

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

ОПТИМІЗАЦІЯ ТРАНСМІСІЇ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ ЗА МАСОЮ: СИСТЕМА ОБМЕЖЕНЬ ТА ПОСЛІДОВНІСТЬ ЇХНЬОЇ ПЕРЕВІРКИ

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. Побудовано цільову функцію оптимізації за масою, яка досить коректно враховує основні показники трансмісії. Визначені змінні проектування, у якості яких обрані основні геометричні параметри зацеплень: модулі та числа зубців. Було побудовано систему обмежень на змінні проектування та запропоновано методику динамічного зміння обмежень на числа зубців коробки передач. Також запропоновано послідовність перевірки обмежень, яка дозволить зменшити обсяг та час розрахунків для знаходження найкращого рішення.

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

А. В. БОНДАРЕНКО, А. В. УСТИНЕНКО, І. Е. КЛОЧКОВ

ОПТИМИЗАЦИЯ ТРАНСМИССИИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ ПО МАССЕ: СИСТЕМА ОГРАНИЧЕНИЙ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ИХ ПРОВЕРКИ

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. Построена целевая функция оптимизации по массе, которая достаточно корректно учитывает основные показатели трансмиссии. Определены переменные проектирования, в качестве которых выбраны основные геометрические параметры зацеплений: модули и числа зубьев. Была построена система ограничений на переменные проектирования и предложена методика динамического изменения ограничений на числа зубьев коробки передач. Также предложена последовательность проверки ограничений, которая позволит уменьшить объем и время расчетов для нахождения наилучшего решения.

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

O. V. BONDARENKO, O. V. USTYENKO, I. E. KLOCHKOV

OPTIMIZATION FOR TRANSMISSION OF TRACKED LOAD-CARRIER/PRIME MOVER MT-LB BY WEIGHT: THE SYSTEM OF CONSTRAINTS AND THE SEQUENCE OF THEIR VERIFICATION

Solving the problem of optimizing for transmission of light multipurpose tracked load-carrier/prime mover MT-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. 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 gears: modules and number of teeth. A system of constraints on design variables was constructed, a technique for dynamically changing the constraints on the teeth number for gearbox was proposed. Also, a sequence of constraint checking is proposed, which will reduce the amount and time of calculations to find the best solution.

Keywords: optimizing, multipurpose load-carrier/prime mover MT-LB, transmission, objective function, variables planning, limits on the variables planning.

Вступ. Актуальність задачі. В Україні та в інших країнах широко застосовується легкий багатоцільовий гусеничний транспортер-тягач МТ-ЛБ. Він випущений в Україні, Польщі та Болгарії у кількості приблизно 9600 машин, з яких орієнтовно 7500 на теперішній час ще знаходяться у експлуатації [1]. 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 неможливо, що зумовлено габаритами його моторно-трансмісійного відділення (МТВ).

Тому проектування нової, оптимальної за масою, трансмісії при забезпеченні її навантажувальної здатності, довговічності та умови розміщення в існуючому МТВ є актуальною науково-практичною задачею.

Постановка задачі. Як відомо [2], 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 методики та алгоритму розв'язання задачі.

4. Виконання тестових і перевірочних розрахунків для підтвердження та оцінки отриманих теоретичних результатів.

У попередніх роботах [3–5] авторами було виконано узагальнену постановку задачі та розроблено математичну модель оптимізації, тобто практично завершено етап 1.

Для розв'язання задачі обрано метод, який добре себе зарекомендував під час оптимізації тривальних коробок передач [6–7], а саме, зондування простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПт-послідовності [8].

Але, перед переходом до наступного етапу необхідно вирішити два питання.

1. Кількість змінних проектування дорівнює 23. Як засвідчує попередній досвід [6–7], така розмірність призводить до зростання похибки розв'язання. Це пояснюється тим, що метод ЛПт-пошуку дозволяє оперувати значною кількістю параметрів (до 51), але має обмеження на кількість рівномірно-розподілених пробних точок (до 20^{20}). Цієї кількості пробних точок може бути недостатньо для розв'язання нашої задачі.

