

УДК 629.11.032+519.863

С.В. АНДРІЄНКО

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
О.В. УСТИНЕНКО, О.В. БОНДАРЕНКО, І.Є. КЛОЧКОВ
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТА АЛГОРИТМ ОПТИМІЗАЦІЇ ЗА МАСОЮ ТРАНСМІСІЇ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ

Розв'язання задачі оптимізації трансмісії легкого багатоцільового гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ є перспективним напрямком досліджень, тому що дає змогу поліпшити масові характеристики машини, забезпечити навантажувальну здатність та довговічність трансмісії при модернізації. Побудовано математичну модель оптимізації трансмісії за масою, а саме: побудовано цільову функцію оптимізації трансмісії за масою, яка досить коректно враховує основні показники трансмісії; визначені змінні проектування, у якості яких обрані основні геометричні параметри зачеплень: модулі та числа зубців; сформовано систему обмежень на змінні проектування та запропоновано методику динамічного змінення обмежень на числа зубців коробки передач. Запропоновано послідовність перевірки обмежень, яка дозволить зменшити обсяг та час розрахунків для знаходження найкращого рішення. Розв'язання виконується на основі зондування простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПт-послідовності. Також було розроблено прикладну методику та докладний алгоритм оптимального проектування трансмісії. Вони враховують конструктивні, технічні та технологічні особливості останньої, а також дають змогу підвищити точність розрахунків за рахунок керуванням похибками обчислень передавальних відношень та рівності міжосьових відстаней зачеплень коробки передач та додаткового редуктора трансмісії. Алгоритм має такі етапи: ввід вхідних даних; генерування зовнішньої ЛПт-послідовності; перевірка відповідних обмежень; перевірка обмеження на міжосьові відстані; розрахунок для пробної точки передавальних відношень коробки передач; визначення граничних чисел зубців; генерування внутрішньої ЛПт-послідовності; перевірка відповідних обмежень; пошук найкращого варіанта; збільшення точності розрахунків; уточнення параметрів; додаткові перевірочні розрахунки.

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

С.В. АНДРИЕНКО

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
А.В. УСТИНЕНКО, А.В. БОНДАРЕНКО, И.Е. КЛОЧКОВ
Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И АЛГОРИТМ ОПТИМИЗАЦИИ ПО МАССЕ ТРАНСМИССИИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ

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 математическая модель оптимизации трансмиссии по массе, а именно: построена целевая функция оптимизации трансмиссии по массе, которая достаточно корректно учитывает основные показатели трансмиссии; определены переменные

проектирования, в качестве которых выбраны основные геометрические параметры зацеплений: модули и числа зубьев; сформирована система ограничений на переменные проектирования и предложена методика динамического изменения ограничений на числа зубьев коробки передач. Предложена последовательность проверки ограничений, которая позволит уменьшить объем и время расчетов для нахождения наилучшего решения. Решение выполняется на основе зондирования пространства параметров, где в качестве пробных точек в единичном многомерном кубе используются точки ЛПт-последовательности. Также была разработана прикладная методика и подробный алгоритм оптимального проектирования трансмиссии. Они учитывают конструктивные, технические и технологические особенности последней, а также позволяют повысить точность расчетов за счет управления погрешностями вычисления передаточных отношений и равенства межосевых расстояний зацеплений коробки передач и дополнительного редуктора трансмиссии. Алгоритм содержит следующие этапы: ввод начальных данных; генерирование внешней ЛПт-последовательности; проверка соответствующих ограничений; проверка ограничений на межосевые расстояния; расчет для пробной точки передаточных отношений КП; определение граничных чисел зубьев; генерирование внутренней ЛПт-последовательности; проверка соответствующих ограничений; поиск наилучшего варианта; увеличение точности расчетов; уточнение параметров; дополнительные проверочные расчеты.

