts.

Вступ

Прагнення до безступінчастого регулювання швидкості, спрощення конструкції трансмісій, підвищення керованості, призвело до необхідності обладнання гідрооб'ємно-механічною трансмісією (ГОМТ) серійно випускаємих колісних сільськогосподарських тракторів.

Щорічно такими всесвітньо відомими транснаціональними корпораціями як CNH, що об'єднує фірми Case IH, New Holland (США) і Steyr (Австрія); AGCO, що об'єднує фірми Fendt (Німеччина), Massey Ferguson, Challenger (США) і Valtra (Фінляндія); SDF, що об'єднує фірми Same, Lamborghini (Італія) і Deutz-Fahr (Німеччина), а також двома найбільшими компаніями John Deere (США) і Claas (Німеччина) поставляється на світовий ринок майже 400 000 тракторів, а це більше 80% всього світового випуску тракторної техніки, з них близько 18% оснащені ГОМТ.

Не дивлячись на величезну різноманітність ГОМТ, якими обладнуються колісні трактори, на даний момент мало вивчений вплив місця розташування планетарного ряду (ПР), з'єднання механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР на основні параметри ГОМТ (робочі об'єми гідромашин, кутові швидкості їх валів, значення тиску, об'ємний, механічний і загальний коефіцієнт корисної дії (ККД)).

Аналіз останніх досліджень і публікацій

ГОМТ підрозділяються на повнопотокові, коли вся потужність двигуна передається гідравлічним шляхом, і двохпотокові (з диференціалами на вході, виході, зі змінною (різною) структурою), де менша частина потоку потужності (0 – 75%) передається гідравлічним шляхом, а решта частини (зазвичай більша) – механічним шляхом [1].

Двохпотокові ГОМТ представляють зараз єдиний вид безступінчастих передач, що серійно встановлюються на сільськогосподарських тракторах. Область їх використання росте як по числу моделей тракторів, так і по потужності, що передається [2].

В роботі [3] відзначається, що схема “диференціал на вході” рідко застосовується в ГОМТ, частіше у складі ГОМТ зі змінною структурою. Особливістю даної схеми є те, що вона може самостійно покривати весь діапазон регулювання (трансмсія Fendt Vario) при збереженні достатньо високого ККД ГОМТ (до 0,82) за рахунок збільшення об’ємів гідромашин.

У всіх ГОМТ, виконаних за схемою “диференціал на виході”, як правило, використовується одна регульована і одна нерегульована гідромашини [3]. Перевагою таких ГОМТ є мала встановлююча потужність гідромашин завдяки використанню декількох піддіапазонів. При цьому в ГОМТ S-Matic, CNH, Essom встановлююча потужність кожної гідромашини складає половину потужності двигуна трактора. На початку кожного піддіапазону така ж потужність циркулює в замкнутому контурі трансмісії, спричиняючи зниження її ККД, в кінці діапазонів циркуляція відсутня.

Найбільш складною є ГОМТ зі змінною (різною) структурою, в якій весь діапазон регулювання розбивають на піддіапазони (ГОМТ John Deere Auto Powr 8345 R, MALI WSG 500), в кожному з яких, або в частині з них, використовується схема “диференціал на вході”, “диференціал на виході” або ж складніша механічна частина (декілька диференціалів) [1, 3].

В зв’язку з тим, що конструкції ГОМТ розвиваються у бік зменшення числа фрикційних багатодискових муфт, відповідно зменшення кількості піддіапазонів і складних механічних частин, проаналізуємо схеми “диференціал на вході”, “диференціал на виході”, як такі, що найчастіше використовуються і є складовою будь-якої ГОМТ.

Мета та постановка завдань

Метою даної роботи є визначення основних параметрів ГОМТ, що працюють за схемою “диференціал на вході”, “диференціал на виході” та вибір і аналіз перспективних схем ГОМТ.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання: скласти кінематичні та структурні схеми ГОМТ з різним з’єднанням механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР (з сонячною шестернею, коронною шестернею, водилом); визначити кінематичні, силові

та енергетичні параметри трансмісії, ККД трансмісії; вибрати перспективні схем ГОМТ; проаналізувати отримані результати.

Аналіз безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних тракторних трансмісій: вибір і обґрунтування перспективних схем Диференціал на вході

В якості початкових даних для аналізу вибрані наступні параметри: максимальні оберти колінчастого валу двигуна 2250 об/хв; радіус коліс $r = 0,85$ м; маса трактора 9000 кг; швидкість, що реалізується на тяговому діапазоні при коефіцієнті опору руху $f = 0,5$ – від 0 до 10 км/год; робочий об'єм гідронасоса – 130 см^3 , робочий об'єм гідромотора – 130 см^3 ; гідромашини виробництва “Sauer-Danfoss”.

У ГОМТ колісних сільськогосподарських тракторів, що працюють за схемою “диференціал на вході”, можливі 6 варіантів з'єднання механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР (рис. 1). Спрощені кінематичні схеми ГОМТ з диференціалом на вході з однією регульованою і однією нерегульованою гідромашинами, двома регульованими гідромашинами наведені на рис. 2. Структурні схеми даних ГОМТ наведені на рис. 3.

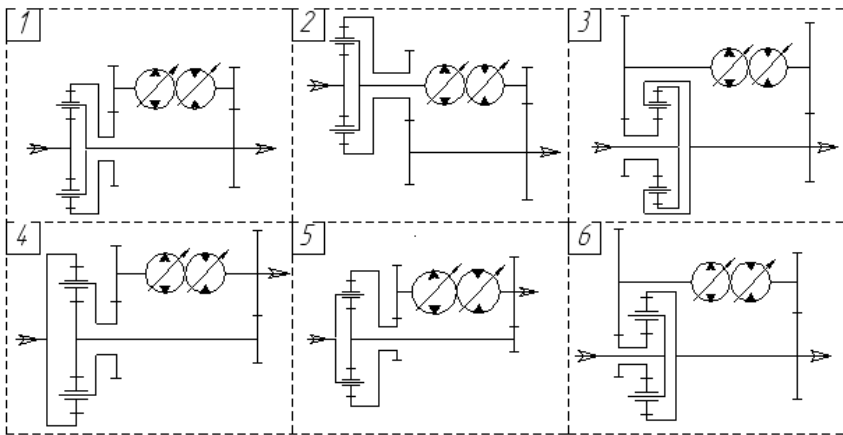
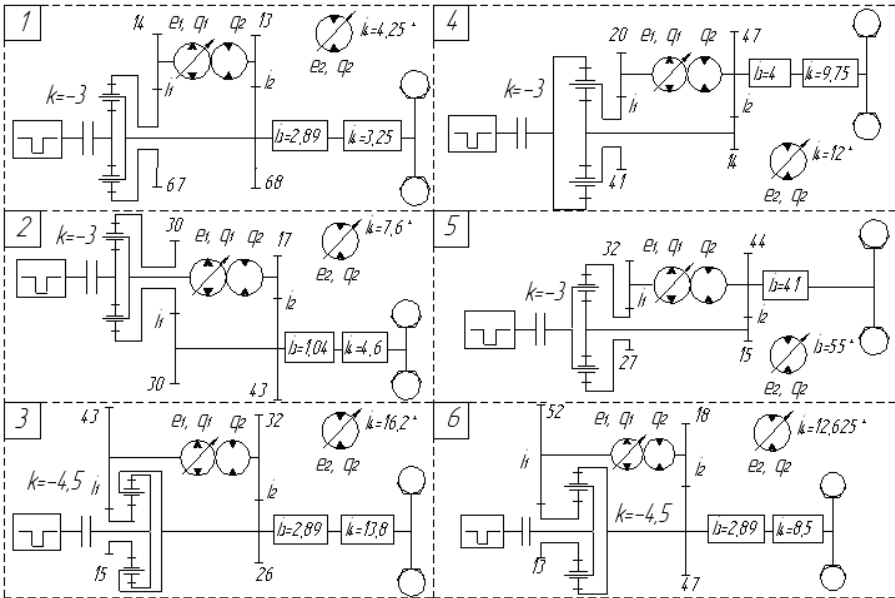


Рисунок 1 – Кінематичні схеми замкнутих контурів ГОМТ з диференціалом на вході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР

Позначення на рисунках та в подальших формулах: k – внутрішнє передавальне відношення ПР; e_1, e_2 – відносний параметр регулювання ГОП; q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин; i_i – передавальне число редуктора; ω_i – кутова швидкість ланки; M_{nm} – моменти на ланках ГОМТ;

m – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки; n – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок.