2. Перевірку обмежень на змінні проектування (пробні точки) необхідно здійснювати у певній послідов-

ності, яка дозволить зменшити загальний час обчислень за рахунок своєчасного відсіву точок, які не відповідають ряду вимог. А саме, пробна точка проходить послідовну перевірку за числовими та функціональними обмеженнями рівності та нерівності у порядку збільшення необхідного обсягу розрахунків, і, якщо вона не задовольняє на певному етапі якійсь з вимог, то відкидається, а послідовну перевірку починає наступна точка.

Таким чином, метою статті буде побудова такої системи обмежень на змінні проектування та послідовності їхньої перевірки, що дозволить:

- звузити діапазон пошуку для знаходження більш точного розв'язання;
- зменшити обсяг та час розрахунків.

Загальний вигляд цільової функції та змінні проектування. У роботі [3] було побудовано цільову функцію для випадку мінімізації маси трансмісії:

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

де $\sum M$ – сумарна маса основних елементів трансмісії, кг,

$$\begin{aligned} \sum M = & \sum_{i=1}^2 M_{ЗКГП_i} + M_{ВГП} + \sum_{i=1}^{n_{ЗКП}} M_{ЗККП_i} + \sum_{i=1}^2 M_{ВКП_i} + \\ & + \sum_{i=1}^{n_{СКП}} M_{СКП_i} + 2 \sum_{i=1}^2 M_{ЗКДР_i} + 2M_{ВФ} + 2M_{ФГ} + \\ & + 2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКСР}} M_{ЗКСР_i} + 2 \sum_{i=1}^{n_{ВСР}} M_{ВСР_i} + 2M_{ВДСР} + \\ & + 2M_{КВ} + 2M_{ЗГ} + 2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКБП}} M_{ЗКБП_i} + 2 \sum_{i=1}^{n_{ВБП}} M_{ВБП_i} + \\ & + 2M_{ВДБП} + \sum_{i=1}^{n_{П}} M_{П_i} + M_{КМПП} + 2M_{КБП}. \end{aligned} \quad (2)$$

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

$M_{ВГП}$ – маса вхідного валу ГП;

$\sum_{i=1}^{n_{ЗКП}} M_{ЗККП_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс коробки передач (КП) ($n_{ЗКП}$ – кількість зубчастих коліс КП, $n_{ЗКП} = 2(k-1)+1$, де k – кількість передач переднього та 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 даткового редуктора (ДР);

$2M_{ВФ}$ – сумарна маса валів фрикціонів механізму повороту та передач (МПП);

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

$2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКСР}} M_{ЗКСР_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс сумуючого планетарного ряду (СР) ($n_{ЗКСР}$ – кіль-

кість зубчастих коліс СР);

$2 \sum_{i=1}^{n_{ВСР}} M_{ВСР_i}$ – сумарна маса валів та осей СР

($n_{ВСР}$ – кількість валів та осей СР);

$2M_{ВДСР}$ – сумарна маса водил СР;

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

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

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

вої передачі (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);

$2M_{ВДБП}$ – 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 обчислюються безпосередньо через значення змінних проектування з урахуванням системи обмежень. Маси інших деталей та вузлів – згідно з розрахунками на міцність, витривалість та (або) жорсткість у відповідності із навантаженням на них, яке будемо розраховувати для кожного набору змінних проектування.

У якості змінних проектування було обрано геометричні параметри зачеплень [3] – модулі зачеплень m , числа z та кути нахилу β зубців, а саме,

– для ГП: $m_{ГП}$, $z_{ГП1}$, $z_{ГП2}$, $\beta_{ГП}$;

– для КП: $m_{КП\mu}$, $z_{КП\mu,1}$ ($\mu = 2, \dots, k-1$ – номер передачі переднього ходу);

– для ДР: $m_{ДР}$, $z_{ДР1}$, $z_{ДР2}$;

– для СР: $m_{СР}$, $z_{СР\epsilon}$, $z_{СР\epsilon}$;

– для БП: $m_{БП}$, $z_{БП\epsilon}$, $z_{БП\epsilon}$.

