

І. Є. КЛОЧКОВ, О. В. УСТИНЕНКО, О. В. БОНДАРЕНКО, Т. С. БРАСЛАВСЬКА

ПОБУДОВА ЦІЛЬОВОЇ ФУНКЦІЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ТРАНСМІСІЇ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ ЗА МАСОЮ

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 m та числа зубців z_1, z_2 . У подальших дослідженнях планується вибір 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.

И. Е. КЛОЧКОВ, А. В. УСТИНЕНКО, А. В. БОНДАРЕНКО, Т. С. БРАСЛАВСКАЯ **ПОСТРОЕНИЕ ЦЕЛЕВОЙ ФУНКЦИИ ОПТИМИЗАЦИИ ТРАНСМИССИИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ ПО МАССЕ**

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 m и числа зубьев z_1, z_2 . Также определена размерность задачи. 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.

I. KLOCHKOV, O. USTYENKO, O. BONDARENKO, T. BRASLAVS'KA **BUILDING OF OPTIMIZATION OBJECTIVE FUNCTION FOR TRANSMISSION OF TRACKED LOAD-CARRIER/PRIME MOVER MT-LB**

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 m and number of teeth z_1, z_2 . 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 conditions 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 MT-LB, transmission, objective function, variables of planning.

Актуальність задачі. Сучасне транспортне машинобудування висуває все більш жорсткі вимоги до масогабаритних характеристик машин. Однією із складових машини, що суттєво впливає на сумарну масу, є 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 як під час створення нової машини та, відповідно, нової трансмісії, так і у процесі модернізації існуючої (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 (мо-

дернізація існуючої в рази дешевше) та довготривалим виробничим циклом [2].

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 році 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

© І. Є. Клочков, О. В. Устиненко,
О. В. Бондаренко, Т. С. Браславська 2018

практично неможливо, 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 [4–6] для трансмісій та коробок передач автомобілів. Особливо слід відмітити підхід 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 транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою.

Послідовність розв'язання задачі. Як відомо [7], 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

