

УДК 629.11.032+519.863

О. В. БОНДАРЕНКО, І. Є. КЛОЧКОВ, О. В. УСТИНЕНКО

ОПТИМІЗАЦІЯ ТРАНСМІСІЇ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ ЗА МАСОЮ: ЦІЛЬОВА ФУНКЦІЯ, ЗМІННИ ПРОЕКТУВАННЯ ТА ОБМЕЖЕННЯ

Розв'язання задачі оптимізації трансмісії легкого багатоцільового гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ є перспективним напрямком досліджень, тому що дозволяє поліпшити масові характеристики машини, забезпечити навантажувальну здатність та довговічність трансмісії при модернізації машини. Побудовано цільову функцію оптимізації за масою, яка досить коректно моделює трансмісію. Визначені змінні проектування, у якості яких обрані основні геометричні параметри зацеплень: модулі m , числа зубців z_1, z_2 та кути нахилів зубців β . Також обчислено розмірність задачі. Побудовано систему обмежень, що накладаються на змінні проектування. Вони дозволяють раціонально окреслити простір пошуку та повністю характеризують усі зв'язки геометрії, конструкції, міцності та інших показників трансмісії. У подальших дослідженнях плануються обрання методів розв'язання задачі оптимізації, побудова прикладних методик і алгоритмів, виконання тестових і перевірочних розрахунків щодо підтвердження та оцінки отриманих теоретичних результатів.

Ключові слова: оптимізація, багатоцільовий транспортер-тягач МТ-ЛБ, трансмісія, цільова функція, змінні проектування, обмеження змінних проектування

Решение задачи оптимизации трансмиссии легкого многоцелевого гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ является перспективным направлением исследований, так как позволяет улучшить массовые характеристики машины, обеспечить нагрузочную способность и долговечность трансмиссии при модернизации машины. Построена целевая функция оптимизации по массе, которая достаточно корректно моделирует трансмиссию. Определены переменные проектирования, в качестве которых выбраны основные геометрические параметры зацеплений: модули m , числа зубьев z_1, z_2 и углы наклона зубьев β . Также определена размерность задачи. Построена система ограничений, налагаемых на переменные проектирования. Они позволяют рационально определить пространство поиска и полностью характеризуют все связи геометрии, конструкции, прочности и других показателей трансмиссии. В дальнейших исследованиях планируется избрание методов решения задачи оптимизации, построение прикладных методик и алгоритмов, выполнение тестовых и проверочных расчетов для подтверждения и оценки полученных теоретических результатов.

Ключевые слова: оптимизация, многоцелевой транспортер-тягач МТ-ЛБ, трансмиссия, целевая функция, переменные проектирования, ограничения переменных проектирования

Solving the problem of optimizing for transmission of light multipurpose tracked load-carrier/prime mover МТ-LB is a perspective area of research because it improves the mass characteristics of the machine, to ensure the load capacity and durability of transmission at upgrading the machine. Optimization objective function by weight was built, which is quite correct transmission models. It takes into account the geometry, dimensions, weight and strength properties of the main parts and aggregates. Variables planning are defined, which selected as basic geometric parameters of gearings: module m , number of teeth z_1, z_2 and helix angles β . Also the dimension of the problem calculate. The system of limits imposed on the variable planning are imposed. They allow you to efficiently define search space and fully characterize all communications of geometry, structure, strength and other indicators of transmission. In further studies planned election methods for solving the optimization problem, the construction of the applied methods and algorithms, performance testing and verification calculations for verification and evaluation of the theoretical results.

Keywords: optimizing, multipurpose load-carrier/prime mover МТ-LB, transmission, objective function, variables planning, limits of the variables planning

Актуальність задачі

Сучасне транспортне машинобудування висуває все більш жорсткі вимоги до масогабаритних характеристик машин. Безумовно, на масу машини у цілому суттєво впливає маса її окремих агрегатів, таких як трансмісія. Отже, максимально можливе зниження маси останньої є актуальною науково-технічною задачею.

Одним з перспективних шляхів в цьому напрямку є розв'язання задачі оптимального проектування трансмісій [1] за критерієм мінімальної маси. Ця задача виникає у двох випадках:

1. Створення нової машини та, відповідно, нової трансмісії. В цьому випадку оптимальне проектування обмежується технічними та технологічними можливостями виробництва та вимогами до трансмісії.

2. Модернізація існуючої машини, наприклад, при заміні двигуна на більш потужний, підвищенні маси та (або) максимальної швидкості та ін. В цьому випадку оптимальне проектування додатково обмежується існуючими габаритами моторно-трансмісійного відділення (МТВ) машини.

На теперішній час для військової гусеничної та колісної техніки Збройних сил України особливо актуальна саме задача модернізації. Це пов'язано з високою собівартістю виробництва нової техніки (модернізація існуючої в рази дешевше) та довготривалим

виробничим циклом [2]. А теперішня ситуація на сході України, викликана російською агресією, потребує поставки до військ у найкоротший термін бронетанкової техніки, що відповідає найсучаснішим вимогам.

