

УДК 629.1.032.001.24

Волонцевич Д.О., Веретенников Є.О., Антропов Р.Ю.

СИНТЕЗ НОВОЇ КІНЕМАТИЧНОЇ СХЕМИ БОРТОВИХ ПЛАНЕТАРНИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ОСНОВНОГО ТАНКУ НА БАЗІ РОЗРОБЛЕНИХ КРИТЕРІЇВ ОЦІНКИ ДИНАМІЧНОСТІ МАШИН

Вступ

Якість сучасних військових гусеничних і колісних машин і особливо бронетанкової техніки оцінюється рівнем їхніх тактико-технічних характеристик. Основними тактико-технічними характеристиками бронетанкової техніки є:

- вогнева міць;
- захищеність екіпажа;
- рухливість на марші і на полі бою.

У свою чергу, рухливість містить у собі, у тому числі, і динаміку розгону машини. Багато в чому параметри динамічності розгону можуть визначати живучість машини на полі бою. Тому для військових гусеничних і колісних машин параметри динамічності мають більш високий пріоритет у порівнянні з параметрами паливної економічності і навіть із вимогами по екології до транспортного засобу. Однак зведення динамічності машини до показника питомої потужності далеко не повністю відображає ситуацію, тому що зовсім не кожна машина, що має досить потужний двигун, здатна через структуру і параметри своєї трансмісії у всьому діапазоні швидкостей реалізовувати всю цю потужність у вигляді сили тяги.

Таким чином, при виборі машини для постановки на озброєння усередині держави, при закупівлі тих або інших машин на зовнішньому ринку, і, безумовно, при проектуванні нової і модернізації існуючої техніки виникає питання узагальненої порівняльної оцінки показників динамічності військових гусеничних і колісних машин.

1. Короткий аналіз існуючих танкових трансмісій і підходів для аналізу динамічності військових гусеничних і колісних машин

Для рішення описаних вище завдань і в теорії автомобіля і в теорії колісних і гусеничних машин звичайно використовуються такі показники як динамічний фактор і питома сила тяги, час і шлях розгону до заданої швидкості або графік досяжних прискорень [1-3]. Однак жоден із цих показників не є досить універсальним і зручним у процесі автоматизованого аналізу показників, наприклад, на етапі оптимізаційних розрахунків.

Це пов'язане з тим, що і динамічний фактор і питома сила тяги можуть порівнюватися тільки при заданій швидкості руху і обраній передачі, час і шлях розгону до заданої швидкості потребують завдання умов руху, а побудова графіка досяжних прискорень вимагає завдання і того і іншого.

Так при визначенні часу і шляху розгону машини до заданої швидкості оціню-

ється для кожної швидкості руху різниця між динамічним фактором D і сумарним коефіцієнтом опору руху f_0 , після чого знаходиться потенційно можливе максимальне прискорення

$$\ddot{x} = \frac{g}{\delta}(D - f_0),$$

де g – прискорення вільного падіння; δ – коефіцієнт приведення обертових мас. І тоді приріст за часом при переході з j -ої точки зі швидкістю $V_{l,j}$ в $(j+1)$ -у зі швидкістю $V_{l,j+1}$ при русі на l -ій передачі складе

$$\Delta t = \frac{(V_{l,j+1} - V_{l,j})(\delta_{l,j+1} + \delta_{l,j})}{g(D_{l,j+1} + D_{l,j} - 2f_0)}.$$

Далі, знаючи в кожній точці швидкість руху машини і час переходу із точки в точку, можна визначити шлях, що проходить машина за час досягнення заданої швидкості. Однак всі ці обчислення можна зробити, тільки задавшись попередньо умовами руху (значення f_0), що не дозволяє або сильно утруднює одержання повної інформації про абсолютну або відносну динамічність машини у всьому спектрі швидкостей і дорожніх умов.

У проектуванні моторно-трансмісійних установок основних танків третього і четвертого покоління склалося два основних підходи:

1) Центральні трансмісії з комплексною гідропередачею (гідротрансформатором), механічною планетарною коробкою передач із гідрокеруванням і двухпоточним гідрооб'ємним механізмом повороту, що працюють разом із чотиритактним дизельним двигуном, встановленим подовжньо осі машини.

2) Бортові механічні планетарні коробки передач із гідрокеруванням, що працюють разом із двотактним дизельним двигуном, встановленим поперек осі машини або чотиритактним дизельним двигуном, встановленим подовжньо осі машини.

Перший підхід, завдяки застосуванню гідротрансформатора, полегшує автоматизацію трансмісії і керування машиною, дозволяє дуже плавно нарощувати силу тяги на рушії, що особливо важливо при русі по слабконесучих ґрунтах. Застосування двухпоточного гідрооб'ємного механізму повороту полегшує керованість машиною, дозволяє легко перейти від традиційних важелів керування до штурвала і реалізовувати всі радіуси повороту як фіксовані. Однак він вимагає порівняно більших об'ємів і висоти, що, у свою чергу, збільшує об'єм заброньованого простору і різко збільшує вагу машини, а так само збільшує силует машини, що полегшує її виявлення на полі бою. Цей підхід характерний для всіх виробників танків, крім України і Росії.

Другий підхід дозволяє зробити машину з найбільш компактним моторно-трансмісійним відділенням і з мінімально можливою вагою і габаритами. Одночасно цей підхід утруднює керованість машиною. Так на танках Т-64, Т-72, Т-80, Т-80УД, де ще не було встановлено автоматичної системи керування поворотом, органами керування залишалися класичні тракторні важелі і кількість фіксованих радіусів повороту відповідала кількості передач. Крім того, передатні відношення, реалізовані в бортових планетарних коробках передач із трьома ступенями свободи на догоду компактності, далекі від ідеальних і для динамічного розгону і для повороту на фіксованих радіусах. Частково ця проблема була реалізована на російському Т-90 шляхом установки двухпоточного гідрооб'ємного механізму повороту і на українській БМ «Оплот» шляхом установки автоматичної системи керування поворотом. Однак передатні відношення без

порушення компактності планетарних бортових коробок передач із трьома ступенями свободи скорегувати поки не вдалося.