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

S.V. ANDRIENKO

Kharkiv National Automobile and Highway University

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

National Technical University 'Kharkiv Polytechnic Institute'

MATHEMATICAL MODEL AND OPTIMIZATION ALGORITHM BY MASS 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. Mathematical model of transmission optimization by mass was constructed, namely: optimization objective function of transmission 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: modules and number of teeth; a system of constraints on the variables planning was constructed, a technique for dynamically changing the constraints on the teeth number for gearbox was proposed. A sequence of constraint checking is proposed, which will reduce the amount and time of calculations to find the best solution. The solution is based on sensing the parameter space, where points of the LPt-sequence are used as test points in a single multidimensional cube. Also, the applied methodology and detailed algorithm for optimal design of the transmission has been developed. They take into account the constructive, technical and technological features. They also allow to reduce the error of the calculations due to the error-control of the calculations of gear ratios and the equality of the axes distance for gearbox and additional reducer meshing's. The algorithm contains the following ethics: the task of the input data; generation of an external LPt-sequence; check the relevant constraints; checking the limit on the inter-axes distances; calculation for the test point of gear ratios; determination of boundary numbers of teeth; generation of internal LPt-sequence; check the relevant constraints; search for the best

option; increase the accuracy of calculations; clarification of parameters; additional verification calculations.

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

Постановка проблеми

В Україні та в інших країнах широко застосовується легкий багатоцільовий гусеничний транспортер-тягач МТ-ЛБ. На сьогодні він не відповідає тактико-технічним характеристикам з точки зору потужності та середніх швидкостей руху. За останні роки запропоновано багато варіантів його модернізації, більшість з яких полягає в заміні двигуна на більш потужний. При цьому виникає проблема перевантаження трансмісії, але підвищити її навантажувальну здатність шляхом збільшення габаритів неможливо. Це зумовлено обмеженим об'ємом моторно-трансмісійного відділення (МТВ).

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

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Загальні проблеми оптимізації у техніці та саме для трансмісій розглянуті, наприклад, у працях [1–2]. Аналогічні питання оптимізації редукторів, трансмісій та коробок передач автомобілів досліджувались у [3–4]. Слід відмітити роботу [4], де розв'язано задачу оптимально-раціонального проектування співвісного ступінчастого механічного приводу на прикладі тривальної коробки передач автомобіля. Розв'язання виконувалось на основі зондування простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПт-послідовності [5]. Цей підхід і був обраний авторами для використання у подальших дослідженнях.

Мета дослідження

Метою даного дослідження є розробка математичної моделі оптимізації за масою трансмісії легкого багатоцільового гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ, а також побудова алгоритму для програмної реалізації розв'язання цієї задачі.

Викладення основного матеріалу дослідження

Кінематична схема трансмісії наведена на рис. 1 [6]. Вона виконана по двопоточній схемі, коробка передач об'єднана з механізмами повороту у єдиний механізм передач та повороту (МПП). Бортіві передачі – планетарні одноступінчасті.

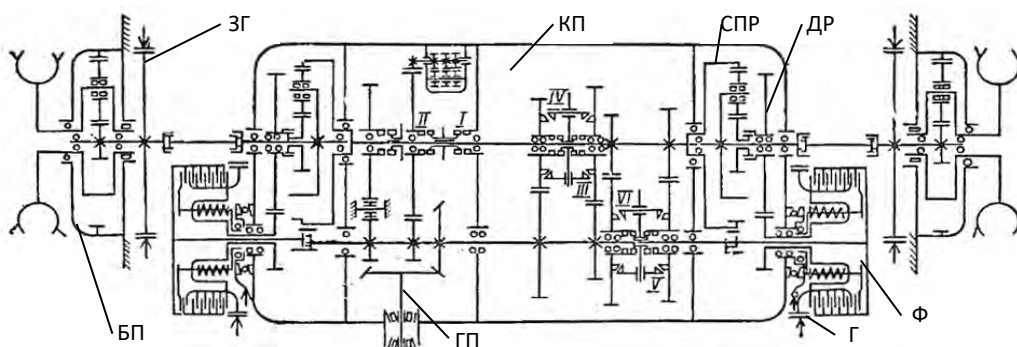


Рис. 1. Кінематична схема трансмісії транспортера-тягача МТ-ЛБ:

ГП – головна передача; КП – коробка передач; ДР – додатковий редуктор;
 Ф – фрикціон МПП; Г – гальмо МПП; СПР – підсумувальний планетарний ряд;
 ЗГ – зупиночне гальмо; БП – бортіві передачі.

