

**О. В. БОНДАРЕНКО, О. В. УСТИНЕНКО, І. Є. КЛОЧКОВ, Р. В. ПРОТАСОВ,
І. О. КИРИЧЕНКО, А. О. ЗАРУБІНА**

ФОРМУВАННЯ ПУЛУ ОБМЕЖЕНЬ У ЗАДАЧІ РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЄКТУВАННЯ ТРАНСМІСІЙ ВІЙСЬКОВИХ КОЛІСНИХ МАШИН

У статті розглянуто актуальне науково-практичне завдання формування пулу обмежень для задачі раціонального проєктування трансмісій військових колісних машин. Наголошується, що успішне проєктування такої системи потребує не лише побудови структурно-логічної моделі трансмісії, а й чіткого формування атрибутів задачі, серед яких одну з ключових ролей відіграють числові та функціональні обмеження. Запропонована методика декомпозиції трансмісійної системи на логічні елементи, дає змогу формалізувати процес формування системи обмежень на рівні окремих компонентів та системи в цілому. Обґрунтовано необхідність уніфікації обмежень, які охоплюють геометричні, конструктивні, кінематичні, технологічні та експлуатаційні характеристики елементів трансмісії. Подається класифікація таких обмежень: первинні числові (на параметри проєктування), вторинні функціональні (на взаємозв'язки параметрів), а також специфічні умови для перевірки на контактну і згинну витривалість зубчастих зацеплень трансмісії відповідно до авторських методик, державних стандартів та загальноприйнятих підходів. Розглянуто первинні числові обмеження на змінні проєктування (модуль зацеплення, кількість зубців, кути нахилу), вторинні функціональні залежності (передавальні числа, міжосьові відстані, тощо), а також умови перевірки на контактну та згинну витривалість зубчастих зацеплень трансмісії. Запропоновано підхід до «м'якого» врахування умов рівності, що дає змогу врахувати конструктивні похибки та не відкидати перспективні розв'язки. Надано стратегії формування обмежень для різних типів передач, включаючи циліндричні, конічні та планетарні ряди. У результаті роботи формалізовано процес створення пулу обмежень, який може бути використаний у системах автоматизованого проєктування, що забезпечить якісне та ефективне раціональне проєктування трансмісій з урахуванням конструктивних та технічних вимог. Пул обмежень, отриманий за запропонованим підходом має широкую перспективу використання в моделях оптимізації трансмісійних систем та може бути використаний для інтеграції у CAD/CAE-системи.

Ключові слова: трансмісія, раціональне проєктування, логічний елемент, декомпозиція, обмеження, витривалість, надійність.

O. BONDARENKO, O. USTYNNENKO, I. KLOCHKOV, R. PROTASOV, I. KYRYCHENKO, A. ZARUBINA

FORMATION OF THE CONSTRAINT POOL FOR THE RATIONAL DESIGN OF TRANSMISSIONS OF MILITARY WHEELED VEHICLES

The article considers the current scientific and practical task of forming a pool of constraints for the task of rational design of transmissions of military wheeled vehicles. It is emphasized that the successful design of such a system requires not only the construction of a structural and logical model of the transmission, but also the clear formation of the attributes of the problem, among which numerical and functional constraints play one of the key roles. The proposed method of decomposition of the transmission system into logical elements allows formalizing the process of forming a system of constraints at the level of individual components and the system as a whole. The need for unification of constraints covering geometric, structural, kinematic, technological and operational characteristics of transmission elements is substantiated. The following constraints are classified: primary numerical (on design parameters), secondary functional (on parameter ratios), as well as specific conditions for checking the contact and bending strength of the gear transmission in accordance with the author's methods, state standards and generally accepted approaches. The primary numerical constraints on design variables (engagement modulus, number of teeth, inclination angles), secondary functional dependencies (gear ratios, center distances, etc.), as well as conditions for checking the contact and bending strength of transmission gears are considered. An approach to "soft" consideration of equality conditions is proposed, which allows taking into account design errors and not rejecting promising solutions. Strategies for forming constraints for various types of gears, including cylindrical, bevel and planetary series, are presented. As a result of the work, the process of creating a constraint pool has been formalized, which can be used in automated design systems, which will ensure high-quality and efficient rational design of gears taking into account structural and technical requirements. The constraint pool obtained by the proposed approach has broad prospects for use in optimization models of transmission systems and can be used for integration into CAD/CAE systems.

Keywords: transmission, rational design, logical element, decomposition, constraints, endurance, reliability.

Вступ. Актуальність задачі. Для коректної постановки задачі раціонального проєктування комплексу елементів механічної ступінчастої трансмісії колісної військової машини, а також для точного визначення повного набору її атрибутів (зокрема, параметрів проєктування, цільових функцій, системи обмежень), у роботі [1] було запропоновано лаконізовану структурно-логічну декомпозицію.

У тій же роботі було введено низку категорій та дано їм визначення, а саме: структурно-логічна схема, як графічне зображення трансмісії військової машини, що ілюструє логічні елементи та з'єднання між ними у вигляді ланцюгу передавання крутного моменту; логічний елемент – частина системи трансмісії, яка не може бути далі розділена на послідовно залежні між собою технічні елементи. Надано перелік максимально простих структурно-логічних елементів.

Було надано ланцюг ієрархічних відносин та показано взаємозв'язок з атрибутами моделі раціонального проєктування.

Формалізована структурно-логічна модель є

зручною основою для визначення атрибутів, необхідних для раціонального проєктування трансмісії військової машини.

Одним із головних атрибутів задачі раціонального проєктування трансмісії військової машини є перелік числових та функціональних обмежень, оскільки саме він визначає допустиму область розв'язків, що відповідають технічним, експлуатаційним та конструктивним вимогам.