* – регульований гідромотор

Рисунок 2 – Спрощені кінематичні схеми ГОМТ з диференціалом на вході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР

В результаті аналізу ГОМТ з диференціалом на вході було встановлено [4]:

- розглянуті ГОМТ з нерегульованим гідромотором по всіх параметрах (ККД трансмісії, потужності двигуна, перепаду тиску) поступають аналогічними ГОМТ з регульованим гідромотором, тому подальший аналіз стосуватиметься тільки останніх схем;

- особливістю схеми № 2 є те, що вона працездатна лише при підвищених об'ємах гідромашин гідрооб'ємної передачі (ГОП). При робочому об'ємі гідронасоса – 130 см^3 , робочому об'ємі гідромотора – 130 см^3 схема не придатна до використання;

- внутрішнє передавальне відношення ПР схем № 3, 6 в розрахунках прийнято $k = -4,5$, у зв'язку з тим, що кутові швидкості сателітів при $k = -3$ досягають 1000 рад/с при русі трактора з місця (допустимо не більше 600 рад/с), тому дані схеми не рекомендуються до використання;

- максимальне значення ККД серед схем трансмісій № 1, 4, 5 у ГОМТ № 4 – $0,862$ при швидкостях $8,2 - 10,0 \text{ км/год}$, на другому місці схеми № 1, 5;

– потужність двигуна, що необхідна для виконання технологічного режиму оранки зі швидкістю 10 км/год є мінімальною у ГОМТ № 4 – 142,5 кВт, на другому місці схема № 1 – 145,8 кВт, на третьому № 5 – 150,0 кВт.

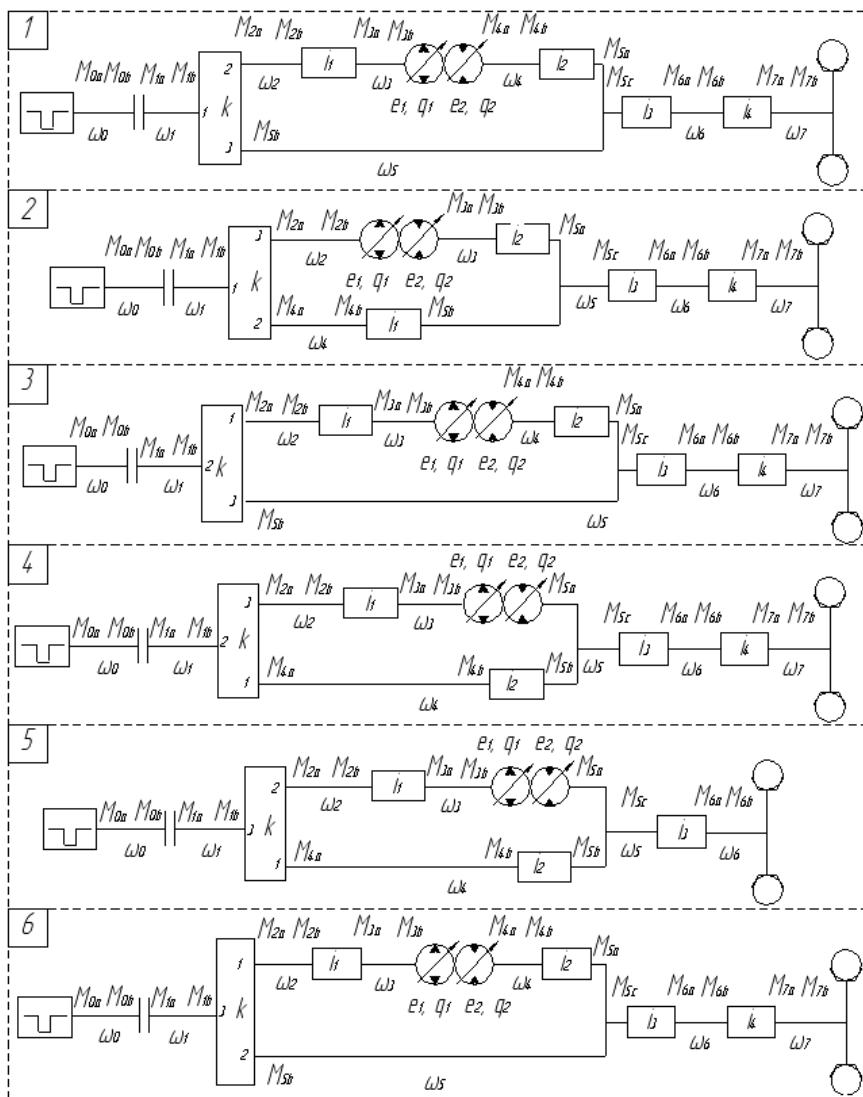


Рисунок 3 – Структурні схеми ГОМТ з диференціалом на вході

У розглянутих ГОМТ з диференціалом на вході при русі переднім ходом зі швидкістю до 10 км/год в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня – потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії (рис. 4).

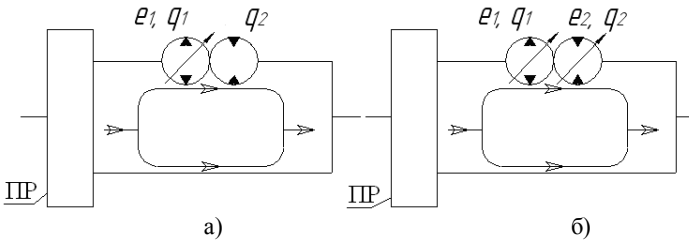


Рисунок 4 – Розподіл потоків потужності в замкнутих контурах ГОМТ з диференціалом на вході: а – ГОМТ з нерегульованим гідромотором; б – ГОМТ з регульованим гідромотором.

Якнайкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на вході (рис. 2.3) при заданих початкових даних є схема № 4, на другому місці № 1, на третьому – схема № 5. Схеми № 3, 6 використовувати не рекомендується, № 2 – не працює. Остаточний висновок про доцільність застосування тієї або іншої схеми ГОМТ на колісних сільськогосподарських тракторів можна зробити лише після повного аналізу всіх діапазонів трансмісії як на передньому ході, так і русі заднім ходом.

Як було відмічено раніше, схема “диференціал на вході” рідко застосовується в ГОМТ, частіше у складі ГОМТ із змінною структурою. Особливістю даної схеми є те, що вона може самостійно покривати весь діапазон регулювання при збереженні достатньо високого ККД ГОМТ за рахунок збільшення об’ємів гідромашин.

Не зважаючи на те, що схема № 5 ГОМТ з диференціалом на вході поступається за попередніми розрахункам тільки по значенню КПД (і, відповідно, потужності двигуна) схемам № 4 та № 1, проте має найменше значення кутової швидкості валу гідронасосу в порівнянні зі схемам № 4 та № 1. На теперішній час саме на її базі розроблено трансмісію Fendt Vario, яка є найбільш оригінальною, ефективною та простою з усіх існуючих безступінчастих ГОМТ. Саме тому схему № 5 ГОМТ з диференціалом на вході, а точніше трансмісію Fendt Vario, оберемо для подальшого дослідження.

Диференціал на виході

У ГОМТ колісних сільськогосподарських тракторів, що працюють за схемою “диференціал на виході”, можливі 6 варіантів з’єднання механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР (рис. 5). Спрощені кінематичні схеми ГОМТ з диференціалом на виході з однією регульованою і однією

нерегульованою гідромашинами, двома регульованими гідромашинами наведені на рис. 6. Структурні схеми даних ГОМТ наведені на рис. 7.