Постановка задачі

Одна із найбільш поширених в Україні та в інших країнах військових гусеничних машин – легкий багатоцільовий гусеничний транспортер-тягач МТ-ЛБ. Він був прийнятий на озброєння ще у 1964 р. та випущений (Харківським тракторним заводом, у Польщі та Болгарії) у кількості приблизно 9600 машин, з яких орієнтовно 7500 на теперішній час ще знаходяться у експлуатації [3]. Сьогодні він вже не відповідає сучасним тактико-технічним характеристикам з точки зору потужності двигуна та середніх швидкостей руху. У зв'язку з цим за останні роки запропоновано багато варіантів його модернізації, більшість з яких полягає в заміні двигуна на більш потужний. При цьому виникає проблема перевантаження інших агрегатів, насамперед трансмісії. Просте підвищення її навантажувальної здатності шляхом збільшення габаритів практично неможливе, що пов'язано з вищезгаданими обмеженнями габаритів МТВ.

Вихід із цієї ситуації полягає в оптимальному за

масою проектуванні нової трансмісії при забезпеченні її навантажувальної здатності, довговічності та вимоги розміщення в існуюче МТВ.

Аналогічна задача розв'язувалась у роботах [4-7] для трансмісій та коробок передач автомобілів. Особливо слід відмітити підхід, що розроблено у роботах [4, 5 та ін.], який полягає у розв'язанні задачі оптимально-раціонального проектування співвісного механічного приводу на прикладі тривальної коробки передач автомобіля.

Отже, метою роботи є розв'язання задачі оптимізації трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою.

Послідовність розв'язання задачі

Як відомо [8], розв'язання будь-якої задачі оптимізації складається з наступних етапів:

1. Постановка оптимізаційної задачі, яка складається з побудови цільової функції, визначення змінних проектування та формування системи обмежень.

2. Обрання чи розробка методів розв'язання задачі оптимізації.

3. Побудова методик і алгоритмів розв'язання задачі.
4. Виконання тестових і перевірочних розрахунків щодо підтвердження та оцінки отриманих теоретичних результатів.

Таким чином, метою цієї статті буде етап 1, а саме, постановка вищезгаданої оптимізаційної задачі.

Конструкція та геометро-кінематичні особливості трансмісії МТ-ЛБ

Кінематична схема трансмісії наведена на рисунку 1 [9]. Конструктивно трансмісію поділено на механізм передач та повороту (МПП), зупиночні гальма та бортові передачі. Але умовно усю трансмісію можна поділити на наступні структурні частини:

- головна передача (ГП);
- коробка передач (КП);
- додатковий редуктор (ДР);
- фрикціон (Ф) та гальмо (Г) МПП;
- сумуючий планетарний ряд (СПР);
- зупиночне гальмо (ЗГ);
- бортова передача (БП).

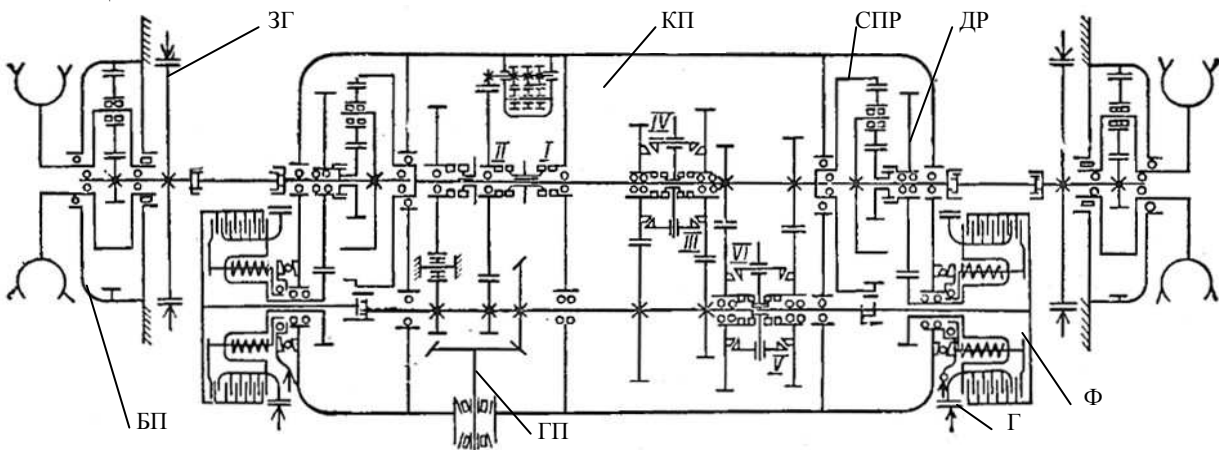


Рисунок 1 – Кінематична схема трансмісії транспортера-тягача МТ-ЛБ:

ГП – головна передача; КП – коробка передач; ДР – додатковий редуктор; Ф – фрикціон МПП;
Г – гальмо МПП; СПР – сумуючий планетарний ряд; ЗГ – зупиночне гальмо; БП – бортова передача

Побудова цільової функції

Критерій оптимальності для нашої задачі сформулюється досить просто: маса трансмісії повинна приймати мінімально можливе значення при виконанні усіх обмежень. Тоді запишемо цільову функцію у наступному вигляді:

$$F_M = \sum M \rightarrow \min, \quad (1)$$

де $\sum M$ – сумарна маса усіх основних елементів трансмісії.