Під час опрацювання та аналізу окремо кожного логічного елемента, проєктувальник визначає для нього відповідний набір числових та функціональних обмежень. Кожен з таких наборів, асоційований із конкретним логічним елементом системи, відображає перелік вимоги до нього. Сукупність цих локальних переліків обмежень, які формуються для всіх логічних компонентів системи, створює комплексний атрибут задачі раціонального проєктування.

© О. В. Бондаренко, О. В. Устиненко,
І. Є. Клочков, Р. В. Протасов,
І. О. Кириченко, А. О. Зарубіна, 2025

ня трансмісії військової машини – пул обмежень.

Тому формування пулу обмежень задачі раціонального проектування трансмісій військових колісних машин є актуальною науково-практичною задачею.

Основна частина. Як уже зазначалося, невід’ємним атрибутом будь-якої технічної задачі раціонального проектування є перелік числових та функціональних обмежень.

У межах запропонованого підходу декомпозиції, у проектувальника з’являється можливість проаналізувати кожен логічний елемент та субелементи, сформувати для кожного з них ряди числових та(або) функціональних обмежень з подальшою їх композицією в загальну систему обмежень моделі раціонального проектування трансмісії військової машини.

Такий загальний перелік обмежень дає змогу під час раціонального проектування враховувати технічні та технологічні вимоги [2–3] як до окремих параметрів, субелементів, елементів, так і до всієї сукупності трансмісійної системи.

Обмеження можуть бути представлені у вигляді рівностей та нерівностей [4]. На параметри проектування або співвідношення між ними можуть бути накладені обмеження числовими значеннями та(або) деякими функціональними залежностями.

Дамо рекомендований перелік обмежень, які будуть враховувати геометро-кінематичні, конструктивні та технологічні вимоги.

Напочатку дамо прямі (первинні) числові обмеження на змінні проектування. Дані обмеження також формують межі, які окреслюють окіл пошуку розв’язку задачі раціонального проектування трансмісійної системи військової машини.

1) Модуль зубців є одним з головних параметром зубчастого зачеплення. Величини модулів стандартизовані у діапазоні 0,5...100 мм. Відповідно, модулі зачеплень повинні приймати конкретні числові значення зі стандартного ряду, що відображається в обмеження рівності:

$$m_{\gamma,\lambda} = 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3, \dots, m_{\gamma,\lambda \max}. \quad (1)$$

Максимальне значення модулю $m_{\gamma,\lambda \max}$ може бути обмежено з точки зору очікуваного розв’язку та традиційних концепцій проектування елементів трансмісійних систем.

2) Числа зубців коліс повинні бути натуральними числами – N , а також з міркувань технології виготовлення обмежені верхнім та нижнім значенням. Такі вимоги можуть бути представлені у вигляді системи обмежень:

$$\begin{aligned} z_{\gamma,\lambda,k} &\in N; \\ z_{\gamma,\lambda,k \min} &\leq z_{\gamma,\lambda,k} \leq z_{\gamma,\lambda,k \max}. \end{aligned} \quad (2)$$

Для циліндричних коліс приймемо мінімальне число зубців $z_{\gamma,\lambda,k \min} = 13$, для якого відсутнє підірвання при орієнтовному середньому значенню кута нахилу $\beta \approx 24...28^\circ$. Для цього значення, за необхідності, просто підібрати коефіцієнт зміщення ви-

хідного контуру, що забезпечує відсутність підірвання. Максимальне число зубців для коробок передач приймається з точки зору очікуваного розв’язку та традиційних концепцій проектування елементів трансмісійних систем і дорівнює $z_{\gamma,\lambda,k \max} = 80$.

Для циліндричних коліс із внутрішніми зубцями $z_{\gamma,\lambda,k \min} = 40$ (при менших z різко підвищується ймовірність інтерференції у зачепленні), $z_{\gamma,\lambda,k \max} = 120$ [5];

Для конічних коліс $z_{\gamma,\lambda,k \min} = 12$, $z_{\gamma,\lambda,k \max} = 80$ [6].

3) Кути нахилу зубців зубчастих коліс повинні бути у межах від мінімального ($\beta_{\gamma,\lambda \min}$) до максимального ($\beta_{\gamma,\lambda \max}$) значень. Відповідно, обмеження можна записати у вигляді нерівності:

$$\beta_{\gamma,\lambda \min} \leq \beta_{\gamma,\lambda} \leq \beta_{\gamma,\lambda \max}. \quad (3)$$

Для циліндричних коліс традиційно при проектуванні зубчастих зачеплень приймають $\beta_{\gamma,\lambda \min} = 8^\circ$, але зважаючи на особливості задачі раціонального проектування та зсуву нижньої межі для можливого коригування параметрів, приймемо $\beta_{\gamma,\lambda \min} = 12^\circ$. Максимальне значення кута нахилу обирається з умови обмеження осьових навантажень на підшипники. Найчастіше при проектуванні елементів трансмісій приймають $\beta_{\gamma,\lambda \max} = 25^\circ$.

Для коліс з круговими зубцями традиційно мінімальне значення приймають $\beta_{n \gamma,\lambda \min} = 0^\circ$, а максимальне значення кута приймають $\beta_{n \gamma,\lambda \max} = 40^\circ$.

Далі надамо вторинні функціональні обмеження на змінні проектування. Такі обмеження зв’язують між собою останні, а також дають змогу врахувати конструктивні та технологічні вимоги до елементів трансмісії.

