

*Р. В. ПРОТАСОВ, О. В. УСТИНЕНКО, С. В. ЧЕРЕЛЬОВ, О. В. БОНДАРЕНКО, С. В. АНДРІЄНКО, М. В. МАТЮШЕНКО*

## ВИЗНАЧЕННЯ ЯКІСНИХ ТА НАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПОКАЗНИКІВ ПЕРЕДАЧІ З HCR ЗАЧЕПЛЕННЯМ ПРИ ЙОГО ЗАСТОСУВАННІ В ЕЛЕМЕНТАХ ТРАНСМІСІЇ ІСНУЮЧИХ МАШИН

Стаття присвячена оцінці застосування евольвентного прямозубого зубчастого зачеплення з підвищеним коефіцієнтом перекриття (HCR зачеплення) у колісному планетарному редукторі трактора Т-150К, який є аналогічним бортовій передачі гусеничного трактора Т-150. Головним критерієм при проєктуванні нових зубчастих коліс з HCR зачепленням є отримання коефіцієнта перекриття більше 2,03. Враховуючи, що завдання полягає в заміні існуючих зубчастих коліс планетарного редуктора на нові, такі параметри як міжосьова відстань, ширини вінців зубчастих коліс та кількість сателітів були незмінними. Допускалася зміна передавального числа нового планетарного редуктора в межах 3% порівняно з базовим, проте в першу чергу розглядалися комбінації зубчастих коліс планетарної передачі, у якій цей параметр був максимально близький до існуючого. Розглядалися передачі з декількома стандартними модулями, які з одного боку дозволяють реалізувати коефіцієнт перекриття більше 2,03, а з іншого боку згинальні напруження в корені зубця не перевищують межу плинності матеріалу. Всі розрахунки проводилися в програмному пакеті KISSsoft, який дає комплексну оцінку якісних та міцнісних показників планетарної передачі з урахуванням одночасної роботи всіх сателітів та пружної деформації зубців. У якісних показниках оцінюватимуться коефіцієнт перекриття, питома ковзання та товщина вершин зубців всіх зубчастих коліс з метою недопущення загострення. Показники міцності будуть представлені графіками контактних тисків у парах «сонячна шестерня-сателіт» та «сателіт-епіцикл» і згинальними напруженнями для всіх зубчастих коліс. Всі результати розрахунків порівнювалися з аналогічними у існуючій передачі з метою визначення доцільності застосування HCR зачеплення в представленому колісному редукторі.

**Ключові слова:** зубчаста передача, евольвентне зачеплення, HCR зачеплення, планетарна передача, колісний редуктор

*R. PROTASOV, O. USTYENKO, S. CHERELEV, O. BONDARENKO, S. ANDRIENKO, M. MATYUSHENKO*

## DETERMINATION OF QUALITY AND LOAD INDICATORS OF GEAR WITH HCR ENGAGEMENT WHEN IT IS USED IN TRANSMISSION ELEMENTS OF EXISTING MACHINES

The article is devoted to the evaluation of the use of an involute spur gear with an increased overlap ratio (HCR engagement) in the wheel planetary gearbox of the T-150K tractor, which is similar to the on-board transmission of the T-150 crawler tractor. The main criterion for the design of new gears with HCR engagement is to obtain an overlap ratio greater than 2.03. Given that the task is to replace the existing gears of the planetary gearbox with new ones, such parameters as the center distance, the widths of the crowns of the gears and the number of satellites were unchanged. It was allowed to change the gear ratio of the new planetary gearbox within 3% compared to the basic one, but first of all, combinations of gear wheels of the planetary gear were considered, in which this parameter was as close as possible to the existing one. Transmissions with several standard modules were considered, which, on the one hand, allow to realize an overlap ratio of more than 2.03, and on the other hand, the bending stresses in the root of the tooth will not exceed the yield strength of the material. All calculations were carried out in the KISSsoft software package, which provides a comprehensive assessment of the quality and strength indicators of the planetary transmission, taking into account the simultaneous operation of all satellites and the elastic deformation of the teeth. In the qualitative indicators, the overlap ratio, specific slip and thickness of the tops of the teeth of all gears will be evaluated in order to prevent sharpening. Strength indicators will be presented by graphs of contact pressures in "solar gear-satellite" and "satellite-epicycle" pairs and bending stresses in all gears. All the results of the calculations were compared with those of the existing transmission in order to determine the feasibility of using the HCR clutch in the presented wheel gearbox.

**Keywords:** gear transmission, involute gearing, HCR gearing, planetary gear, wheel gearbox

**Вступ. Актуальність задачі.** Модернізація існуючих машин відіграє важливу роль у продовженні їх життєвого циклу, дозволяючи відповідати новим експлуатаційним вимогам та залишатися на певному конкурентному рівні з машинами нових поколінь.

Модернізація систем механічного приводу, в тому числі і механічних трансмісій колісних та гусеничних машин, може переслідувати безліч цілей: певне підвищення навантажувальної здатності, збільшення терміну служби, зменшення шуму і вібрації, усунення недостатньої міцності певних елементів трансмісії в режимі максимальних навантажень тощо. При цьому є значні обмеження на внесення змін в її конструкції: міжосьова відстань зубчастих передач, ширини зубчастих вінців та розміри підшипникових вузлів по можливості повинні залишитися незмінними [1].

**Аналіз існуючих досліджень.** Замінити існуючі зубчасті передачі новими з підвищеною навантажувальною здатністю можливо завдяки застосуванню більш міцних матеріалів, хіміко-термічної обробки або застосувавши спеціальні тонкі покриття з високою твердістю на їх поверхні. Також певною мірою підвищити навантажувальну здатність може корекція профілю зубця. Більшою мірою на величину обертального моменту, який передається, впливає викорис-

тання іншої геометрії профілю зубця, наприклад з опукло-увігнутих контактом [2, 3] або HCR [4–7].

Використання зубчастого зачеплення з опукло-увігнутих контактом в першу чергу обмежується складністю виготовлення профілів зубців зубчастих коліс та контролем їх точності [8–10].

HCR зачеплення являє собою спеціальним чином зміненою евольвенту, в якій значення коефіцієнта висоти головки  $h_a^*$  і ніжки зуба  $h_f^*$  (без урахування коефіцієнта радіального зазору) не дорівнюють 1 і 1,25 відповідно, а приймають такі значення, що дозволяють досягти коефіцієнта перекриття  $\epsilon_d$  більше 2 в прямозубцевих передачах. При цьому інструмент для нарізання та контролю точності зубців може застосовуватися як стандартний, так і модифікований на його основі, що полегшує технологію виготовлення зубчастих коліс з HCR зачепленням [5, 8]. Але при заміні зубчастих коліс зі стандартним евольвентним зачепленням новими колесами з HCR виникає проблема – складність або іноді неможливість реалізації того ж передавального числа, що й у вихідній зубчас-

тої пари. Вихідним фактором цього є неможливість реалізувати HCR зачеплення з коефіцієнтом перекриття  $\varepsilon_\alpha > 2$  (а з урахуванням похибок виготовлення зубців ця умова повинна бути щонайменше  $\varepsilon_\alpha > 2,03$ ) лише шляхом підвищення висоти головки та ніжки зубця при тому ж модулі та кількості зубців. З урахуванням того, що HCR зачеплення допускає використання лише стандартних модулів, то досягти  $\varepsilon_\alpha > 2,03$  можливо лише зміною кількості зубців (а саме – їх збільшенням) при виконанні умов неприпустимості критичного загострення або підрізання зубців, фіксації або обмеженої зміни габаритних параметрів передачі при використанні відповідного стандартного модуля. Крім того, при проектуванні нової передачі з HCR зачепленням необхідно використовувати корекцію висоти зубця для зменшення загострення його головки та по можливості збільшення згинальної міцності ніжки, щоб в певній мірі компенсувати зменшення цього показника через використання меншого модулю [11–13].

**Мета та задачі дослідження.** У цій роботі буде розглянуто кілька варіантів комбінацій зубчастих коліс з HCR зачепленням, якими будуть замінені колеса зі стандартним евольвентним зачепленням в планетарній передачі колісного або бортового редуктора трактора сімейства Т-150 [14, 15]. Усі розрахунки будуть виконані у програмі KISSsoft. Для зменшення потенційної кількості можливих комбінацій зубчастих пар в планетарному механізмі, що розглядається, кількість сателітів, міжосьова відстань та ширина зубчастих коліс будуть незмінними. Коефіцієнт радіуса заокруглення перехідної кривої буде підбиратися в кожному варіанті для реалізації його найбільшого значення з метою зменшення згинальних напружень. Передавальне число буде змінюватися в межах 2%, але як приклад буде наведено планетарний механізм зі зміненим майже на 3% передавальним числом з метою показати вплив даного параметра на поліпшення навантажувальних показників планетарного редуктора. При цьому потрібно зазначити, що зменшення передавального числа в таких машинах, як багатоцільові трактори, може негативно вплинути на їх тягові характеристики, а саме занадто високі мінімальні швидкості руху можуть призвести до передчасного пробуксовування коліс або гусениць.

Для оцінки якісних та навантажувальних показників планетарної передачі з HCR зачепленням будуть розглянуті наступні параметри:

- товщина голівки зубця сонячної шестерні, сателіту та епіциклу;
- коефіцієнт перекриття зубчастих пар «сонячна шестерня – сателіт» та «сателіт – епіцикл»;
- максимальне значення питомого коефіцієнта ковзання зубців сонячної шестерні, сателіту та епіциклу;
- контактний тиск у зубчастих парах «сонячна шестерня – сателіт» та «сателіт – епіцикл»;
- згинальні напруження ніжки зуба сонячної шестерні, сателіту та епіциклу.

Також для показників питомого ковзання, контактних та згинальних напружень будуть наведені графіки залежності цих значень від кута повороту відповідної пари зубчастих коліс (або по лінії зачеплення). Причому всі значення параметрів, показаних на гра-

фіках, розраховуються з урахуванням переспряження зубців у цілій планетарній передачі, а також програма KISSsoft враховує пружну деформацію зубців.

**Початкові дані для розрахунків.** Для розрахунку показників міцності будуть використані наступні параметри:

- обертальний момент двигуна – 560 Н·м,
- передавальне відношення між двигуном та колісним редуктором за умови руху на першій передачі трактора – 12,94.