Нагадаємо, що числа зубців ведених коліс КП $z_{КП\mu,2}$ не є змінними проектування, а розраховуються через числа зубців привідних коліс $z_{КП\mu,1}$ та наперед задані передавальні відношення трансмісії $i_{Т\mu}$ [4].

Формування загальної системи обмежень. Обмеження повинні враховувати конструктивні особливості трансмісії, геометричні та кінематичні характеристики зубчастих передач, міцність та витривалість зачеплень, а також габарити існуючого МТВ. Нижче наведено послідовність системи обмежень у порядку зростання орієнтовного обсягу математичних обчислень, а також враховано, що деякі обмеження можливо перевірити тільки після інших. Наприклад, коефіцієнти ширини зубчастого колеса розраховуються у процесі перевірки контактної та згинної витривалості.

1) *Модулі зубців* для циліндричних передач стандартизовано. Введемо обмеження рівності, згідно якого вони повинні приймати конкретні числові значення з наступного ряду:

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

Приймаємо $m_{n\max} = 6$ мм, ця величина традиційно є максимальною для трансмісій легких гусеничних машин [9, 10] (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:

$$m_{n \min} \leq m_n \leq m_{n \max} \quad (4)$$

Виходячи з традицій проектування трансмісій [11], попередньо приймаємо $m_{\min} = 2$ мм, $m_{\max} = 6$ мм

2) 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. Тоді запишемо наступні обмеження:

$$\begin{aligned} & \{z_{ГП1}, z_{ГП2}, z_{КП2,1}, \dots, z_{КПk-1,1}, z_{КП2,2}, \dots, z_{КПk-1,2}, \\ & z_{ДР1}, z_{ДР2}, z_{СПРc}, z_{СПРст}, z_{СПРe}, z_{БПc}, z_{БПст}, z_{БПе}\} \in N; \\ & z_{\min} \leq \{z_{ГП1}, z_{ГП2}, z_{КП2,1}, \dots, z_{КПk-1,1}, \\ & z_{КП2,2}, \dots, z_{КПk-1,2}, z_{ДР1}, z_{ДР2}, z_{СПРc}, z_{СПРст}, z_{СПРe}, \\ & z_{БПc}, z_{БПст}, z_{БПе}\} \leq z_{\max}. \end{aligned} \quad (5)$$

Приймаємо наступні значення:

– для циліндричних коліс із зовнішніми прямими зубцями $z_{\min} = 17$, для якого відсутнє підрізання, а максимальне число зубців для трансмісій гусеничних машин $z_{\max} = 80$ [9, 10];

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

– для конічних коліс із круговими зубцями $z_{\min} = 12$, $z_{\max} = 80$ [11].

3) Числа зубців коліс планетарних рядів повинні задовольняти умовам співвісності, збірки та сусідства,

$$\begin{aligned} z_{ст} &= 0,5(z_3 - z_c); \quad (z_c + z_3)/n_{ст} = \text{ціле число}; \\ &(z_c + z_{ст}) \sin \pi/n_{ст} > (z_{ст} + 2), \end{aligned} \quad (6)$$

де $n_{ст}$ – кількість сателітів.

4) Кут нахилу зубців конічних коліс повинні бути у межах від β_{\min} до β_{\max} , тоді

$$\beta_{\min} \leq \beta_m \leq \beta_{\max} \quad (7)$$

Приймаємо наступні обмеження кута нахилу у середньому перерізі [12]: $\beta_{\min} = 0^\circ$ (зерол-колеса), $\beta_{\max} = 40^\circ$

5) Для схеми МПП, що розглядається, міжосові відстані зачеплень КП на передньому ходу та ДР повинні бути рівні між собою, тобто

$$a_{wКП2} = \dots = a_{wКПk-1} = a_{wДР} \quad (8)$$

З урахуванням змінних проектування для кожної передачі отримаємо умову

$$0,5m_{кп2}(z_{кп2,1} + z_{кп2,2}) = \dots = 0,5m_{кпk-1}(z_{кпk-1,1} + z_{к-1,2}) = 0,5m_{др}(z_{др,1} + z_{др,2}). \quad (8)$$