2. Мета і постановка задачі

Цілями і задачами даної роботи є:

1) Пропозиція формалізованих показників (критеріїв) для оцінки динамічних якостей будь-якого наземного транспортного засобу, у тому числі і бойових колісних і гусеничних машин, і ступеня досконалості їхніх трансмісій з погляду використання потужності двигуна, які були б зручні при параметричній оптимізації агрегатів трансмісій.

2) Порівняння за допомогою запропонованих критеріїв динамічних характеристик існуючого танка Т-84, оснащеного семиступінчастими бортовими планетарними коробками передач, з динамічними характеристиками того ж танка після установки на ньому пропонованих нами восьмиступінчастих бортових коробок передач відповідно до заявки на винахід [6].

3. Основна частина

3.1. Новий критерій

Для рішення першої з поставлених задач пропонується від графіка класичного динамічного фактора D перейти до графіка інтегрального динамічного фактора D_S :

$$D_S = \int_0^{V_{\max}} D dV ,$$

який фактично є площею під кривою $D = f(V)$ і характеризує динамічні можливості машини при розгоні її з місця до будь-якої поточної швидкості V . При цьому в процесі порівняння динамічних характеристик різних машин може вийти, що на різних ділянках швидкісної характеристики машини можуть мати кращі або гірші порівняльні показники.

За допомогою запропонованого показника можна оцінювати динамічні можливості машини незалежно від умов руху, і, саме головне – в автоматизованому режимі, використовуючи цей параметр у якості однієї із цільових функцій у процесі оптимізації параметрів або структури трансмісії:

- як з повним навантаженням, так і з частковим;
- як на нормальному, так і на вповільненому ряді в роздавальній коробці,
- при розгоні, що починається як з першої, так і з будь-якої іншої передачі.

Для оцінки рівня досконалості за критерієм максимального використання потужності двигуна власне трансмісії, а не машини в цілому, необхідно побудувати графіки класичного і інтегрального динамічного фактора для цієї машини за умови, що замість штатної трансмісії на ній буде встановлений ідеальний трансформатор обертового моменту. Під ідеальним трансформатором обертового моменту розуміємо такий умовний пристрій, що перетворить обертовий момент безступінчасто і без втрат потужності відповідно до рівняння

$$M_i = \frac{N}{\omega} .$$

Для однозначного визначення обертового моменту і динамічного фактора при малих значеннях ω для всіх $D_i > 1$ приймаємо $D_i = 1$.

Після цього будуємо графік інтегрального динамічного фактора для машини з ідеальною трансмісією.

Тепер у нашому розпорядженні є чисельний матеріал по ступеню наближення розглянутої реальної трансмісії до ідеальної при розгоні машини до будь-якої досяжної швидкості з місця. У цьому випадку ми одержуємо можливість проаналізувати якість

власне трансмісії по кількості передач, за законом розбивки передаточних чисел, по втратах у трансмісії незалежно від показників потужності і вантажопідйомності транспортного засобу або ваги бойової машини.

З метою одержання коефіцієнта якості трансмісії за критерієм використання потужності двигуна в процесі розгону необхідно для машини у всьому діапазоні швидкостей від нуля до V_{\max} розділити поточне значення інтегрального динамічного фактора машини з реальною трансмісією на відповідне значення інтегрального динамічного фактора машини з ідеальною трансмісією:

$$K_{к.мр.і} = \frac{D_{Si}}{D_{Sид.мр.і}}$$

Для розгляду варіанта використання запропонованого критерію перейдемо до розгляду опису серійної і пропонованої бортових планетарних трансмісій.

3.2. Опис серійної коробки передач

У цей момент на озброєння української армії прийнятий танк Т-84. На ньому встановлений усічений варіант (без вбудованої передачі заднього ходу) планетарної семиступінчастої бортової коробки передач танків Т-64 і Т-72 із трьома ступенями свободи, представленої на рис. 1.

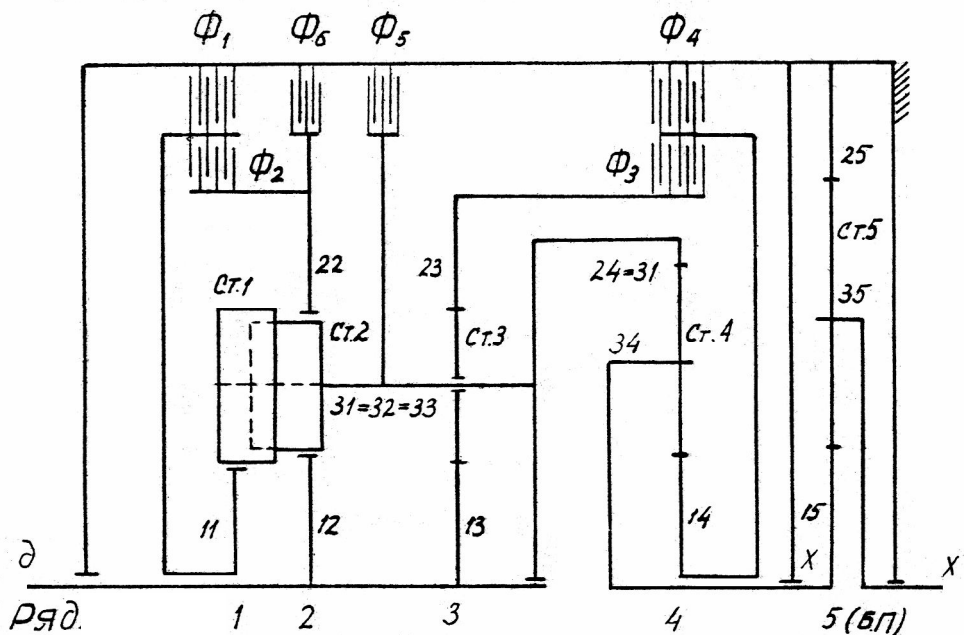


Рисунок 1 - Кінематична схема планетарної коробки передач танків Т-64 і Т-72

На рисунку прийняті наступні позначення:

δ – ланка, з'єднана із двигуном (вхідний вал коробки передач);

χ – ланка, з'єднана із ведучим валом бортової передачі (вихідний вал коробки передач);

χ' – ланка, з'єднана з ведучим колесом гусеничного рушія (вихідний вал бортової передачі);

11, 12, 22 і т.д. – умовні позначки основних (центральных) рухомих ланок коробки передач, осі обертання яких збігаються з віссю коробки. Перша цифра в позначенні ланки вказує положення ланки в планетарному механізмі: 1 – сонячне колесо; 2 – епіциклічне (коронне) колесо; 3 – водило. Друга цифра вказує номер планетарного механізму. Номера механізмів зазначені під зображенням кінематичної схеми;

ст₁, ст₂ і т.д. – позначення сателітів, що належать відповідно до першого, другому і т.д. планетарним механізмам;

Φ₁, Φ₂ і т.д. – порядкові номери фрикціонів, що з'єднують рухомі ланки з корпусом коробки або рухомі ланки одна з одною.

Планетарний механізм 1 не має свого окремого епіциклічного колеса, а сателіти першого і другого механізмів входять у зачеплення один з одним.

Зубчасті колеса планетарної коробки передач мають наступні числа зубців: z₁₁=27; z_{ст1}=18; z₁₂=30; z₂₂=60; z_{ст2}=15; z₁₃=14; z₂₃=64; z_{ст3}=25; z₁₄=28; z₂₄=60; z_{ст4}=16; z₁₅=11; z₂₅=49; z_{ст5}=19. Кількість сателітів у планетарних механізмах: n_{w1} = n_{w2} = n_{w3} = n_{w5} = 3; n_{w4} = 4.

Коробка передач є коробкою із трьома ступенями свободи, що змушує в процесі розгону двічі при перемиканні з III на IV і з V на VI передачу включати два нові фрикційні керуючі елементи (табл. 1). При цьому необхідно зливати масло із двох бустерів і накачувати теж у два. Таким чином, виникає необхідність обслуговувати відразу чотири порожнини при цих перемиканнях. При цьому коробка передач танка Т-84 має сім передач для руху вперед і повний реверс у бортовій передачі.

На існуючій коробці передач основні її параметри були отримані виходячи із кращого компонування і зменшення габаритних розмірів, тому вони не дають можливості повністю використати потужність двигуна, що підводиться, при динамічному розгоні. Цей факт наочно ілюструють останні три колонки табл. 1 і рис. 2. У табл. 1 під коефіцієнтом розбивки розуміється співвідношення між сусідніми передатними відношеннями, а значення q_{сп(7)} і q_{сп(6)} це знаменники геометричних прогресій ідеальної розбивки при використанні для розгону семи або шести передач відповідно.

Таблиця 1

Порядок включення передач і передатні відношення в планетарній коробці передач танків Т-64 і Т-72

Режим роботи ПКП	Включені фрикціони	Номери працюючих планетарних механізмів	Передатні відношення	Коефіцієнт розбивки	Відхилення від геом. прогресії
Н	Φ ₄	–	–	–	–
I	Φ ₄ , Φ ₃	3, 4	8.170	1,857	30,85%
II	Φ ₆ , Φ ₄	2, 4	4.399	1,262	<u>-11,08%</u> -6,16%
III	Φ ₆ , Φ ₃	2, 3, 4	3.486	1,251	<u>-11,85%</u> -6,98%
IV	Φ ₁ , Φ ₄	1, 2, 4	2.787	1,218	<u>-14,18%</u> -9,43%
V	Φ ₁ , Φ ₃	1, 2, 3, 4	2.288	1,560	<u>9,92%</u> 16,0%
VI	Φ ₂ , Φ ₄	1, 2, 4	1.467	1,467	<u>3,37%</u> 9,08%
VII	Φ ₂ , Φ ₃	1, 2, 3, 4	1		
Гальмування	Φ ₅ , Φ ₄	4	–	q _{сп(7)} =1,4192 q _{сп(6)} =1,3448	–

В останній колонці наведені відхилення в % від ідеалу, які свідчать не тільки

про більші (до 30% при сімох розгінних передачах – у чисельнику і 16% при шести розгінних передачах - у знаменнику) відхиленнях розбивки передаточних чисел від геометричної прогресії, але і про протилежну від необхідної корекцію передаточних чисел на вищих передачах. Таким чином, шоста і сьома передачі, призначені для руху на високих швидкостях, вийшли «відірваними» від основного ряду. Тому при повороті на шостій і сьомій передачах (при цьому в коробці відстаючого борту включаються відповідно п'ята і шоста передачі) з'являється значна різниця між кутовими швидкостями ведучих коліс відстаючого борта і борта, що забігає, не відповідної швидкості руху машини. Це викликає занос практично на будь-яких ґрунтах і робить поведження машини в повороті погано прогнозованим.

Крім того, існуюча коробка передач має ще два істотних недоліки:

- неможливість від'єднання двигуна від коробки передач на вході для полегшення запуску холодного двигуна;
- висока теплонавантаженість і відносно низький ресурс фрикціонів Φ_4 і Φ_5 , за допомогою яких здійснюється гальмування машини.