4) Передавальні відношення зубчастих пар трансмісії обмежуються мінімальними ($i_{\min}$) та максимальними ($i_{\max}$) значеннями. Таким чином враховуються вимоги габаритного співвідношення діаметрів коліс у зубчастій парі.

Вказане обмеження для циліндричних та конічних пар може бути представлено наступним чином:

$$|i_{\min}| \leq \frac{z_{\gamma,\lambda,2}}{z_{\gamma,\lambda,1}} \leq |i_{\max}|. \quad (4)$$

Для подальших розрахунків, зважаючи на загальні рекомендації при проектуванні трансмісій [7], приймемо $|i_{\min}| = 0,5$, $|i_{\max}| = 5$.

Для планетарних рядів вказане обмеження габаритного співвідношення діаметрів коліс може бути представлено через внутрішнє передавальне відношення p :

$$|p_{\min}| \leq |p| = \frac{z_e}{z_c} \leq |p_{\max}|. \quad (5)$$

Для подальших розрахунків, зважаючи на загальні рекомендації при проектуванні планетарних

рядів [7], приймемо: $|p_{\min}| = 2$, $|p_{\max}| = 5$.

5) На числа зубців коліс планетарних рядів накладається ряд обмежень, які обумовлені забезпечити їх існування [8, 9].

Обмеження умови співвідносності описує необхідність розміщення центральних коліс на одній осі для забезпечення зачеплення сателітів із ними та може бути представлено у наступному вигляді:

$$z_{\text{ст}} = 0,5(z_e - z_c) . \quad (6)$$

Умова складання (симетричного розміщення сателітів) полягає в реалізації можливості зібрати планетарний механізм, а саме, дати змогу рівномірно розташувати сателіти по колу (рівність кутів між сателітами) та одночасно забезпечити зачеплення всіх сателітів зі своїм центральним колесом. При невиконанні наступної умови складання планетарного механізму неможливе:

$$(z_c + z_e)/n_{\text{ст}} = C, \quad (7)$$

де C – ціле число;

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

Умова сусідства (гарантованого зазору між сателітами), передбачає розміщення на одному колі декількох сателітів таким чином, щоб у процесі роботи вершини зубців сусідніх сателітів не зачіпляли одна одну. Через числа зубців ця умова може бути представлена наступною нерівністю:

$$(z_c + z_{\text{ст}}) \sin \frac{\pi}{n_{\text{ст}}} > (z_{\text{ст}} + 2). \quad (8)$$

6) При врахуванні геометрії співвісних субелементів, для яких важливо зберігати рівність міжосьової відстані в межах елемента (у двовальних, тривальних коробках передач, співвісних редукторах тощо), в цілому для випадків, коли критерієм оптимальності є мінімальна міжосьова відстань, необхідно ввести обмеження, які б відображали конструктивне розташування зубчастих зачеплень. Для таких випадків міжосьові відстані субелементів повинні бути рівні між собою, тобто:

$$\begin{aligned} a_{\gamma,1} &= a_{\gamma,2} = \dots = a_{\gamma,s}; \\ 0,5 \cdot m_{\gamma,1} \cdot (z_{\gamma,1,1} + z_{\gamma,1,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_{\gamma,1})} &= \\ = 0,5 \cdot m_{\gamma,2} \cdot (z_{\gamma,2,1} + z_{\gamma,2,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_{\gamma,2})} &= \\ \dots = 0,5 \cdot m_{\gamma,\lambda} \cdot (z_{\gamma,\lambda,1} + z_{\gamma,\lambda,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_{\gamma,\lambda})} . \end{aligned} \quad (9)$$

Але значення міжосьових відстаней, при даній постановці задачі та запропонованому підході до розв'язання, визначаються через дискретні значення параметрів проектування. Цей фактор призводить до неможливості проходження умови рівності міжосьових відстаней та жорсткого відсіву потенційно якісних розв'язків, які наближені до виконання вказаної умови. Для нівелювання вказаного ефекту пропону-

ється ввести у дану умову певну похибку, яка дала би змогу перетворити умову рівності міжосьових відстаней у «м'яку». Але в такому випадку постає питання «базового значення», відносно якого можна було би проводити перевірку дотримання умови.

Можна запропонувати декілька варіантів. По-перше, можна порівнювати всі міжосьові відстані з якоюсь одною (наприклад, першою в порядку); по-друге, можливо порівнювати міжосьові відстані одну з одною послідовно. Але пропонується у якості базової прийняти середню міжосьову відстань ($a_{w,\gamma\text{сеп}}$), а також ввести фіксоване значення похибки у відсотках ($\Delta a_{w\gamma}$) для можливості реалізації відносного діапазону для перевірки. Дану умову можна представити у вигляді залежностей:

$$\begin{aligned} a_{w,\gamma\text{сеп}} &= \frac{\sum_{\mu=1}^s 0,5 \cdot m_{\gamma,\lambda} \cdot (z_{\gamma,\lambda,1} + z_{\gamma,\lambda,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_{\gamma,\lambda})}}{s}; \\ a_{w,\gamma\text{сеп}} \left(1 + \frac{\Delta a_{w\gamma}}{100} \right) &\geq \\ &\geq 0,5 \cdot m_{\gamma,\lambda} \cdot (z_{\gamma,\lambda,1} + z_{\gamma,\lambda,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_{\gamma,\lambda})}; \\ a_{w,\gamma\text{сеп}} \left(1 - \frac{\Delta a_{w\gamma}}{100} \right) &\leq \\ &\leq 0,5 \cdot m_{\gamma,\lambda} \cdot (z_{\gamma,\lambda,1} + z_{\gamma,\lambda,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_{\gamma,\lambda})}. \end{aligned} \quad (10)$$

7) Обмеження ширин зубчастих коліс.