6) Розрахункові передавальні відношення трансмісії $i_{Г\mu}^{\text{розр}}$ повинні задовольняти умові, що пов'язана з цілими значеннями чисел зубців,

$$i_{Г\mu} \left(1 - \frac{\Delta i_{Г}}{100}\right) \leq i_{Г\mu}^{\text{розр}} \leq i_{Г\mu} \left(1 + \frac{\Delta i_{Г}}{100}\right), \quad \mu = 1, \dots, k-1, \quad (9)$$

де $\Delta i_{Г}$ – похибка передавального відношення трансмісії, що задається проектувальником;

$$\begin{aligned} i_{Г1}^{\text{розр}} &= i_{ГП} \cdot i_{ДР} \cdot i_{БП} (1 + |p_{СПР}|) = \\ &= \frac{z_{ГП2}}{z_{ГП1}} \cdot \frac{z_{ДР2}}{z_{ДР1}} \cdot \left(1 + \frac{z_{БПе}}{z_{БПc}}\right) \left(1 + \frac{z_{СПРе}}{z_{СПРc}}\right); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} i_{Г\mu}^{\text{розр}} &= \frac{i_{ГП} \cdot i_{КП\mu} \cdot i_{ДР} \cdot i_{БП} (1 + |p_{СПР}|)}{|p_{СПР}| \cdot i_{ДР} + i_{КП\mu}} = \\ &= \frac{z_{ГП2}}{z_{ГП1}} \cdot \frac{z_{КП\mu 2}}{z_{КП\mu 1}} \cdot \frac{z_{ДР2}}{z_{ДР1}} \cdot \left(1 + \frac{z_{БПе}}{z_{БПc}}\right) \left(1 + \frac{z_{СПРе}}{z_{СПРc}}\right), \\ &\quad \mu = 2, \dots, k-1. \end{aligned} \quad (10)$$

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:

$$|i_{\min}| \leq |i| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{z_2}{z_1} \leq |i_{\max}|. \quad (11)$$

Для подальших розрахунків, зважаючи на загальні рекомендації при проектуванні трансмісій [10], приймаємо $|i_{\min}| = 0,5$, $|i_{\max}| = 5$.

Для планетарних рядів обмеження (11) записується через внутрішнє передавальне відношення p ,

$$|p_{\min}| \leq |p| = \frac{z_3}{z_c} \leq |p_{\max}|. \quad (12)$$

Приймаємо, виходячи з рекомендацій щодо проектування планетарних трансмісій [10], $|p_{\min}| = 2$, $|p_{\max}| = 5$.

8) Зубці коліс повинні мати необхідну контактну витривалість, а також міцність при перевантаженнях. Тому введемо обмеження, які будуть відображати перевірочний розрахунок зубців по контактним напруженням, а саме,

а) для конічного зачеплення ГП:

$$\sigma_{НГП} \leq \sigma_{НРГП}, \sigma_{НМГП} \leq \sigma_{НРМГП}; \quad (13)$$

б) для циліндричних зачеплень КП та ДР:

$$\begin{aligned} \sigma_{Н\mu} &\leq \sigma_{НР\mu}, \sigma_{НМ\mu} \leq \sigma_{НРМ\mu}; \\ \sigma_{НДР} &\leq \sigma_{НРДР}, \sigma_{НМДР} \leq \sigma_{НРМДР}; \end{aligned} \quad (14)$$

в) для циліндричних зачеплень планетарних рядів СПР та БП:

$$\begin{aligned} \sigma_{НСПРc-ст} &\leq \sigma_{НРСПРc-ст}, \sigma_{НСПРст-э} \leq \sigma_{НРСПРст-э}, \\ \sigma_{НМСПРc-ст} &\leq \sigma_{НРМСПРc-ст}, \sigma_{НМСПРст-э} \leq \sigma_{НРМСПРст-э}; \\ \sigma_{НБПc-ст} &\leq \sigma_{НРБПc-ст}, \sigma_{НБПст-э} \leq \sigma_{НРБПст-э}, \\ \sigma_{НМБПc-ст} &\leq \sigma_{НРМБПc-ст}, \sigma_{НМБПст-э} \leq \sigma_{НРМБПст-э}, \end{aligned} \quad (15)$$

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.