Таким чином потенційний обертальний момент перед колісними або бортовими редукторами становить 7246 Н·м. Але, враховуючи, що в колісному тракторі силовий потік розподіляється на два мости, а в гусеничному – на кожен борт, то допустимо розділити отримане значення крутного моменту на 2, тобто значення моменту складе 3623 Н·м. Крім того, при розрахунку трансмісій тягових машин величина максимальних обертальних моментів визначається з порівняння двох умов:

- пробуксовування зчеплення між двигуном і коробкою зміни передач,
- максимально можливим коефіцієнтом зчеплення рушія (колісного чи гусеничного) із ґрунтом.

З отриманих значень обирається менше, тобто визначається величина обертального моменту, при якому одна з двох систем почне буксувати першою. У цій роботі буде зроблено спрощений розрахунок, заснований на значенні максимально можливого коефіцієнта зчеплення рушія з ґрунтом – 0,7. У такому разі значення моменту на вхідному валу планетарної передачі становить 2536 Н·м.

**Результати розрахунків за варіантами зачеплень.** На першому етапі був проведений розрахунок вихідного варіанту планетарної передачі колісного редуктора тракторів сімейства Т-150 з метою одержання референтних значень. На рис. 1 показано загальний вигляд колісного редуктора трактора Т-150К у зборі з гальмівною системою та мостом.

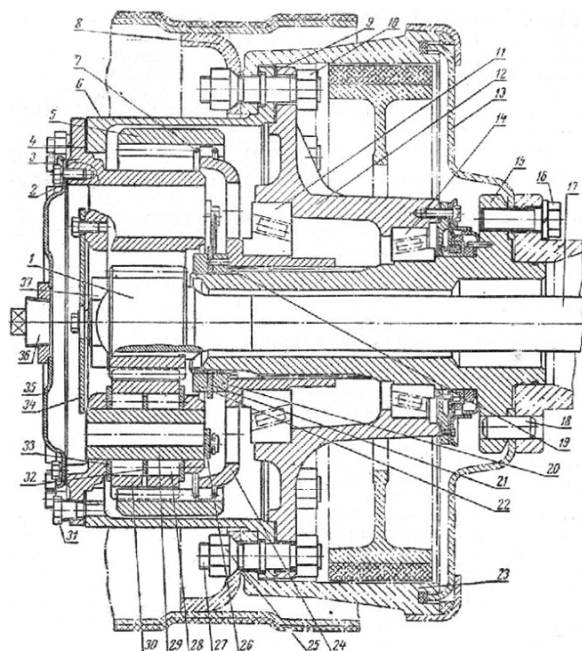


Рисунок 1 – Загальний вигляд планетарного редуктора колісного трактора Т-150К [5]

У табл. 1 наведено вихідні дані планетарної передачі, на рис. 2 – бічні профілі зубчастих пар, в табл. 2 та на рис. 3–4 результати розрахунку.

З аналізу графіків питомої швидкості ковзання видно, що його найбільше значення є на сонячній шестірні, що негативно впливає на її зношування.

Нерівні лінії контактних тисків на рис. 4 виклика-

ні особливостями розрахунку в програмі KISSsoft, заснованому на вбудованому спрощеному методі скінченних елементів та переспряженні зубців сателітів з іншими зубчастими колесами планетарного механізму. Високі значення контактних тисків можна пояснити конструктивно допустимими короточасними навантаженням у трансмісії трактора при його роботі.

Таблиця 1 – Параметри вихідної планетарної зубчастої передачі колісного (бортового) редуктора сімейства тракторів Т-150

Параметр	Одиниці	Сонячна шестерня	Сателіт	Епіцикл
Передавальне число	[-]	4,59		
Міжосьова відстань	[мм]	97		
Кількість сателітів	[шт.]	3		
Модуль	[мм]	5		
Кількість зубців	[шт.]	17	21	61
Ширина зубчастого вінця	[мм]	60	60	60
Коефіцієнт корекції	[-]	0,22	0,2097	0,3135
Товщина головки зуба	[мм]	3,01	3,23	5,28
Коефіцієнт висоти головки $h_a^*$	[-]	1	1	0,8
Коефіцієнт висоти ніжки $h_f^*$	[-]	1,25	1,25	1,25
Коефіцієнт радіуса перехідної кривої $\rho$	[-]	0,38	0,38	0,38
Коефіцієнт перекриття «Сонячна шестерня – Сателіт»	[-]	1,404		-
Коефіцієнт перекриття «Сателіт – Епіцикл»	[-]	-	1,543	

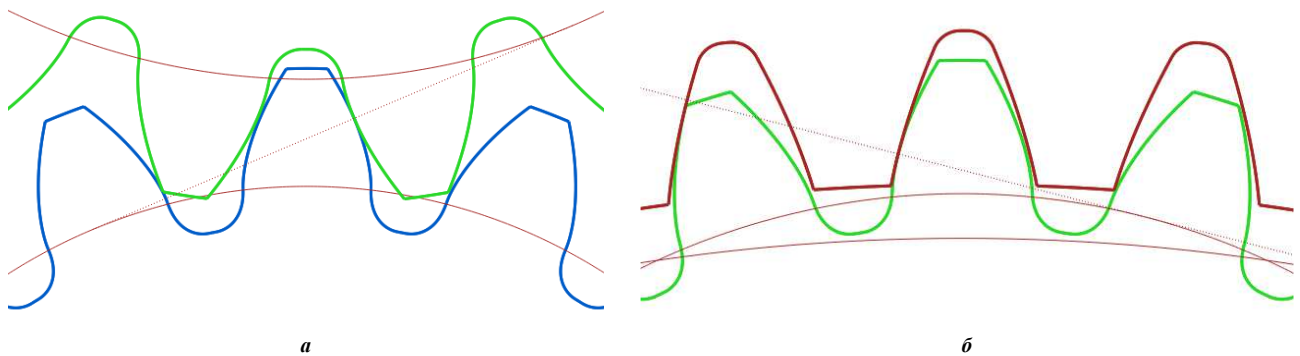


Рисунок 2 – Профілі зубців пар зубчастих коліс (вихідний варіант): а – сонячна шестерня – сателіт; б – сателіт – епіцикл

Таблиця 2 – Результати розрахунку планетарної зубчастої передачі колісного (бортового) редуктора сімейства тракторів Т-150

Параметр	Одиниці	Сонячна шестерня	Сателіт	Епіцикл
Питоме ковзання	[-]	2,7	2,1	0,7
Контактний тиск	[МПа]	1285	1285	862
Згинальне напруження	[МПа]	238	230	226

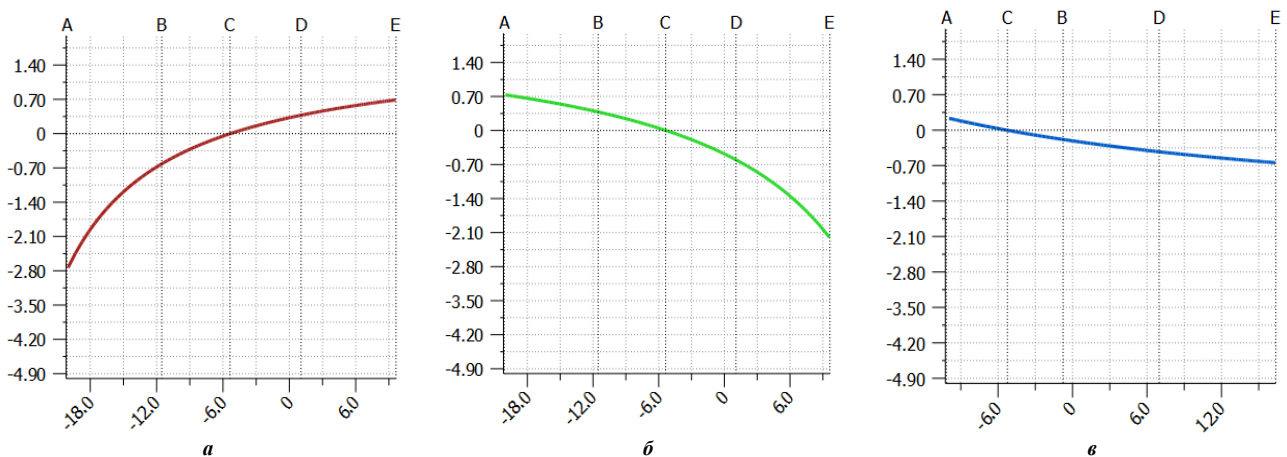


Рисунок 3 – Питоме ковзання (вихідний варіант): а – сонячна шестерня; б – сателіт; в – епіцикл

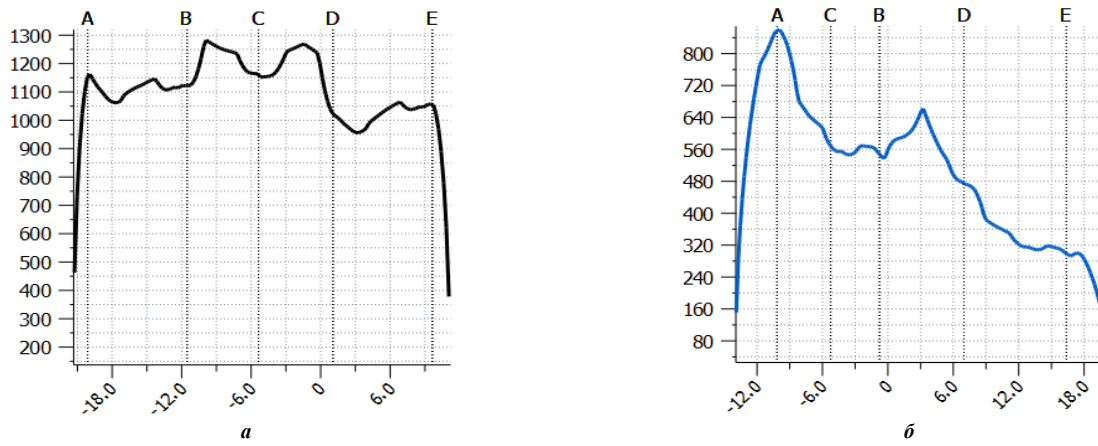


Рисунок 4 – Контактний тиск в зубчастих парах (вихідний варіант):

а – сонячна шестерня – сателіт; б – сателіт – епіцикл

Першим варіантом планетарної передачі з HCR-зацепленням будуть зубчасті колеса з модулем 2 мм. У табл. 3 наведено параметри передачі, а в рис. 5 –

бічні профілі зубчастих пар. У табл. 4 та на рис. 6–7 показані результати розрахунку.