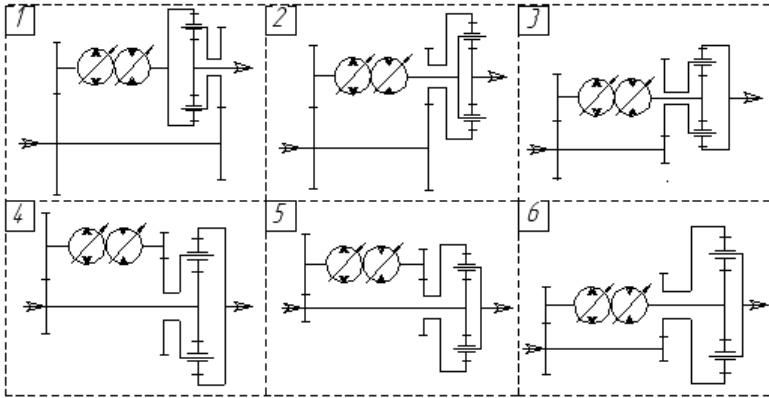
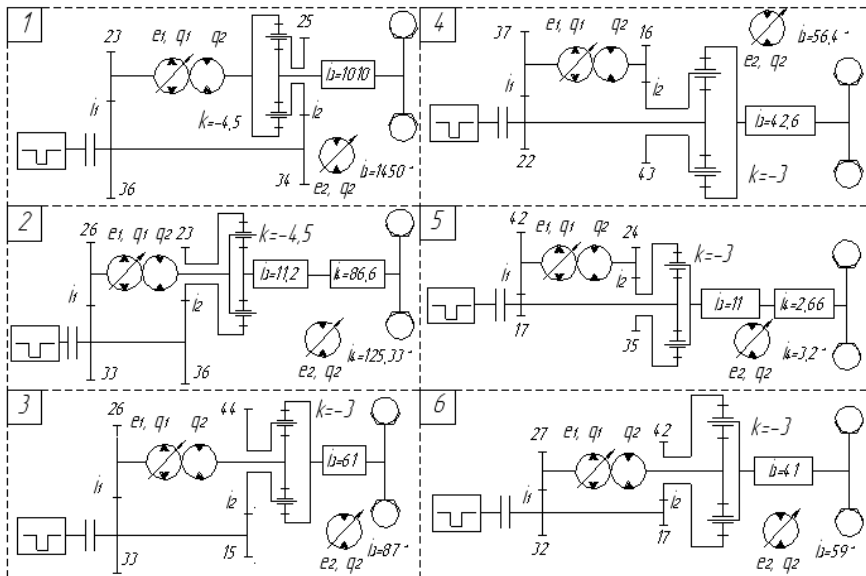


Рисунок 5 – Кінематичні схеми замкнутих контурів ГОМТ з диференціалом на виході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР



* – регульований гідромотор

Рисунок 6 – Спрощені кінематичні схеми ГОМТ з диференціалом на виході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР

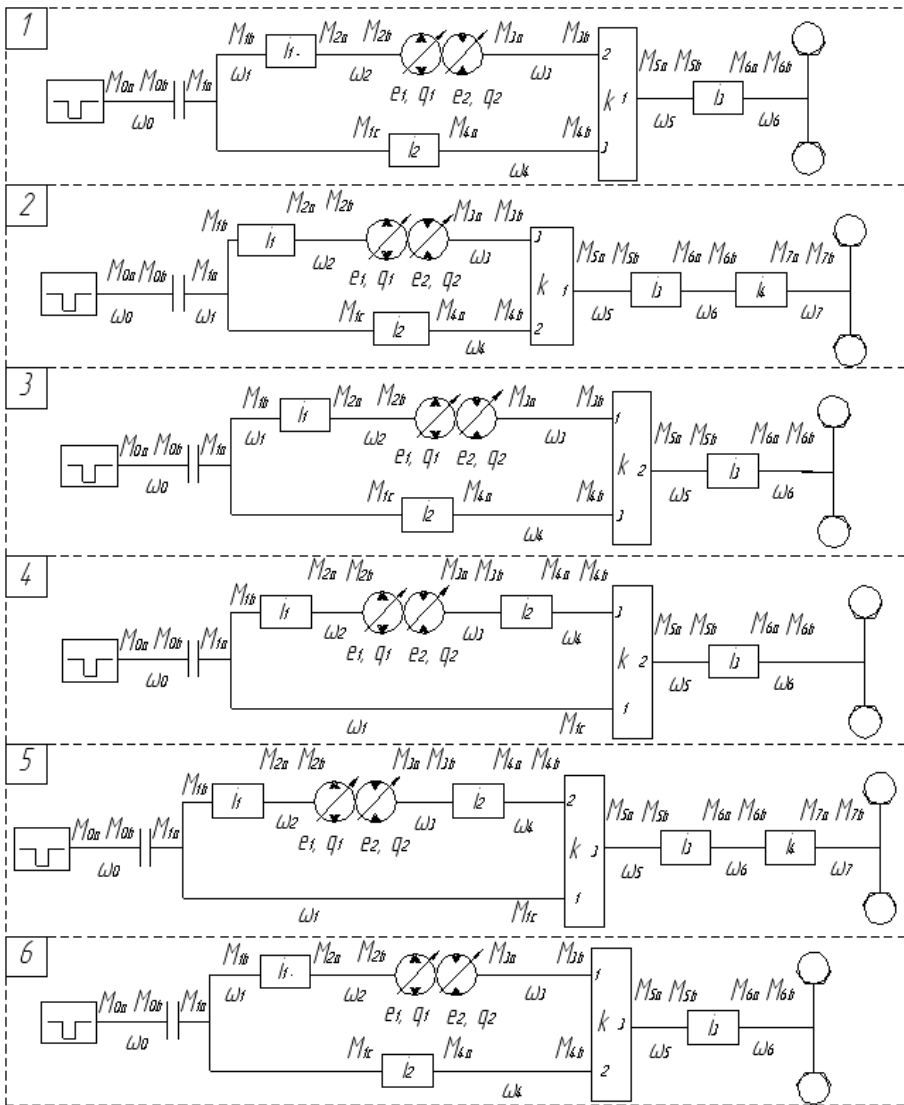


Рисунок 7 – Структурні схеми ГОМТ з диференціалом на вході

В результаті аналізу ГОМТ з диференціалом на виході було встановлено [5]:

– не дивлячись на те, що внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду схем № 1, 2 в розрахунках прийнято $k = -4,5$, кутові швидкості сателітів досягають 1729,0 і -1673,0 рад/с (з нерегульованим гідромотором), 2500,0 і -2318,0 рад/с (з регульованим гідромотором) при швидкості 10 км/год (допустимо не більше 600 рад/с), що свідчить про неприцездатність даних трансмісій;

– оберти валу регульованого гідромотора схем № 1 – 3, 6 та перепад робочого тиску в ГОП схеми № 5 (з регульованим гідромотором) перевищують максимально допустимі значення, що свідчить про неприцездатність даних трансмісій. В подальшому ці схеми в аналізі не будуть використовуватися;

– максимальне значення ККД трансмісії у схеми № 4 складає 0,870 при швидкостях 6,2 – 10,0 км/год (з нерегульованим гідромотором) та 0,878 при швидкостях 4,0 – 8,0 км/год (з регульованим гідромотором). Решта схем має яскраво виражений максимум при швидкостях 5,0 – 6,0 км/год, подальше збільшення швидкості супроводжується зниженням ККД. Друге місце за значенням КПД ГОМТ має схема № 3 – 0,866 при швидкості 6,2 км/год, а при 10,0 км/год – 0,824;

– потужність двигуна, необхідна для виконанні технологічного режиму оранки зі швидкістю 10 км/год є мінімальною у ГОМТ № 4 – 141,8 кВт (з нерегульованим гідромотором), на другому місці схема № 3 – 150,4 кВт.

У ГОМТ з диференціалом на виході з нерегульованим гідромотором, що розглядаються, при русі переднім ходом зі швидкістю 5,5 – 10 км/год (для схем № 1 – 4, 6), 6,0 – 10,0 км/год (для схеми № 5) в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня – потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії (значення кругового передавального відношення замкнутого контуру $i_{dkbd} < 0$). При русі зі швидкістю 0 – 5,5 км/год (для схем № 1 – 4, 6), 0 – 6,0 км/год (для схеми № 5) в замкнутому контурі з’являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження механічної гілки ($i_{dkbd} > 0$, рис. 8).