Сумарна маса трансмісії складається насамперед з мас зубчастих коліс, валів, водил планетарних передач, підшипників, синхронізаторів, фрикціонів, гальм, картерів та їхніх кришок. Масами інших деталей будемо нехтувати. Тоді

$$\begin{aligned} \sum M = & \sum_{i=1}^2 M_{ЗГП_i} + M_{ВГП} + \sum_{i=1}^{n_{ЗКП}} M_{ЗКП_i} + \\ & + \sum_{i=1}^2 M_{ВКП_i} + \sum_{i=1}^{n_{СКП}} M_{СКП_i} + 2 \sum_{i=1}^2 M_{ЗКДР_i} + \\ & + 2M_{ВФ} + 2M_{ФГ} + 2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКПР}} M_{ЗКПР_i} + \\ & + 2 \sum_{i=1}^{n_{ВПР}} M_{ВПР_i} + 2M_{ВОДПР} + 2M_{КВ} + \\ & + 2M_{ЗГ} + 2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКБП}} M_{ЗКБП_i} + 2 \sum_{i=1}^{n_{ВБП}} M_{ВБП_i} + \\ & + 2M_{ВОДБП} + \sum_{i=1}^{n_{П}} M_{П_i} + M_{КМПП} + 2M_{КБП}, \end{aligned} \quad (2)$$

де $\sum_{i=1}^2 M_{ЗКГП_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс ГП;

$M_{ВГП}$ – маса вхідного валу ГП;

$\sum_{i=1}^{n_{ЗККП}} M_{ЗККП_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс КП,

$n_{ЗККП}$ – кількість зубчастих коліс КП ($n_{ЗККП} = 2k+1$, де k – кількість передач переднього та заднього ходу, а одиниця враховує паразитну шестерню заднього ходу);

$\sum_{i=1}^2 M_{ВКП_i}$ – сумарна маса валів КП;

$\sum_{i=1}^{n_{СКП}} M_{СКП_i}$ – сумарна маса синхронізаторів КП,

$n_{СКП}$ – кількість синхронізаторів;

$2 \sum_{i=1}^2 M_{ЗКДР_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс ДР;

$2M_{ВФ}$ – сумарна маса валів фрикціонів МПП;

$2M_{ФГ}$ – сумарна маса фрикціонів та гальм МПП;

$2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКСП}} M_{ЗКСП_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс СПР,

$n_{ЗКСП}$ – кількість зубчастих коліс СПР;

$2 \sum_{i=1}^{n_{ВСП}} M_{ВСП_i}$ – сумарна маса валів та осей СПР, $n_{ВСП}$ –

кількість валів та осей СПР;

$2M_{ВОДПР}$ – сумарна маса водил СПР;

$2M_{КВ}$ – сумарна маса карданних валів;

$2M_{ЗГ}$ – сумарна маса зупиночних гальм;

$2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКБП}} M_{ЗКБП_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс БП,

$n_{ЗКБП}$ – кількість зубчастих коліс БП;

$2 \sum_{i=1}^{n_{ВБП}} M_{ВБП_i}$ – сумарна маса валів та осей БП, $n_{ВБП}$ –

кількість валів та осей БП;

$2M_{ВОДБП}$ – сумарна маса водил БП;

$\sum_{i=1}^{n_{П}} M_{П_i}$ – сумарна маса підшипників трансмісії,

$n_{П}$ – кількість підшипників трансмісії;

$M_{КМПП}$ – маса картеру МПП;

$2M_{КБП}$ – сумарна маса картерів БП.

Маси зубчастих коліс будуть обчислюватись, безпосередньо виходячи із значень змінних проектування з урахуванням системи обмежень (дивись наступні розділи). Маси інших деталей та вузлів – виходячи із розрахунків на міцність, витривалість та (або) жорсткість у відповідності із навантаженням на них, яке будемо розраховувати для кожного набору змінних проектування.

Визначення змінних проектування

Виділимо змінні проектування та визначимо розмірність задачі N . У якості змінних проектування аналогічно роботі [4] використаємо основні геометричні

параметри зачеплень, а саме, модулі зачеплень m , числа зубців z_1, z_2 та кути нахилів зубців β (тут i подалі індекс 1 означає ведуче, а індекс 2 – ведене колесо зубчастої пари). При цьому зробимо наступні зауваження.