9) 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:

$$\sigma_{FПП(2)} \leq \sigma_{FРП(2)}, \sigma_{FMП(2)} \leq \sigma_{FPMП(2)}; \quad (16)$$

б) для циліндричних зачеплень КП та ДР:

$$\sigma_{F\mu(2)} \leq \sigma_{FР\mu(2)}, \sigma_{FM\mu(2)} \leq \sigma_{FPM\mu(2)}; \\ \sigma_{FДР(2)} \leq \sigma_{FРДР(2)}, \sigma_{FMDР(2)} \leq \sigma_{FPMДР(2)}; \quad (17)$$

в) для циліндричних зачеплень планетарних рядів СПР та БП:

$$\sigma_{FСПР\epsilon} \leq \sigma_{FРСПР\epsilon}, \sigma_{FСПР\epsilon\tau} \leq \sigma_{FРСПР\epsilon\tau}, \sigma_{FСПР\epsilon\gamma} \leq \sigma_{FРСПР\epsilon\gamma}, \\ \sigma_{FМСПР\epsilon} \leq \sigma_{FРМСПР\epsilon}, \sigma_{FМСПР\epsilon\tau} \leq \sigma_{FРМСПР\epsilon\tau}, \\ \sigma_{FМСПР\epsilon\gamma} \leq \sigma_{FРМСПР\epsilon\gamma}; \\ \sigma_{FБП\epsilon} \leq \sigma_{FРБП\epsilon}, \sigma_{FБП\epsilon\tau} \leq \sigma_{FРБП\epsilon\tau}, \sigma_{FБП\epsilon\gamma} \leq \sigma_{FРБП\epsilon\gamma}, \\ \sigma_{FМБП\epsilon} \leq \sigma_{FРМБП\epsilon}, \sigma_{FМБП\epsilon\tau} \leq \sigma_{FРМБП\epsilon\tau}, \\ \sigma_{FМБП\epsilon\gamma} \leq \sigma_{FРМБП\epsilon\gamma}, \quad (18)$$

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.

10) Коефіцієнти ширини зубчастого колеса ψ_{bd} для циліндричних зачеплень та $\psi_m = b_w/R_m$ для конічних не повинні перевищувати максимальні значення, це можна представити у вигляді наступних обмежень – нерівностей:

$$\psi_{bd} \leq \psi_{bd\max}; \quad \psi_m \leq \psi_{m\max}. \quad (19)$$

Для циліндричних коліс трансмісій традиційно у якості максимального значення приймають $\psi_{bd\max} = 0,5$ [10]. Для конічних коліс приймаємо $\psi_{m\max} = 0,35$ [11].

11) Габаритні обмеження (умова розміщення нової трансмісії в існуюче МТВ). Для картеру МПП:

$$L_{MПП} \leq L_{MПП\max}; \quad B_{MПП} \leq B_{MПП\max}; \quad H_{MПП} \leq H_{MПП\max}, \quad (20)$$

а для картеру БП:

$$D_{KBП} \leq D_{KBП\max}; \quad B_{KBП} \leq B_{KBП\max}, \quad (21)$$

де $L_{MПП\max}$, $B_{MПП\max}$, $H_{MПП\max}$, $D_{KBП\max}$, $B_{KBП\max}$ – відповідні максимально можливі габарити із умови розміщення МПП та БП.

Усі вищенаведені числові значення обмежень носять орієнтовний характер. При необхідності та достатньому обґрунтуванні, виходячи з досвіду проектування, вони можуть бути розширені, або, навпаки, звужені.

Методика звуження діапазону пошуку оптимального розв'язання. Якщо проаналізувати змінні проектування та їх обмеження, можна зробити висновок, що досить великий обсяг займає перевірка обмежень для коліс КП. Тому скорочення цього обсягу дозволить зменшити загальний час розрахунків.