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

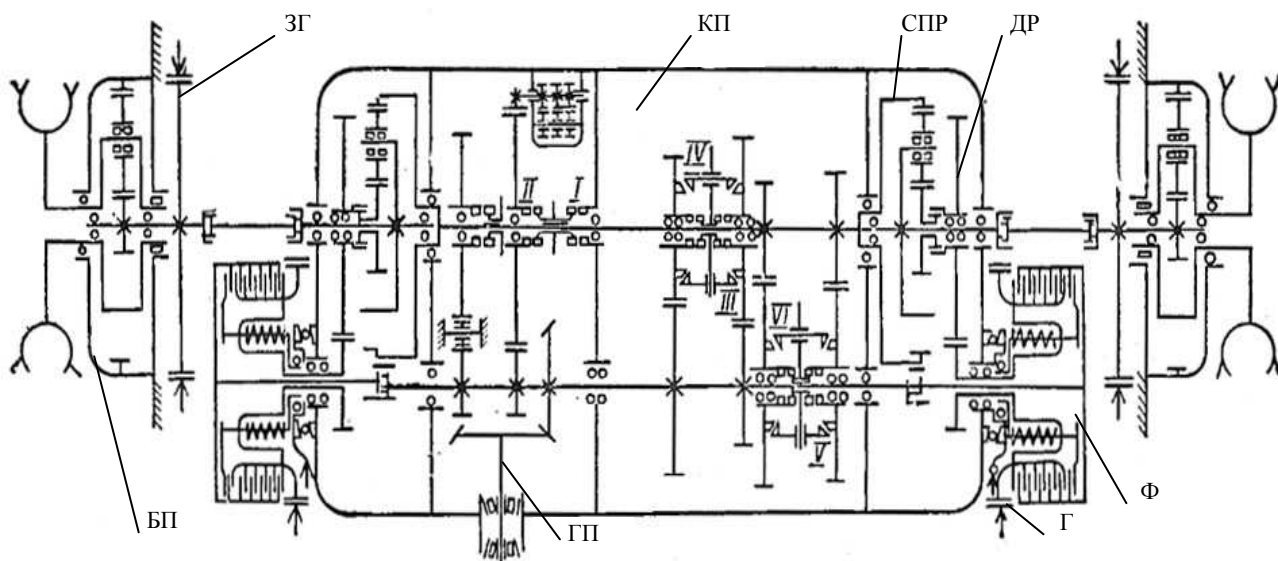


Рис. 1 – Кінематична схема трансмісії транспортера-тягача МТ-ЛБ:

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

задачі.

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

У роботі [8] авторами було розглянуто етап 1, а саме, узагальнена постановка вищезгаданої оптимізаційної задачі, але цільова функція не була розглянута докладно. Таким чином, *метою цієї статті* буде докладна побудова цільової функції з урахуванням усіх конструктивних особливостей трансмісії.

Конструкція та геометро-кінематичні особливості трансмісії МТ-ЛБ. Кінематична схема трансмісії наведена на рис. 1 [9]. Вона виконана по двопоточній схемі, коробка передач об'єднана з механізмами повороту у єдиний механізм передач та повороту (МПП). Бортові передачі – планетарні одноступінчасті.

Загальний вигляд цільової функції та змінні проектування. У роботі [8] 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,

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 ($n_{ЗККП} = 2(k-1)+1$), де k – кількість передач переднього та заднього ходу, одиниця враховує паразитну шестерню заднього ходу, а -1 враховує відсутність зубчастих коліс першої передачі, яка реалізується зупинкою епіциклів СПР);

$\sum_{i=1}^2 M_{ВКП_i}$ – 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;

$2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКСПР}} M_{ЗКСПР_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс

СПР, $n_{ЗКСПР}$ – кількість зубчастих коліс СПР;

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

$n_{ВСПР}$ – кількість валів та осей СПР;

$2M_{ВДСПР}$ – 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;

$2M_{ВДБП}$ – 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 будуть обчислюватись, безпосередньо зі значень 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.

Скоротити розмірність задачі дозволяє виключення зі змінних проектування параметрів зубчастих

зачеплень заднього ходу, а також можливість обчислювати числа зубців ведених коліс КП через числа зубців привідних коліс та наперед задані передавальні відношення трансмісії $i_{Г_i}$ [4]. Тоді маємо наступні змінні проектування, з урахуванням, що колеса КП, СПР та БП є прямозубими, а ГП – з круговими зубцями.

Для ГП:

$$m_{ГП}, z_{ГП1}, z_{ГП2}, \beta_{ГП}; N_{ГП} = 4.$$

Для КП:

$$m_{КП2, \dots, m_{КПk-1}}, z_{КП2,1}, \dots, z_{КПk-1,1}; N_{КП} = 2(k-2),$$

де $k-2$ – кількість передач переднього ходу без урахування першої передачі.

Для ДР:

$$m_{ДР}, z_{ДР1}, z_{ДР2}; N_{ДР} = 3.$$

Для СПР:

$$m_{СПР}, z_{СПРc}, z_{СПРe}; N_{СПР} = 3,$$

де $z_{СПРc}$ та $z_{СПРe}$ – числа зубців сонячної шестерні та епіциклу СПР.

Для БП:

$$m_{БП}, z_{БПc}, z_{БПе}; N_{БП} = 3,$$

де $z_{БПc}$ та $z_{БПе}$ – числа зубців сонячної шестерні та епіциклу БП.