1. Усі циліндричні колеса трансмісії МТ-ЛБ виконані прямозубими, але у процесі модернізації може виникнути потреба у суттєвому підвищенні її навантажувальної здатності за рахунок косозубого зачеплення КП та ДР (планетарні передачі розглядаємо тільки у прямозубому виконанні). Тому будемо враховувати β для КП та ДР при побудові цільової функції, але при основних розрахунках приймати $\beta=0^\circ$.

2. На даному етапі приймемо, що зачеплення трансмісії виконуються із сумарним коефіцієнтом зміщення похідного контуру $x_\Sigma = 0$ (лише коли не вдається вписати усі зубчасті пари в задану міжосьову відстань, для окремих зачеплень будемо додатково приймати $x_\Sigma \neq 0$). Це зменшить кількість змінних проектування та суттєво спростить розв'язання задачі.

3. Виключимо зі змінних проектування параметри зубчастих зачеплень заднього ходу, що теж дозволить скоротити розмірність задачі.

4. Також зменшити кількість параметрів проектування допоможе можливість обчислювати числа зубців ведених коліс КП через числа зубців ведучих коліс та наперед задані передавальні відношення трансмісії $i_{ГП}$ [4].

Тоді маємо наступні змінні проектування:

- для ГП $m_{ГП}$; $z_{ГП1}$; $z_{ГП2}$; $\beta_{ГП}$; $N_{ГП} = 4$; для КП $m_{КП1}, \dots, m_{КПk-1}$; $z_{КП1,1}, \dots, z_{КПk-1,1}$; $\beta_{КП1}, \dots, \beta_{КПk-1}$; $N_{КП} = 3(k-1)$, де $k-1$ – кількість передач на передньому ходу;

- для ДР $m_{ДР}$, $z_{ДР1}$, $z_{ДР2}$, $\beta_{ДР}$; $N_{ДР} = 4$; для СПР $m_{СПР}$; $z_{СПРe}$; $z_{СПРe}$; $N_{СПР} = 3$, де $z_{СПРe}$ та $z_{СПРe}$ – числа зубців сонячної шестерні та епіциклу СПР;

- для БП $m_{БП}$; $z_{БПe}$; $z_{БПe}$; $N_{БП} = 3$, де $z_{БПe}$ та $z_{БПe}$ – числа зубців сонячної шестерні та епіциклу БП.

Обчислимо сумарну кількість змінних проектування для трансмісії МТ-ЛБ, яка має 6 передач переднього ходу ($k-1 = 6$),

$$N = N_{ГП} + N_{КП} + N_{ДР} + N_{СПР} + N_{БП} = 3(k-1) + 14 = 32.$$

У випадку прямозубих зачеплень КП та ДР маємо:

$$N_{КП} = 2(k-1); \quad N_{ДР} = 3; \quad N = 2(k-1) + 13 = 25.$$

Розглянуті змінні проектування безпосередньо входять до цільової функції у вигляді формул для розрахунку маси зубчастих коліс. Наприклад, циліндричне зубчасте колесо будемо спрощено розглядати у вигляді суцільного диска, діаметр якого дорівнює дільному діаметру. Тоді його маса

$$M_{ЗК} = \frac{\pi m^2 z^2 b_w \rho_{ЗК}}{4 \cos^2 \beta}, \quad (3)$$

де $\rho_{ЗК}$ – щільність матеріалу зубчастого колеса; b_w – робоча ширина зубчастого вінця.

Формування системи обмежень

Обмеження повинні враховувати конструктивні особливості трансмісії, геометричні та кінематичні характеристики зубчастих передач, міцність та витривалість зачеплень, а також габарити існуючого МТВ.

1) Для схеми МПП, що розглядається, міжосьові відстані зачеплень КП на передньому ходу та ДР по-

винні бути рівні між собою, тобто

$$a_{wкп1} = a_{wкп2} = \dots = a_{wкпk-1} = a_{wдр}.$$

З урахуванням змінних проектування для кожної передачі отримаємо умову

$$\frac{m_{кп1}(z_{кп1,1} + z_{кп1,2})}{2 \cos(\beta_{кп1})} = \frac{m_{кп2}(z_{кп2,1} + z_{кп2,2})}{2 \cos(\beta_{кп2})} = \dots = \frac{m_{кпk-1}(z_{кпk-1,1} + z_{кпk-1,2})}{2 \cos(\beta_{кпk-1})} = \frac{m_{др}(z_{др,1} + z_{др,2})}{2 \cos(\beta_{др})}. \quad (4)$$

2) *Зубці коліс повинні мати необхідну контактну витривалість, а також міцність при перевантаженнях.* Тому введемо обмеження, які будуть відображати перевірочний розрахунок зубців за контактними напруженнями, а саме,

а) для конічного зачеплення ГП:

$$\sigma_{нГП} \leq \sigma_{нРГП}, \sigma_{нМГП} \leq \sigma_{нРМГП}; \quad (5)$$

б) для циліндричних зачеплень КП та ДР:

$$\sigma_{Hi} \leq \sigma_{нРi}, \sigma_{нMi} \leq \sigma_{нРMi}, i = 1, k-1; \\ \sigma_{нДР} \leq \sigma_{нРДР}, \sigma_{нМДР} \leq \sigma_{нРМДР}; \quad (6)$$