Для циліндричних зубчастих коліс ця умова реалізовується обмеженням коефіцієнту ширини зубчастого колеса. Він повинен бути менше максимально допустимого значення, що може бути представлено у вигляді нерівності:

$$\psi_{bd\gamma,\lambda} \leq \psi_{bd\gamma,\lambda}^{\max} . \quad (11)$$

Традиційно для трансмісій у якості максимального значення коефіцієнта ширини зубчастого колеса приймають $\psi_{bd\gamma,\lambda}^{\max} = 0,5$.

Для конічних зубчастих передач можна напряму обмежити ширину зубчастого вінця:

$$b \leq b^{\max} . \quad (12)$$

Традиційно для трансмісій у якості максимального значення ширини зубчастого конічних колеса приймають $b^{\max} = 10 \cdot m_e$.

8) Обмеження на похибки передавальних відношень трансмісії (Δi_{mp}), що розраховуються за значеннями параметрів проектування (чисел зубців), відносно заданих при проектуванні. У зв'язку з тим, що для кожної передачі трансмісії є можливість розрахувати числа зубців одного зубчастого колеса в залежності від інших заданих чисел зубців та заданих передавальних відношень трансмісії (i_{mp}), то при обчисленні розрахункових передавальних відно-

шень ($i_{mp}^{розр}$) виникає похибка до двох-трьох відсотків (результат математичного округлення до цілого значення чисел зубців). У якості максимального значення похибки рекомендовано прийняти $\Delta i_{mp} = 5\%$.

Цю величину пропонується використати для можливого розширення діапазону перевірки. Залежності, що описують вказане обмеження для однієї передачі трансмісії, матимуть вигляд:

$$i_{mp}^{розр} \leq i_{mp} \left(1 + \frac{\Delta i_{mp}}{100} \right); i_{mp}^{розр} \geq i_{mp} \left(1 - \frac{\Delta i_{mp}}{100} \right). \quad (13)$$

9) У зв'язку з тим, що зубці циліндричних коліс повинні мати необхідну контактну витривалість та міцність при перевантаженнях, вводиться обмеження, яке відображає перевірочний розрахунок зубців на контактну витривалість. При порівнянні розрахункового ($\sigma_{H\mu}$) та допустимого ($\sigma_{HP\mu}$) контактних напружень, а також при порівнянні розрахункового ($\sigma_{H\max\mu}$) та допустимого ($\sigma_{HP\max\mu}$) контактних напружень при дії максимального навантаження повинні виконуватися наступні умови:

$$\begin{aligned} \sigma_{H\gamma,\lambda} &\leq \sigma_{HP\gamma,\lambda}; \\ \sigma_{H\max\gamma,\lambda} &\leq \sigma_{HP\max\gamma,\lambda}. \end{aligned} \quad (14)$$

Розрахунок на контактну витривалість проводиться за стандартною перевіркою методикою [10], але зі змінами та допущеннями [11], що дають змогу спростити розрахунки та компенсувати нестачу даних при проектуванні трансмісійних систем, а також легко провести програмну реалізацію даної послідовності. Також зазначимо, що дане обмеження надано для зубчастих зацеплень трансмісійних систем з певними видами хіміко-термічної обробки, а саме: азотування, нітроцементування та цементування.

Надамо основні етапи послідовності перевірки цього обмеження. З розрахунковими залежностями параметрів та коефіцієнтів, що не надані в наведений в цій роботі послідовності, можна ознайомитись у [9].

Визначається колова швидкість на ділільному циліндрі для зацеплення ($v_{\gamma,\lambda}$) в залежності від вхідної частоти обертання та відповідних параметрів проектування системи трансмісії:

$$v_{\gamma,\lambda} = \left(\frac{\pi \cdot n_{ex}}{30} \right) \left(\frac{m_{\gamma,\lambda} \cdot z_{\gamma,\lambda,1}}{\cos(\beta_{\gamma,\lambda})} \right) \frac{1}{2} \cdot f_{\gamma,\lambda}(z). \quad (15)$$

Базове число циклів навантажень (N_{Hlim}), що відповідають границі витривалості:

$$N_{Hlim\gamma,\lambda,k} = 30H_{HB\gamma,\lambda,k}^{2.4} \leq 120 \cdot 10^6. \quad (16)$$

Розраховується число циклів напружень ($N_{K\gamma,\lambda,k}$) у відповідності до заданого терміну роботи:

$$N_{K\mu,2} = 60n_{ex} \cdot f_{\gamma,\lambda,k}(z) \cdot (t_{\gamma,\lambda,k}). \quad (17)$$

Коефіцієнт довговічності (Z_N):

$$Z_{N\gamma,\lambda,k} = q_H \sqrt{\frac{N_{Hlim\gamma,\lambda,k}}{N_{K\gamma,\lambda,k}}}. \quad (18)$$

Показник ступені кривої контактної витривалості $q_H = 6$ при $N_{K\gamma,\lambda,k} \leq N_{Hlim\gamma,\lambda,k}$. При $N_{K\gamma,\lambda,k} > N_{Hlim\gamma,\lambda,k}$ враховуємо слабкий нахил правої ділянки кривої контактної витривалості, тобто $q_H = 20$.

Коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь зубців (Z_R) (традиційно для трансмісійних систем прийнято виконувати обробку зубців з параметром шорсткості $R_a = 2,5 \dots 1,25$ для усіх зацеплень): $Z_{R\gamma,\lambda,k} = 0.95$.

Коефіцієнт, що враховує окружну швидкість (Z_v) (при твердості поверхні зубців $H_{\gamma,\lambda,k} > 350HV$ для усіх зацеплень): $Z_{v\gamma,\lambda,k} = 0,95v_{\gamma,\lambda}^{0.05}$.