Цільова функція та змінні проектування. У роботі [7] 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,

$$\begin{aligned} \sum M = & \sum_{i=1}^2 M_{\text{зКГП}i} + M_{\text{ВГП}} + \sum_{i=1}^{n_{\text{зККП}}} M_{\text{зККП}i} + \sum_{i=1}^2 M_{\text{ВКП}i} + \sum_{i=1}^{n_{\text{СКП}}} M_{\text{СКП}i} + 2 \sum_{i=1}^2 M_{\text{зКДР}i} + \\ & + 2M_{\text{ВФ}} + 2M_{\text{ФГ}} + 2 \sum_{i=1}^{n_{\text{зКСП}}} M_{\text{зКСП}i} + 2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ВСП}}} M_{\text{ВСП}i} + 2M_{\text{ВДСПР}} + 2M_{\text{КВ}} + \\ & + 2M_{\text{ЗГ}} + 2 \sum_{i=1}^{n_{\text{зКБП}}} M_{\text{зКБП}i} + 2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ВБП}}} M_{\text{ВБП}i} + 2M_{\text{ВДБП}} + \sum_{i=1}^{n_{\text{П}}} M_{\text{П}i} + M_{\text{КМПП}} + 2M_{\text{КБП}}, \end{aligned} \quad (2)$$

де $\sum_{i=1}^2 M_{\text{зКГП}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс ГП; $M_{\text{ВГП}}$ – маса вхідного валу ГП; $\sum_{i=1}^{n_{\text{зККП}}} M_{\text{зККП}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс КП, $n_{\text{зККП}}$ – кількість зубчастих коліс КП ($n_{\text{зККП}} = 2(k-1)+1$, 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); $\sum_{i=1}^2 M_{\text{ВКП}i}$ – сумарна маса валів КП; $\sum_{i=1}^{n_{\text{СКП}}} M_{\text{СКП}i}$ – сумарна маса синхронізаторів КП, $n_{\text{СКП}}$ – кількість синхронізаторів; $2 \sum_{i=1}^2 M_{\text{зКДР}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс ДР; $2M_{\text{ВФ}}$ – сумарна маса валів фрикціонів МПП; $2M_{\text{ФГ}}$ – сумарна маса фрикціонів та гальм МПП; $2 \sum_{i=1}^{n_{\text{зКСП}}} M_{\text{зКСП}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс СПР, $n_{\text{зКСП}}$ – кількість зубчастих коліс СПР; $2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ВСП}}} M_{\text{ВСП}i}$ – сумарна маса валів та осей СПР, $n_{\text{ВСП}}$ – кількість валів та осей СПР; $2M_{\text{ВДСПР}}$ – сумарна маса водил СПР; $2M_{\text{КВ}}$ – сумарна маса карданних валів; $2M_{\text{ЗГ}}$ – сумарна маса зупиночних гальм; $2 \sum_{i=1}^{n_{\text{зКБП}}} M_{\text{зКБП}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс БП, $n_{\text{зКБП}}$ – кількість зубчастих коліс БП; $2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ВБП}}} M_{\text{ВБП}i}$ – сумарна маса валів та осей БП, $n_{\text{ВБП}}$ – кількість валів та осей БП; $2M_{\text{ВДБП}}$ – сумарна маса водил БП; $\sum_{i=1}^{n_{\text{П}}} M_{\text{П}i}$ – сумарна маса підшипників трансмісії, $n_{\text{П}}$ – кількість підшипників трансмісії; $M_{\text{КМПП}}$ – маса картеру МПП; $2M_{\text{КБП}}$ – 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 якості змінних проектування обрано геометричні параметри зачеплень [4, 7] – модулі зачеплень m , числа z та кути нахилу β зубців, а саме: для ГП – $m_{\text{нГП}}$, $z_{\text{ГП1}}$, $z_{\text{ГП2}}$, $\beta_{\text{мГП}}$; для КП – $m_{\text{КП}\mu}$, $z_{\text{КП}\mu,1}$ ($\mu = 2, \dots, k-1$ – номер передачі переднього ходу); для ДР – $m_{\text{ДР}}$, $z_{\text{ДР1}}$, $z_{\text{ДР2}}$; для СПР – $m_{\text{СПР}}$, $z_{\text{СПРс}}$, $z_{\text{СПРe}}$; для БП – $m_{\text{БП}}$, $z_{\text{БПс}}$, $z_{\text{БПе}}$.