Таблиця 3 – Параметри планетарної зубчастої передачі колісного (бортового) редуктора HCR зацепленням з модулем 2 мм (варіант без корекції зубців сонячної шестерні та сателітів)

Параметр	Одиниці	Сонячна шестерня	Сателіт	Епіцикл
Передавальне число	[-]	4,68		
Зміна передавального числа	[%]	+1,96		
Модуль	[мм]	2		
Кількість зубців	[шт.]	41	56	151
Коефіцієнт корекції	[-]	0	0	-1,0742
Товщина головки зубця	[мм]	0,93	0,89	1,14
Коефіцієнт висоти головки $h_a^*$	[-]	1,27	1,33	1,3
Коефіцієнт висоти ніжки $h_f^*$	[-]	1,6	1,6	1,55
Коефіцієнт радіуса перехідної кривої $\rho$	[-]	0,42	0,4	0,11
Коефіцієнт перекриття «Сонячна шестерня – Сателіт»	[-]	2,2		-
Коефіцієнт перекриття «Сателіт – Епіцикл»	[-]	-	2,286	

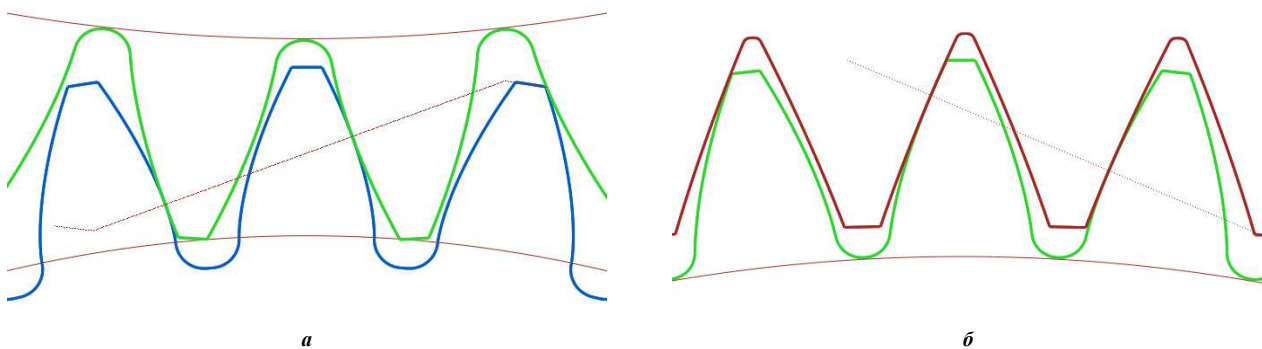


Рисунок 5 – Профілі зубців пар зубчастих коліс з HCR зацеплення з модулем 2 мм (варіант без корекції зубців сонячної шестерні та сателітів):

а – сонячна шестерня – сателіт; б – сателіт – епіцикл

Таблиця 4 – Результати розрахунку планетарної зубчастої передачі колісного (бортового) редуктора HCR зацепленням з модулем 2 мм (варіант без корекції зубців сонячної шестерні та сателітів)

Параметр	Одиниці	Сонячна шестерня	Сателіт	Епіцикл
Питоме ковзання	[-]	1,57	1,12	0,5
Контактний тиск	[МПа]	1038	1038	575
Згинальне напруження	[МПа]	312	296	303

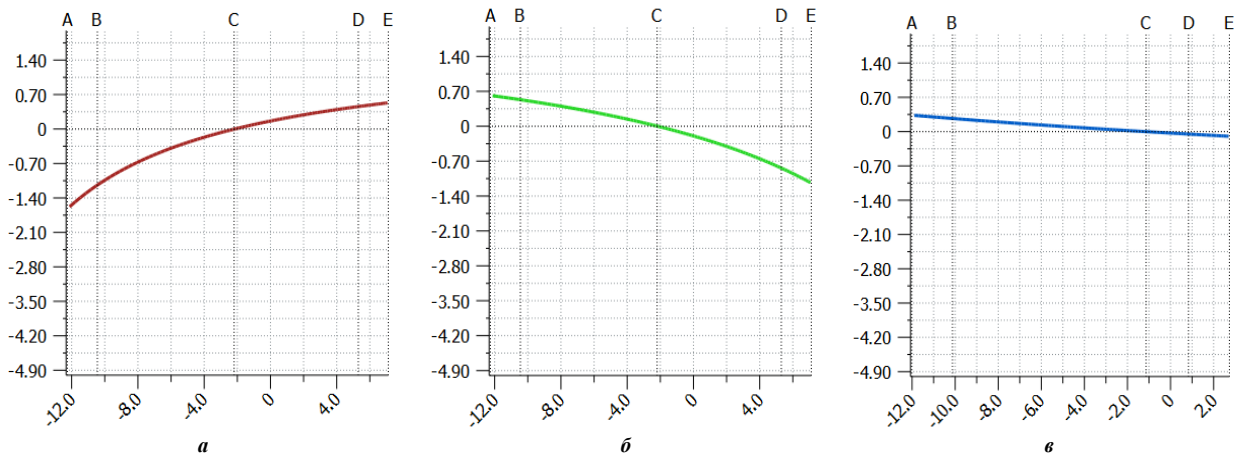


Рисунок 6 – Питоме ковзання зубчастих коліс з HCR зачеплення з модулем 2 мм (варіант без корекції зубців сонячної шестерні та сателітів):

$a$  – сонячна шестерня;  $b$  – сателіт;  $v$  – епіцикл

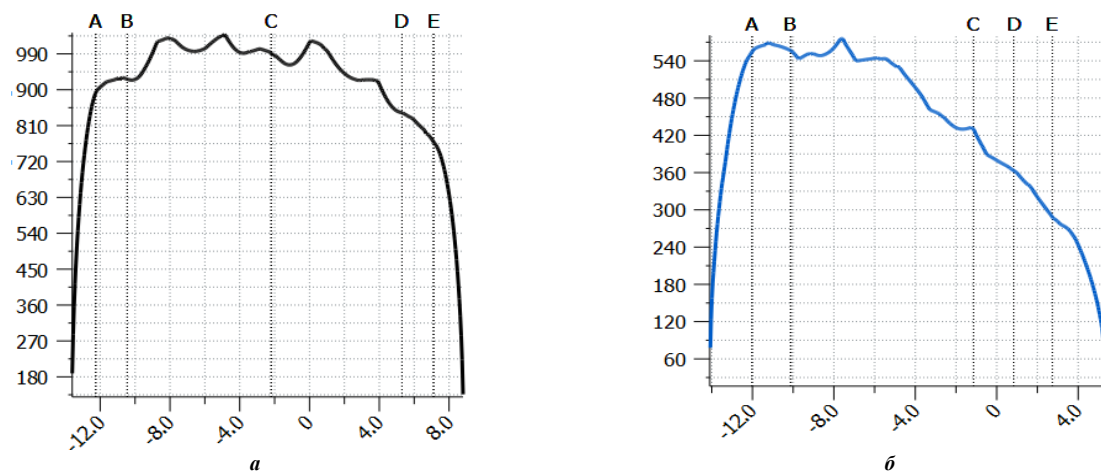


Рисунок 7 – Контактний тиск в зубчастих парах (варіант без корекції зубців сонячної шестерні та сателітів):

$a$  – сонячна шестерня – сателіт;  $b$  – сателіт – епіцикл

Аналіз отриманих значень питомих швидкостей ковзання показав, що у зубцях сонячної шестерні вони зменшилися на 42%, на сателіті на 47%, а в епіциклі на 29%. З аналізу контактних тисків видно, що у пари «сонячна шестерня – сателіт» вони зменшилися на 19%, а пари «сателіт – епіцикл» на 33%. Згинальні напруження в ніжці зуба сонячної шестерні зросли на 31%, у сателіті на 29%, в епіциклі на 34%. Отже, можна зробити висновок про значне зменшення згинальної міцності зубчастих передач, що може негативно позначитися при роботі машини в режимі максимальних навантажень, а також це зменшить згинальну втомну витривалість зубців планетарної передачі.

З метою збільшити згинальну міцність зубчастих коліс з HCR зачепленням з модулем 2 мм, застосуємо інше число зубців у сателіті, а потім, для виконання умови незмінності міжосьової відстані, використаємо корекцію профілів зубців по висоті. При цьому корекція зубців сонячної шестерні та сателітів має бути додатною, щоб збільшити товщину ніжки зуба та радіус кривизни бічного профілю зуба, що у певній мірі зменшить контактний тиск.

У табл. 5 наведено параметри передачі з HCR

зачепленням з модулем 2 мм з іншим числом зубців сателіту, а на рис. 8 – бічні профілі зубчастих пар. У табл. 6 і на рис. 9–10 наведено результати розрахунку.

Як бачимо з табл. 5, зменшивши в сателіті число зубців з 56 на 54, було зменшено і коефіцієнт перекриття до 2,046, тобто планетарна передача виявилася на нижній межі виконання умови двопарного зачеплення. Але з отриманих даних, наведених у таблиці 6, видно, що така зміна та наступна додатна корекція значно зменшили питомі швидкості ковзання: в сонячній шестерні на 39%, в сателіті на 17%, в епіциклі на 50%. Також зменшився і контактний тиск: у парі сонячна шестерня – сателіт на 4%, у парі сателіт – епіцикл на 9%, а згинальні напруження також зменшилися: у сонячній шестерні на 4%, у сателіті на 0,3%, в епіциклі на 3%. Всі відсоткові значення відносяться до варіанту з HCR зачепленням з модулем 2 мм, але із зубцями в сонячній шестерні та сателітах без корекції (попередній варіант). При цьому варто відзначити, що товщини головок зубів сонячної шестерні та сателітів досить тонкі – 0,57 та 0,63 мм відповідно, що в процесі тривалої роботи може призвести до відламування деякої їх частини.