Визначимо сумарну кількість змінних проектування для трансмісії МТ-ЛБ, яка має 6 передач переднього ходу,

$$N = N_{ГП} + N_{КП} + N_{ДР} + N_{СПР} + N_{БП} = 2(k-2) + 13 = 23.$$

Визначення мас елементів трансмісії. Масу одного циліндричного зубчастого колеса будемо розраховувати з тим допущенням, що воно розглядається у вигляді суцільного диска, діаметр якого дорівнює діляльному діаметру. Тоді його маса

$$M_{ЗК} = 0,25 \pi m^2 \cdot z^2 \cdot b_w \cdot \rho_{ЗК}, \quad (3)$$

де $\rho_{ЗК}$ – густина матеріалу зубчастого колеса, кг/мм³;

b_w – робоча ширина зубчастого вінця, мм.

Конічне зубчасте колесо розглядаємо у вигляді усіченого конуса, середній діаметр якого дорівнює середньому діляльному діаметру. Тоді

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

де δ – кут діляльного конуса.

Масу одного валу будемо розраховувати з тим допущенням, що він розглядається як гладкий циліндр, діаметр якого d_B , мм, обчислюється згідно формули орієнтовного розрахунку на кручення,

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{1000 T_B}{0,2 [\tau]}}, \quad (5)$$

де T_B – крутний момент, Н·м;

$[\tau]$ – знижене допустиме напруження при крученні, МПа.

Масу водила планетарного ряду визначимо як масу циліндра з центральним отвором, отворами для встановлення осей сателітів, та прямокутними вікнами для розміщення сателітів.

Масу епіциклу планетарного ряду визначимо як масу кільця, зовнішній діаметр якого d_{ze} визначається зовнішнім діаметром зубців d_{ae} та необхідною товщиною ободу Δ , $d_{z3} = d_{a3} + \Delta$; внутрішній діаметр d_{ve} приймаємо рівним ділильному діаметру, $d_{ve} = d_e \cdot z$.

Масу картерів будемо орієнтовно обчислювати як маси оболонок паралелепіпедів, циліндрів та конусів з відповідною товщиною стінок.

Тоді маємо:

1. Сумарна маса зубчастих коліс ГП,

$$\sum_{i=1}^2 M_{зкГПi} = \frac{\pi m_n^2 \cdot b_w \cdot \rho_{зк}}{4 \cos^3 \beta_{mГП}} \times (z_{ГП1}^2 \cos \delta_1 + z_{ГП2}^2 \cos \delta_2). \quad (6)$$

У випадку проектувального розрахунку замість b_w використовуємо коефіцієнт ширини зубчастого вінця $\psi_{bd} = b_w/d_{w1}$, тоді

$$\sum_{i=1}^2 M_{зкГПi} = \frac{\pi m_n^3 \cdot z_{ГП1} \cdot \rho_{зк} \cdot \psi_{bd}}{4 \cos^3 \beta_{mГП}} \times (z_{ГП1}^2 \cos \delta_1 + z_{ГП2}^2 \cos \delta_2).$$

2. Маса вхідного валу ГП,

$$M_{вГП} = 0,25 \pi d_{вГП}^2 \cdot l_{вГП} \cdot \rho_{в}, \quad (7)$$

де $l_{вГП}$ – довжина валу, мм, приймаємо як у трансмісії-прототипу;

$\rho_{в}$ – густина матеріалу валу, кг/мм³.

3. Сумарна маса зубчастих коліс КП,

$$\sum_{i=1}^{n_{зкКП}} M_{зкКПi} = \frac{\pi \rho_{зк}}{4} \times \sum_{\mu=2}^{k-1} m_{\mu}^2 (z_{\mu 1}^2 + z_{\mu 2}^2) b_{w\mu} + \sum_{i=1}^3 M_{зкЗХi}, \quad (8)$$

де μ – номер передачі переднього ходу.

У випадку проектувального розрахунку

$$\sum_{i=1}^{n_{зкКП}} M_{зкКПi} = \frac{\pi a_w \cdot \rho_{зк}}{4} \times \sum_{\mu=2}^{k-1} m_{\mu}^2 (z_{\mu 1}^2 + z_{\mu 2}^2) \psi_{ba\mu} + \sum_{i=1}^3 M_{зкЗХi},$$

де $\psi_{ba} = b_w/a_w$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця (a_w – міжосьова відстань КП, мм).