З метою скорочення розмірності задачі числа зубців ведених коліс КП $z_{\text{КП}\mu,2}$ не є змінними проектування, а розраховуються через числа зубців привідних коліс $z_{\text{КП}\mu,1}$ та наперед задані передавальні відношення трансмісії $i_{\text{Т}\mu}$.

Обмеження на змінні проектування. Нижче наведено послідовність прийнятих обмежень у порядку зростання орієнтовного обсягу математичних обчислень, а також враховано, що деякі обмеження можливо перевірити тільки після інших.

1) Модулі зубців для циліндричних передач стандартизовано, вони обираються з наступного ряду:

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

У конічної передачі модуль може бути нестандартною величиною, тому для неї

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

2) Числа зубців коліс повинні приймати цілі значення (мають бути натуральними – N), а також обмежені верхнім z_{\max} та нижнім значенням z_{\min} . Тоді

$$\{z_{ГП1}, z_{ГП2}, z_{КП2,1}, \dots, z_{КПk-1,1}, z_{КП2,2}, \dots, z_{КПk-1,2}, z_{ДР1}, z_{ДР2}, z_{СПРc}, z_{СПРст}, z_{СПРе}, z_{БПе}, z_{БПст}, z_{БПе}\} \in N;$$

$$z_{\min} \leq \{z_{ГП1}, z_{ГП2}, z_{КП2,1}, \dots, z_{КПk-1,1}, z_{КП2,2}, \dots, z_{КПk-1,2}, z_{ДР1}, z_{ДР2}, z_{СПРc}, z_{СПРст}, z_{СПРе}, z_{БПе}, z_{БПст}, z_{БПе}\} \leq z_{\max}. \quad (5)$$

3) Числа зубців коліс планетарних рядів повинні задовольняти умовам співвісності, збірки та сусідства з урахуванням кількості сателітів $n_{ст}$,

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

4) Кути нахилу зубців конічних коліс повинні бути у межах від $\beta_{m\min}$ до $\beta_{m\max}$, тоді

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

5) Міжосьові відстані зачеплень КП на передньому ходу та ДР повинні бути рівні між собою, тобто з урахуванням змінних проектування для кожної передачі

$$0,5m_{КП2}(z_{КП2,1} + z_{КП2,2}) = \dots = 0,5m_{КПk-1}(z_{КПk-1,1} + z_{k-1,2}) = 0,5m_{ДР}(z_{ДР,1} + z_{ДР,2}). \quad (8)$$

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

$$i_{Т\mu} (1 - \Delta i_T / 100) \leq i_{Т\mu}^{розр} \leq i_{Т\mu} (1 + \Delta i_T / 100), \quad \mu = 1, \dots, k - 1, \quad (9)$$

де Δi_T – похибка передавального відношення трансмісії, що задається проектувальником;

$$i_{Т1}^{розр} = i_{ГП} \cdot i_{ДР} \cdot i_{БП} (1 + |p_{СПР}|) = \frac{z_{ГП2}}{z_{ГП1}} \cdot \frac{z_{ДР2}}{z_{ДР1}} \cdot \left(1 + \frac{z_{БПе}}{z_{БПе}}\right) \left(1 + \frac{z_{СПРе}}{z_{СПРc}}\right);$$