Таблиця 5 – Параметри планетарної зубчастої передачі колісного (бортового) редуктора HCR зачепленням з модулем 2 мм та зі зменшеним числом зубців сателітів

Параметр	Одиниці	Сонячна шестерня	Сателіт	Епіцикл
Передавальне число	[-]	4,68		
Зміна передавального числа	[%]	+1,96		
Модуль	[мм]	2		
Кількість зубців	[шт.]	41	54	151
Коефіцієнт корекції	[-]	0,5742	0,5	-0,5
Товщина головки зубця	[мм]	0,57	0,63	1,17
Коефіцієнт висоти головки $h_a^*$	[-]	1,27	1,33	1,3
Коефіцієнт висоти ніжки $h_f^*$	[-]	1,6	1,6	1,55
Коефіцієнт радіуса перехідної кривої $\rho$	[-]	0,33	0,33	0,15
Коефіцієнт перекриття «Сонячна шестерня – Сателіт»	[-]	2,046		-
Коефіцієнт перекриття «Сателіт – Епіцикл»	[-]	-	2,327	

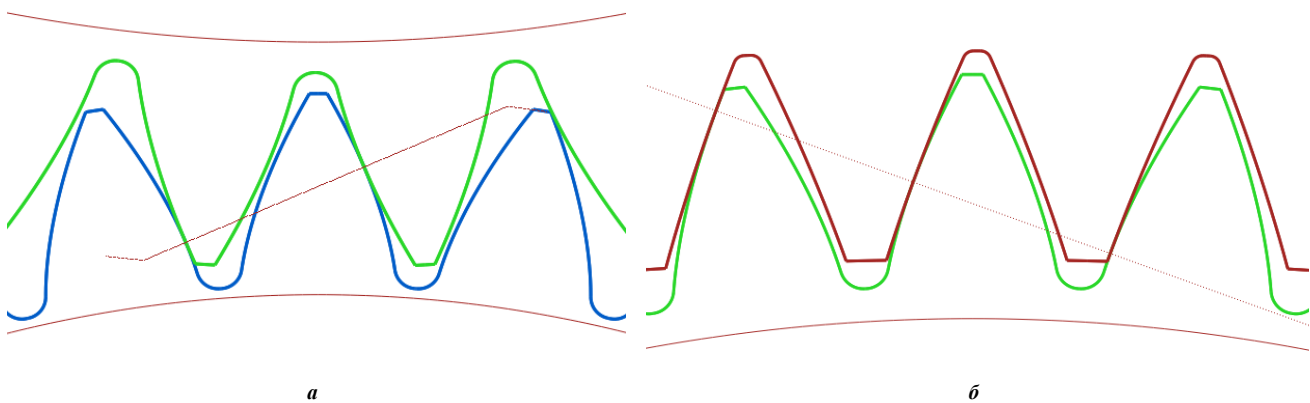


Рисунок 8 – Профілі зубців пар зубчастих коліс с HCR зачеплення з модулем 2 мм (варіант зі зменшеним числом зубців сателітів): а – сонячна шестерня – сателіт; б – сателіт – епіцикл

Таблиця 6 – Результати розрахунку планетарної зубчастої передачі колісного (бортового) редуктора HCR зачепленням з модулем 2 мм (варіант зі зменшеним числом зубців сателітів)

Параметр	Одиниці	Сонячна шестерня	Сателіт	Епіцикл
Питоме ковзання	[-]	0,95	0,93	0,25
Контактний тиск	[МПа]	994	994	524
Згинальне напруження	[МПа]	299	295	294

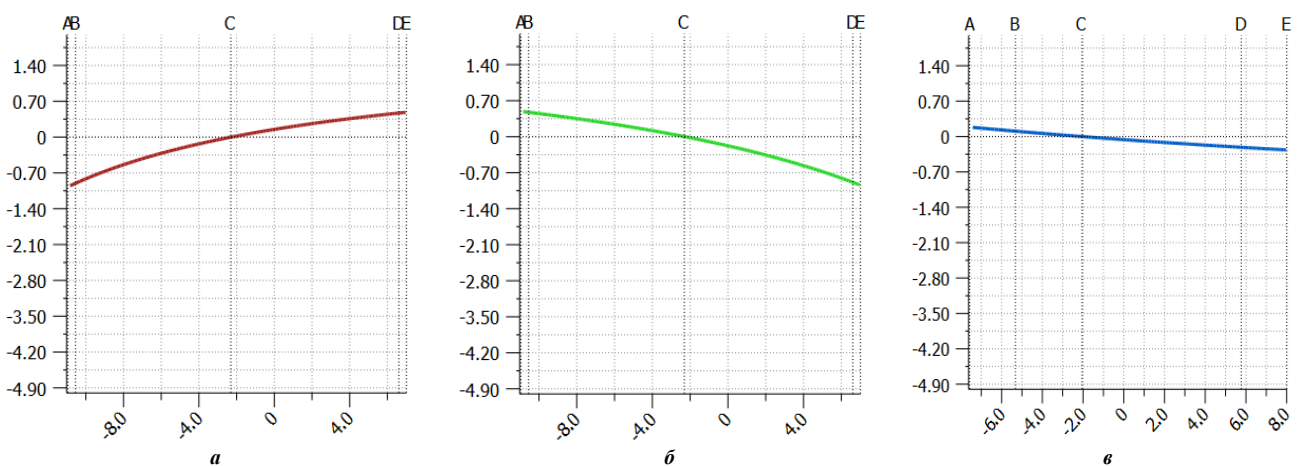


Рисунок 9 – Питоме ковзання зубчастих коліс с HCR зачеплення з модулем 2 мм (варіант зі зменшеним числом зубців сателітів): а – сонячна шестерня; б – сателіт; в – епіцикл

Розглянемо ще один варіант планетарної передачі зі зменшеним на 2,7% передавальним числом з метою продемонструвати більш значний вплив даного параметра на навантажувальну здатність передачі.

У табл. 7 наведено параметри передачі з HCR зачепленням з модулем 2 мм з іншим числом всіх зубців та зменшеним на 2,7% передавальним числом, а на рис. 11 – бічні профілі зубчастих пар. У табл. 8 і на рис. 12–

13 наведено результати розрахунку.

Як бачимо з табл. 7, застосовуючи інші числа зубців, витримуючи задану міжосьову відстань і зменшивши на 2,7% передавальне число коефіцієнт перекриття в парі «сонячна шестерня – сателіт» склав 2,156, тобто планетарна передача повною мірою виконує умову двопарного зачеплення. З табл. 8 видно, що така зміна чисел зубців та їх додатна корекція незначно збільшили питомі швидкості ковзання, проте контактні тиски зменшилися: у парі

«сонячна шестерня – сателіт» на 6%, в парі «сателіт – епіцикл» на 1,6%, а згинальні напруження також зменшилися: у сонячній шестерні на 11%, у сателіті на 6%, в епіциклі на 6%. Всі відсоткові значення відносяться до варіанту з HCR зачеплення з модулем 2 мм, але з зубцями в сонячній шестерні і сателітах без корекції. У той же час товщини головок зубців сонячної шестерні та сателітів, як і в попередньому варіанті, залишилися досить тонкі – 0,59 та 0,78 мм відповідно.

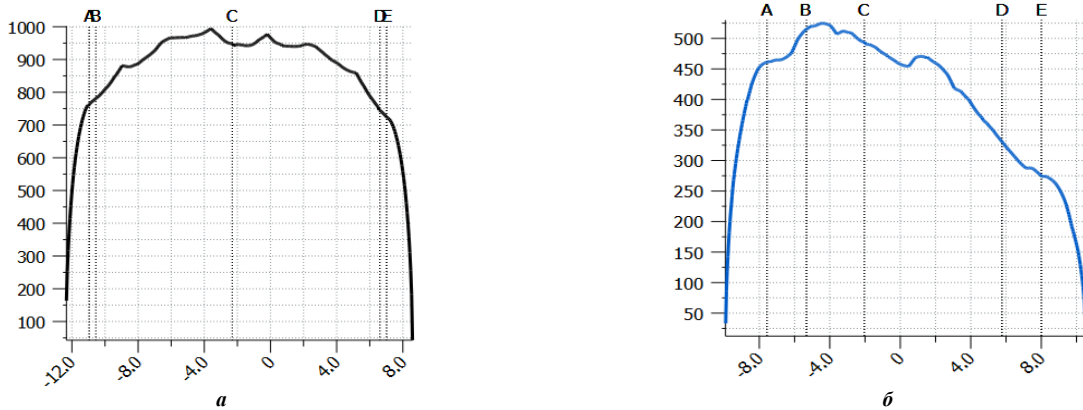


Рисунок 10 – Контактний тиск в зубчастих парах (варіант зі зменшенням числом зубців сателітів):  
а – сонячна шестерня – сателіт; б – сателіт – епіцикл

Таблиця 7 – Параметри планетарної зубчастої передачі колісного (бортового) редуктора HCR зачепленням з модулем 2 мм та зі зменшенням на 2,7% передавальним числом

Параметр	Одиниці	Сонячна шестерня	Сателіт	Епіцикл
Передавальне число	[-]	4,46		
Зміна передавального числа	[%]	-2,72		
Модуль	[мм]	2		
Кількість зубців	[шт.]	43	53	149
Коефіцієнт корекції	[-]	0,319	0,2	-0,719
Товщина головки зуба	[мм]	0,593	0,785	1,153
Коефіцієнт висоти головки $h_a^*$	[-]	1,35	1,33	1,3
Коефіцієнт висоти ніжки $h_f^*$	[-]	1,55	1,57	1,5
Коефіцієнт радіуса перехідної кривої $\rho$	[-]	0,38	0,38	0,15
Коефіцієнт перекриття «Сонячна шестерня – Сателіт»	[-]	2,156		-
Коефіцієнт перекриття «Сателіт – Епіцикл»	[-]	-	2,349	