4. Сумарна маса валів КП,

$$\sum_{i=1}^2 M_{вКПi} = 0,25 \pi \rho_{в} \times (d_{вКП1}^2 \cdot l_{вКП1} + d_{вКП2}^2 \cdot l_{вКП2}), \quad (9)$$

де $l_{вКП1}$, $l_{вКП2}$ – відповідні довжини валів, мм.

5. Сумарну масу синхронізаторів КП $\sum_{i=1}^{n_{СКП}} M_{СКПi}$

на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

6. Сумарна маса зубчастих коліс ДР,

$$\sum_{i=1}^2 M_{зкДРi} = 0,5 \pi m_{ДР}^2 (z_{ДР1}^2 + z_{ДР2}^2) b_{wДР} \cdot \rho_{зк}, \quad (10)$$

або

$$\sum_{i=1}^2 M_{зкДРi} = 0,5 \pi m_{ДР}^2 (z_{ДР1}^2 + z_{ДР2}^2) \psi_{baДР} \cdot a_w \cdot \rho_{зк},$$

7. Сумарна маса валів фрикціонів МПП,

$$2M_{вФ} = 0,5 \pi d_{вФ}^2 \cdot l_{вФ} \cdot \rho_{в}, \quad (11)$$

де $l_{вФ}$ – довжина валу, мм, приймаємо як у трансмісії-прототипу.

8. Сумарну масу фрикціонів та гальм МПП $2M_{ФГ}$ на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

9. Сумарна маса зубчастих коліс СПР,

$$2 \sum_{i=1}^{n_{зкСПР}} M_{зкСПРi} = \frac{\pi \rho_{зк} \cdot b_{wСПР}}{2} \times \left(\sum_{j=1}^{n_{стСПР}} m_{СПР}^2 \cdot z_{СПРст}^2 + m_{СПР}^2 \cdot z_{СПРс}^2 + (d_{зеСПР}^2 - m_{СПР}^2 \cdot z_{СПРс}^2) \right), \quad (12)$$

або

$$2 \sum_{i=1}^{n_{зкСПР}} M_{зкСПРi} = \frac{\pi \rho_{зк} \cdot \psi_{baСПР} \cdot a_{wСПР}}{2} \times \left(\sum_{j=1}^{n_{стСПР}} m_{СПР}^2 \cdot z_{СПРст}^2 + m_{СПР}^2 \cdot z_{СПРс}^2 + (d_{зеСПР}^2 - m_{СПР}^2 \cdot z_{СПРс}^2) \right),$$

де $n_{стСПР}$ – кількість сателітів СПР.

10. Сумарна маса валів та осей СПР,

$$2 \sum_{i=1}^{n_{вСПР}} M_{вСПРi} = 2(M_{вСПРвд} + n_{стСПР} M_{вСПРст}). \quad (13)$$

Маси валу водила $M_{ВД\text{СПРв}}$ та осі сателіта $M_{ВД\text{СПРст}}$ на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

11. Сумарна маса водил СПР,

$$2M_{ВД\text{СПР}} = 2V_{ВД\text{СПР}} \cdot \rho_{ВД}, \quad (14)$$

де $\rho_{ВД}$ – густина матеріалу водила, кг/мм³.

Об'єм водила $V_{ВД\text{СПР}}$, мм³, обчислюється за залежністю

$$V_{ВД\text{СПР}} = 0,25\pi H_{ВД\text{СПР}} (D_{нвд\text{СПР}}^2 - d_{овд\text{СПР}}^2) - n_{ст\text{СПР}} \cdot D_{овд\text{СПР}} \cdot B_{овд\text{СПР}} \cdot H_{овд\text{СПР}},$$

де $H_{ВД\text{СПР}}$ – висота водила, мм;

$D_{нвд\text{СПР}}$ – зовнішній діаметр водила, мм;

$d_{овд\text{СПР}}$ – діаметр центрального отвору водила, мм;

$D_{овд\text{СПР}}$, $B_{овд\text{СПР}}$ та $H_{овд\text{СПР}}$ – ширина, товщина та висота вікна для розміщення сателіта, мм.