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

7) Обмеження на передавальні відношення зубчастих пар трансмісії. З вимоги габаритного співвідношення зубчастих коліс маємо:

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

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

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

8) *Забезпечення для зубців коліс контактної та згинної витривалості, а також міцності при перевантаженнях, а саме,*

а) для конічного зачеплення ГП:

$$\sigma_{HГП} \leq \sigma_{HRГП}, \sigma_{HMГП} \leq \sigma_{HRMГП}; \sigma_{FГП(2)} \leq \sigma_{FRГП(2)}, \sigma_{FMГП(2)} \leq \sigma_{FRMГП(2)}; \quad (13)$$

б) для циліндричних зачеплень КП та ДР:

$$\sigma_{H\mu} \leq \sigma_{HR\mu}, \sigma_{HM\mu} \leq \sigma_{HRM\mu}; \sigma_{F\mu(2)} \leq \sigma_{FR\mu(2)}, \sigma_{FM\mu(2)} \leq \sigma_{FRM\mu(2)}; \\ \sigma_{HДР} \leq \sigma_{HRДР}, \sigma_{HMДР} \leq \sigma_{HRMДР}; \sigma_{FДР(2)} \leq \sigma_{FRДР(2)}, \sigma_{FMДР(2)} \leq \sigma_{FRMДР(2)}; \quad (14)$$

в) для циліндричних зачеплень планетарних рядів СПР та БП:

$$\sigma_{HСПРc-ct} \leq \sigma_{HRСПРc-ct}, \sigma_{HСПРct-3} \leq \sigma_{HRСПРct-3}, \sigma_{HMСПРc-ct} \leq \sigma_{HRMСПРc-ct}, \sigma_{HMСПРct-3} \leq \sigma_{HRMСПРct-3}; \\ \sigma_{HБПc-ct} \leq \sigma_{HRБПc-ct}, \sigma_{HБПct-3} \leq \sigma_{HRБПct-3}, \sigma_{HMБПc-ct} \leq \sigma_{HRMБПc-ct}, \sigma_{HMБПct-3} \leq \sigma_{HRMБПct-3}; \\ \sigma_{FСПРc} \leq \sigma_{FRСПРc}, \sigma_{FСПРct} \leq \sigma_{FRСПРct}, \sigma_{FСПР3} \leq \sigma_{FRСПР3}, \sigma_{FMСПРc} \leq \sigma_{FRMСПРc}, \sigma_{FMСПРct} \leq \sigma_{FRMСПРct}, \sigma_{FMСПР3} \leq \sigma_{FRMСПР3}; \\ \sigma_{FБПc} \leq \sigma_{FRБПc}, \sigma_{FБПct} \leq \sigma_{FRБПct}, \sigma_{FБП3} \leq \sigma_{FRБП3}, \sigma_{FMБПc} \leq \sigma_{FRMБПc}, \sigma_{FMБПct} \leq \sigma_{FRMБПct}, \sigma_{FMБП3} \leq \sigma_{FRMБП3}, \quad (15)$$

де σ_H, σ_F і $\sigma_{HM}, \sum_{M(\text{кол } z_n)} \sigma_{FM}$ – контактні та згинні напруження при дії номінального і максимального навантаження; σ_{HR}, σ_{FR} і $\sigma_{HRM}, \sigma_{FRM}$ – відповідні напруження, що допускаються.

10) *Коефіцієнти ширини зубчастого колеса ψ_{bd} для циліндричних зачеплень та $\psi_m = b_w/R_m$ для конічних не повинні перевищувати максимальні значення,*

$$\psi_{bd} \leq \psi_{bd \max}; \psi_m \leq \psi_{m \max}. \quad (16)$$

11) *Габаритні обмеження для картерів МПП та БП:*

$$L_{MПП} \leq L_{MПП \max}, V_{MПП} \leq V_{MПП \max}, H_{MПП} \leq H_{MПП \max}; D_{КБП} \leq D_{КБП \max}, V_{КБП} \leq V_{КБП \max}, \quad (17)$$

де $L_{MПП \max}, V_{MПП \max}, \sum_{M(\text{кол } z_n)}, H_{MПП \max}, D_{КБП \max}, V_{КБП \max}$ – відповідні максимально можливі габарити із умови розміщення МПП та БП в існуюче МТВ.