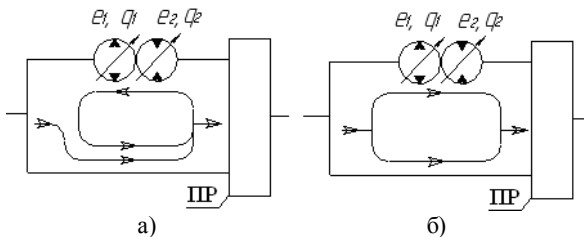


Рисунок 8 – Розподіл потоків потужності в замкнутих контурах ГОМТ з диференціалом на виході з регульованим та нерегульованим гідромотором:

а – $i_{dkbd} > 0$; б – $i_{dkbd} < 0$.

У ГОМТ № 4 з диференціалом на виході з регульованим гідромотором при русі переднім ходом зі швидкістю 4,0 – 10 км/год в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня. При русі зі швидкістю 0 – 4,0 км/год в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження механічної гілки.

Якнайкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на виході (рис. 2.18) є схема № 4 (можна використовувати її як з нерегульованим, так і з регульованим гідромотором), на другому місці № 3, третє місце ділять схеми № 5, 6 (показники відрізняються за рахунок різного числа редукторів). Схеми № 1, 2 (з нерегульованим гідромотором), № 1 – 3, 5, 6 (з регульованим гідромотором) – не працюватимуть.

Остаточний висновок про доцільність застосування тієї або іншої схеми ГОМТ з диференціалом на виході на колісних сільськогосподарських тракторів можна зробити лише після повного аналізу всіх діапазонів трансмісії як на передньому ході, так і русі заднім ходом.

Визначення основних параметрів ГОМТ тракторів серії Fendt 900 Vario (схема “диференціал на вході”)

Особливістю ГОМТ тракторів Fendt серії 900 є використання одного регульованого гідронасоса і двох регульованих гідромоторів з максимальним відхиленням блоку циліндрів до 45^0 . Робочий і транспортний діапазони є двопотоковими, проте при русі з місця трансмісія працює як повнопотокова – через гідравлічну гілку передається 100% потужності двигуна. При подальшому збільшенні швидкості частка потужності, що проходить через гідравлічну гілку ГОМТ, зменшується, а через механічну, відповідно, збільшується. При максимальній швидкості (до 60 км/год) ГОМТ працює як ланцюг механічних редукторів, що передає 100% потужності двигуна.

Кінематична схема трансмісії тракторів серії Fendt 900 Vario приведена на рис. 9, структурна на рис. 10.

Позначення на рис. 10 та в подальших формулах: T_{ij} – параметр включення гальма ($T_{ij} = 1$ – гальмо включене, $T_{ij} = 0$ – вимкнене, $i = r$ – правий борт, $i = l$ – лівий борт, $j = 1$ – передня вісь, $j = 2$ – задня вісь).

Початкові данні: трактор Fendt 939 Vario з двигуном потужністю 287 кВт (максимальні оберти колінчастого валу двигуна 2200 об/хв); радіус передніх коліс $r_{l1} = 0,8$ м, задніх коліс $r_{l2} = 0,98$ м; маса трактора 10830 кг; робочий об'єм гідронасоса – 130 см³ і робочий об'єм гідромоторів – по 160 см³ (“Sauer-Danfoss”).

В результаті аналізу було встановлено [6], що максимальне значення ККД трансмісії при технологічному режимі оранки складає 0,74, яке є нижче декларованого в рекламі (максимальне – 0,82). Можливо, це зв'язано з використанням моделі Городецького К.І. для визначення ККД ГОП, яка може занижувати значення ККД гідромашин і трансмісії в цілому.

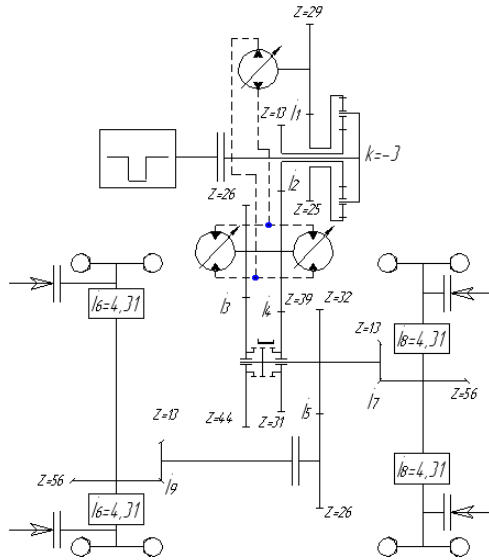


Рисунок 9 – Кінематична схема з ідентифікованими параметрами трансмісії тракторів серії Fendt 900 Vario

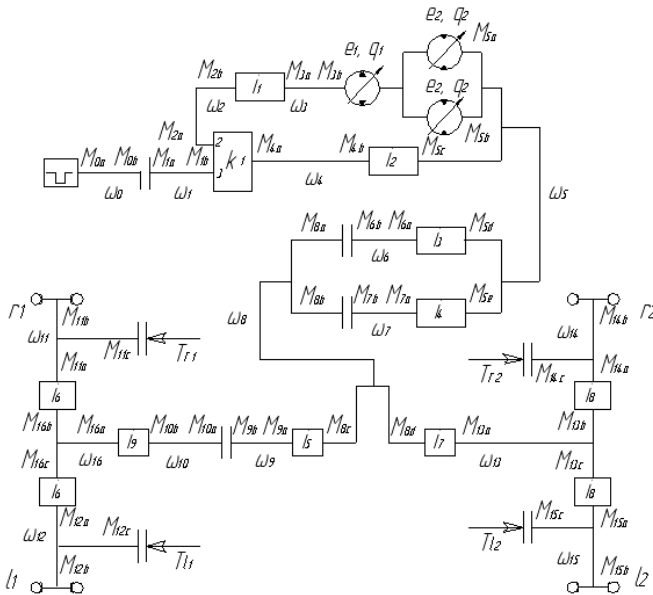


Рисунок 10 – Структурна схема трансмісії тракторів серії Fendt 900 Vario

У замкнутому контурі трансмісії трактора Fendt 939 Vario:

– відсутня циркуляція потужності при русі переднім ходом (рис. 11, а):

- на тяговому діапазоні ($f = 0,5$) при швидкостях 0,02...12 км/год;
- на тяговому діапазоні ($f = 0,05$) при швидкостях 0,02...27,5 км/год;
- на транспортному діапазоні ($f = 0,05$) при швидкостях 0,02...60

км/год;

– виникає циркуляція потужності при русі заднім ходом (рис. 11, б):

- на тяговому діапазоні ($f = 0,5$) при швидкостях 0,02...10 км/год;
- на тяговому діапазоні ($f = 0,05$) при швидкостях 0,02...15 км/год;
- на транспортному діапазоні ($f = 0,05$) при швидкостях 0,02...30

км/год.

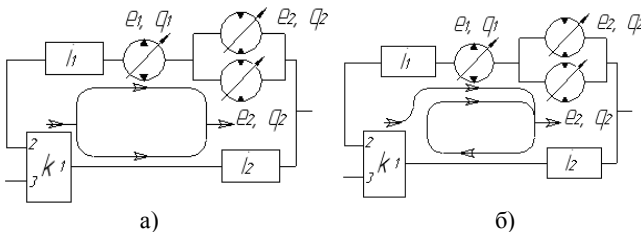


Рисунок 11 – Розподіли потоків потужності в замкнутому контурі трансмісії трактора Fendt 939 Vario: а – рух переднім ходом; б – рух заднім ходом.

Особливістю трансмісії тракторів Fendt серії 800, 900 є наявність двох регульованих гідромоторів, що істотно зменшує робочий тиск в гідропередачі при русі вперед і, особливо, заднім ходом, коли в режимі циркуляції потужності перевантажена гідравлічна гілка.

Визначення основних параметрів ГОМТ трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” (схема “диференціал на виході”)

Не зважаючи на те, що схема № 5 ГОМТ з диференціалом на виході (рис. 7) була виключена з аналізу із-за перевищення максимально допустимого значення перепаду робочого тиску в ГОП при робочому об’ємі гідронасоса – 130 см³, робочому об’ємі гідромотора – 130 см³ (з регульованим гідромотором та регульованим гідронасосом), вона мала друге місце за величиною значення максимального КПД після схеми № 4 та мінімальні значення кутових швидкостей сателітів та валів гідромашин з усіх ГОМТ з диференціалом на виході, що розглядалися. Зниження перепаду робочого тиску в ГОП можливе за рахунок підвищення робочого об’єму гідромотора.

