

# АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

УДК 621.331.621

*О. І. АБЛЯСКІН*, канд. тех. наук, проф. НТУ «ХПІ»;

*В. С. КЛИМЕЦЬ*, студент НТУ «ХПІ»

## **ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЧНИХ ТА ГІДРООБ'ЄМНИХ ТРАНСМІСІЙ**

В роботі описана конструкція досліджуваної трансмісії, наведений аналіз змодельованої двопоточної трансмісії трактора при варіюванні передаточними числами та параметром планетарного ряду.

**Ключові слова:** трансмісія, гідрооб'ємна передача, кінематичний розрахунок, коефіцієнт корисної дії.

**Вступ.** Застосування гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) є перспективним напрямком розвитку тракторобудування. Це зумовлено рядом особливостей таких трансмісій: простота конструкції, можливість вибору оптимальної швидкості руху трактора та режиму роботи двигуна. Недоліками такої трансмісії в порівнянні з механічними є нижчий коефіцієнт корисної дії (ККД) та вища вартість.

**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.

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.

ГОМТ бувають двох видів: з диференціалом на вході та з диференціалом на виході. 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 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. Перевагою таких ГОМТ є мала встановлена потужність гідромашин завдяки використанню декількох піддіапазонів. При цьому в ГОМТ S-Matic, CNH, Eссom встановлена 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.

Однією з найбільш оригінальних і ефективних безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) є Fendt Vario для гамми універсально-просапних тракторів Fendt (серії 200, 300, 400, 700, 800, 900) потужністю 51 – 287 кВт (70 – 390 к.с.), відповідних тяговим класам 14 – 60 кН.

**Мета дослідження, постановка задачі.** Метою роботи є визначення кінематичних та силових показників гідрооб'ємно-механічної трансмісії, визначення ККД при варіюванні передаточними числами трансмісії та конструктивним параметром планетарного ряду.

Для виконання поставленої мети розроблена математична модель трансмісії, що включає системи рівняння кінематичних та силових взаємозв'язків.

**Опис та обґрунтування вибраної схеми трансмісії.** Для дослідження вибрана трансмісія типу “Vario” (рис. 1) з регульованими насосом та мотором, встановлена на трактор тягового класу 1,4. Вибрана трансмісія має два діапазони, що охоплюють весь необхідний діапазон швидкостей для виконання технологічних та транспортних операцій. Підібрані передаточні відношення забезпечують максимальний ККД гідрооб'ємного привода для виконання найбільш навантажених операцій (пахота) на швидкості 9 км/год.

У порівнянні з іншими «безступінчастими» технологіями коробка передач Vario від Fendt приваблює поєднанням безступінчастої коробки передач з унікальною економічністю, а також досить високим ККД.

В цій трансмісії потік потужності, що виробляється двигуном, розділяється в планетарній передачі на механічну і гідростатичну частини. Управління потужністю здійснюється тільки за рахунок гідравлічної частини. Обидва силові потоки знову з'єднуються на сумуючому валу. Гідравлічна частина приводу складається з гідронасоса і двох гідромоторів з великим кутом відхилення. У залежності від положення синхронно керованих частин гідростатичного приводу (насоса і моторів) швидкість руху регулюється безступінчато. Механічна частина силового потоку проходить від сонячної шестерні планетарної передачі через механічний шестеренний привод на сумуючий вал.

Завдяки концепції Fendt Vario стало просто змінювати напрямок руху. Гідромотор тільки відхиляється в сторону, а механічні перемикання «вперед / назад» тепер не потрібні.

Завдяки гідростатичному приводу, розрахованому на великі параметри, за допомогою всього лише двох діапазонів зміни передаточного відношення діапазон швидкостей варіюється від 0,02 до 40 км/ч. Все це разом з великим кутом відхилення визначає нові критерії ККД. Одночасно завдяки цьому рішення управління стає надзвичайно простим і надійним.