в) для циліндричних зачеплень планетарних рядів СПР та БП:

$$\sigma_{нСПРc-ct} \leq \sigma_{нРСПРc-ct}, \sigma_{нСПРct-3} \leq \sigma_{нРСПРct-3}, \\ \sigma_{нМСПРc-ct} \leq \sigma_{нРМСПРc-ct}, \sigma_{нМСПРct-3} \leq \sigma_{нРМСПРct-3}; \\ \sigma_{нБПc-ct} \leq \sigma_{нРБПc-ct}, \sigma_{нБПct-3} \leq \sigma_{нРБПct-3}, \quad (7)$$

де $\sigma_{н}$ та $\sigma_{нМ}$ – розрахункові контактні напруження при дії номінального та максимального навантаження;

$\sigma_{нР}$ та $\sigma_{нРМ}$ – контактні напруження, що допускаються при дії номінального та максимального навантаження.

3) *Зубці коліс повинні мати необхідну згинну витривалість, а також міцність при перевантаженнях.* Наступні обмеження відображають перевірочний розрахунок зубців на міцність при згині,

а) для конічного зачеплення ГП:

$$\sigma_{FGП(2)} \leq \sigma_{FRГП(2)}, \sigma_{FMГП(2)} \leq \sigma_{FRMГП(2)}; \quad (8)$$

б) для циліндричних зачеплень КП та ДР:

$$\sigma_{Fi1(2)} \leq \sigma_{FRi1(2)}, \sigma_{FMi1(2)} \leq \sigma_{FRMi1(2)}, i = 1, k-1; \\ \sigma_{FDР1(2)} \leq \sigma_{FRДР1(2)}, \sigma_{FMDР1(2)} \leq \sigma_{FRMDР1(2)}; \quad (9)$$

в) для циліндричних зачеплень планетарних рядів СПР та БП:

$$\sigma_{ФСПРc} \leq \sigma_{FRСПРc}, \sigma_{ФСПРct} \leq \sigma_{FRСПРct}, \\ \sigma_{ФСПР3} \leq \sigma_{FRСПР3}, \\ \sigma_{ФМСПРc} \leq \sigma_{FRMСПРc}, \sigma_{ФМСПРct} \leq \sigma_{FRMСПРct}, \\ \sigma_{ФМСПР3} \leq \sigma_{FRMСПР3}; \\ \sigma_{ФБПc} \leq \sigma_{FRБПc}, \sigma_{ФБПct} \leq \sigma_{FRБПct}, \\ \sigma_{ФБП3} \leq \sigma_{FRБП3},$$

$$\sigma_{ФМБПc} \leq \sigma_{FRМБПc}, \sigma_{ФМБПct} \leq \sigma_{FRМБПct}, \\ \sigma_{ФМБП3} \leq \sigma_{FRМБП3}, \quad (10)$$

де σ_{F} та σ_{FM} – розрахункові згинні напруження при дії номінального та максимального навантаження;

σ_{FR} та σ_{FRM} – згинні напруження, що допускаються при дії номінального та максимального навантаження.

4) *Модуль зубців* є основним параметром зубчастого зачеплення. Для циліндричних передач величини модулів стандартизовані у діапазоні 0,5...100 мм. Тому введемо обмеження рівності, згідно якого модулі повинні приймати конкретні числові значення з наступного ряду:

$$m_n = 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6, \dots, m_{nmax}. \quad (11)$$

Приймаємо $m_{nmax} = 6$ мм, тому що ця величина традиційно є максимальною для трансмісій легких гусеничних машин [10, 11] (при необхідності значення можна збільшити).

У конічній передачі модуль може бути нестандартною величиною (завдяки особливостям технології зубонарізання). Тому для неї обмеження по середньому нормальному модулю запишемо в наступному вигляді:

$$m_{nmin} \leq m_n \leq m_{nmax}. \quad (12)$$

Виходячи з традицій проектування трансмісій [10], попередньо приймаємо $m_{nmin} = 2$ мм, $m_{nmax} = 6$ мм.

5) *Числа зубців коліс* повинні приймати цілі значення (мають бути натуральними – N), а також обмежені верхнім z_{max} та нижнім значенням z_{min} з міркувань області існування зачеплення та технології виготовлення. Таким чином, можна записати наступні обмеження:

$$\{z_{ГП1}, z_{ГП2}, z_{кп1,1}, \dots, z_{кпk-1,1}, z_{кп1,2}, \dots, z_{кпk-1,2}, \\ z_{ДР1}, z_{ДР2}, z_{СПРc}, z_{СПРct}, z_{СПРe}, z_{БПc}, z_{БПct}, z_{БПе}\} \in N; \\ z_{min} \leq \{z_{ГП1}, z_{ГП2}, z_{кп1,1}, \dots, z_{кпk-1,1}, z_{кп1,2}, \dots, z_{кпk-1,2}, \\ z_{ДР1}, z_{ДР2}, z_{СПРc}, z_{СПРct}, z_{СПРe}, z_{БПc}, z_{БПct}, z_{БПе}\} \leq z_{max}. \quad (13)$$