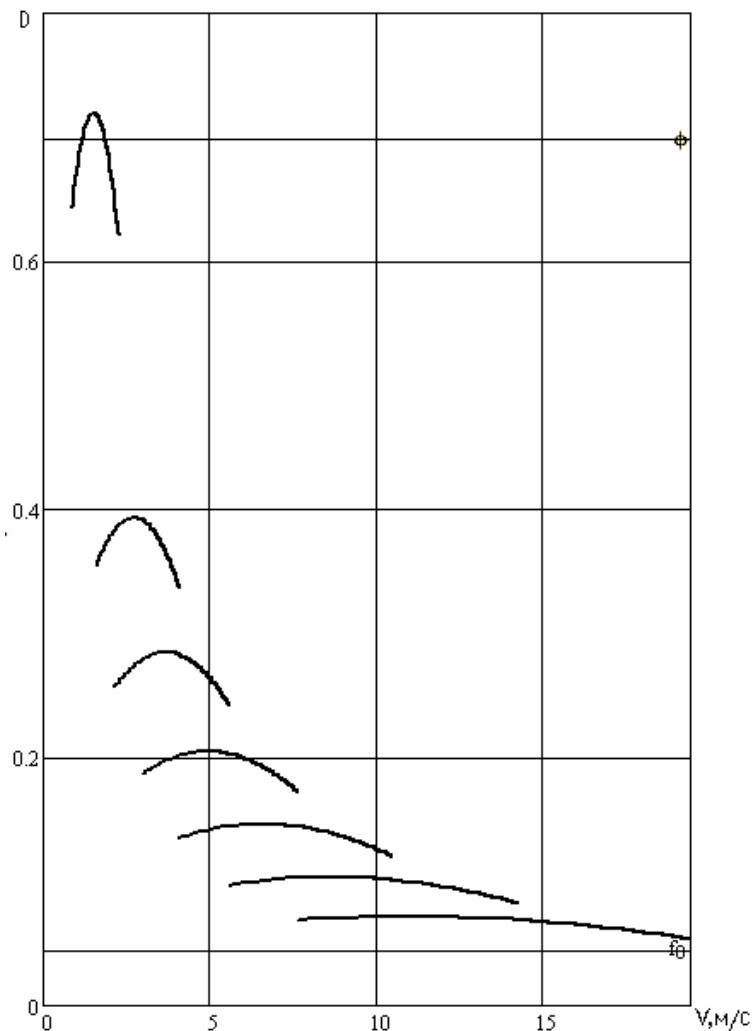


Рисунок 2 - Графік динамічного фактора танка Т-84

3.3 Опис запропонованої коробки передач

На основі аналізу патентної і науково-технічної літератури і, зокрема, завдяки систематизації напрацьованих у світовому транспортному машинобудуванні схем пла-

нетарних коробок передач [4], були згенеровані дві кінематичні схеми [5] і [6], оформлені у вигляді заявок на винаходи.

Перша зі схем орієнтована на легку переважно колісну техніку і має п'ять передач для руху вперед і одну передачу для руху назад.

Друга схема орієнтована на застосування в складі бортових планетарних коробок передач основних танків у сполученні з реверсивними бортовими передачами і має вісім передач для руху вперед.

Далі будемо розглядати тільки танкову восьмиступінчасту бортову планетарну коробку передач. Особливістю даної коробки передач є те, що вона складається із чотирьохступінчастої планетарної коробки передач із двома ступенями свободи, побудованої на основі одного складного планетарного ряду із загальним водилом, і двоступінчастого вхідного планетарного дільника (рис. 3).

Ще однією важливою особливістю пропонованої коробки передач є розбивка передатних відношень за законом геометричної прогресії. Це досягається відповідним автоматизованим підбором чисел зубців всіх шестерень для будь-якого знаменника геометричної прогресії в діапазоні від 1,25 до 1,5 залежно від величини коефіцієнта пристосовності використовуваного двигуна. Один з варіантів параметрів для $q_{cp(8)} = 1,3647$ наведений у табл. 2.