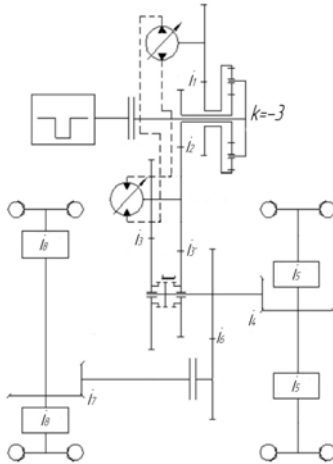


Рис. 1 – Трансмiсія Vario

**Математична модель трансмісії.** Структурна схема трансмісії показана на рис. 2.

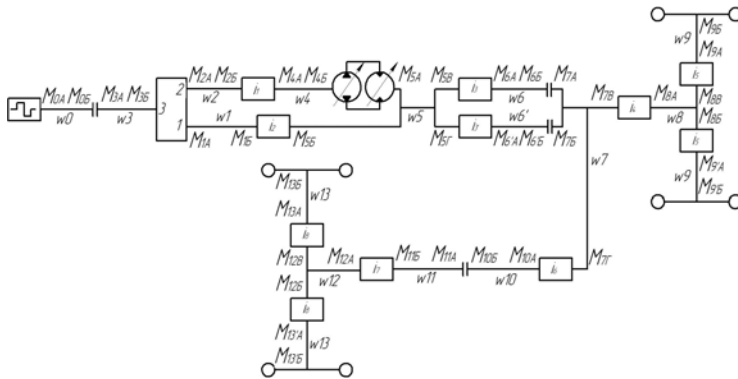


Рис. 2 – Структурна схема трансмісії

Для кінематичного розрахунку складена математична модель трансмісії, яка описується наступними рівняннями:

$$\begin{aligned}
\omega_0 - \omega_d &= 0; \omega_0 - \omega_3 = 0; \omega_1 - k \cdot \omega_2 + (k - 1) \cdot \omega_3 = 0; \\
S_1 \cdot \omega_1 - S_1 \cdot \omega_3 - \omega_5 &= 0; \omega_2 \cdot i_1 - \omega_4 = 0; \omega_1 \cdot i_2 - \omega_5 = 0; \\
e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_4 - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_5 &= \Delta Q; \omega_5 \cdot i_3 - \omega_6 = 0; \omega_5 \cdot i_3 - \omega_6 = 0; \\
\omega_6 - \omega_7 &= 0; \omega_6 - \omega_7 = 0; \omega_7 \cdot i_4 - \omega_8 = 0; \omega_8 \cdot i_5 - \omega_9 = 0; \\
\omega_7 \cdot i_6 - \omega_{10} &= 0; \omega_{10} - \omega_{11} = 0; \omega_{11} \cdot i_7 - \omega_{12} = 0; \omega_{12} \cdot i_8 - \omega_{13} = 0,
\end{aligned}$$

де  $\omega_i$  – кутова швидкість ланки;

$\omega_d$  – кутова швидкість колінчастого вала двигуна;

$k$  – внутрішнє передаточне відношення планетарного ряду;

$S_1$  – характерний параметр сателітів;

$\omega_5$  – відносна характерна швидкість сателіта;

$i_i$  – передаточне відношення редуктора;

$e_1, e_2$  – відносний параметр регулювання ГОП;

$q_1, q_2$  – максимальна продуктивність гідромашин;

$\Delta Q$  – сумарні втрати робочої рідини в усіх гідромашинах.

Сумарні втрати робочої рідини в гідромашинах:

$$\Delta Q = (\lambda_1 + \lambda_2) \cdot \Delta p = \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot \omega_4) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot \omega_5),$$

де  $\lambda_1, \lambda_2$  – коефіцієнти об'ємних втрат;

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

$K_y, C_y$  – коефіцієнти втрат;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості.

Силкові параметри трансмісії описуються системою наступних рівнянь:

$$\begin{aligned}
M_{0A} + M_{0B} &= 0; M_{3A} + M_{3B} = 0; M_{2A} + M_{2B} = 0; M_{1A} + M_{1B} = 0; \\
M_{4A} + M_{4B} &= 0; M_{5A} + M_{5B} + M_{5B} + M_{5\Gamma} = 0; M_{6A} + M_{6B} = 0; \\
M_{6'A} + M_{6'B} &= 0; M_{7A} + M_{7B} + M_{7B} + M_{7\Gamma} = 0; M_{8A} + M_{8B} + M_{8B} = 0; \\
M_{9A} + M_{9B} &= 0; M_{9'A} + M_{9'B} = 0; M_{10A} + M_{10B} = 0; M_{11A} + M_{11B} = 0; \\
M_{12A} + M_{12B} + M_{812B} &= 0; M_{13A} + M_{13B} = 0; M_{13'A} + M_{13'B} = 0; \\
M_{3A} + M_{0B} &= 0; \\
M_{1A} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sing}(M_{1A} \cdot \omega_1)} + M_{2A} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sing}(M_{2A} \cdot \omega_2)} + M_{3B} &= 0; \\
M_{1A} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sing}(M_{1A} \cdot \omega_1)} + M_{2A} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sing}(M_{2A} \cdot \omega_2)} &= 0; \\
M_{4B} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_4); M_{5A} - e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_5); \\
M_{5B} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sing}(N_{5B})} + i_3 \cdot M_{6A} &= 0; M_{5\Gamma} \cdot \eta_{3'}^{\ominus \cdot \text{sing}(N_{5\Gamma})} + i_3 \cdot M_{6'A} = 0; \\
M_{7B} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sing}(N_{7B})} + i_4 \cdot M_{8A} &= 0; M_{8B} \cdot \eta_5^{\ominus \cdot \text{sing}(N_{8B})} + i_5 \cdot M_{9'A} = 0; \\
M_{8B} \cdot \eta_5^{\ominus \cdot \text{sing}(N_{8B})} + i_5 \cdot M_{9A} &= 0; M_{7\Gamma} \cdot \eta_6^{\ominus \cdot \text{sing}(N_{7\Gamma})} + i_6 \cdot M_{10A} = 0; \\
M_{10B} + M_{11A} &= 0; M_{6B} + M_{7A} = 0; M_{6'B} + M_{7B} = 0; \\
M_{11B} \cdot \eta_7^{\ominus \cdot \text{sing}(N_{11B})} + i_7 \cdot M_{12A} &= 0; M_{12B} \cdot \eta_8^{\ominus \cdot \text{sing}(N_{12B})} + i_8 \cdot M_{13'A} = 0; \\
M_{12B} \cdot \eta_8^{\ominus \cdot \text{sing}(N_{12B})} + i_8 \cdot M_{13A} &= 0; M_{9B} - M_{9'B} = 0; M_{13B} - M_{13'B} = 0,
\end{aligned}$$

де  $M_{mn}$  – моменти на ланках ГОМТ;  $m$  – індекс (номер ланки),  $n$  – індекс, який відповідає кінцям ланок;

$\eta_i$  – ККД редуктора;

$\eta_{12}, \eta_{22}$  – ККД в зубчастих зачепленнях сонце–сателіт, епіцикл–сателіт;

$\Theta$  – коефіцієнт врахування втрат в зубчастих зачепленнях ( $\Theta = 0$  – без врахування втрат,  $\Theta = 1$  – з врахуванням втрат);

$\Delta M_1, \Delta M_2$  – втрати моменту в гідромашинах.

Момент втрат в гідромашинах визначається з наступної формули

$$\Delta M_i = q_i \cdot \left[ K_1 \cdot \omega_i \cdot (1 + K_2 \cdot e_i^2) + \frac{K_5 \cdot (1 + K_4 \cdot e_i)}{1 + K_3 \cdot \omega_i \cdot D_{qi}} \cdot \Delta p + \frac{K_8 \cdot (1 + K_7 \cdot e_i)}{1 + K_6 \cdot \omega_i \cdot D_{qi}} \right],$$

де  $K_1, K_2, \dots, K_8$  – коефіцієнти гідромеханічних втрат;

$D_{qi}$  – характерний розмір гідромашин,  $D_{q1} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_i}$ .

В результаті розрахунків отримані наступні значення кутових швидкостей ланок трансмісії при параметрі регулювання  $e = 1$  (швидкість руху 9 км/год, тяговий діапазон):  $\omega_1=460$  рад/с,  $\omega_2=172$  рад/с,  $\omega_6=60$  рад/с. Кутові швидкості гідронасоса та гідромотора складають  $\omega_4=162$  рад/с,  $\omega_5=152$  рад/с та знаходяться в зоні номінальних кутових швидкостей цих машин (157 рад/с). При максимальному моменті двигуна моменти на ланках трансмісії будуть:  $M_1=73$  Н·м,  $M_2=216$  Н·м,  $M_4=241$  Н·м,  $M_5=424$  Н·м,  $M_6=945$  Н·м.

Варіювання значеннями передаточного числа  $i_2$  та параметра планетарного ряду  $k$  перерозподіляє крутний момент між механічною та гідрооб'ємною гілками з різним значенням ККД і дозволяє підвищувати загальний ККД трансмісії. Результати розрахунків показані на рис. 3 та 4.