Прийmemo наступні значення:

– для циліндричних коліс із зовнішніми зубцями мінімальне число зубців $z_{min} = 13$, для якого відсутнє підрізання при орієнтовному середньому значенню кута нахилу $\beta \approx 15...28^\circ$, а максимальне число зубців для трансмісій гусеничних машин $z_{max} = 80$ [10, 11];

– для циліндричних коліс із внутрішніми зубцями $z_{min} = 40$ (при менших z різко підвищується ймовірність інтерференції у зачепленні), $z_{max} = 120$;

– для конічних коліс $z_{min} = 12$, $z_{max} = 80$.

б) *Числа зубців коліс планетарних рядів* повинні задовольняти умовам існування останніх, а саме:

– співвісності

$$z_{ct} = 0,5(z_3 - z_c); \quad (14)$$

– збірки (симетричного розміщення сателітів)

$$(z_c + z_3)/n_{ct} = C; \quad (15)$$

– сусідства (гарантованого зазору між сателітами)

$$(z_c + z_{ct}) \sin \frac{\pi}{n_{ct}} > (z_{ct} + 2), \quad (16)$$

де C – ціле число;
 $n_{ст}$ – кількість сателітів.

7) *Обмеження на передавальні відношення зубчастих пар трансмісії.* З вимоги габаритного співвідношення зубчастих коліс передавальні відношення не повинні перевищувати граничні значення i_{min} та i_{max} , тоді маємо для циліндричних та конічних пар:

$$|i_{min}| \leq |i| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{z_2}{z_1} \leq |i_{max}|. \quad (17)$$

Для подальших розрахунків, зважаючи на загальні рекомендації при проектуванні трансмісій [11], прийmemo $|i_{min}| = 0,5$, $|i_{max}| = 5$.

Для планетарних рядів обмеження (14) записується через внутрішнє передавальне відношення p

$$|p_{min}| \leq |p| = \frac{z_3}{z_c} \leq |p_{max}|. \quad (18)$$

Приймаємо, виходячи з рекомендації щодо проектування планетарних трансмісій [11], $|p_{min}| = 2$, $|p_{max}| = 5$.

8) *Кути нахилу зубців коліс* повинні бути у межах від β_{min} до β_{max} , тоді

$$\beta_{min} \leq \beta \leq \beta_{max}. \quad (19)$$

Для циліндричних коліс традиційно при проектуванні трансмісій приймають $\beta_{min} = 8^\circ$. Максимальне значення кута нахилу обирається з умови обмеження осьових навантажень на підшипники та найчастіше дорівнює $\beta_{max} = 25^\circ$. Зрозуміло, що для планетарних рядів та при проектуванні трансмісії з прямозубими зачепленнями КП та ДР ці обмеження відпадають.

Для конічних коліс приймаємо наступні обмеження кута нахилу у середньому перерізі [12]: $\beta_{mmin} = 0^\circ$ (зерол-колеса), $\beta_{mmax} = 40^\circ$.

9) *Коефіцієнти ширини зубчастого колеса* $\psi_{bd} = b_w/d_{вд}$ для циліндричних зачеплень та $\psi_m = b_w/R_m$ для конічних повинні не перевищувати максимальні значення, це можна представити у вигляді наступних обмежень-нерівностей:

$$\psi_{bd} \leq \psi_{bdmax}; \quad \psi_m \leq \psi_{mmax}. \quad (20)$$

Для циліндричних коліс трансмісій традиційно у якості максимального значення приймають $\psi_{bdmax} = 0,5$ [11]. Для конічних коліс приймаємо $\psi_{mmax} = 0,35$ [12].

10) *Габаритні обмеження (необхідність розміщення нової трансмісії в існуюче МТВ).* Для картеру МПП:

$$L_{МПП} \leq L_{МППmax}; \quad B_{МПП} \leq B_{МППmax}; \quad H_{МПП} \leq H_{МППmax}, \quad (21)$$

де $L_{МПП}$, $B_{МПП}$ та $H_{МПП}$ – довжина, ширина та висота картеру нового МПП;

$L_{МППmax}$, $B_{МППmax}$ та $H_{МППmax}$ – відповідні максимально можливі габарити із умови розміщення МПП.

Для картеру БП:

$$D_{БП} \leq D_{БПmax}; \quad B_{БП} \leq B_{БПmax}, \quad (22)$$

де $D_{БП}$ та $B_{БП}$ – зовнішній діаметр та ширина карте-

ру нової БП;

$D_{БПmax}$ та $B_{БПmax}$ – відповідні максимально можливі габарити із умови розміщення БП.

І наостанок підкреслимо, що усі вищенаведені числові значення обмежень носять орієнтовний характер. При необхідності та достатньому обґрунтуванні, виходячи з досвіду проектування, вони можуть бути розширені.