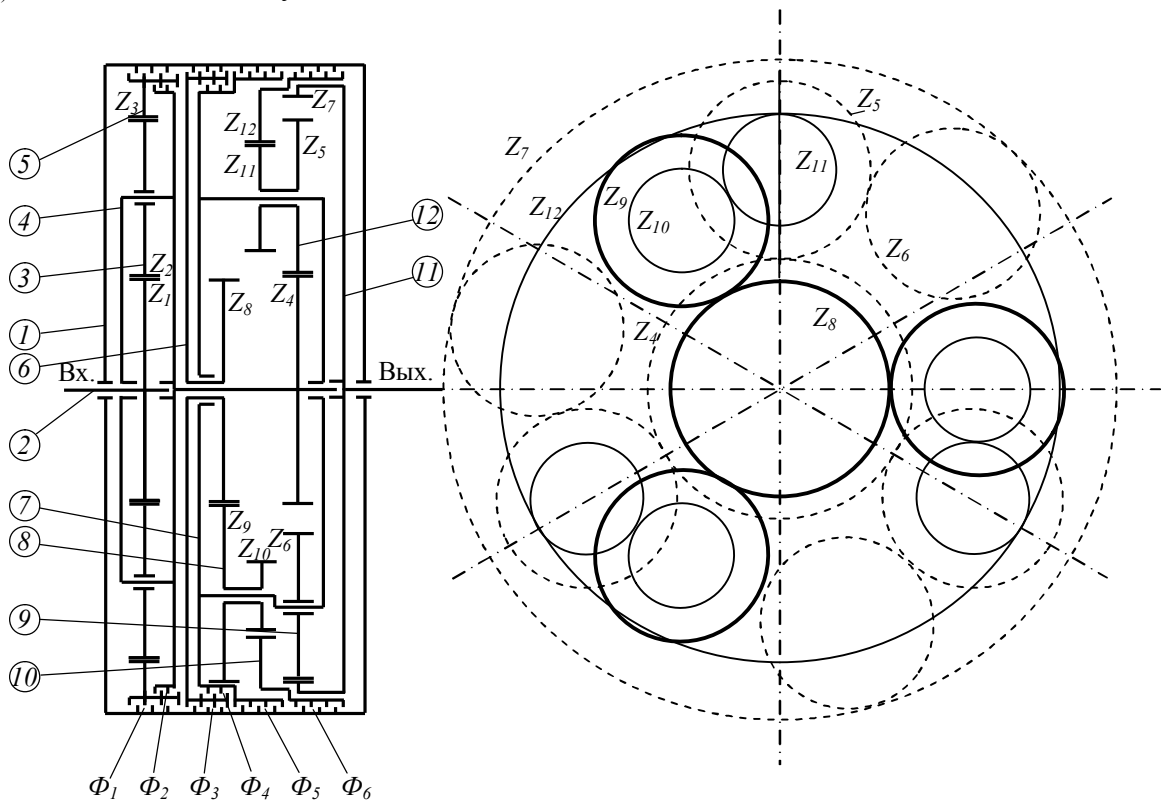


Рисунок 3 - Кінематична схема пропонованої восьмиступінчастої планетарної коробки передач

Для полегшення сприйняття устрою пропонованої коробки передач спочатку розглянемо окремо чотирьохступінчасту планетарну коробку передач без вхідного дільника (рис. 4).

Планетарна коробка передач містить: корпус 1, вхідне центральне зубчасте колесо зовнішнього зачеплення 2 з кількістю зубців Z_1 , вихідне центральне зубчасте колесо внутрішнього зачеплення 3 з кількістю зубців Z_4 , спільне водило 4, на якому розміщені двохвінцевий сателіт 5 з кількістю зубців Z_2 , і Z_8 та зчеплені сателіти двохвін-

цовий 6 з кількістю зубців Z6 і Z7, та одновінцовий 7 з кількістю зубців Z3, центральне зубчасте колесо внутрішнього зачеплення 8 з кількістю зубців Z9, центральне зубчасте колесо зовнішнього зачеплення 9 з кількістю зубців Z5, три фрикційних гальма, з яких 10 пов'язане з центральним колесом внутрішнього зачеплення 8, 11 – з центральним колесом зовнішнього зачеплення 9, 12 – пов'язане з спільним водилом 4, а також блокувальний фрикціон 13, що пов'язує між собою центральне зубчасте колесо зовнішнього зачеплення 9 і спільне водило 4.

Вхідне центральне зубчасте колесо зовнішнього зачеплення 2 своїм вінцем Z1 входить в зачеплення з вінцем Z2 двохвінцового сателіту 5, який своїм вінцем Z2 через зчеплений сателіт 7 з вінцем Z3 входить в зачеплення з центральним зубчастим колесом внутрішнього зачеплення 3 з вінцем Z4, а вінцем Z8 входить в зачеплення з вінцем Z9 центрального зубчастого колеса внутрішнього зачеплення 8 і через зчеплений двохвінцевий сателіт 6 з вінцями Z6 і Z7 входить в зачеплення з центральним зубчастим колесом зовнішнього зачеплення 9 з вінцем Z5.

Коробка працює наступним чином. Коробка передач має два ступеня свободи, тому для вмикання будь-якої передачі потрібно ввімкнути або одне фрикційне гальмо, або блокувальний фрикціон.

Таблиця 2

Параметри пропонованої коробки передач

Числа зубців на колесах											
Z1	Z2	Z3	Z4	Z5	Z6	Z7	Z8	Z9	Z10	Z11	Z12
30	22	74	35	24	14...24...24	89	29	23	14	15	74
Передатні відношення											
i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_6	i_7	i_8				
8,816	6,521	4,756	3,467	2,543	1,881	1,372	1				
Коефіцієнт розбиття сусідніх передач ($q_{cp(8)}=1,3647$)											
q_1	q_2	q_3	q_4	q_5	q_6	q_7					
1,352(-0,93%)	1,3712(0,48%)	1,3717(0,51%)	1,3632(-0,11%)	1,352(-0,93%)	1,3712(0,48%)	1,3717(0,51%)					
Відносні кутові швидкості зубчастих коліс											
	$\omega_{вх}$	ω_5	ω_4	ω_7	ω_{10}	ω_6	$\omega_{вих}$	ω_3	ω_{12}	ω_8	ω_9
I	1	0	0,288	0	-0,085	-0,357	0,113	-0,971	-0,421	0,451	-0,421
II	1	0	0,288	0,066	0	-0,210	0,153	-0,971	-0,325	0,348	-0,325
III	1	0	0,288	0,160	0,121	0	0,210	-0,971	-0,188	0,201	-0,188
IV	1	0	0,288	0,288	0,288	0,288	0,288	-0,971	0	0	0
V	1	1	1	0	-0,296	-1,239	0,393	0	-1,458	1,562	-1,458
VI	1	1	1	0,228	0	-0,728	0,532	0	-1,126	1,206	-1,126
VII	1	1	1	0,553	0,421	0	0,729	0	-0,651	0,698	-0,651
VIII	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
Відносні моменти на вході, виході і фрикціонах											
	$M_{вх}$	$M_{вих}$	ККД	МФ1	МФ2	МФ3	МФ4	МФ5	МФ6		
I	1	8,215	0,932	2,467	0	0	0	5,242	0		
II	1	6,091	0,934	2,467	0	0	0	0	2,993		
III	1	4,430	0,932	2,467	0	1,263	0	0	0		
IV	1	3,397	0,98	2,467	0	0	1,665	0	0		
V	1	2,418	0,951	0	2,467	0	0	1,543	0		
VI	1	1,793	0,953	0	2,467	0	0	0	0,881		
VII	1	1,304	0,951	0	2,467	0,372	0	0	0		
VIII	1	1	1	0	2,467	0	0,49	0	0		
Гальм.	0	1	–	0	0	0,317	0	1,317	0		
Гальм.	0	1	–	0	0	0	0	2,33	1,33		
Гальм.	0	1	–	0	0	1,856	0	0	-6,452		