Алгоритм оптимального проектування. Доповнимо вище наведений матеріал етапами вводу-виводу даних, складання таблиці можливих комбінацій параметрів, пошуку найкращого варіанта (пробної точки, що відповідає мінімальному значенню цільової функції) та зведемо їх у єдиний алгоритм, який представлено на рис. 2.

Особливістю цього алгоритму є наявність зовнішньої та внутрішньої ЛПт-последовностей. У зовнішньому циклі генерується ЛПт-последовність для усіх змінних проектування, окрім $z_{КП\mu,1}$, а у внутрішньому – ЛПт-последовність $z_{КП\mu,1}$ з урахуванням звуження діапазонів $z_{КП\mu,1 \min}, z_{КП\mu,1 \max}$. Для цього, після перевірки основних обмежень:

1. У пробній точці обчислюються передавальні відношення КП $i_{КП\mu}$,

$$i_{КП\mu} = \frac{z_{КП\mu,2}}{z_{КП\mu,1}} = \frac{i_{Т\mu} \cdot z_{ДР2} \cdot z_{ГП1} \cdot z_{БПc} \cdot z_{СПРc}}{z_{ДР2} \cdot z_{ГП2} (z_{СПРc} + z_{СПРe}) (z_{БПc} + z_{БПe}) - i_{Т\mu} \cdot z_{ДР1} \cdot z_{ГП1} \cdot z_{БПc} \cdot z_{СПРe}}, \mu = 2, \dots, k-1. \quad (18)$$

2. Визначаються граничні числа зубців $z_{КП\mu,1 \min}$ та $z_{КП\mu,1 \max}$, починаючи з другої передачі. Якщо $i_{КП\mu} \geq 1$,

$$z_{КП\mu,1 \min} = z_{\min}, z_{КП\mu,1 \max} = z_{\max} / i_{КП\mu}; \quad (19)$$

якщо $i_{КП\mu} < 1$,

$$z_{КП\mu,1 \min} = z_{\min} / i_{КП\mu}, z_{КП\mu,1 \max} = z_{\max}. \quad (20)$$

3. Генерується внутрішня ЛПт-послідовність для $z_{КП\mu,1}$ та обчислюються $z_{КП\mu,2}$,

$$z_{КП\mu,2} = z_{КП\mu,1} \cdot i_{КП\mu}. \quad (21)$$

Така побудова алгоритму зменшує час розрахунків завдяки звуженню обмежень для чисел зубців коліс КП $z_{КП\mu,1}$.

Якщо пробна точка проходить всі умови, то вона потрапляє до таблиці можливих варіантів. Таблиця являє собою двовимірний масив, у якому кожному номеру точки відповідає набір параметрів проектування та значення цільової функції. Пошук найкращого варіанта здійснюється сортуванням, наприклад, методом вставки.

У процесі збільшення точності розрахунків проводиться поступове зменшення похибки рівності міжосьових відстаней зачеплень КП та ДР. При необхідності можливо також зменшувати похибку передавального відношення трансмісії.

На етапі уточнення параметрів можливо забезпечення точної рівності міжосьових відстаней зачеплень КП та ДР розрахунком необхідного сумарного коефіцієнта зміщення похідного контуру $x_{\Sigma} = x_1 \pm x_2$ для кожного зачеплення.

Висновки

1. Оптимізація трансмісії 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 математичну модель оптимізації трансмісії за масою, а саме, розглянуто цільову функцію, що враховує геометрію, міцність та масогабаритні властивості основних деталей та вузлів; визначені змінні проектування; сформовано систему обмежень.

3. Розроблено алгоритм оптимального проектування трансмісії. Він враховує її основні особливості, зменшує час розрахунків завдяки звуженню обмежень для чисел зубців коліс КП $z_{КП\mu,1}$, дозволяє підвищити точність розрахунків керуванням похибками обчислень передавальних відношень та рівності міжосьових відстаней зачеплень.