12. Сумарна маса карданих валів,

$$2M_{КВ} = 0,5\pi d_{КВ}^2 \cdot l_{КВ} \cdot \rho_{В}. \quad (15)$$

Діаметр $d_{КВ}$ обчислюємо за залежністю (5) з урахуванням допустимих напружень для карданих валів, а довжину $l_{КВ}$, мм, приймаємо як у трансмісії-прототипу.

13. Сумарну масу зупиночних гальм $2M_{ЗГ}$ на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

14. Сумарна маса зубчастих коліс БП,

$$2 \sum_{i=1}^{n_{зк\text{БП}}} M_{зк\text{БП}i} = \frac{\pi \rho_{зк} \cdot b_{в\text{БП}}}{2} \times \left(\sum_{j=1}^{n_{ст\text{БП}}} m_{\text{БП}}^2 \cdot z_{\text{БПст}}^2 + m_{\text{БП}}^2 \cdot z_{\text{БПс}}^2 + (d_{зе\text{БП}}^2 - m_{\text{БП}}^2 \cdot z_{\text{БПс}}^2) \right), \quad (16)$$

або

$$2 \sum_{i=1}^{n_{зк\text{БП}}} M_{зк\text{БП}i} = \frac{\pi \rho_{зк} \cdot \Psi_{ва\text{БП}} \cdot a_{в\text{БП}}}{2} \times \left(\sum_{j=1}^{n_{ст\text{БП}}} m_{\text{БП}}^2 \cdot z_{\text{БПст}}^2 + m_{\text{БП}}^2 \cdot z_{\text{БПс}}^2 + (d_{зе\text{БП}}^2 - m_{\text{БП}}^2 \cdot z_{\text{БПс}}^2) \right),$$

де $n_{ст\text{БП}}$ – кількість сателітів БП.

15. Сумарна маса валів та осей БП,

$$2 \sum_{i=1}^{n_{в\text{БП}}} M_{в\text{БП}i} = 2(M_{в\text{БПвд}} + n_{ст\text{БП}} M_{в\text{БПст}}). \quad (17)$$

Маси валу водила $M_{в\text{БПвд}}$ та осі сателіта $M_{в\text{БПст}}$ на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

16. Сумарна маса водил БП обчислюється за аналогією з водилами СПР,

$$2M_{вд\text{БП}} = 2V_{вд\text{БП}} \cdot \rho_{ВД},$$

$$V_{вд\text{БП}} = 0,25\pi H_{вд\text{БП}} (D_{нвд\text{БП}}^2 - d_{овд\text{БП}}^2) - n_{ст\text{БП}} \cdot D_{овд\text{БП}} \cdot B_{овд\text{БП}} \cdot H_{овд\text{БП}}. \quad (18)$$

17. Сумарну масу підшипників $\sum_{i=1}^{n_{п}} M_{пi}$ на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

18. Маса картеру МПП,

$$M_{КМПП} = V_{КМПП} \cdot \rho_{КМПП}, \quad (19)$$

де $\rho_{КМПП}$ – густина матеріалу картеру МПП, кг/мм³.

Картер МПП моделюємо як оболонку та дві торцеві стінки (рис. 2, а, б). Тоді сумарний об'єм стінок картеру $V_{КМПП}$, мм³:

$$V_{КМПП} = V_o + 2V_t = \pi \left((0,5H_{МПП})^2 - (0,5H_{МПП} - e_{МПП})^2 \right) L_{МПП} + 2 \left(a_w \cdot H_{МПП} + \pi (0,5H_{МПП})^2 \right) e_{МПП} + 2a_w \cdot e_{МПП} \cdot L_{МПП},$$

де $H_{МПП}$ та $L_{МПП}$ – висота та довжина картеру МПП, мм;

$e_{МПП}$ – товщина стінки картеру МПП, мм.