При включенні будь-якого з фрикційних гальм 10 або 11 потужність від двигуна подається на вхідне центральне зубчасте колесо зовнішнього зачеплення 2, яке входить в зачеплення з двохвінцевим сателітом 5 і через нього пов'язано з сателітами 6 і 7, та примушує блок сателітів обкатуватися біля зупиненого відповідно до ввімкненого гальма центрального колеса 8 або 9. Одночасне обертання двохвінцевого сателіту 5 біля своєї осі та обертання спільного водила 4 примушує обертатись вихідне центральне зубчасте колесо внутрішнього зачеплення 3 із швидкістю $\omega_{вих} = \omega_{вх} \frac{k_1 - k_i}{k_1(1 - k_i)}$, де $k_1 = \frac{Z_4}{Z_1}$,

$$k_i = -\frac{Z_2 Z_9}{Z_1 Z_8} \text{ при ввімкненні гальма 10, } k_i = -\frac{Z_5 Z_7 Z_2}{Z_6 Z_8 Z_1} \text{ при ввімкненні гальма 11.}$$

При включенні фрикційного гальма 12 потужність від двигуна подається на вхідне центральне зубчасте колесо зовнішнього зачеплення 2, яке входить в зачеплення з двохвінцевим сателітом 5 і примушує його обертатись біля зупиненого спільного водила 4, що приводить до обертання вихідного центрального зубчастого колеса внутрішнього зачеплення 3 із швидкістю $\omega_{вих} = \omega_{вх} \frac{Z_1}{Z_4}$.

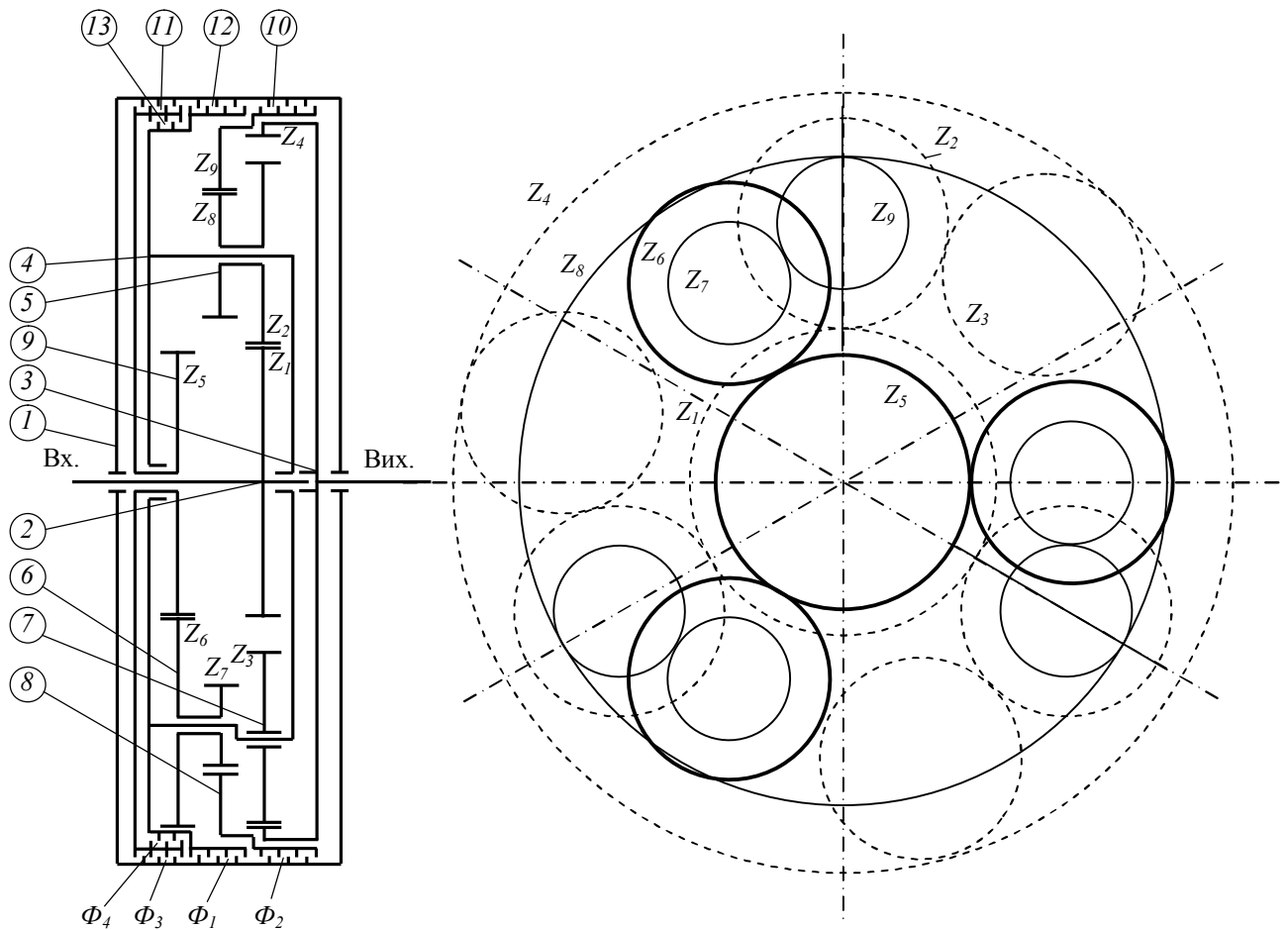


Рисунок 4 - Кінематична схема чотирьохступінчастої планетарної коробки передач

При включенні блокувального фрикціону 13 всі деталі планетарної коробки передач обертаються біля головної осі як одне ціле з швидкістю обертання вхідного центрального зубчастого колеса зовнішнього зачеплення 2 $\omega_{вих} = \omega_{вх}$.