Із залежності (10), яка є основним рівнянням кінематики трансмісії МТ-ЛБ [10], маємо передавальні відношення КП $i_{КП\mu}$ для передач с другої по шосту:

$$i_{КП\mu} = \frac{z_{КП\mu,2}}{z_{КП\mu,1}} = \\ = \frac{i_{T\mu} \cdot z_{ДР2} \cdot z_{ПП} \cdot z_{БК} \cdot z_{СПР\epsilon}}{z_{ДР2} \cdot z_{ПД} (z_{СПР\epsilon} + z_{СПР\epsilon}) (z_{БК} + z_{БК}) - i_{T\mu} \cdot z_{ДР1} \cdot z_{ПП} \cdot z_{БК} \cdot z_{СПР\epsilon}}, \\ \mu = 2, \dots, k-1. \quad (22)$$

Передавальне відношення КП реалізується однією парою коліс, тому на нього розповсюджується обмеження по z_{\min} та z_{\max} , а також по $|i_{\min}|$ та $|i_{\max}|$. Тоді маємо:

якщо $i_{КП\mu} > 1$,

$$z_{КП\mu,1\min} = z_{\min}; \quad z_{КП\mu,1\max} = \frac{z_{\max}}{i_{КП\mu}}; \quad (23)$$

якщо $i_{КП\mu} < 1$,

$$z_{КП\mu,1\min} = \frac{z_{\min}}{i_{КП\mu}}; \quad z_{КП\mu,1\max} = z_{\max}. \quad (24)$$

Таким чином, ми отримали обмеження на числа зубців коліс КП, що динамічно змінюються в залежності від попередньо обраних значень змінних проектування. Тоді маємо можливість спочатку обрати для пробної точки ЛПТ-пошуком значення усіх змінних проектування, окрім $z_{КП\mu,1}$, обчислити $i_{КП\mu}$ згідно (22), а потім визначити діапазон для обрання значень $z_{КП\mu,1\min}$ та $z_{КП\mu,1\max}$ згідно (23) або (24). Безперечно цей діапазон буде менше, чим попередньо призначений $z_{\min} = 17$, $z_{\max} = 80$, що зменшить обсяг перевірок.

Після призначення $z_{КП\mu,1\min}$ та $z_{КП\mu,1\max}$ постає питання вибору у цьому діапазоні пробних точок $z_{КП\mu,1}$, $\mu = 2, \dots, k-1$. Пропонується застосувати для цього другий (внутрішній) ЛПТ-пошук за аналогією з [7], де було виконано суміщення методів ЛПТ-пошуку та звуження околів. А саме, у внутрішньому циклі генерувалась ЛПТ-послідовність для зондування n -вимірному простору змінних проектування, а у зовнішньому – генерувалась ЛПТ-послідовність для зондування двовимірного простору у координатах коефіцієнтів звуження околів.

У нашому випадку у зовнішньому циклі буде генеруватися ЛПТ-послідовність для усіх змінних проектування, окрім $z_{КП\mu,1}$, а у внутрішньому – ЛПТ-послідовність для пробних точок $z_{КП\mu,1}$ з урахуванням звуження діапазонів $z_{КП\mu,1\min}$, $z_{КП\mu,1\max}$.

Такий підхід забезпечує суттєве збільшення кількості пробних точок – вона може досягати $(2^{20})^2$ [7].

Тоді маємо наступну послідовність розрахунків.

1. Генерування зовнішньої ЛПТ-послідовності для усіх змінних проектування, окрім $z_{КП\mu,1}$, з використанням обмежень 1) – 4).

2. Перевірка обмеження 5).

3. Розрахунок для пробної точки передавальних відношень КП $i_{КП\mu}$ за залежністю (22).

4. Визначення граничних чисел зубців $z_{КП\mu,1\min}$ та $z_{КП\mu,1\max}$, $\mu = 2, \dots, k-1$, за рівняннями (23) або (24).

5. Генерування внутрішньої ЛПТ-послідовності для змінних проектування $z_{КП\mu,1}$ та розрахунок $z_{КП\mu,2} = z_{КП\mu,1} \cdot i_{КП\mu}$.

6. Перевірка обмежень 6) – 11).