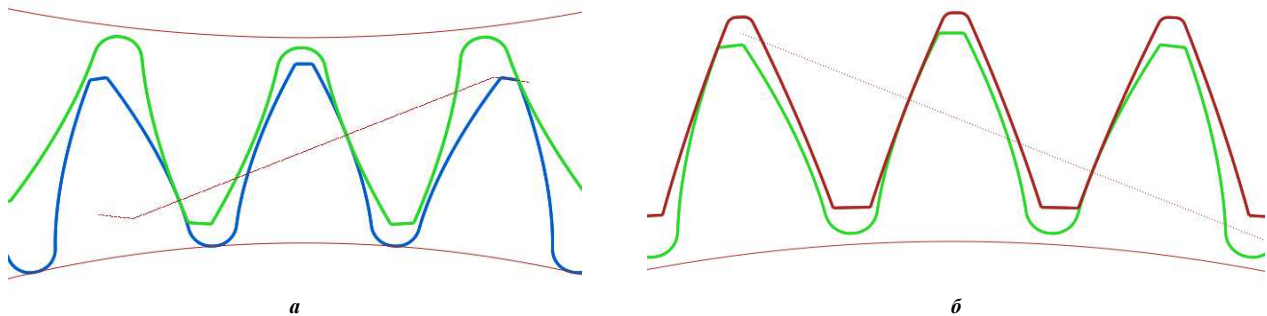


Рисунок 11 – Профілі зубців пар зубчастих коліс з HCR зачеплення з модулем 2 мм  
(варіант зі зменшенням на 2,7% передавальним числом): а – сонячна шестерня – сателіт; б – сателіт – епіцикл

Таблиця 8 – Результати розрахунку планетарної зубчастої передачі колісного (бортового) редуктора HCR зачепленням з модулем 2 мм (варіант зі зменшенням на 2,7% передавальним числом)

Параметр	Одиниці	Сонячна шестерня	Сателіт	Епіцикл
Питоме ковзання	[-]	1,08	1,13	0,17
Контактний тиск	[МПа]	977	977	566
Згинальне напруження	[МПа]	278	277	285

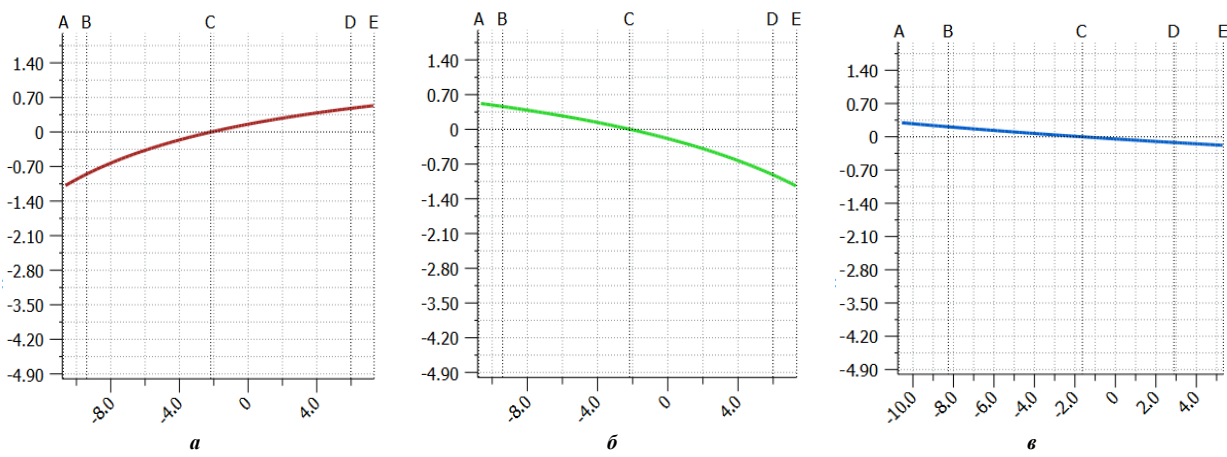


Рисунок 12 – Питоме ковзання зубчастих коліс з HCR зачеплення з модулем 2 мм (варіант зі зменшенням на 2,7% передавальним числом): *a* – сонячна шестерня; *б* – сателіт; *в* – епіцикл

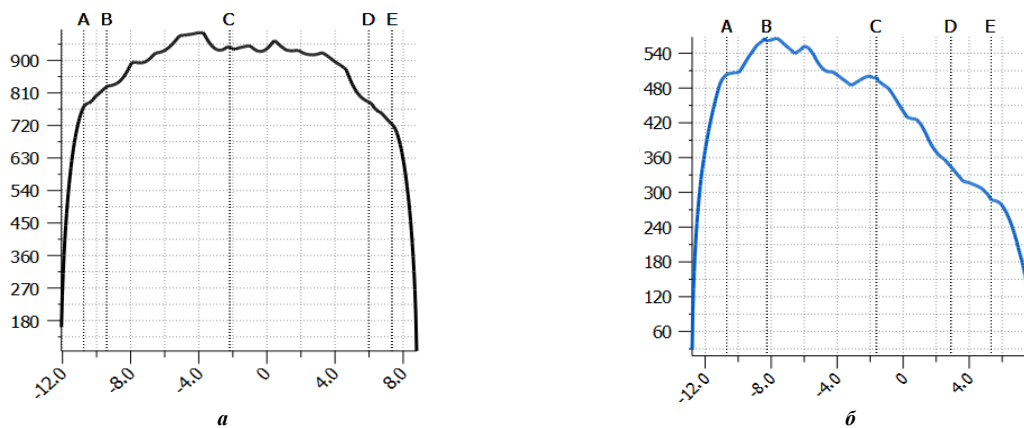


Рисунок 13 – Контактний тиск в зубчастих парах (варіант зі зменшенням на 2,7% передавальним числом): *a* – сонячна шестерня – сателіт; *б* – сателіт – епіцикл

У порівнянні з вихідною планетарною передачею контактні тиски у парах «сонячна шестерня – сателіт» зменшилися на 24%, у парі «сателіт – епіцикл» на 34%. Згинальні напруження все також більші, ніж у вихідному варіанті: у сонячній шестерні на 17%, у сателіті на 20%, в епіциклі на 26%. Питома швидкість ковзання менша на 50%.

Також можна зробити висновок, що при заміні існуючих передач новими з підвищеним коефіцієнтом перекриття не завжди доцільно прагнути його збільшенню, а замість цього необхідно провести аналіз можливих комбінацій зубчастих коліс з метою отримання більш вигідних показників контактної і згинальної міцності.

З метою більш значного збільшення згинальної міцності застосуємо модуль зубців 2,5 мм.

У табл. 9 наведено параметри передачі з HCR зачепленням з модулем 2,5 мм, а рис. 14 – бічні профілі зубчастих пар. У табл. 10 та на рис. 15–16 наведено результати розрахунку.

Аналіз отриманих значень (табл. 10) питомих швидкостей ковзання показав, що у зубцях сонячної шестерні вони зменшилися на 48%, на сателіті на 40%, а в епіциклі на 63%. З аналізу контактних тисків видно, що у парі «сонячна шестерня – сателіт» вони зменшилися на 20%, а парі «сателіт – епіцикл» на 32%. Згинальні напруження в ніжці зуба сонячної шестерні зросли на 2%, сателіті на 6%, епіциклі на 20%. Отже, можна зробити висновок про значне зменшення згинальної

міцності зубців тільки в епіциклі, в той час як в інших зубчастих колесах вдалося досягти порівнянних значень згинальних напружень з вихідним варіантом. При цьому варто відзначити, що даний розрахунок програмою KISSsoft дуже чутливий до значення радіуса перехідної кривої. В епіциклі цей параметр дуже малий, що обумовлено прагненням досягти коефіцієнта перекриття 2,03 в парі «сонячна шестерня – сателіт» шляхом збільшення висоти головки зуба сателіту. Внаслідок цього на епіциклі довелося збільшити висоту ніжки, що призвело до зменшення ширини западини між зубцями і застосуванню малого радіуса перехідної кривої.

Розглянемо інший варіант планетарної передачі з модулем 2,5 мм, в якій можна досягти значного зменшення згинальних напружень зубців, у тому числі і в епіциклі, застосувавши їх іншу комбінацію, яка однак призведе до деякого зменшення передавального числа.

У табл. 11 наведено параметри передачі з HCR зачепленням з модулем 2,5 мм із зменшеним передавальним числом, а на рис. 17 – бічні профілі зубчастих пар. У табл. 12 та на рис. 18–19 наведено результати розрахунку.

Аналіз отриманих значень (табл. 12) питомих швидкостей ковзання показав, що у зубці сонячної шестерні вони зменшилися на 38%, на сателіті на 15%, в епіциклі на 18%. З аналізу контактних тисків видно, що у парі «сонячна шестерня – сателіт» вони зменшилися на 24%, а у парі «сателіт – епіцикл» на



26%. Згинальна напруження в ніжці зуба сонячної шестерні зменшилася на 5%, в епіциклі на 8%, а в

сателіті збільшилася на 6%.

Таблиця 9 – Параметри планетарної зубчастої передачі колісного (бортового) редуктора HCR зачепленням з модулем 2,5 мм

Параметр	Одиниці	Сонячна шестерня	Сателіт	Епіцикл
Передавальне число	[-]	4,63		
Зміна передавального числа	[%]	+1,01		
Модуль	[мм]	2,5		
Кількість зубців	[шт.]	33	43	120
Коефіцієнт корекції	[-]	0,4594	0,4	-0,7086
Товщина головки зубця	[мм]	0,591	0,631	1,476
Коефіцієнт висоти головки $h_a^*$	[-]	1,3	1,33	1,3
Коефіцієнт висоти ніжки $h_f^*$	[-]	1,55	1,57	1,5
Коефіцієнт радіуса перехідної кривої $\rho$	[-]	0,38	0,33	0,15
Коефіцієнт перекриття «Сонячна шестерня – Сателіт»	[-]	2,032		-
Коефіцієнт перекриття «Сателіт – Епіцикл»	[-]	-	2,311	

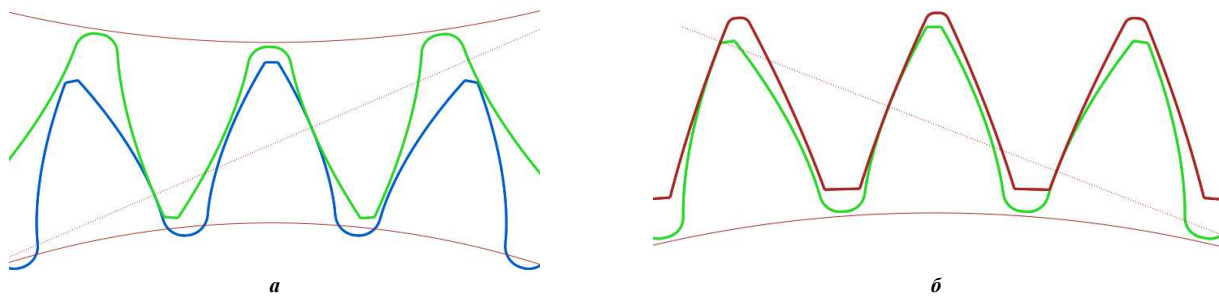


Рисунок 14 – Профілі зубців пар зубчастих коліс с HCR зачеплення з модулем 2,5 мм:

*a* – сонячна шестерня – сателіт; *б* – сателіт – епіцикл

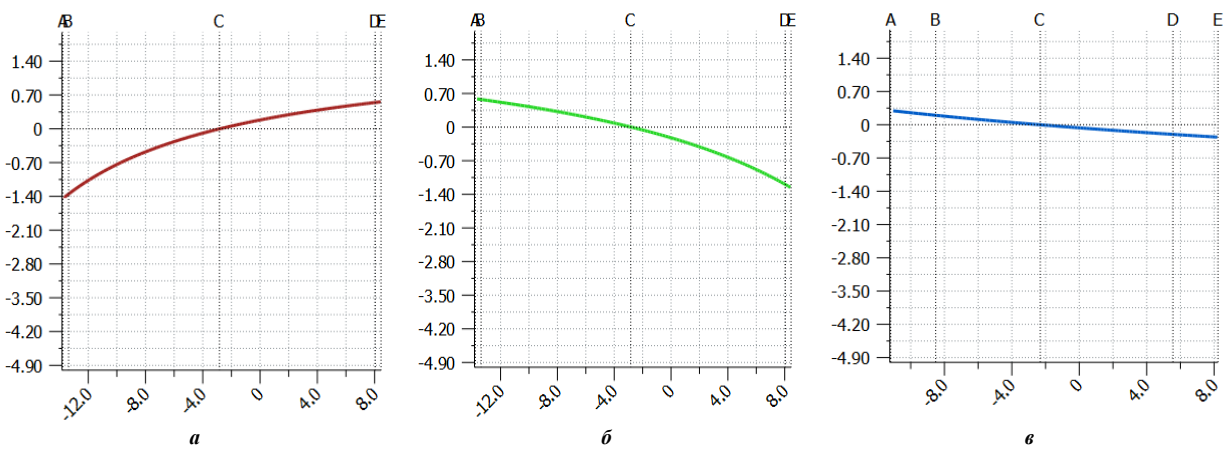


Рисунок 15 – Питоме ковзання зубчастих коліс с HCR зачеплення з модулем 2,5 мм:

*a* – сонячна шестерня; *б* – сателіт; *в* – епіцикл

Таблиця 10 – Результати розрахунку планетарної зубчастої передачі колісного (бортового) редуктора з HCR зачепленням з модулем 2,5 мм

Параметр	Одиниці	Сонячна шестерня	Сателіт	Епіцикл
Питоме ковзання	[-]	1,41	1,25	0,26
Контактний тиск	[МПа]	1019	1019	585
Згинальне напруження	[МПа]	242	244	271

Таким чином, зменшивши на епіциклі кількість зубців на 1 і, відповідно, застосувавши додатну корекцію, вдалося збільшити ширину западини між

зубцями і за допомогою збільшеного радіуса перехідної кривої зменшити згинальні напруження. При цьому контактні тиски незначно зросли, але все одно нижче, ніж у вихідному варіанті. Також дана комбінація зубців зубчастих коліс реалізує високий коефіцієнт перекриття – 2,202, внаслідок чого можна зменшити висоти головок зубців для збільшення їх товщини та підвищення втомної витривалості.

В останньому варіанті розрахунку розглянемо можливість реалізації HCR зачеплення в планетарній передачі з модулем 3 мм.

У табл. 13 наведено параметри передачі з HCR зачепленням з модулем 3 мм, а рис. 20 – бічні профілі зубчастих пар. У табл. 14 та на рис. 21–22 наведено результати розрахунку.

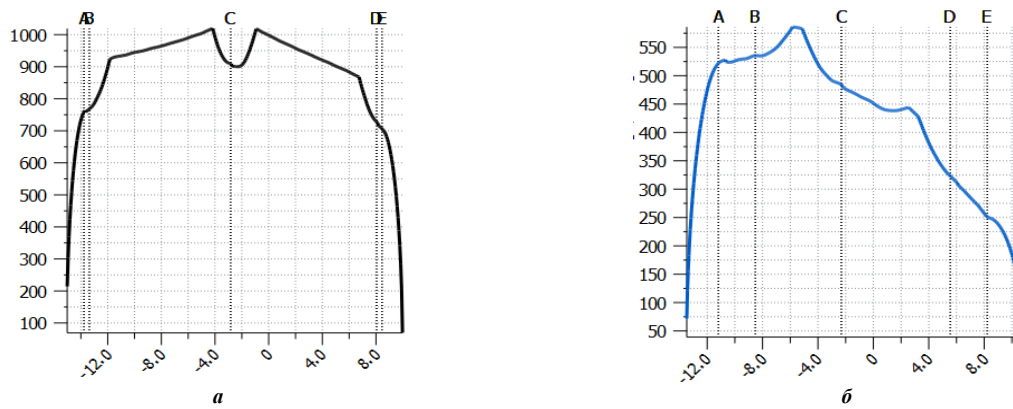


Рисунок 16 – Контактний тиск в зубчастих парах з модулем 2,5 мм:  
 $a$  – сонячна шестерня – сателіт;  $b$  – сателіт – епіцикл

Таблиця 11 – Параметри планетарної зубчастої передачі з HCR з модулем 2,5 мм (варіант зі зменшеним передавальним числом)

Параметр	Одиниці	Сонячна шестерня	Сателіт	Епіцикл
Передавальне число	[-]	4,46		
Зміна передавального числа	[%]	-2,89		
Модуль	[мм]	2,5		
Кількість зубців	[шт.]	35	42	121
Коефіцієнт корекції	[-]	0,3086	0	0,6499
Товщина головки зубця	[мм]	0,635	0,716	2,005
Коефіцієнт висоти головки $h_a^*$	[-]	1,35	1,45	1,2
Коефіцієнт висоти ніжки $h_f^*$	[-]	1,6	1,65	1,5
Коефіцієнт радіуса перехідної кривої $\rho$	[-]	0,4	0,4	0,25
Коефіцієнт перекриття «Сонячна шестерня – Сателіт»	[-]	2,202		-
Коефіцієнт перекриття «Сателіт – Епіцикл»	[-]	-	2,562	

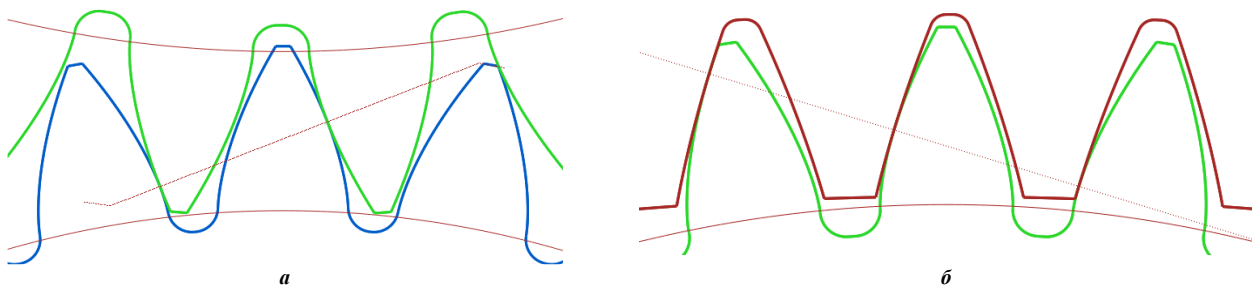


Рисунок 17 – Профілі зубців пар зубчастих коліс з HCR з модулем 2,5 мм (варіант зі зменшеним передавальним числом):  
 $a$  – сонячна шестерня – сателіт;  $b$  – сателіт – епіцикл

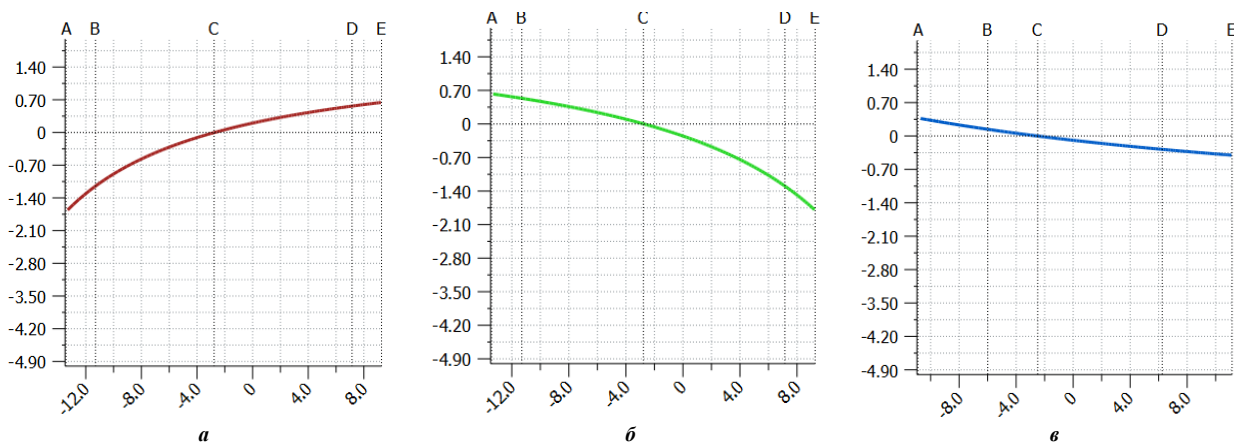
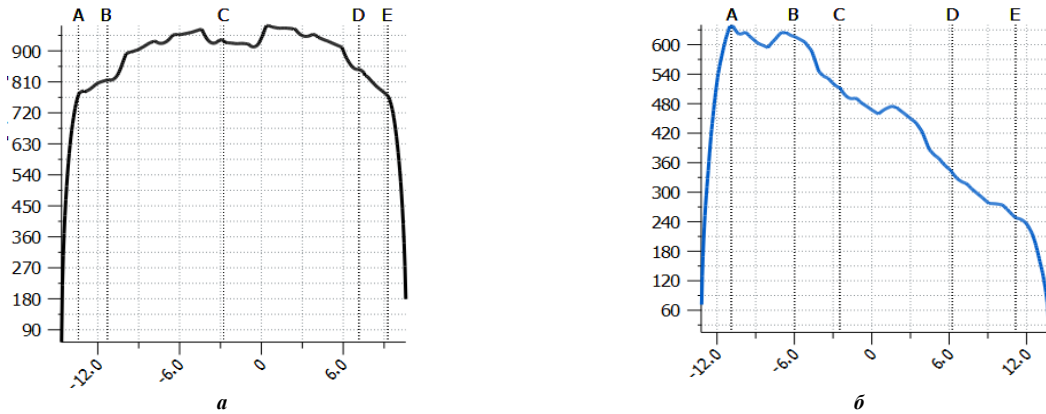