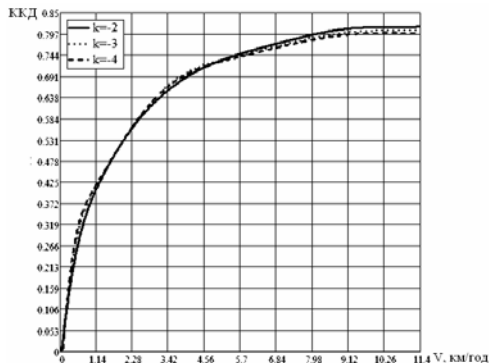


Рис. 3 – Значення ККД в залежності від параметра планетарного ряду

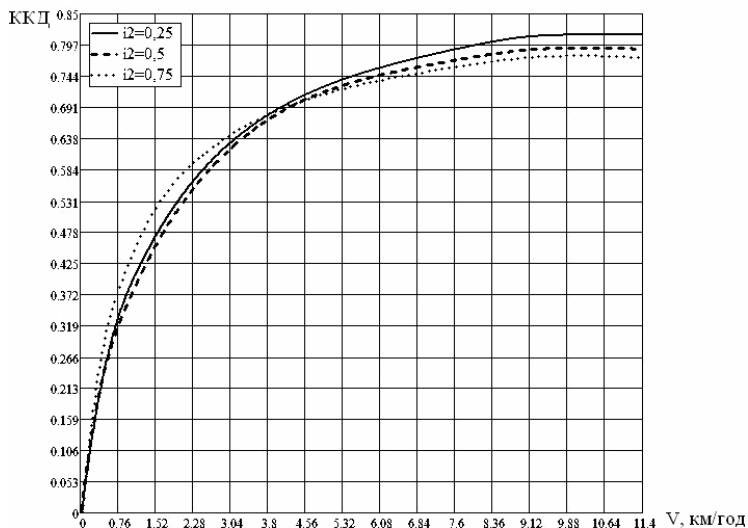


Рис. 4 – Значення ККД в залежності від передаточного числа  $i_2$

Із вищенаведених рисунків можна зробити висновок, що збільшення ККД відбувається при зменшенні параметра  $k$  та передаточного числа  $i_2$ . При цьому частка потужності, що проходить через механічну гілку, збільшується, через гідравлічну - навпаки зменшується. В результаті цього загальний ККД трансмісії збільшується.

**Висновки.** В результаті дослідження кінематичних та силових параметрів визначені частоти обертання окремих ланок трансмісії, в тому числі гідравлічних машин, а також крутні моменти, які передають ці ланки. Розрахований ККД трансмісії в результаті варіювання передаточного числа та параметра планетарного ряду досягає значення 0,82.

**Список літератури:** 1. Самородов В. Б., Деркач О. И., Колодяжный А. В. Разработка бесступенчатой трансмиссии трактора класса 1,4 классической компоновки // Вестник НТУ "ХПИ". Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Транспортное машиностроение. – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2011. – № 18. – С. 38-44. 2. Самородов В. Б., Бондаренко А. И. Результаты математического моделирования трансмиссии Fendt Varjo колесных тракторов 900 серии // Вестник НТУ "ХПИ". Сборник научных трудов. Тематический выпуск: «Автомобиле-и тракторостроение». – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2011. – № 56. – С. 144-156. 3. Александров Е. Е., Самородов В. Б., Волощевич Д. О., Палащенко А. С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. – Харьков, ХГПУ-185 с.

Надійшла до редколегії 24.04.2013

УДК 621.331.621

**Порівняльний аналіз механічних та гід्रोоб'ємних трансмісій / О. І. Абляскін, В. С. Климець // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – № 31 (1004). – С. 3–9. – Бібліогр.: 3 назв.**

В работе описана конструкция исследуемой трансмиссии, приведенный анализ смоделированной двухпоточная трансмиссии трактора при варьировании передаточными числами и параметром планетарного ряда.

**Ключевые слова:** трансмиссия, гидрообъемная передача, кинематический расчет, коэффициент полезного действия.

This paper describes the design study of transmission, the analysis modeled duoflow tractor transmission by varying the ratios and parameter planetary series.

**Keywords:** transmission, hydrostatic transmission, kinematic calculation efficiency.