Саме тому схему № 5 ГОМТ (рис. 7), а точніше ГОМТ для тракторів “Беларус 3022 ДВ” з потужністю двигуна 300 – 350 к.с. з диференціалом на

виході і двома керованими гідроагрегатами, що створена Індустріальною групою «Українська промислова енергетична компанія» в тісному творчому контакті з НТУ «ХПІ» і ТОВ «Українське бюро трансмісії і шасі» обрано для подальшого дослідження. Структурна схема трансмісії приведена на рис. 12 [7].

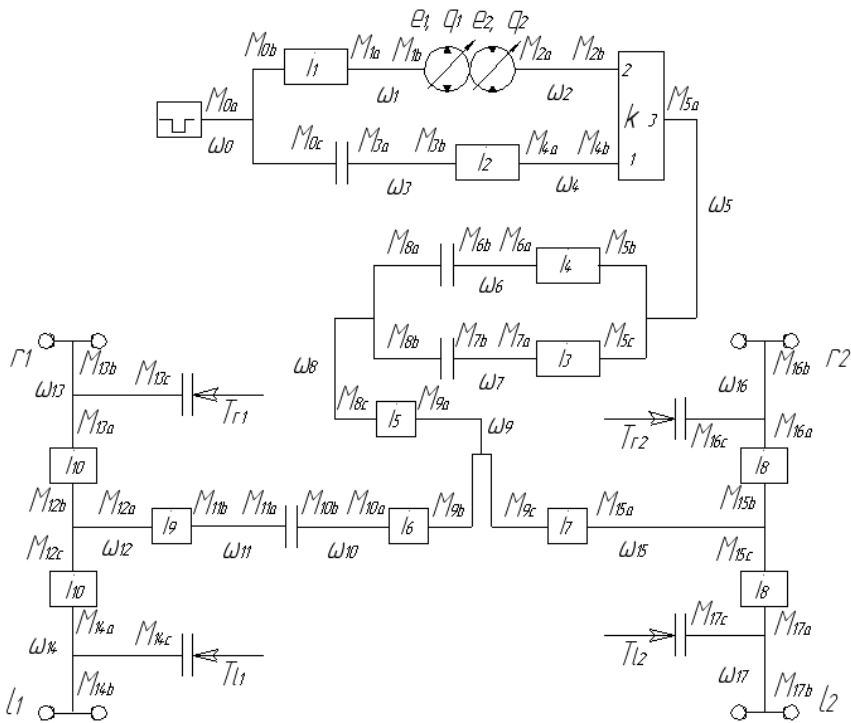


Рисунок 12 – Структурна схема трансмісії з диференціалом на виході

Запропонована ГОМТ забезпечує роботу трактора на двох швидкісних діапазонах, реалізує безступінчасту зміну швидкості всередині кожного. Робота на першому тяговому діапазоні забезпечує рух трактора зі швидкостями від 0 до 24,5 км/год, на другому транспортному діапазоні – зі швидкостями від 0 до 60 км/год. Рух трактора заднім ходом здійснюється регулюванням блоку гідромотора при максимальній подачі регульованого гідронасоса, що не вимагає застосування в конструкції додаткових механічних передач.

Кінематика трансмісії описується системою наступних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_0 - \omega_d = 0; \quad \omega_0 - \omega_3 = 0; \quad \omega_3 \cdot i_2 - \omega_4 = 0; \\ \omega_0 \cdot i_1 - \omega_1 = 0; \quad e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_1 - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_2 = \gamma \cdot \Delta Q; \\ \omega_4 - k \cdot \omega_2 + (k-1) \cdot \omega_5 = 0; \quad \omega_5 \cdot i_4 - \omega_6 = 0; \\ \omega_5 \cdot i_3 - \omega_7 = 0; \quad \omega_6 - \omega_8 = 0, \quad \Psi = 1; \\ \omega_7 - \omega_8 = 0, \quad \Psi = 0; \quad \omega_8 \cdot i_5 - \omega_9 = 0; \\ \omega_9 \cdot i_6 - \omega_{10} = 0; \quad \omega_9 \cdot i_7 + \omega_{15} = 0; \\ (\omega_{10} - \omega_{11}) \cdot \Psi = 0; \quad (\omega_{11} \cdot i_9 - \omega_{12}) \cdot \Psi = 0; \\ (\omega_{12} \cdot i_{10} - \omega_{13}) \cdot \Psi = 0; \quad (\omega_{12} \cdot i_{10} - \omega_{14}) \cdot \Psi = 0; \\ \omega_{15} \cdot i_8 - \omega_{16} = 0; \quad \omega_{15} \cdot i_8 - \omega_{17} = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

де ω_d – кутова швидкість колінчастого валу двигуна;

i_j – передавальне відношення редуктора [8];

γ – коефіцієнт, що характеризує напрям потоку потужності ($\gamma = 1$ – прямий потік потужності; $\gamma = -1$ – зворотний потік потужності);

ΔQ – втрати робочої рідини у всіх гідромашинах, які обчислюються з урахуванням знаку перепаду тиску в ГОП [9, 10];

Ψ – коефіцієнт, що характеризує діапазон руху (при $\Psi = 0$ – транспортний, при $\Psi = 1$ – тяговий).

Сумарні втрати робочої рідини в гідронасосі та гідромоторі визначаються з виразу:

$$\Delta Q = (\lambda_1 + \lambda_2) \cdot \Delta p = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{e01}|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{e02}|) \right) \cdot \Delta p, \quad (2)$$

де λ_1, λ_2 – коефіцієнт об'ємних втрат, пропорційний перепаду тиску для гідронасоса та гідромотора;

Δp – перепад робочого тиску в ГОП;

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

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;

$\omega_{e01}, \omega_{e02}$ – кутова швидкість вала гідронасоса та гідромотора, обчислена при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0.

Силові параметри трансмісії описуються системою наступних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l}
M_{0b} \cdot \eta_1^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{0b})} + i_1 \cdot M_{1a} = 0; \quad M_{3b} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{4a} = 0; \\
M_{1b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{10}); \quad M_{2a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{20}); \\
M_{4b} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{4b} \cdot \omega_4)} + M_{2b} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{2b} \cdot \omega_2)} + M_{5a} = 0; \\
M_{4b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{4b} \cdot \omega_4)} + M_{2b} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{2b} \cdot \omega_2)} = 0; \\
M_{5b} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5b})} + i_4 \cdot M_{6a} = 0; \quad M_{6b} \cdot \Psi + M_{8a} = 0; \quad M_{6b} = 0, \Psi = 0; \\
M_{5c} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5c})} + i_3 \cdot M_{7a} = 0; \quad M_{7b} = 0, \Psi = 1; \quad M_{8b} = 0, \Psi = 1; \\
M_{7b} + M_{8b} = 0, \Psi = 0; \quad M_{8c} \cdot \eta_5^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{8c})} + i_5 \cdot M_{9a} = 0; \\
M_{9b} \cdot \eta_6^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{9b})} + i_6 \cdot M_{10a} = 0; \quad M_{9c} \cdot \eta_7^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{9c})} - i_7 \cdot M_{15a} = 0; \\
M_{10b} + M_{11a} \cdot \Psi = 0; \quad (M_{11b} \cdot \eta_9^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{11b})} + i_9 \cdot M_{12a}) \cdot \Psi = 0; \\
(M_{12b} \cdot \eta_{10}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{12b})} + i_{10} \cdot M_{13a}) \cdot \Psi = 0; \quad (M_{12c} \cdot \eta_{10}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{12c})} + i_{10} \cdot M_{14a}) \cdot \Psi = 0; \\
M_{15b} \cdot \eta_8^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{15b})} + i_8 \cdot M_{16a} = 0; \quad M_{15c} \cdot \eta_8^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{15c})} + i_8 \cdot M_{17a} = 0; \\
M_{0a} + M_{0b} + M_{0c} = 0; \quad M_{1a} + M_{1b} = 0; \quad M_{2a} + M_{2b} = 0; \\
M_{0c} + M_{3a} = 0; \quad M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\
M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} = 0; \quad M_{6a} + M_{6b} = 0; \quad M_{7a} + M_{7b} = 0; \\
M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} = 0; \quad M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} = 0; \quad M_{10a} + M_{10b} = 0; \\
(M_{11a} + M_{11b}) \cdot \Psi = 0; \quad (M_{12a} + M_{12b} + M_{12c}) \cdot \Psi = 0; \\
(M_{13a} + M_{13b} + M_{13c} \cdot T_{r1}) \cdot \Psi = 0; \quad (M_{14a} + M_{14b} + M_{14c} \cdot T_{l1}) \cdot \Psi = 0; \\
M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} = 0; \quad M_{16a} + M_{16b} + M_{16c} \cdot T_{r2} = 0; \\
M_{17a} + M_{17b} + M_{17c} \cdot T_{l2} = 0; \quad (M_{13b} - M_{14b}) \cdot \Psi = 0; \quad M_{16b} - M_{17b} = 0; \\
\left[\frac{M_{13b} + M_{14b}}{M_{16b} + M_{17b}} - \frac{R_{ZCTn1} \cdot r_{n1} + R_{ZCTl1} \cdot r_{l1}}{R_{ZCTn2} \cdot r_{n2} + R_{ZCTl2} \cdot r_{l2}} \right] \cdot \Psi = 0; \\
(M_{13b} + M_{14b}) \cdot \Psi + M_{16b} + M_{17b} = ((R_{ZCTn1} + R_{ZCTl1}) \cdot r_{i1} + (R_{ZCTn2} + R_{ZCTl2}) \cdot r_{i2}) \cdot f,
\end{array} \right. \quad (3)$$