Рисунок 18 – Питоме ковзання зубчастих коліс з HCR зачеплення з модулем 2,5 мм  
(варіант зі зменшеним на 2,9% передавальним числом):  
 $a$  – сонячна шестерня;  $b$  – сателіт;  $v$  – епіцикл

Таблиця 12 – Результати розрахунку планетарної зубчастої передачі колісного (бортового) редуктора HCR зачепленням з модулем 2,5 мм (варіант зі зменшенням на 2,9% передавальним числом)

Параметр	Одиниці	Сонячна шестерня	Сателіт	Епіцикл
Питоме ковзання	[-]	1,66	1,79	0,57
Контактний тиск	[МПа]	973	973	638
Згинальні напруження	[МПа]	226	245	207

Рисунок 19 – Контактний тиск в зубчастих парах з модулем 2,5 мм (варіант зі зменшенням на 2,9% передавальним числом): *a* – сонячна шестерня – сателіт; *б* – сателіт – епіцикл

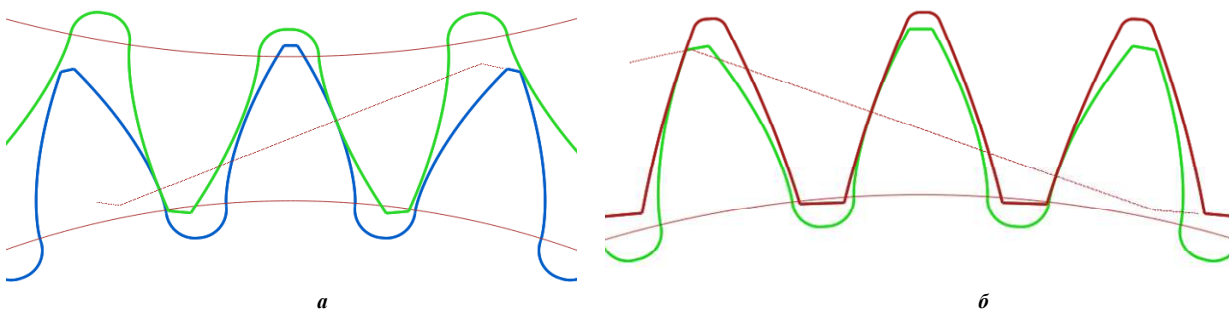
Таблиця 13 – Параметри планетарної зубчастої передачі редуктора HCR зачепленням з модулем 3 мм

Параметр	Одиниці	Сонячна шестерня	Сателіт	Епіцикл
Передавальне число	[-]	4,607		
Зміна передавального числа	[%]	+0,37		
Модуль	[мм]	3		
Кількість зубців	[шт.]	28	36	101
Коефіцієнт корекції	[-]	0,2460	0,1	0,0634
Товщина головки зубця	[мм]	0,661	1,083	2,040
Коефіцієнт висоти головки $h_a^*$	[-]	1,35	1,33	1,3
Коефіцієнт висоти ніжки $h_f^*$	[-]	1,55	1,57	1,5
Коефіцієнт радіуса перехідної кривої $\rho$	[-]	0,42	0,42	0,2
Коефіцієнт перекриття «Сонячна шестерня – Сателіт»	[-]	2,047		-
Коефіцієнт перекриття «Сателіт – Епіцикл»	[-]	-	2,510	

Таблиця 14 – Результати розрахунку планетарної зубчастої передачі редуктора HCR зачепленням з модулем 3 мм

Параметр	Одиниці	Сонячна шестерня	Сателіт	Епіцикл
Питоме ковзання	[-]	2,16	2,04	0,3
Контактний тиск	[МПа]	1032	1032	737
Згинальні напруження	[МПа]	311	214	206

Аналіз отриманих значень (див. табл. 14) питомих швидкостей ковзання показав, що у зубцях сонячної шестерні вони зменшилися на 20%, на сателіті на 3%, а в епіциклі на 57%. З аналізу контактних тисків бачимо, що у парі «сонячна шестерня – сателіт» вони зменшилися на 20%, а у парі «сателіт – епіцикл» на 14%. Згинальні напруження в ніжці зуба сонячної шестерні збільшилися на 31%, а в сателіті та епіциклі зменшилися на 7% і 9% відповідно.

Рисунок 20 – Профілі зубців пар зубчастих коліс с HCR зачеплення з модулем 3 мм: *a* – сонячна шестерня – сателіт; *б* – сателіт – епіцикл

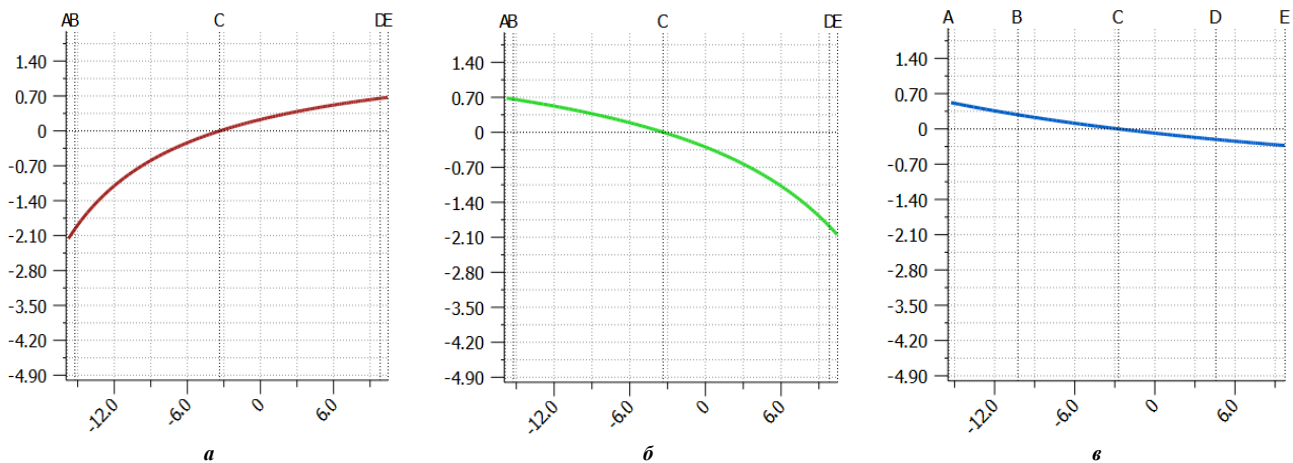


Рисунок 21 – Питоме ковзання зубчастих коліс з HCR зачеплення з модулем 3 мм:

$a$  – сонячна шестерня;  $b$  – сателіт;  $c$  – епіцикл

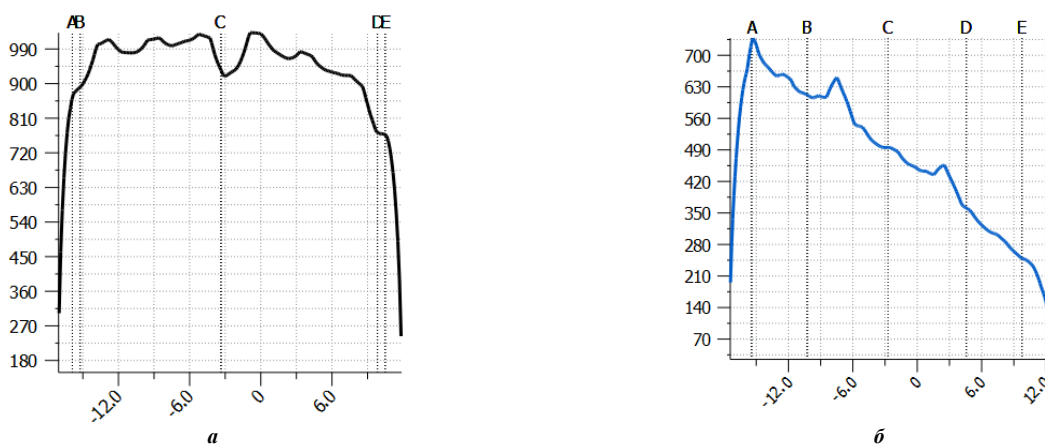


Рисунок 22 – Контактний тиск в зубчастих парах з модулем 3 мм:

$a$  – сонячна шестерня – сателіт;  $b$  – сателіт – епіцикл

Таким чином модуль 3 мм є досить великим та обмежує кількість комбінацій зубчастих коліс з дво-парним зачепленням в планетарній передачі. Також зменшений радіус кривизни бічного профілю зубця сонячної шестерні (через зменшення кількості зубців) зменшує його контактну міцність. Високе згинальне напруження в даному зубчастому колесі (див. табл. 14) вимагає подальшого дослідження.

**Висновки.** Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновок, що в даній задачі заміни зубчастих коліс зі стандартним евольвентним зачепленням на HCR зачеплення в планетарній передачі колісного або бортового редуктора трактора найбільш оптимальним є варіант з модулем 2,5 і передавальним числом 4,46, тобто меншим на 2,89% порівняно з вихідним редуктором. Але інші запропоновані варіанти також є працездатними за умови використання матеріалів з відповідними значеннями допустимої згинальної міцності. При цьому в роботі не розглядався варіант створення спеціальної методики автоматичного підбору модуля передачі та корекції бічного профілю зубців при заданих жорстких та плаваючих обмеженнях [16, 17], а виконувався лише послідовний перебір параметрів, що варіюються, з метою отримання уявлення про можливість використання HCR зачеплення в умовах обмежень та сфери його раціонального застосування.