Коефіцієнт, що враховує вплив змащення (Z_L): $Z_{L\gamma,\lambda,k} = 1$.

Коефіцієнт, що враховує розмір зубчастих коліс (Z_X) (при $d \leq 700$ мм): $Z_{X\gamma,\lambda,k} = 1$.

Коефіцієнт запасу міцності (S_H) для коліс з поверхневим зміцненням активних поверхонь зубців: $S_{H\gamma,\lambda,k} = 1,2$.

Границя контактної витривалості (σ_{Hlim}) (для цементування та нітроцементування): $\sigma_{Hlim\gamma,\lambda,k} = 23HR_c$.

Допустимі напруження (σ_{HP}) визначають роздільно для шестерні та колеса за формулою:

$$\begin{aligned} \sigma_{HP\gamma,\lambda,k} &= \frac{\sigma_{Hlim\gamma,\lambda,k} \cdot Z_{N\gamma,\lambda,k}}{S_{H\gamma,\lambda,k}} \times \\ &\times Z_{R\gamma,\lambda,k} Z_{v\gamma,\lambda,k} Z_{L\gamma,\lambda,k} Z_{X\gamma,\lambda,k}. \end{aligned} \quad (19)$$

Напруження, яке зіставляють з розрахунковим, приймають:

$$\sigma_{HP\gamma,\lambda} = 0,45(\sigma_{HP\gamma,\lambda,1} + \sigma_{HP\gamma,\lambda,2}). \quad (20)$$

Ділільний кут зацеплення у торцевому перетині (α_γ):

$$\alpha_{t\gamma,\lambda} = \arctg \frac{\tg 20^\circ}{\cos \beta_{\gamma,\lambda}}. \quad (21)$$

Кут зацеплення початковий (α_{tw}) (при $x_1 + x_2 = 0$ для усіх зацеплень): $\text{inv } \alpha_{tw\gamma,\lambda} = \text{inv } \alpha_{t\gamma,\lambda}$.

Основний кут нахилу зубців (β_b):

$$\beta_{b\gamma,\lambda} = \arcsin(\sin \beta_{\gamma,\lambda} \cdot \cos 20^\circ). \quad (22)$$

Коефіцієнт, що враховує форму поверхонь зубців (Z_H), обчислюється за формулою:

$$Z_{H\gamma,\lambda} = \frac{1}{\cos \alpha_{t\gamma,\lambda}} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_{b\gamma,\lambda}}{\tg \alpha_{tw\gamma,\lambda}}}. \quad (23)$$

Коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс (Z_E), (для сталі при модулі пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа): $Z_{E\gamma,\lambda} = 190$.

Коефіцієнт перекриття (ε_α) будемо знаходити за залежністю (що справедлива для стандартного похідного контуру при сумарному коефіцієнті зміщення $x_\Sigma = 0$):

$$\varepsilon_{\alpha\gamma,\lambda} = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_{\gamma,\lambda,1}} + \frac{1}{z_{\gamma,\lambda,2}} \right) \cos \beta_{\gamma,\lambda}. \quad (24)$$

Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній (Z_e), для косозубцевих та шевронних передач обчислюється за формулою (при $\varepsilon_\beta \geq 1$ для усіх зачеплень):

$$Z_{e\gamma,\lambda} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha\gamma,\lambda}}}. \quad (25)$$

Коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження по ширині вінця ($K_{H\beta}$), рекомендовано прийняти на початковому етапі рівним деякому середньому значенню: $K_{H\beta\gamma,\lambda} = 1,1$.

Коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження між зубцями ($K_{H\alpha}$), для косозубцевих та шевронних передач на першому етапі розраховується за рекомендованою у [12] формулою, що дає досить якісний результат:

$$K_{H\alpha\gamma,\lambda} = 1 + 0,0025 \cdot (0,17 \cdot \text{см.точ.}_{\gamma,\lambda})^4 \cdot v_{\gamma,\lambda} + 0,02 \cdot (\text{см.точ.}_{\gamma,\lambda} - 6)^{1,35}. \quad (26)$$

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження (K_{Hv}), яке виникає у зачепленні, на першому етапі обчислюється за рекомендованою у [10] приблизною формулою:

$$K_{Hv\gamma,\lambda} = 1 + 2400 \cdot \sigma_{HP\gamma,\lambda}^{-\frac{7}{3}} \cdot \left(\frac{i_{\gamma,\lambda} + 1}{i_{\gamma,\lambda}} \right)^{\frac{5}{3}} \times \\ \times (\text{см.точ.}_{\gamma,\lambda} - 2) \cdot 0,4 \cdot n_{\gamma,\lambda,1}. \quad (27)$$

Робоча ширина вінця (b_w) зубчастої передачі розраховується за наступною формулою на основі проектувального розрахунку (але з урахуванням того, що для усіх зачеплень нами прийнято обмеження $\psi_{bd} \leq 0,5$):

$$b_{w\gamma,\lambda} = (Z_{H\gamma,\lambda} \cdot Z_{E\gamma,\lambda} \cdot Z_{e\gamma,\lambda})^2 \times \\ \times \frac{2000 T_{1H\gamma,\lambda} \cdot K_{H\alpha\gamma,\lambda} \cdot K_{H\beta\gamma,\lambda} \cdot K_{Hv\gamma,\lambda}}{\sigma_{HP\gamma,\lambda}^2 \cdot d_{w\gamma,\lambda,1}^2} \times \\ \times \frac{i_{\gamma,\lambda} + 1}{i_{\gamma,\lambda}}. \quad (28)$$