Список використаної літератури

1. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике. Пер. с англ. Москва, Мир, 1986. Т.1. 349 с.
2. Александров Е. Е., Самородов В. Б. Проблемы многокритериальной оптимизации трансмиссий транспортных средств. *Машиноведение и техносфера на рубеже 21 века. Т. 1.* Донецк, 1999. С. 26–29.



Рис. 2. Схема алгоритму оптимального проектування трансмісії транспортера-тягача МТ-ЛБ.

- зубчастих редукторів. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Проблеми механічного приводу.* 2016. № 23 (1195). С. 64–71.
4. Бондаренко О. В., Устиненко О. В. Оптимізація співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам на прикладі тривальних коробок передач. *Вісник НТУ «ХПІ». Тематичний випуск «Машинознавство та САПР».* 2012. № 22. С. 16–27.
 5. Соболев И. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. Москва, Дрофа, 2006. 175 с.
 6. Легкий многоцелевой гусеничный транспортер-тягач МТ-ЛБ. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Москва, Военное изд-во, 1985. 447 с.
 7. 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 «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР.* 2017. № 12 (1234). С. 3–8.

References

1. Rekleytys, H., Reyvyn dran, A., & Rjehsdel, K. (1983). *Engineering Optimization*. New York, John Wiley and Sons Publ.
2. Aleksandrov, E. E., & Samorodov, V. B. (1999). Problemy mnohokryteryal'noy optymyzatsyy transmyssyj transportnykh sredstv. In *Mashynovedenye y tekhnosfera na rubezhe 21 veka*. Vol. 1. Donetsk, pp. 26–29.
3. Kalinin, P. M., Ostapchuk, Yu. O., Zherezhon-Zaychenko, Yu. V., Yusov, V. I., & Syerykov, V. I. (2016). Do pytannia optymalno-ratsionalnoho proektuvannia stupinchastykh zubchastykh reduktoriv. *Visnyk NTU 'KhPI'. Serii: Problemy mekhanichnoho pryvodu.* **23 (1195)**, 64–71.
4. Bondarenko, O. V., & Ustynenko, O. V. (2012). Optyimizatsiia spivvisnykh stupinchastykh pryvodiv mashyn po masohabarytnym kharakterystykam na prykladi tryvalnykh korobok peredach. *Visnyk NTU 'KhPI'. Tematychnyi vypusk 'Mashynoznavstvo ta SAPR'.* **22**, 16–27.
5. Sobol', I. M., & Statnikov, R. B. (2006). Vyb or optimal'nyh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami. Moscow, Drofa Publ.
6. Ministerstvo oborony SSSR. (1985). Lehkyu mnohotselevoy husenychny transporter-tyahach MT-LB. Tekhnicheskoe opysanye i instruktsiya po ekspluatatsii. Moscow, Voennnoe izd-vo.
7. Bondarenko, O. V., Klochkov, I. Ye., & Ustynenko, O. V. (2017). Optyimizatsiia transmisii husenychnoho transportera-tiahacha MT-LB za masoiu: tsilova funktsiia, zminni proektuvannia ta obmezhenia. *Visnyk NTU 'KhPI'. Serii: Mashynoznavstvo ta SAPR.* **12 (1234)**, 3–8.

Андрієнко Сергій Володимирович – викладач кафедри інженерної та комп'ютерної графіки Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, e-mail: andrisergejjsv@gmail.com, ORCID: 0000-0002-4310-3128.

Устиненко Олександр Віталійович – к.т.н., доцент, старший науковий співробітник, професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org, ORCID: 0000-0002-6714-6122.

Бондаренко Олексій Вікторович – к.т.н., доцент кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», e-mail: avbondko@gmail.com, ORCID: 0000-0002-2693-5301.

Клочков Ілля Євгенович – аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», e-mail: s008@tmm-sapr.org, ORCID: 0000-0003-4923-2833.