де η_j – ККД редуктора;

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

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);

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

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моменту в гідромашинах, що обчислюються, наприклад, згідно математичної моделі втрат К.І. Городецького [9, 10], як

функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів q_1, q_2 і перепаду тиску Δp ;

R_{ZCTij} – статичне навантаження на колеса трактора;

r_{ij} – радіус коліс.

Момент втрат в гідромашинах визначається з наступного виразу [10]:

$$\Delta M_i = q_i \cdot \left[\begin{array}{l} \bar{K}_1 \cdot |\omega_{e0i^*}| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_i^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_{e0i^*}| \cdot D_{qi})} \cdot \Delta p_0 \\ + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_{e0i^*}| \cdot D_{qi})} \end{array} \right], \quad (4)$$

де $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \dots, \bar{K}_8$ – коефіцієнти гідромеханічних втрат [10];

Δp_0 – перепад робочого тиску в ГОП, обчислений при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації;

D_{qi} – характерний розмір гідромашини $D_{qi} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_i}$.

Значення кругового передавального відношення i_{dkbd} замкнутого контуру трансмісії (рис. 12) визначається з виразу [11]:

$$i_{dkbd} = -\frac{N_{4b}}{N_{2b}} = -\frac{M_{4b} \cdot \omega_4}{M_{2b} \cdot \omega_2}. \quad (5)$$

Визначимо основні параметри трансмісії трактора (рис. 12) з двигуном потужністю 300 – 350 к.с. (максимальні оберти колінчастого валу двигуна 2100 об/хв); радіусом передніх коліс $r_{i1} = 0,703$ м, задніх коліс $r_{i2} = 0,923$ м; масою трактора 16000 кг; робочим об'ємом гідронасоса – 165,1 см³ і робочим об'ємом гідромотора – 250 см³ для різних діапазонів руху: тяговий діапазон руху (передній і задній хід при $f = 0,5$, $f = 0,05$), транспортний діапазон руху (передній і задній хід при $f = 0,05$).

Результати статичного аналізу на тяговому і транспортному діапазонах приведені на рис. 13 – 18.

Слід звернути увагу на розподіл потоків потужності в замкнутому контурі ГОМТ трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” (табл., рис. 19).

В результаті аналізу було встановлено, що максимальне значення ККД трансмісії при технологічному режимі оранки (швидкість 8 км/год) складає 0,8.

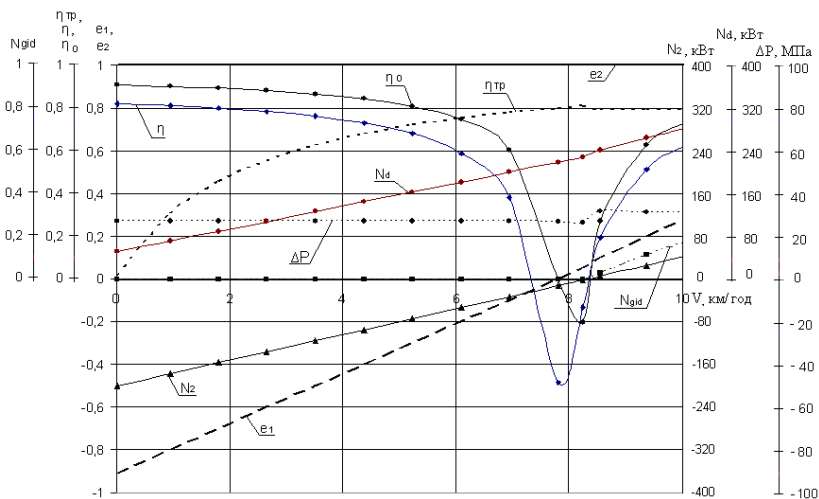


Рисунок 13 – Результати статичного аналізу трансмісії на тяговому діапазоні руху ($f = 0,5$, передній хід)

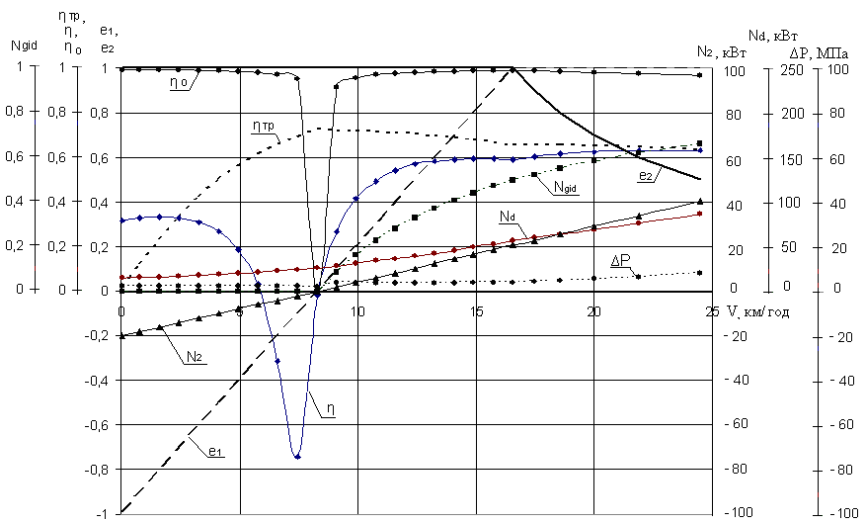


Рисунок 14 – Результати статичного аналізу трансмісії на тяговому діапазоні руху ($f = 0,05$, передній хід)

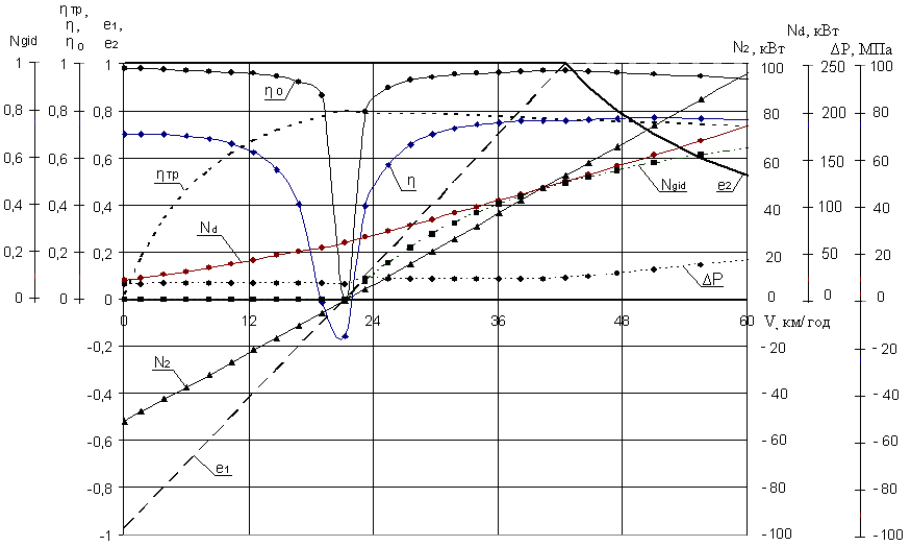


Рисунок 15 – Результати статичного аналізу трансмісії на транспортному діапазоні руху ($f = 0,05$, передній хід)