19. Сумарна маса картерів БП,

$$2M_{КБП} = 2V_{КБП} \cdot \rho_{КБП}, \quad (20)$$

де $\rho_{КБП}$ – густина матеріалу картеру БП, кг/мм³.

Картер БП моделюємо як оболонку (містить дві циліндричні та конічну частину) і торцеву стінку (рис. 3, а, б). Тоді сумарний об'єм стінок картеру БП $V_{КБП}$, мм:

$$V_{КБП} = V_{1КБП} + V_{2КБП} + V_{3КБП} + V_{крКБП} = 0,25\pi B_{1КБП} \left((d_{1КБП} + 2e_{КБП})^2 - d_{1КБП}^2 \right) + 0,083\pi (B_{КБП} - B_{3КБП} - B_{1КБП}) \times (D_{1КБП}^2 + D_{1КБП} \cdot D_{3КБП} + D_{3КБП}^2 - d_{1КБП}^2 - d_{1КБП} \cdot d_{3КБП} - d_{3КБП}^2) + V_{3КБП} + 0,25\pi e_{крКБП} (D_{крКБП}^2 - d_{крКБП}^2),$$

де $B_{КБП}$ – сумарна ширина картеру, мм;

$B_{1КБП}$, $B_{2КБП}$, $B_{3КБП}$; $D_{1КБП}$, $D_{3КБП}$; $d_{1КБП}$, $d_{3КБП}$ – ширини, зовнішні та внутрішні діаметри відповідних частин картеру, мм, див. рис. 3;

$e_{КБП}$ та $e_{крКБП}$ – товщина стінки картеру БП та його кришки, мм.

Об'єм $V_{3КБП}$ приймаємо як у трансмісії-прототипу, тому що габарит цієї частини картера, а також сумарна ширина картеру $B_{КБП}$ залишається

незмінною із умови розміщення ведучого колеса.