Висновки:

1. Оптимізація трансмісії легкого багатоцільового гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ є перспективною науково-прикладною задачею, розв'язання якої дає можливість покращити масові характеристики машини, а також забезпечити навантажувальну здатність та довговічність трансмісії при модернізації.

2. Побудовано систему обмежень, які накладаються на змінні проектування. Вони враховують конструктивні особливості трансмісії, геометричні та кінематичні характеристики зубчастих передач, міцність та витривалість зачеплень, а також габарити існуючого МТВ.

3. Сформовано послідовність перевірки системи обмежень на змінні проектування у порядку зростання орієнтовного обсягу обчислень, яка дозволяє суттєво зменшити загальний час обчислень.

4. Запропоновано методику динамічного змінення обмежень на числа зубців КП $z_{КП,1(2)}$. Це дає можливість при використанні однакової кількості рівномірно-розподілених пробних точок збільшити їхню "густину", отже, отримати більш точне розв'язання.

5. Запропоновано винести числа зубців коліс КП $z_{КП,1}$ у другий (внутрішній) ЛПТ-пошук. Завдяки цьому забезпечується суттєве збільшення кількості пробних точок, тобто, зростає точність розв'язання.

Список літератури

1. МТ-ЛБ і його модифікації. *Військова панорама*. 11 грудня 2011. Режим доступу: <http://wartime.org.ua/455-mt-lb-yogo-modifikacyi.html>. Дата звернення: 12 лютого 2017.
2. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Ргсдел К. *Оптимизация в технике*: Пер. с англ. Москва, Мир, 1986. Т.1. 349 с.
3. Бондаренко О. В., Ключков І. Є., Устиненко О. В. Оптимізація трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою: цільова функція, змінні проектування та обмеження. *Вісник НТУ "ХПІ"*. Серія: *Машинознавство та САПР*. Харків, НТУ "ХПІ", 2017, № 12 (1234), с. 3–8.
4. Ключков І. Є., Устиненко О. В., Бондаренко О. В., Браславська Т. С. Побудова цільової функції оптимізації трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою. *Вісник НТУ "ХПІ"*. Серія: *Машинознавство та САПР*. Харків, НТУ "ХПІ", 2018, № 7 (1283), с. 34–40.
5. Устиненко О. В., Бондаренко О. В., Ключков І. Є. Математична модель оптимізації трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою. *Механіка та машинобудування*. 2018, №1, с. 156–167.
6. Бондаренко О. В., Устиненко О. В. Оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам на прикладі тривалих коробок передач. *Вісник НТУ "ХПІ"*. Тематичний випуск "Машинознавство та САПР". Харків, НТУ "ХПІ", 2012, № 22, с. 16–27.
7. Бондаренко О. В. Суміщення методів ЛПТ-пошуку та звуження оточив при оптимізації тривалих коробок передач. *Механіка та машинобудування*. Харків, НТУ "ХПІ", 2010, № 1, с. 78–84.
8. Соболев І. М., Статников Р. Б. *Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями*. Москва, Дрофа, 2006. 175 с.
9. Платонов В. Ф., Леиашвили Г. Р. *Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины*. Москва, Машиностроение, 1986. 296 с.
10. Володцевич Д. О., Епифанов В. В., Белов В. К. *Колесные и гусеничные машины высокой проходимости (конструкции, теории, расчет, производство, эксплуатация) в 10-ти томах. Том 3, кн. 1. Трансмиссии* / [под ред. Александрова Е. Е.]. Харьков, ХГПУ, 1996. 202 с.
11. Загребельный В. Н. *Конструирование, расчет геометрии и технология производства зубчатых конических колес центральных передач тракторов: Учеб. пособие*. Харьков, НТУ "ХПІ", 2001. 380 с.