Після знаходження $b_{w\gamma,\lambda}$ для усіх зачеплень розрахуємо уточнене значення коефіцієнта, що враховує сумарну довжину контактних ліній, поперере-

дньо знайшовши коефіцієнт осьового перекриття:

$$\varepsilon_{\beta\gamma,\lambda} = \frac{b_{w\gamma,\lambda} \sin \beta_{\gamma,\lambda}}{\pi \cdot m_{\gamma,\lambda}}. \quad (29)$$

Тоді:

$$Z_{e\gamma,\lambda} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha\gamma,\lambda}}}, \text{ при } \varepsilon_{\beta\gamma,\lambda} \geq 1; \\ Z_{e\gamma,\lambda} = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_{\alpha\gamma,\lambda})(1 - \varepsilon_{\beta\gamma,\lambda})}{3} + \frac{\varepsilon_{\beta\gamma,\lambda}}{\varepsilon_{\alpha\gamma,\lambda}}}, \text{ при } \varepsilon_{\beta\gamma,\lambda} < 1; \quad (30) \\ Z_{e\gamma,\lambda} = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_{\alpha\gamma,\lambda})}{3}}, \text{ при } \varepsilon_{\beta\gamma,\lambda} = 0.$$

Коефіцієнт, що враховує припращування зубців:

$$K_{Hw\gamma,\lambda} = 1 - \frac{20}{(0,01 H_{Hv\gamma,\lambda} + 2)^2 (v_{\gamma,\lambda} + 4)^{0,25}}. \quad (31)$$

Із появою у розрахунку ширини вінця $b_{w\gamma,\lambda}$ маємо можливість перерахувати деякі коефіцієнти, а саме ті, що раніше приймалися як константи чи обчислювались за орієнтовними формулами. Цей процес ітерується до знаходження потрібної точності розрахунків.

Перерахуємо на даному етапі коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження по ширині вінця, з врахуванням $b_{w\gamma,\lambda}$:

$$K_{H\beta\gamma,\lambda} = 1 + (K_{H\beta\gamma,\lambda}^0 - 1) K_{Hw\gamma,\lambda}. \quad (32)$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині контактних ліній у початковий період роботи передачі:

$$K_{H\beta\gamma,\lambda}^0 = 1 + \\ + \frac{0,4 b_{w\gamma,\lambda} \cdot f_{ky\gamma,\lambda}^0 \cdot c_1' \cdot d_{\gamma,\lambda,1} \cdot \cos \alpha_{t\gamma,\lambda}}{2000 T_{1H\gamma,\lambda} \cdot K_{Hv\gamma,\lambda} \cdot Z_{e\gamma,\lambda}^2} + \\ + K_{k\mu} \left(\frac{b_{w\gamma,\lambda}}{d_{\gamma,\lambda,1}} \right)^2. \quad (33)$$

Для представленої вище формули розглянемо ряд параметрів.

Фактичне відхилення положення контактних ліній у початковий період роботи передачі:

$$f_{ky\gamma,\lambda}^0 = f_{kE\gamma,\lambda} + f_{kZ\gamma,\lambda}. \quad (34)$$

Відхилення положення контактних ліній внаслідок похибок виготовлення:

$$f_{kZ\gamma,\lambda} = a_{\beta\gamma,\lambda} \cdot F_{\beta\gamma,\lambda}; \quad (35)$$

де $a_{\beta\gamma,\lambda}$ – коефіцієнт, що враховує статистичне розподілення похибок та критерії допустимого по-

шкодження активних поверхонь зубців, $a_{\beta\gamma,\lambda} = 0,5$;

$F_{\beta\gamma,\lambda}$ – допуск на напрям зубця.

Коефіцієнт $K_{k\gamma,\lambda} = 0,14$ приймаємо для усіх передач.

Еквівалентні числа зубців (z_v):

$$z_{v\gamma,\lambda,k} = \frac{z_{\gamma,\lambda,k}}{\cos^3 \beta_{\gamma,\lambda}}. \quad (36)$$

Питома нормальна жорсткість пари зубців (при $x_1 + x_2 = 0$ для усіх зачеплень):

$$\frac{1}{c'_{\gamma,\lambda}} = 0,5139 + \frac{0,1425}{z_{v\gamma,\lambda,1}} + \frac{0,1860}{z_{v\gamma,\lambda,2}}. \quad (37)$$

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає у зачепленні ($K_{Hv\gamma,\lambda}$), розраховується за формулою:

$$K_{Hv\gamma,\lambda} = 1 + \frac{\delta_{H\gamma,\lambda} \cdot g_{0\gamma,\lambda} \cdot v_{\gamma,\lambda} \cdot \sqrt{\frac{a_{w\gamma,\lambda}}{i_{\gamma,\lambda}}} \cdot b_{w\gamma,\lambda} \cdot d_{w1\gamma,\lambda}}{2000T_{H1\gamma,\lambda}}. \quad (38)$$

Коефіцієнт, що враховує вплив виду зубчастої передачі та модифікації профілю головок зубців, $\delta_{H\gamma,\lambda}$, при $H_{\gamma,\lambda,1}, H_{\gamma,\lambda,2} > 350H_V$ $\delta_{H\gamma,\lambda} = 0,04$.

Коефіцієнт, що враховує вплив різниці кроків зачеплення зубців шестерні та колеса, g_{0m} , обирається за таблицею [10] в залежності від модуля та ступеня точності.

Коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження між зубцями, ($K_{H\alpha\gamma,\lambda}$) для косозубцевих та шевронних передач розраховується за формулою:

$$K_{H\alpha\gamma,\lambda} = \frac{\varepsilon_{\gamma\gamma,\lambda}}{2} [0,9 + 0,4 \frac{c_{\gamma\gamma,\lambda} \cdot b_{w\gamma,\lambda} (a_{\alpha\gamma,\lambda} \cdot f_{pbe\gamma,\lambda} - y_{\alpha\gamma,\lambda}) d_{1\gamma,\lambda}}{2000T_{1H\gamma,\lambda} \cdot K_{Hv\gamma,\lambda} \cdot K_{H\beta\gamma,\lambda}}]; \quad (39)$$

де $\varepsilon_{\gamma\gamma,\lambda}$ – сумарний коефіцієнт перекриття,

$$\varepsilon_{\gamma\gamma,\lambda} = \varepsilon_{\alpha\gamma,\lambda} + \varepsilon_{\beta\gamma,\lambda};$$

$c_{\gamma\gamma,\lambda}$ – середня питома торцева жорсткість зубців, що дорівнює:

$$c_{\gamma\gamma,\lambda} = c'_{\gamma,\lambda} (0,75\varepsilon_{\alpha\gamma,\lambda} + 0,25); \quad (40)$$

$a_{\alpha\gamma,\lambda}$ – коефіцієнт, що враховує статистичне розподілення похибок та критерії допустимого пошкодження активних поверхонь зубців, $a_{\alpha} = 0,3$;

$f_{pbe\gamma,\lambda}$ – відхилення кроку зачеплення,

$$f_{pbe\gamma,\lambda} = \sqrt{f_{pb1\gamma,\lambda}^2 + f_{pb2\gamma,\lambda}^2};$$

$y_{\alpha\gamma,\lambda}$ – зменшення похибки кроку зачеплення

при приробітці.

Таке послідовне наближення до більш якісного результату обчислення коефіцієнтів можливо проводити декілька разів, зважаючи на потрібну точність обчислень. Але у випадку розв'язання задачі, що є темою цієї роботи, достатньо двох кроків, бо похибка знижується до допустимого значення.

Таким чином, умова (14) набуває вигляду:

$$Z_{H\gamma,\lambda} \cdot Z_{E\gamma,\lambda} \cdot Z_{E\gamma,\lambda} \times \sqrt{\frac{2000T_{1H\gamma,\lambda} \cdot K_{H\alpha\gamma,\lambda} \cdot K_{H\beta\gamma,\lambda} \cdot K_{Hv\gamma,\lambda} \cdot i_{\gamma,\lambda} + 1}{b_{w\gamma,\lambda} \cdot d_{w1\gamma,\lambda}^2}} \cdot \frac{i_{\gamma,\lambda} + 1}{i_{\gamma,\lambda}} \leq; \quad (41)$$

$$\leq \sigma_{HP1}.$$

При дії максимального навантаження $T_{1\max}$, найбільшого за заданий ресурс роботи привода, контактне напруження

$$\sigma_{H\max\gamma,\lambda} = \sigma_{H\gamma,\lambda} \sqrt{\frac{T_{1\max\gamma,\lambda} K_{H\max\gamma,\lambda}}{T_{H\gamma,\lambda} K_{H\gamma,\lambda}}} \quad (42)$$

не повинно перевищувати допустимого напруження $\sigma_{HP\max}$ (для цементованих коліс $\sigma_{HP\max} = 44H_{HRC_s}$, для азотованих коліс $\sigma_{HP\max} = 3H_V$).

10) У зв'язку з тим, що зубці циліндричних коліс повинні мати необхідну згинну витривалість та міцність при перевантаженнях, вводиться обмеження, яке буде відображати перевірочний розрахунок зубців на міцність при згині. Розрахунком визначають напруження у небезпечному перетині на перехідній поверхні зубця для кожного зубчастого колеса у зачепленні. При співставленні розрахункового ($\sigma_{F\gamma,\lambda,k}$) та допустимого ($\sigma_{FP\gamma,\lambda,k}$) напружень згину (а також при співставленні розрахункового ($\sigma_{F\max\gamma,\lambda}$) та допустимого ($\sigma_{FP\max\gamma,\lambda}$) напружень згину при дії максимального навантаження повинні виконуватися наступні умови:

$$\sigma_{F\gamma,\lambda,k} \leq \sigma_{FP\gamma,\lambda,k}; \quad (43)$$

$$\sigma_{F\max\gamma,\lambda} \leq \sigma_{FP\max\gamma,\lambda}.$$

Розрахунок на згинну міцність також проводиться за стандартною методикою, але з деякими відмінностями. Розглянемо запропоновану загальну послідовність перевірки цього обмеження.

Коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження, $K_{A\gamma,\lambda,k} = 1$.

Коефіцієнт, що враховує вплив виду зубчастої передачі та модифікації профілю головок зубців, $\delta_{F\gamma,\lambda,k} = 0,06$.

Коефіцієнт, що враховує вплив різниці кроків зачеплення зубців шестерні та колеса, $g_{0\gamma,\lambda,k}$, обирається за таблицею [9] в залежності від значення модуля та ступеня точності.