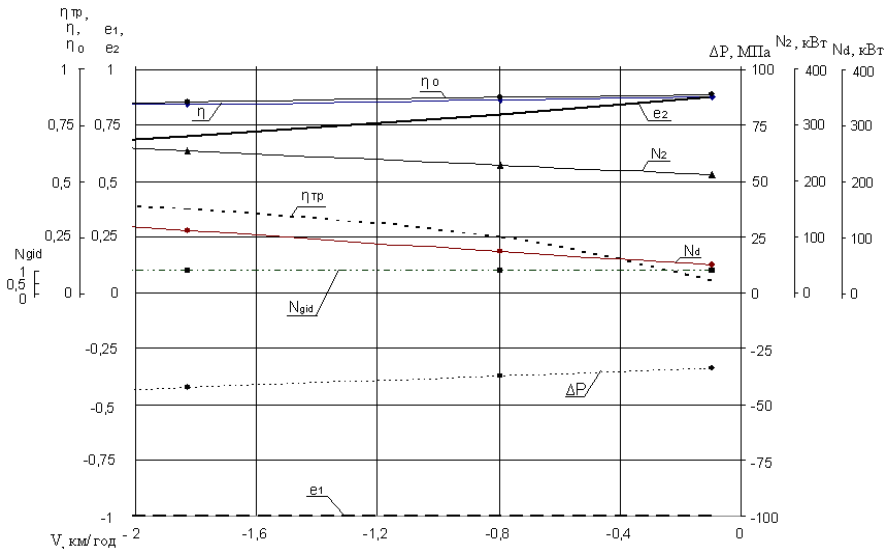


Рисунок 16 – Результати статичного аналізу трансмісії на тяговому діапазоні руху ($f = 0,5$, задній хід)

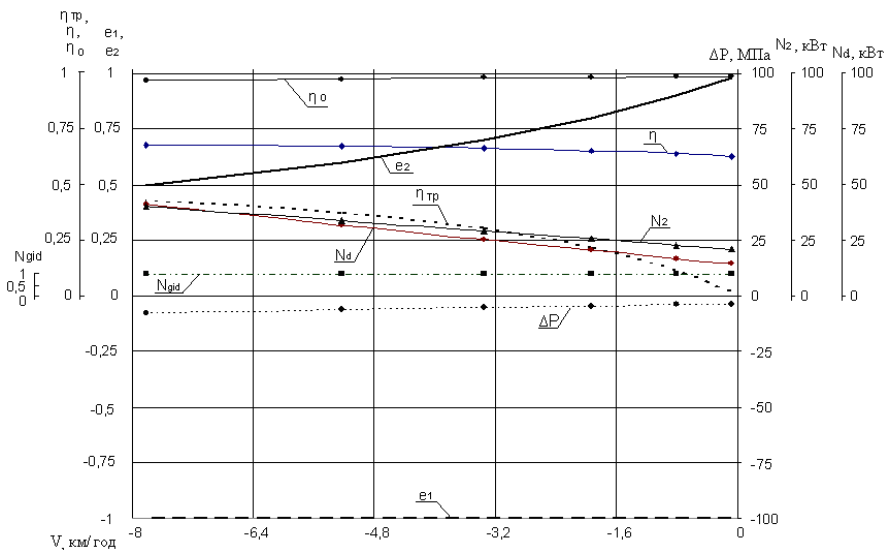


Рисунок 17 – Результати статичного аналізу трансмісії на тяговому діапазоні руху ($f = 0,05$, задній хід)

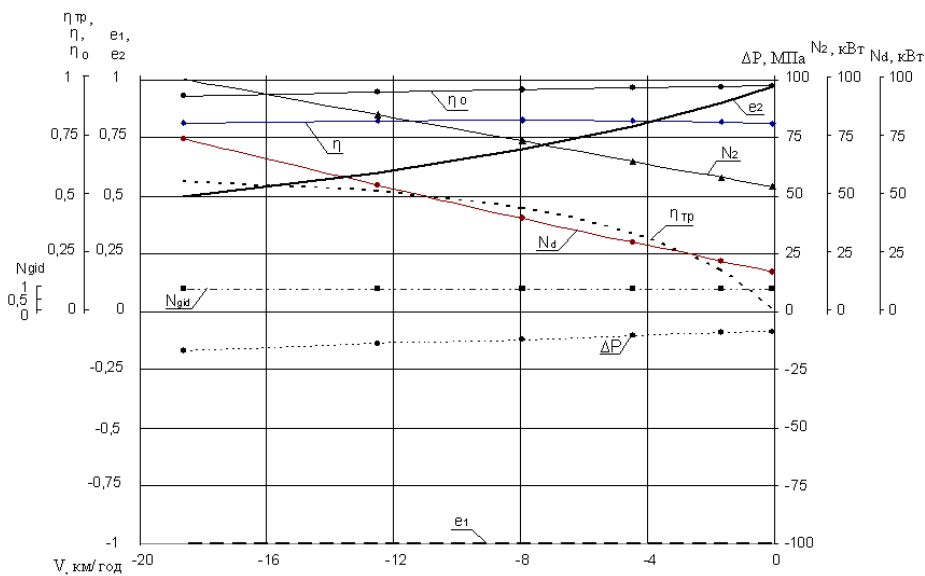


Рисунок 18 – Результати статичного аналізу трансмісії на транспортному діапазоні руху ($f = 0,05$, задній хід)

Таблиця – Значення кругового передавального відношення замкнутого контуру ГОМТ трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ”

f	$e = e_1 / e_2$	i_{dkbd}	f	$e = e_1 / e_2$	i_{dkbd}
Передній хід, робочий діапазон			Задній хід, робочий діапазон		
0,5	-1,0 – 0,05	1,04 – 103,3	0,5	-1,13 – -2,0	0,95 – 0,61
	0,1 – 0,28	-36,75 – -4,91			
0,05	-1,0 – 0	1,04 – 270,38	0,05	-1,0 – -2,0	0,95 – 0,45
	0,1 – 2,0	-10,95 – -0,51			
Передній хід, транспортний діапазон			Задній хід, транспортний діапазон		
0,05	-1,0 – 0	1,04 – 74,33	0,05	-1,0 – -2,0	0,95 – 0,51
	0,1 – 2,0	-12,53 – -0,53			

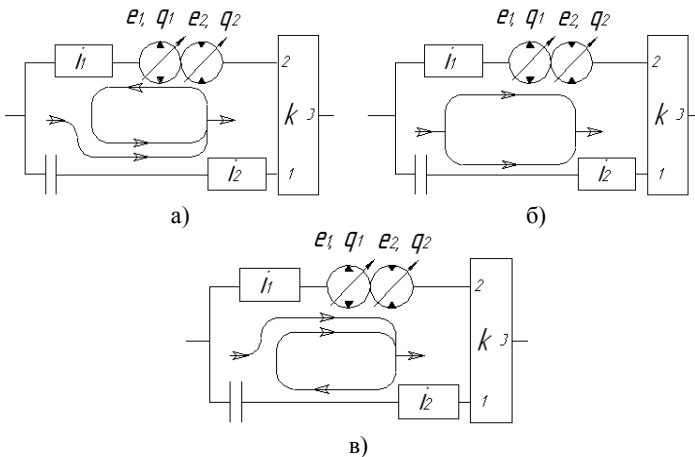


Рисунок 19 – Розподіли потоків потужності в замкнутому контурі ГОМТ трактора - аналога “Беларус 3022 ДВ”: а – рух переднім ходом, $i_{dkbd} > 0$; б – рух переднім ходом, $i_{dkbd} < 0$; в – рух заднім ходом.