References (transliterated)

1. MT-LB i yoho modyfikatsiyi [MT-LB i yogo modifikatsion]. *Viy's'kova panorama*. 11 hrudnya 2011., Available at: <http://wartime.org.ua/455-mt-lb-yogo-modifikacyi.html>, accessed 12.02.2017.
2. Rekleitys H., Reyvyn dran A., Rjehsdel K. *Optymyzatsyya v tekhnike*: Per. s anhl. Moscow, Myr Publ., 1986. Vol. 1. 349 p.
3. Bondarenko O. V., Klochkov I. E., Ustynenko O. V. Optymyzatsiya transmissii' gusenychnogo transportera-tjagacha MT-LB za masoju: cil'ova funkciya, zminni proektuvannja ta obmezhenja [Optimization for transmission of tracked load-carrier/prime mover MT-LB: objective function, variables planning and limits]. *Visnyk NTU "KhPI"*. Seriya: "Mashynoznavstvo ta SAPR" [Bulletin of the NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017., no. 12 (1234), pp. 3–8.
4. Klochkov I. E., Ustynenko O. V., Bondarenko O. V., Braslavs'ka T. S. Pobudova cil'ovoi' funkciij' optymyzatsij' transmissij' gusenychnogo transportera-tjagacha MT-LB za masoju [Building of optimization objective function for transmission of tracked load-carrier/prime mover MT-LB]. *Visnyk NTU "KhPI"*. Seriya: "Mashynoznavstvo ta SAPR" [Bulletin of the NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018., no. 7 (1283), pp. 34–40.
5. Ustynenko O. V., Bondarenko O. V., Klochkov I. E. Matematychna model' optymyzatsij' transmissij' gusenychnogo transportera-tjagacha MT-LB za masoju [Mathematical model of optimization for transmission of tracked load-carrier/prime mover MT-LB]. *Mekhanika ta mashynobuduvannya* [Mechanics and machine building]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 1, pp. 156–167.
6. Bondarenko O. V., Ustynenko O. V. Optymyzatsiyi spivvisnykh stupinchastykh pryvodiv mashyn po masohabarytnym kharakterystyкам na prykladі tryvalnykh korobok peredach [Optimization of coaxial step machine drives the weight and size characteristics on the example of three-shaft gearboxes]. *Visnyk NTU "KhPI"*. Tematychnyj vypusk "Mashynoznavstvo ta SAPR" [Bulletin of the NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 22, pp. 16–27.
7. Bondarenko O. V. Sumishchennya metodiv LPt-poshuku ta zvuzhennya okoliv pry optymyzatsiyi tryvalnykh korobok peredach [Combination of methods of LPt-search and narrowing of ranges during optimization of three-shaft gear-boxes] *Mekhanika ta mashynobuduvannya* [Mechanics and machine building]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2010, no. 1, pp. 78–84.
8. Sobol' I. M., Statnikov R. B. *Vybor optimal'nykh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami* [The choice of optimal parameters in problems with many criteria]. Moscow, Drofa Publ., 2006. 175 p.
9. Platonov V. F., Leyashvyly H. R. *Husenychnye y kolesnye transportno-tyahovye mashyny* [Tracked and wheeled transport-traction machines]. Moscow, Mashynostroenie Publ., 1986, 296 p.
10. Volontsevych D. O., Epyfanov V. V., Belov V. K. Aleksandrov E. E., ed. *Kolesnye y husenychnye mashyny vysokoy prokhodymosty (konstruktsyy, teoryy, raschet, proyzvodstvo, jekspluatatsyya) v 10-ty tomakh. Tom 3, kn.1. Transmysyy* [Wheeled and tracked vehicles with high cross (design, theory, calculation, production, maintenance) in 10 vol. Vol. 3, Book 1. Transmissions]. Kharkov, KhHPU Publ., 1996. 202 p.
11. Zahrebelnyj V. N. *Konstruirovaniye, raschet geometrii i tekhnologiya proyzvodstva zubchatykh konicheskikh koles tsentralnykh peredach traktorov* [Design, geometry calculation and technology of bevel gear for tractors central transmissions]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2001. 380 p.

Надійшла (received) 01.06.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бондаренко Олексій Вікторович (Bondarenko Oleksiy Viktorovich) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент 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

Устиненко Олександр Віталійович (Ustynenko Aleksandr Vitalijovich) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-64-78; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6714-6122>; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org

Ключков Ілля Євгенович (Klochkov Illia Evgenovich) – магістр (M.Sc.), Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: s008@tmm-sapr.org