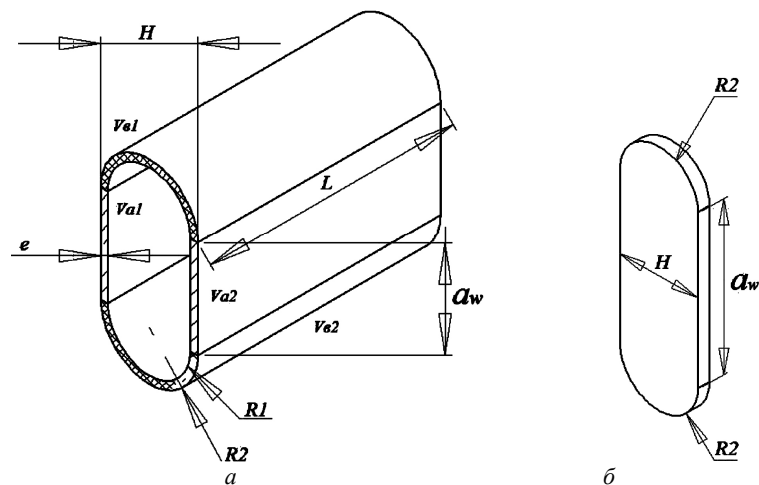


Рис. 2 – До розрахунку маси картеру МПП: а – основна частина; б – торцеві стінки

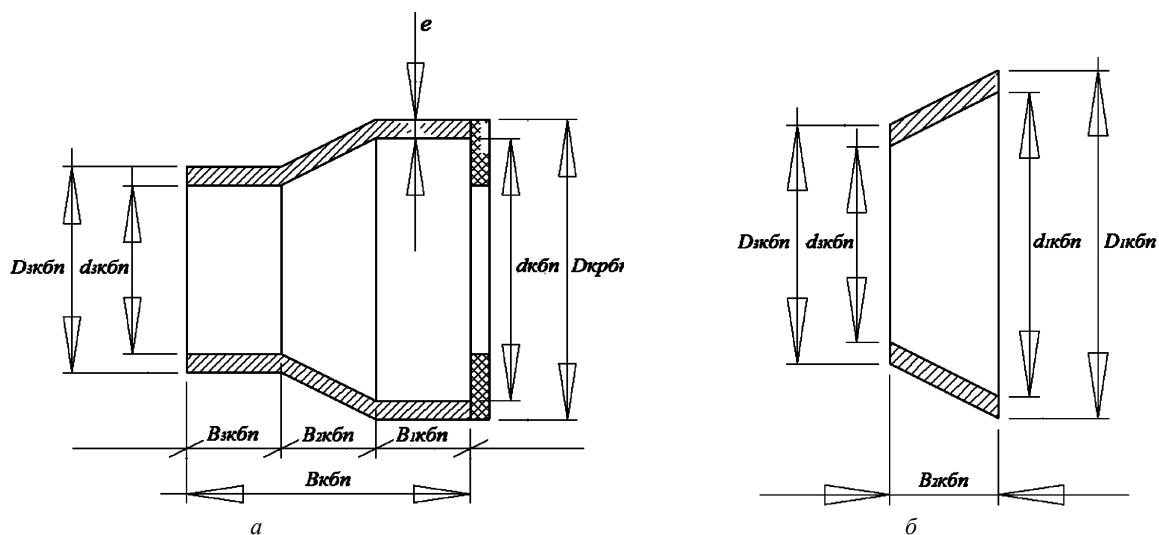


Рис. 3 – До розрахунку маси картеру БП: а – загальна схема; б – кінцева частина

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;
- 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 геометрію, міцність та масогабаритні властивості основних деталей та вузлів.

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

4. Запропоновано методика визначення складових цільової функції, а саме, мас елементів із ураху-

ванням конструктивних особливостей трансмісії.

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

Список літератури

1. Александров Е. Е., Самородов В. Б. *Проблеми многокритериальной оптимизации трансмиссий транспортных средств. Машиноведение и техносфера на рубеже 21 века*. Т. 1. 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-modifkacyi.html>. – Дата звернення : 12 лютого 2017.
4. Бондаренко О., Устиненко О. Оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам на прикладі тривальних коробок передач. *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут": збірник наукових праць*:

тематичний випуск "Машинознавство та САПР". – Харків : НТУ "ХПІ", 2012. № 22. С. 16–27.