#### Список літератури

1. Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., Novak, W. *Automotive Transmissions. Fundamentals, Selection, Design and Application*. 2011 Springer. 742 p. DOI 10.1007/978-3-642-16214-5
2. Протасов, Р.В., Устиненко, А.В., Андриенко, С.В., Ткаченко, В.М. *Моделювання та аналіз НДС еволютного зачеплення у системі Autodesk Fusion*. Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР, № 25 (1301) 2018, 131-134 сс. DOI: 10.20998/2079-0775.2018.25.24.
3. Protasov, R., Magdolen, L., Danko, J., Lanets, O. Vorontsov, B. *Analysis of the influence of the displacement of the gear rack profile of the pair evolution gearing on the quality indicators of the transmission*. 2023, Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. 9. 66-74 pp. DOI: 10.23939/ujmms2023.02.066.
4. Bošanský, M., Vereš, M., Toköly P., Vanya A. *Neštandardné ozubené prevody* 2012; STU, Bratislava, Slovakia 166 p.
5. Vereš, M., Bošanský, M., Gaduš J. *Theory of Convex-Concave and plane cylindrical gearing*. 2006. STU, Bratislava, Slovakia, 180 p.
6. Veres, M., Bosansky, M. *Optimization of the HCR gearing from pitting damage point of view*, 2017, MM Science Journal, STU, Bratislava, Slovakia, 1825-1828 pp. DOI: 10.17973/MMSJ.2017\_06\_201704
7. Svec, P., Magdolen, L., Protasov, R., Bošanský, M., Gondár, E. *Wear of TiAlCN Coating on HCR Gear*. 2022, MDPI, Lubricants 10(12): 342, 13 p. DOI:10.3390/lubricants10120342.
8. Radzevich, S. *Gear Cutting Tools: Fundamentals of Design and Computation*. 2010, CRC Press, 786 p. DOI: 10.1201/9781439819685.
9. Vorontsov, B., Bošanský, M., Kyrychenko, I., Kuzmenko, N., Stupnytskyi, V., Kuleshkov Yu., Ustinenko, A. *Methods of Designing Gear's Machining Tools with the Hyperboloid Cutting Part*. 2020, Strojnícky časopis - Journal of Mechanical Engineering. 70. 135-142 pp. DOI: 10.2478/scjme-2020-0013.
10. Tkach, P., Reviakina, O., Kryvosheia, A., Melnyk, V. Ustynenko, O., Protasov, R. *Meshing Characteristics of Profile Shifted Cylindrical Quasi-Involute Arc-Tooth-Trace Gears. Part 1. Theoretical Base*.



- Strojnícky časopis - Journal of Mechanical Engineering. 72. 201-210 pp. DOI: 10.2478/scjme-2022-0029.
- Bošanský, M., Vereš, M. *Korigovanie evolventného ozubenja*, 2001, STU, Bratislava, Slovakia, 126 p. ISBN 80 - 227 - 1602 - 2.
  - Болотовский И.А., Гурьев Б.И., Смирнов В.Э., Шендереј Б.И. *Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии: Справочное пособие*. Москва, Машиностроение, 1974. 160 с.
  - ISO 6336:2006 *Metod B. Calculation of load capacity of spur and helical gears*. 2007.
  - Кашуба, Б.П., Коваль, И.А. *Трактор Т-150К: Техническое описание и инструкция по эксплуатации 151.00.000ТО / Харьковський тракторний з-д ім. С. Орджонікідзе*. 1983 11-е изд., доп. Харьков, Прапор, 310 с.
  - Малахов, В.С., Мудрук, А.С., Кривенко, П.М. *Ремонт тракторов Т-150 и Т-150К*. 1982, Москва, Колос. 222 с.
  - Устиненко, О.В., Черельов, С.В., Бошанскі, М., Протасов, Р.В., Бондаренко, О.В., Левін, Н.О. *Оптимальне проектування евольвентних циліндричних прямозубцевих передач з підвищенням коефіцієнтом перекриття: цільова функція, змінні проектування та обмеження*, Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. №2. 2022, 136 – 141 с. DOI: 10.20998/2079-0775.2022.2.12
  - Бондаренко О.В., Устиненко, О.В., Протасов, Р.В. *Оптимізація співвісних ступінчастих приводів машин за масогабаритними характеристиками на прикладі тривалих коробок передач, монографія*, Харків: НТУ «ХПІ», 2024, 124 с. ISBN: 978-617-05-0440-1

## References (transliterated)

- Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., Novak, W. *Automotive Transmissions. Fundamentals, Selection, Design and Application*. 2011 Springer. 742 p. DOI 10.1007/978-3-642-16214-5
- Protasov, R.V., Ustinenko, A.V., Andrienko, S.V., Tkachenko, V.M. *Modeluvannya ta analiz NDS evolutnoho zacheplannia u sistemii Autodesk Fusion*. Visnyk Nacionalnoho tekhnichnoho universitetu «KhPI». Seria: Mashinoznavstvo ta SAPR, № 25 (1301) 2018. 131-134 ss. DOI: 10.20998/2079-0775.2018.25.24.
- Protasov, R., Magdolen, L., Danko, J., Lanets, O., Vorontsov, B. *Analysis of the influence of the displacement of the gear rack profile of the pair evolution gearing on the quality indicators of the transmission*. 2023, Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. 9. 66-74 pp. DOI: 10.23939/ujmems2023.02.066.
- Bošanský, M., Vereš, M., Toköly P., Vanya A. *Neštandardné ozubené prevody* 2012; STU, Bratislava, Slovakia 166 p.
- Vereš, M., Bošanský, M., Gaduš J. *Theory of Convex-Concave and plane cylindrical gearing*. 2006. STU, Bratislava, Slovakia, 180 p.
- Vereš, M., Bosansky, M. *Optimization of the HCR gearing from pitting damage point of view*, 2017, MM Science Journal, STU, Bratislava, Slovakia, 1825-1828 pp. DOI: 10.17973/MMSJ2017\_06\_201704
- Svec, P., Magdolen, L., Protasov, R., Bošanský, M., Gondár, E. *Wear of TiAlCN Coating on HCR Gear*. 2022, MDPI, Lubricants 10(12): 342, 13 p. DOI:10.3390/lubricants10120342.
- Radzevich, S. *Gear Cutting Tools: Fundamentals of Design and Computation*. 2010, CRC Press, 786 p. DOI: 10.1201/9781439819685.
- Vorontsov, B., Bošanský, M., Kyrychenko, I., Kuzmenko, N., Stupnytskyu, V., Kuleshkov Yu., Ustinenko, A. *Methods of Designing Gear's Machining Tools with the Hyperboloid Cutting Part*. 2020, Strojnícky časopis - Journal of Mechanical Engineering. 70. 135-142 pp. DOI: 10.2478/scjme-2020-0013.
- Tkach, P., Reviakina, O., Kryvosheia, A., Melnyk, V., Ustynenko, O., Protasov, R. *Meshing Characteristics of Profile Shifted Cylindrical Quasi-Involute Arc-Tooth-Trace Gears. Part 1. Theoretical Base*. Strojnícky časopis - Journal of Mechanical Engineering. 72. 201-210 pp. DOI: 10.2478/scjme-2022-0029.
- Bošanský, M., Vereš, M. *Korigovanie evolventného ozubenja*, 2001, STU, Bratislava, Slovakia, 126 p. ISBN 80 - 227 - 1602 - 2.
- Bolotovskii, I.A., Guriev, B.I., Smirnov, B.E., Shenderej, B.I. *Cilindricheskie evolventnie zubchatie peredechni vneshnego zaceplenia. Raschet geometrii: Spravochnoe posobie*. Moskva, Mashinostroenie, 1974. 160 s.
- ISO 6336:2006 *Metod B. Calculation of load capacity of spur and helical gears*. 2007.
- Kashuba, B.P., Koval, I.A. *Traktor T-150K: Technicheskoe opisanie i instrukcia po ekspluatácii 151.00.000TO / Kharkovskii traktornii zavod im. S. Ordzhonikidze* 1983 Kharkov, Prapor, 310 s.
- Malakhov, V.S., Mudruk A.S., Krivenko P.M. *Remont traktorov T-150 IT-150K*. 1982 Moskva, Koloss. 222 s.
- Ustinenko, A.V., Cherelev, S.V., Bosansky, M., Protasov, R.V., Bondarenko, O.V., Levin, N.O. *Optimalne projektuvannya evolventnykh cilindrichnykh priamozubcevykh peredach z pidvyshchenym koeficientom perekryttia: cilova funkcia, zmnini projektuvannya ta obmezhenia*, Visnyk NTU «KhPI». Seria: Mashinoznavstvo ta SAPR. №2. 2022, 136 – 141 ss. DOI: 10.20998/2079-0775.2022.2.12
- Bondarenko, O.V., Ustinenko, O.V., Protasov, R.V. *Optimizacia spivvisnykh stupinchastykh pryvodiv mashin za massogabarytnymi kharakterystykami na prykladi trvalnykh korobok peredch: monographia*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2024, 124 s. ISBN: 978-617-05-0440-1

Надійшла (received) 22.08.2024

## Відомості про авторів / About the Authors

**Протасов Роман Васильович / Protasov Roman** – PhD in Eng. S., Словацький технічний університет в Братиславі, старший викладач кафедри автомобільної інженерії та конструювання; м. Братислава, Словаччина; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1611-0610>; e-mail: roman.protasov@stuba.sk

**Устиненко Олександр Віталійович / Ustynenko Oleksandr** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (093) 398-33-83; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6714-6122>; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org

**Черельов Станіслав Володимирович / Cherelev Stanislav** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-01; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2046-3913>; e-mail: s1515@tmm-sapr.org

**Бондаренко Олексій Вікторович / Bondarenko Oleksiy** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», докторант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (067) 189-97-00; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2693-5301>; e-mail: avbondko@gmail.com

**Андрієнко Сергій Володимирович / Andrienko Sergij** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, викладач кафедри інженерної та комп'ютерної графіки; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-37-24; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4310-3128>; e-mail: andrisergejiv@gmail.com

**Матюшенко Микола Васильович / Matyushenko Mykola** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри геометричного моделювання та комп'ютерної графіки; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-64-31; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4727-8993>; e-mail: matushenkonikolay@ukr.net