Оскільки основна чотирихступінчаста коробка має два ступеня свободи, то необхідність одночасно при перемиканні передач обслуговувати чотири бустери на відміну від серійної коробки виникає тільки один раз при переході із четвертої передачі на п'яту, коли одночасно відбувається перемикання і в основній коробці і у вхідному дільнику.

Наявність вхідного дільника також дає можливість запускати двигун при відключених коробках передач. Це особливо важливо при холодному пуску взимку. Також дільник дозволяє при гальмуванні використати будь-які чотири фрикціони основної коробки передач без ризику заглушити двигун і тим самим розподілити тепловиділення, що виникає при гальмуванні на більшу кількість фрикційних елементів.

Збільшення кількості розгінних передач і розбивка передатних відношень за законом геометричної прогресії дозволяють більш повно використовувати потужність двигуна при розгоні машини, полегшують автоматизацію трансмісії і сприяють частковому згладжуванню проблеми відповідності радіусів повороту зі швидкістю руху машини навіть без установки автоматизованої системи керування поворотом (рис. 5).

Кутові швидкості всіх обертових ланок, у тому числі і сателітів (табл. 2), на будь-якій передачі не перевищують 1,562 вхідної швидкості. Це значно спрощує підбір підшипників.

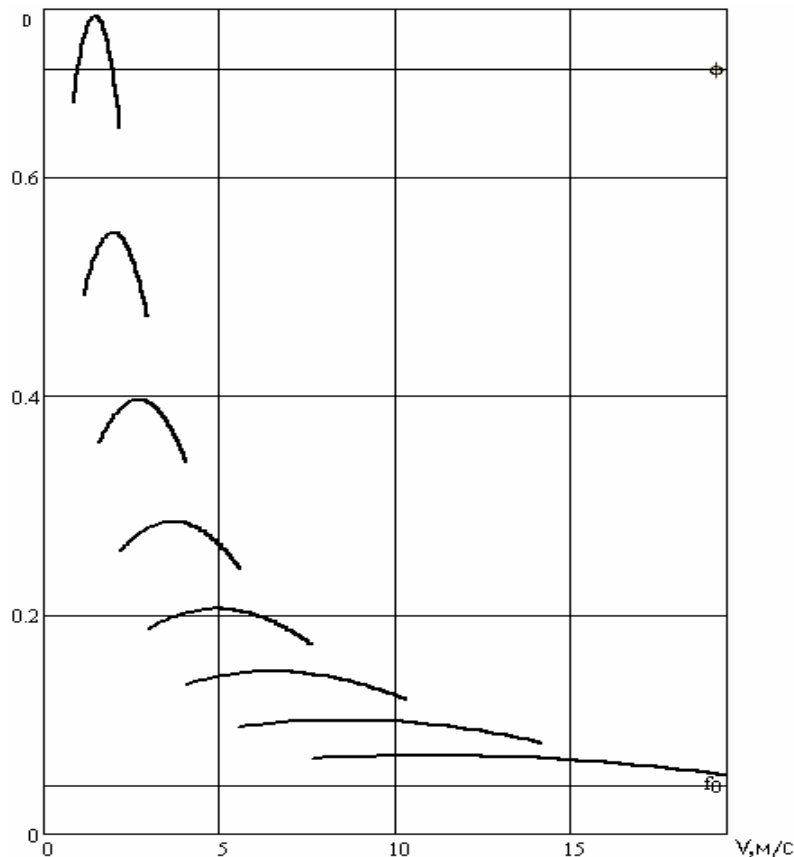


Рисунок 5 - Графік динамічного фактора машини із пропонованою коробкою передач

Слід зазначити, що, незважаючи на зміну схеми компоновки, габаритні розміри коробки передач за попередніми міцнісними розрахунками не були збільшені.

3.4. Порівняльна оцінка серійної і запропонованої коробок передач за розробленим критерієм

Розглянемо графіки інтегрального динамічного фактора для машин із серійною і

пропонованою коробками передач у випадку старту з першої або другої передачі (рис. 6).

На рис. 6 цифрами позначені: 1, 2 - інтегральний динамічний фактор для машини із серійною і пропонованою коробками передач відповідно при рушанні із другої передачі; 3, 4 - те ж при рушанні з першої передачі; 5 - інтегральний динамічний фактор ідеальної трансмісії.

Для оцінки повноти використання потужності двигуна при розгоні машини порівнюємо графіки критерію якості трансмісії, отримані по алгоритму, наведеному в підрозділі 3.1 (рис. 7).

На рис. 7 цифрами позначені: 1, 2 - критерій якості трансмісії для машини із серійною і пропонованою коробками передач відповідно при рушанні із другої передачі; 3, 4 - те ж при рушанні з першої передачі.

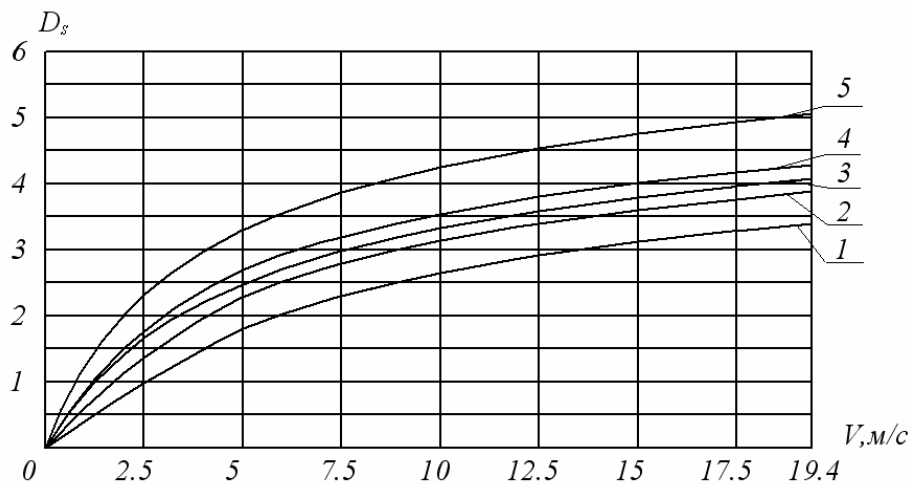


Рисунок 6 - Графіки інтегрального динамічного фактора машин із серійною і пропонованою коробками передач