Висновки

1. Розв'язання задачі оптимізації трансмісії легкого багатоцільового гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ є перспективним напрямком досліджень, тому що дозволяє:

- поліпшити масові характеристики машини;
- забезпечити навантажувальну здатність та довговічність трансмісії при модернізації машини для забезпечення більшої потужності та (або) максимальної швидкості руху.

2. Побудовано цільову функцію оптимізації за масою, яка досить коректно моделює трансмісію, тому що враховує геометричні, міцнісні та масогабаритні властивості основних деталей та вузлів.

3. Визначені змінні проектування, у якості яких обрані основні геометричні параметри зачеплень: модулі m , числа зубців z_1 , z_2 та кути нахилів зубців β . Також обчислено розмірність задачі.

4. Побудовано систему обмежень, які накладаються на змінні проектування. Вони дозволяють раціонально окреслити простір пошуку та повністю характеризують усі зв'язки геометрії, конструкції, міцності та інших показників трансмісії.

5. У подальших дослідженнях планується обрання методів розв'язання задачі оптимізації, побудова прикладних методик і алгоритмів, виконання тестових і перевірочних розрахунків щодо підтвердження та оцінки отриманих теоретичних результатів.

Список літератури

1. **Александров Е. Е.** Проблемы многокритериальной оптимизации трансмиссий транспортных средств // *Машиноведение и техносфера на рубеже 21 века*. Т. 1 / **Е. Е. Александров, В. Б. Самородов.** – Донецк, 1999. – С. 26–29.
2. 10:1 на користь "Булатів" // *Народна армія*. – 2 лютого, 2017. – №5 {5485}. – С. 4.
3. МТ-ЛБ і його модифікації // *Військова панорама*. – 11 грудня 2011. – Режим доступу: <http://wartime.org.ua/455-mt-lb-yogo-modifikaciyi.html>. – Дата звернення: 12 лютого 2017.
4. **Бондаренко О. В.** Оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам на прикладі тривальних коробок передач / **Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко** // *Вісник НТУ "ХП"*. Тем. вип.: *Машинознавство та САПР*. – Харків: НТУ "ХП", 2012. – № 22. – С. 16–27.
5. **Бондаренко О. В.** Суміщення методів ЛПТ-пошуку та звуження околіл при оптимізації тривальних коробок передач / **Олексій Бондаренко** // *Механіка та машинобудування*. – Харків: НТУ "ХП", 2010. – № 1. – С. 78–84.
6. **Калінін П. М.** До питання оптимально-раціонального проектування коробок передач автомобіля / **П. М. Калінін, М. Є. Сергієнко, Ю. В. Жережон-Зайченко** // *Вісник НТУ "ХП"*. Серія: *Проблеми механічного приводу*. – Харків: НТУ "ХП", 2013. – № 41 (1014). – С. 49–53.
7. **Калінін П. М.** До питання оптимально-раціонального проектування ступінчастих зубчастих редукторів / **П. М. Калінін, Ю. О. Остапчук, Ю. В. Жережон-Зайченко, В. І. Юсов, В. І. Скриков** // *Вісник НТУ "ХП"*. Серія: *Проблеми механічного приводу*. – Харків: НТУ "ХП", 2016. – № 23 (1195). – С. 64–71.
8. **Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгдел К.** Оптимизация в технике: Пер. с англ. – М.: Мир 1986. – Т. 1. – 349 с.
9. Легкий многоцелевой гусеничный транспортер-тягач МТ-ЛБ. Тех-