5. Бондаренко О. В. Суміщення методів ЛПТ-пошуку та звуження околив при оптимізації тривальних коробок передач. *Механіка та машинобудування*. Харків : НТУ "ХПІ", 2010. № 1. С. 78–84.
 6. Калінін П. М., Остапчук Ю. О., Жерезжон-Зайченко Ю. В., Юсов В. І., Сериков В. І. До питання оптимально-раціонального проектування ступінчастих зубчастих редукторів. *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут"*. Серія: Проблеми механічного приводу. Харків: НТУ "ХПІ", 2016. № 23 (1195). С. 64–71.
 7. Реклейтис Г., Рейвндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике: Пер. с англ. М.: Мир, 1986. Т. 1. 349 с.
 8. Бондаренко О. В., Клочков І. Є., Устиненко О. В. Оптимізація трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою: цільова функція, змінні проектування та обмеження // *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут"*. Серія: *Машинознавство та САПР*. Харків : НТУ "ХПІ", 2017. № 12 (1234). С. 3–8.
 9. *Легкий многоцелевой гусеничный транспортер-тягач МТ-ЛБ. Техническое описание и инструкция по эксплуатации*. – М.: Военное изд-во, 1985. – 447 с.
1. Aleksandrov E. E., Samorodov V. B. Problemy mnogokryteryal'noy optimizatsyyi transmyssyyi transportnykh sredstv [Multi-criteria optimization problems transmissions vehicles]. *Mashynovedenye y tekhnosfera na rubezhe 21 veka*. Т. 1. Е. Е. Aleksandrov, Donetsk, 1999, pp. 26–29.
 2. 10:1 na koryst' "Bulativ" [10:1 in favor of "Bulats"]. *Narodna armiya* [National army]. 2.02.2017, no. 5 {5485}, pp. 4.
 3. МТ-ЛБ і його модифікації [MT-LB and its modifications]. *Vyskova 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., Ustynenko O. Optymizatsiyi spivvisnykh stupinchastykh pryvodiv mashyn po masohabarytnym kharakterystykam na prykladi tryval'nykh korobok peredach [Optimization of coaxial step machine drives the weight and size characteristics on the example of three-shaft gearboxes]. *Visnyk NTU "Kharkivs'kyj Politekhnichnyj Instytut": zbirnyk naukovykh prats': tematychnyj vypusk "Mashynoznavstvo ta SAPR"* [Bulletin of the NTU KhPI. Coll. of scientific papers. Series: Machines and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI", 2012, no. 22, pp. 16–27.
 5. Bondarenko O. V. Sumishchennya metodiv LPt-poshuku ta zvuzhennya okoliv pry optimizatsiyi tryval'nykh 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", 2010, no. 1, pp. 78–84.
 6. Kalinin P. M., Ostapchuk Yu. O., Zherezhon-Zaychenko Yu. V. Yusov V. I., Syerykov V. I. Do pytannya optymal'noratsional'noho proektuvannya stupinchastykh zubchastykh reduktoriv [On the issue of sustainable design best-stepped gear reducers]. *Visnyk NTU "Kharkivs'kyj Politekhnichnyj Instytut". Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problems of mechanical drive]. Kharkiv, NTU "KhPI", 2016, no. 23 (1195), pp. 64–71.
 7. Rekleytys H., Reyvynrand A., Rjehsdel K. *Optymyzatsyya v tekhnike* [Optimization in Technics]. Moscow, Myr Publ., 1986, Vol. 1, 349 p.
 8. Bondarenko A. V., Klochkov I. E., Ustynenko A. V. Optimizatsiya transmissii gusenichnogo transportera-tjagacha MT-LB po masse: celevaja funkciya, pe-remennye proektirovaniya i ogranicheniya [Optimization for transmission of tracked load-carrier/prime mover MT-LB: objective function, variables planning and limits]. *Visnyk NTU "Kharkivs'kyj Politekhnichnyj Instytut". Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI", 2017. no. 12 (1234), pp. 3–8.
 9. *Lehkyy mnohotselevoy husenychny transporter-tyahach MT-LB. Tekhnicheskoe opysanye i instruksiya po ekspluatatsii* [The light multipurpose tracked load-carrier/prime mover MT-LB. Technical description and user manual]. Moscow, Voennnoe izd-vo, 1985, 447 p.

Надійшла (received) 19.10.2017

References (transliterated)

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Клочков Ілля Євгенович (Клочков Илья Евгеньевич, Klochkov Illia) – аспірант, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; e-mail: s008@tmm-sapr.org

Устиненко Олександр Віталійович (Устиненко Александр Витальевич, Ustynenko Oleksandr) – 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; <https://orcid.org/0000-0002-6714-6122>; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org

Бондаренко Олексій Вікторович (Бондаренко Алексей Викторович, Bondarenko Olexsiy) – 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; <https://orcid.org/0000-0002-2693-5301>; e-mail: avbondko@gmail.com

Браславська Тетяна Сергіївна (Браславская Татьяна Сергеевна, Braslavs'ka Tetjana) – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студентка групи ТМ-85Б; м. Харків, Україна; e-mail: s1503@tmm-sapr.org