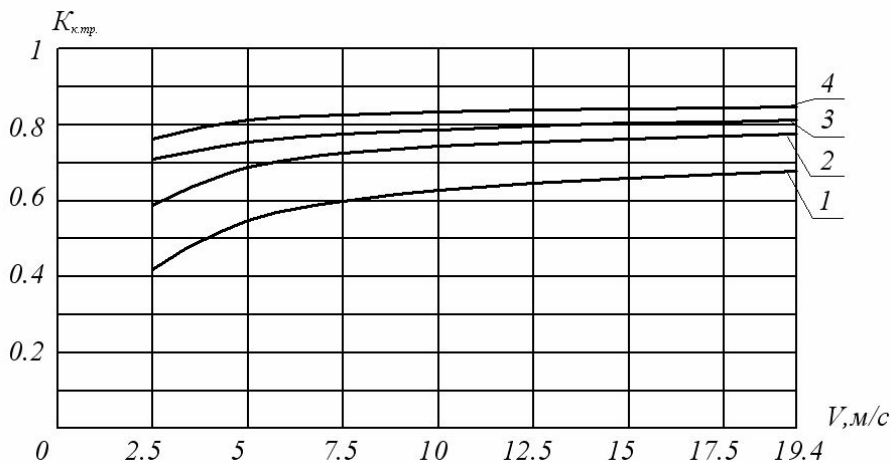


Рисунок 7 - Графіки критерію якості трансмісії для машини із серійною і пропонованою коробками передач

ВИСНОВКИ

Відповідно до поставлених для рішення цілей і завдань за результатами проведеної роботи можна зробити наступні висновки:

1. У даній роботі запропоновані інструменти, що дають можливість дослідникові проводити в автоматизованому режимі порівняльний аналіз динамічних якостей транс-

портного засобу в цілому і якості його трансмісії зокрема.

2. Запропоновані інтегральний динамічний фактор і коефіцієнт якості трансмісії за критерієм використання потужності двигуна в процесі розгону дозволяють однаково легко працювати з будь-якими видами механічних ступінчастих і безступінчастих, гідрооб'ємно-механічних, гідродинамічних і електромеханічних трансмісій у будь-яких сполученнях.

3. Запропоновано нову бортову планетарну коробку передач для основних танків типу Т-64, Т-72, Т-80-УД і Т-84. Нова коробка передач завдяки дільнику на вході полегшує холодний запуск двигуна, забезпечує можливість гальмування будь-якими чотирма фрикціонами в будь-якому сполученні, що знижує їх теплонавантаженість. Завдяки розбивці передатних відносин за законом геометричної прогресії полегшується автоматизація трансмісії і полегшується керування машиною в повороті навіть без установки автоматизованої системи керування поворотом.

4. З порівняльного аналізу серійної і нової трансмісій з використанням запропонованого критерію якості видно, що більш правильно підібрані передаточні числа в новій коробці передач дозволяють більш повно використовувати потужність двигуна при розгоні (на 10% при початку руху із другої передачі і на 4% – з першої). Це дозволяє більш повно використовувати підведену від двигуна потужність, поліпшує динамічні показники машини при розгоні.

Література: 1. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования: Учебное пособие. // Д.Е. Вохминов, В.В. Коновалов, В.В. Московкин и др. – М.: МГТУ «МАМИ», 2000. – 43 с. 2. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с. 3. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с. 4. Анализ планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин / Филичкин Н.В. Учебное пособие. Компьютерная версия исправленная и дополненная. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – 178 с. 5. Волонцевич Д.О., Веретенников Є.О. Планетарна коробка передач. Заявка на винахід МПК⁷ F 16 H 3/44 № u 2009 11879 від 02.11.09. 6. Волонцевич Д.О., Веретенников Є.О. Планетарна коробка передач. Заявка на винахід МПК⁷ F 16 H 3/44 № u 2009 11347 від 09.11.09.

Волонцевич Д.О., Веретенников Е.А., Антропов Р.Ю.

СИНТЕЗ НОВОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ БОРТОВЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ОСНОВНОГО ТАНКА НА БАЗЕ РАЗРАБОТАННЫХ КРИТЕРИЕВ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧНОСТИ МАШИН

Предложен инструментарий, который дает возможность исследователю проводить в автоматизированном режиме сравнительный анализ динамических качеств транспортного средства в целом и качества его трансмиссии в частности; синтезирована новая бортовая планетарная коробка передач для основных танков типа Т-64, Т-72, Т-80-УД и Т-84, которая устраняет недостатки серийной коробки передач и улучшает динамику разгона.

Volontsevich D.O., Veretennikov Ye.A., Antropov R.Yu.

SYNTHESIS OF THE NEW KINEMATICAL SCHEME OF BASIC TANK BOARD EPICYCLICAL GEAR BOXES ON THE BASIS OF DESIGNED CRITERIA OF THE CARS DYNAMISM ESTIMATION

The tooling which gives the chance to the researcher to carry out in the automated regime the comparative analysis of dynamic qualities of transport facilities as a whole and qualities of its transmission in particular is offered; the new board planetary gear box for the

basic tanks of type T-64, T-72, T-80-UD and T-84 is synthesized, which eliminates deficiencies of a serial gear box and improves dispersal dynamics.