- ническое описание и инструкция по эксплуатации. – М.: Военное изд-во, 1985. – 447 с.
10. **Платонов В. Ф.** Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины / **Платонов В. Ф., Леиашвили Г. Р.** – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.
 11. **Волонцевич Д. О.** Колесные и гусеничные машины высокой проходимости (конструкции, теория, расчет, производство, эксплуатация) в 10-ти томах. – Том 3. Трансмиссии. – Кн. 1. Ступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования / **Волонцевич Д. О., Епифанов В. В., Белов В. К.** [под ред. **Александрова Е. Е.**]. – Харьков: ХГПУ, 1996. – 202 с.
 12. **Загребельный В. Н.** Конструирование, расчет геометрии и технология производства зубчатых конических колес центральных передач тракторов: Учеб. пособие. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2001. – 380 с.
- References (transliterated)**
1. **Aleksandrov E. E.** Problemy mnohokryterial'noy optymyzatsyyi transmisyu transportnykh sredstv / **E. E. Aleksandrov, V. B. Samorodov** // Mashynovedenye u tekhnosfera na rubezhe 21 veka. T. 1. – Donetsk, 1999. – P. 26–29.
 2. 10:1 na koryst' "Bulativ". Narodna armiya. 2.02.2017, No. 5 {5485}, P. 4.
 3. MT-LB i yogo modifykatsiyi Viys'kova panorama [The military view]. 11.12.2011. Available at: <http://wartime.org.ua/455-mt-lb-yogo-modifikatsiyi.html> (accessed 12.02.2017).
 4. **Bondarenko O. V.** Optymyzatsiyi spivvisnykh stupinchastykh pryvodiv mashyn po masohabarytnym kharakterystykam na prykladi tryval'nykh korobok peredach / **Oleksiy Bondarenko, Oleksandr Ustynenko**. // Visnyk NTU "KhPI". Tem vyp.: Mashynoznavstvo ta SAPR. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – No. 22. – P. 16–27.
 5. **Bondarenko O. V.** Sumishchennya metodiv LPr-poshuku ta zvuzhenya okoliv pry optymyzatsiyi tryval'nykh korobok peredach / **Oleksiy Bondarenko**. – Mekhanika ta mashynobuduvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2010. – No. 1. – P. 78–84.
 6. **Kalinin P. M.** Do pytannya optymal'no-ratsional'noho proektuvannya korobky peredach avtomobilya / **P. M. Kalinin, M. Ye. Serhiyenko, Yu. V. Zherezhon-Zaychenko** // Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2013. – No. 41 (1014). – P. 49–53.
 7. **Kalinin P. M.** Do pytannya optymal'no-ratsional'noho proektuvannya stupinchastykh zubchastykh reduktoriv / **P. M. Kalinin, Yu. O. Ostapchuk, Yu. V. Zherezhon-Zaychenko, V. I. Yusov, V. I. Syerykov** // Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 64–71.
 8. **Rekleyts H.** Optymyzatsyya v tekhnike / **Rekleyts H., Reyvyn-dran A., Rjehsdel K.** – Moscow: Myr Publ., 1986. – Vol. 1. – 349 p.
 9. Lehkyi mnohotsel'evoy husenychny transporter-tyahach MT-LB. Tekhnicheskoe opysanye i instruktciya po ekspluatatsii. – Moscow, Voennoe izd-vo, 1985. – 447 p.
 10. **Platonov V. F.** Husenychnye y kolosnye transportno-tyahovye mashyny / **Platonov V. F., Leyashvyly H. R.** – Moscow: Mashynostroenie Publ., 1986. – 296 p.
 11. **Volontsevich D. O.** Kolesnye y husenychnye mashyny vysokoy prokhodyмости (konstruktsyi, teoriya, raschet, proizvodstvo, ekspluatatsyya) v 10-ty tomakh. Vol. 3 Transmisyi, book 1 Stupenchatye transmisyi: raschet i osnovy konstruirovaniya / **Volontsevich D. O., Epifanov V. V., Belov V. K.** [pod red. **Aleksandrova E. E.**]. – Kharkov: KhGPU, 1996. – 202 p.
 12. **Zahrebel'nyy V. N.** Konstruirovaniye, raschet geometrii i tekhnologiya proizvodstva zubchastykh konicheskikh koles tsentral'nykh peredach traktorov / **Zahrebel'nyy V. N.** – Kharkov: NTU "KhPI", 2001. – 380 p.

Надійшло (received) 15.02.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Оптимізація трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою: цільова функція, змінні проєктування та обмеження / О. В. Бондаренко, І. Є. Клочков, О. В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2017. – № 12 (1234). – С. 3–8. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0775.

Оптимизация трансмиссии гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ по массе: целевая функция, переменные проектирования и ограничения / А. В. Бондаренко, И. Е. Клочков, А. В. Устиненко // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2017. – № 12 (1234). – С. 3–8. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0775.

Optimization for transmission of tracked load-carrier/prime mover MT-LB: objective function, variables planning and limits / O. V. Bondarenko, I. E. Klochkov, O. V. Ustynenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – № 12 (1234). – P. 3–8. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0775.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бондаренко Олексій Вікторович – кандидат технічних наук, НТУ "ХПІ", доцент кафедри теорії і систем автоматизованого проєктування механізмів і машин; тел.: (067) 189-97-00; e-mail: avbondarenko@yandex.ua.

Бондаренко Алексей Викторович – кандидат технических наук, НТУ "ХПИ", доцент кафедры ТММ и САПР; тел.: (067) 189-97-00; e-mail: avbondarenko@yandex.ua.

Bondarenko Olexiy – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), NTU "KhPI", Associate Professor of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (067) 189-97-00; e-mail: avbondarenko@yandex.ua.

Клочков Ілля Євгенович – НТУ "ХПІ", аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проєктування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: s008@tmm-sapr.org.

Клочков Ілья Евгеньевич – НТУ "ХПИ", аспирант кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: s008@tmm-sapr.org.

Klochkov Illia – NTU "KhPI", postgraduate student of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-69-01; e-mail: s008@tmm-sapr.org.

Устиненко Олександр Віталійович – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, НТУ "ХПІ", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проєктування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Устиненко Александр Витальевич – кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник, НТУ "ХПИ", профессор кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Ustynenko Oleksandr – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, SRF, NTU "KhPI", Professor of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.