У двопотоковій ГОМТ трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з диференціалом на виході при русі переднім ходом на тяговому діапазоні зі швидкістю 8,5 – 10 км/год ($f = 0,5$), 9,0 – 24,5 км/год ($f = 0,05$); при русі переднім ходом на транспортному діапазоні зі швидкістю 23,0 – 60,0 км/год ($f = 0,05$), в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня

– потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії, в інших випадках при русі переднім ходом в замкнутому контурі з’являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження механічної гілки. При русі заднім ходом в замкнутому контурі з’являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження гідравлічної гілки.

Особливістю ГОМТ трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” є наявність двох регульованих гідроагрегатів, що дозволяє забезпечити рух заднім ходом шляхом регулювання блоку гідромотора при максимальній подачі регульованого гідронасоса та істотно спрощує конструкцію трансмісії.

Висновки.

1. Якнайкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на вході (рис. 3) при заданих початкових даних є схема № 4, на другому місці № 1, на третьому – схема № 5. Схеми № 3, 6 використовувати не рекомендується, № 2 – не працездатна. Остаточний висновок про доцільність застосування тієї або іншої схеми ГОМТ на ТЗ можна зробити лише після повного аналізу всіх діапазонів трансмісії як на передньому ходу, так і русі заднім ходом.

2. Не зважаючи на те, що схема № 5 ГОМТ з диференціалом на вході (рис. 3) поступається за попередніми розрахункам тільки по значенню КПД (і, відповідно, потужності двигуна) схемам № 4 та № 1, проте має найменше значення кутової швидкості валу гідронасосу в порівнянні зі схемам № 4 та № 1. На теперішній час саме на її базі розроблено трансмісію Fendt Varіo, яка є найбільш оригінальною, ефективною та простою з усіх існуючих безступінчастих ГОМТ. Саме тому схему № 5 ГОМТ з диференціалом на вході, а точніше трансмісію Fendt Varіo, оберемо для подальшого дослідження.

3. Якнайкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на виході (рис. 7) є схема № 4 (можна використовувати її як з нерегульованим, так і з регульованим гідромотором), на другому місці № 3 (з нерегульованим гідромотором), третє місце ділять схеми з нерегульованим гідромотором № 5, 6 (показники відрізняються за рахунок різного числа редукторів). Схеми № 1, 2 (з нерегульованим гідромотором), № 1 – 3, 5, 6 (з регульованим гідромотором) – не працездатні.

4. В результаті аналізу ГОМТ трактора Fendt 939 Varіo було встановлено, що максимальне значення ККД трансмісії при технологічному режимі оранки складає 0,74, яке є нижче декларованого в рекламі (максимальне – 0,82). Можливо, це зв’язано з використанням моделі Городецького К.І. для визначення ККД ГОП, яка може занижувати значення ККД гідромашин і трансмісії в цілому.

5. У двопотоковій ГОМТ трактора Fendt 939 Varіo з диференціалом на вході при русі переднім ходом в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня – потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії. При русі заднім ходом в замкнутому контурі

з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження гідравлічної гілки.

6. Особливістю трансмісії тракторів Fendt серії 900 є наявність двох регульованих гідромоторів, що істотно зменшує робочий тиск в гідропередачі при русі вперед і, особливо, заднім ходом, коли в режимі циркуляції потужності перевантажена гідравлічна гілка.

7. Не зважаючи на те, що схема № 5 ГОМТ з диференціалом на виході (рис. 7) була виключена з аналізу із-за перевищення максимально допустимого значення перепаду робочого тиску в ГОП при робочому об'ємі гідронасоса – 130 см³, робочому об'ємі гідромотора – 130 см³ (з регульованим гідромотором та регульованим гідронасосом), вона мала друге місце за величиною значення максимального КПД після схеми № 4 та мінімальні значення кутових швидкостей сателітів та валів гідромашин з усіх ГОМТ з диференціалом на виході, що розглядалися. Зниження перепаду робочого тиску в ГОП можливе за рахунок підвищення робочого об'єму гідромотора.

Саме тому схему № 5 ГОМТ (рис. 7), а точніше ГОМТ для тракторів “Беларус 3022 ДВ” з потужністю двигуна 300 – 350 к.с. з диференціалом на виході і двома керованими гідроагрегатами, що створена Індустріальною групою «Українська промислова енергетична компанія» в тісному творчому контакті з НТУ «ХПІ» і ТОВ «Українське бюро трансмісій і шасі» обрано для подальшого дослідження.

8. В результаті аналізу ГОМТ для тракторів “Беларус 3022 ДВ” було встановлено, що максимальне значення ККД трансмісії при технологічному режимі оранки (швидкість 8 км/год) складає 0,8.

9. У двопотоковій ГОМТ трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з диференціалом на виході при русі переднім ходом на тяговому діапазоні зі швидкістю 8,5 – 10 км/год ($f = 0,5$), 9,0 – 24,5 км/год ($f = 0,05$); при русі переднім ходом на транспортному діапазоні зі швидкістю 23,0 – 60,0 км/год ($f = 0,05$), в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня – потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії, в інших випадках при русі переднім ходом в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження механічної гілки. При русі заднім ходом в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження гідравлічної гілки.

10. Особливістю ГОМТ трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” є наявність двох регульованих гідроагрегатів, що дозволяє забезпечити рух заднім ходом шляхом регулювання блоку гідромотора при максимальній подачі регульованого гідронасоса та істотно спрощує конструкцію трансмісії.

Список літератури: 1. Самородов В.Б. Тенденції та перспективи застосування в автомобіле- і тракторобудуванні безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій / В.Б Самородов., А.І. Бондаренко // Автомобільний транспорт: зб. наук. праць. – 2012. – №30 (стаття в редакції

журналу). **2.** *Самородов В.Б.* Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий / *В.Б. Самородов., А.В. Rogov, М.Б. Бурдыга, Б.В. Самородов* // Вестник НТУ “ХПИ”: сб. науч. трудов. Тематический выпуск “Автомобиле- и тракторостроение”. – 2003. – №4. – С. 3 – 19. **3.** *Щельцын Н.А.* Современные бесступенчатые трансмиссии с.-х. тракторов / *Н.А. Щельцын, Л.А. Фрумкин, И.В. Иванов* // Ежемесячный научно-практический журнал “Тракторы- и сельхозмашины”. – 2011. – № 11.– С. 18 – 26. **4.** *Самородов В.Б.* Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на входе” / *В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко* // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 2/7 (56).– С. 25 – 35. **5.** *Самородов В.Б.* Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на выходе” / *В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко* // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – (статья в редакції журналу, вихід – червень місяць). **6.** *Самородов В.Б.* Результаты математического моделирования трансмиссии Fendt Vario колесных тракторов 900 серии / *В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко* // Вестник НТУ “ХПИ”: сб. науч. трудов. Тематический выпуск “Автомобиле- и тракторостроение”. – 2011. – № 56.– С. 144 – 156. **7.** *Самородов В.Б.* Бесступенчатая двухпоточная гидрообъемно-механическая коробка передач для трактора с двигателем мощностью 300-350 л.с. / *В.Б. Самородов, С.А. Шуба, О.И. Деркач* // Ежемесячный научно-практический журнал “Тракторы- и сельхозмашины”. – 2012. – № 3. – С. 10 – 13. **8.** *Самородов В.Б.* Вывод кинематических базисных матриц и системный анализ кинематики ступенчатых механических и гидрообъемно-механических трансмиссий / *В.Б. Самородов* // Сборник научных трудов ХГПУ. – 1999. – №.7 – Ч. 2. – С. 363 – 370. **9.** *Rogov 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” / *Rogov Андрей Владимирович.* – Харків, 2006. – 168 С. **10.** *Городецкий К.И.* КПД объемных гидropередач / *К.И. Городецкий, А.А. Михайлин* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1979. – №9. – С.9-14. **11.** *Красеньков В.И.* Проектирование планетарных механизмов транспортных машин / *В.И. Красеньков, А.Д. Вашец.* – М: Машиностроение, 1986. – 272 с.

Надійшла до редколегії 04.04.2012