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження (K_{Fv}), яке виникає у зачепленні до зони резонансу:

$$K_{Fv\gamma,\lambda,k} = 1 + \frac{\delta_{F\gamma,\lambda,k} \cdot g_{0\gamma,\lambda,k} \cdot v_{\gamma,\lambda,k} \sqrt{\frac{a_{w\gamma,\lambda}}{i_{\gamma,\lambda}}} \cdot b_{w\gamma,\lambda} \cdot d_{1\gamma,\lambda}}{2000T_{1F\gamma,\lambda} \cdot K_{A\gamma,\lambda}} \quad (44)$$

Коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження по ширині вінця ($K_{F\beta\gamma,\lambda,k}$), обчислюється за формулою:

$$K_{F\beta\gamma,\lambda,k} = (K_{H\beta\gamma,\lambda}^0)^{N_{F\gamma,\lambda}}; \quad h_{\gamma,\lambda} = 2m_{\gamma,\lambda}; \quad N_{F\gamma,\lambda,k} = \frac{(b_{\gamma,\lambda}/h_{\gamma,\lambda})^2}{(b_{\gamma,\lambda}/h_{\gamma,\lambda})^2 + b_{\gamma,\lambda}/h_{\gamma,\lambda} + 1} \quad (45)$$

Коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження між зубцями ($K_{F\alpha\gamma,\lambda,k}$), для косозубцевих та шевронних передач обчислюється за формулою:

$$K_{F\alpha\gamma,\lambda,k} = \frac{\varepsilon_{\gamma\gamma,\lambda,k}}{2} [0,9 + 0,4 \frac{c_{\gamma\gamma,\lambda,k} \cdot b_{w\gamma,\lambda,k} \times}{2000T_{1F\gamma,\lambda} \cdot K_{Fv\gamma,\lambda,k} \cdot K_{F\beta\gamma,\lambda,k}} \times (a_{\alpha\gamma,\lambda,k} \cdot f_{pbe\gamma,\lambda,k} - y_{\alpha\gamma,\lambda,k}) d_{1\gamma,\lambda}] \quad (46)$$

Коефіцієнт, що враховує форму зубця та концентрацію напруження (Y_{FS}) (при $x_{\Sigma} = 0$ для усіх зачеплень):

$$Y_{FS\gamma,\lambda,k} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v\gamma,\lambda,k}} - 29,7 \frac{x}{z_{v\gamma,\lambda,k}} + 0,092x^2 \quad (47)$$

Коефіцієнт, що враховує нахил зубця (Y_{β}):

$$Y_{\beta\gamma,\lambda,k} = 1 - \varepsilon_{\beta\gamma,\lambda,k} \frac{\beta}{120} \geq 0,7 \quad (48)$$

Коефіцієнт, що враховує перекриття зубців (Y_{ε}):

$$Y_{\varepsilon\gamma,\lambda,k} = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_{\alpha\gamma,\lambda,k}} \text{ при } \varepsilon_{\beta\gamma,\lambda,k} < 1; \quad Y_{\varepsilon\gamma,\lambda,k} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha\gamma,\lambda,k}} \text{ при } \varepsilon_{\beta\gamma,\lambda,k} \geq 1 \quad (49)$$

Розрахункове напруження при згині (σ_F) визначають за формулою:

$$\sigma_{F\gamma,\lambda,k} = \frac{2000T_{1F\gamma,\lambda}}{d_{1\gamma,\lambda} \cdot b_{\gamma,\lambda} \cdot m_{\gamma,\lambda}} K_{A\gamma,\lambda,k} K_{Fv\gamma,\lambda,k} \times K_{F\beta\gamma,\lambda,k} K_{F\alpha\gamma,\lambda,k} Y_{FS\gamma,\lambda,k} Y_{\beta\gamma,\lambda,k} Y_{\varepsilon\gamma,\lambda,k} \quad (50)$$

Коефіцієнт запасу міцності (S_F) обирається в

залежності від способу термічної та хімікотермічної обробки та культури термічного виробництва; традиційно для масового виробництва автомобільних зубчастих коліс прийнято $S_{F\gamma,\lambda,k} = 1,65$.

Базове число циклів зміни напружень $N_{Flim\gamma,\lambda,k} = 4 \cdot 10^6$.

Коефіцієнт довговічності (Y_N):

$$Y_{N\gamma,\lambda} = q_F \sqrt{\frac{N_{Flim\gamma,\lambda}}{N_{K\gamma,\lambda}}} \quad (51)$$

Показник ступеня кривої згинної витривалості для нашого випадку $q_F = 9$ (цементовані, нітроцементовані чи азотовані зубчасті колеса з нешліфованою перехідною кривою).

Коефіцієнт, що враховує градієнт напружень та чутливість матеріалу до концентрацій напружень (Y_{δ}):

$$Y_{\delta\gamma,\lambda,k} = 1,082 - 0,172 \lg m_{\gamma,\lambda} \quad (52)$$

Коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зубця (Y_R): $Y_{R\gamma,\lambda,k} = 1$.

Коефіцієнт, що враховує розмір зубчастого колеса (Y_X):

$$Y_{X\gamma,\lambda,k} = 1,05 - 0,000125d_{\gamma,\lambda,k} \quad (53)$$

Межа витривалості зубців при згині (σ_{Flimb}^0) обирається проєктувальником самостійно за довідниковими даними, в залежності від способу термічної та хіміко-термічної обробки.

Допустимі напруження (σ_{FP}) визначають за формулою:

$$\sigma_{FP\gamma,\lambda,k} = \frac{\sigma_{Flimb\gamma,\lambda,k}^0}{S_{F\gamma,\lambda,k}} Y_{N\gamma,\lambda,k} \times Y_{\delta\gamma,\lambda,k} Y_{R\gamma,\lambda,k} Y_{X\gamma,\lambda,k} \quad (54)$$

Таким чином, умова (43) набуває вигляду:

$$\sigma_{F\gamma,\lambda,k} \leq \sigma_{FP\gamma,\lambda,k} \quad (55)$$

При дії максимального навантаження $T_{1\max}$ згинне напруження

$$\sigma_{F\max\gamma,\lambda} = \sigma_{F\gamma,\lambda} \frac{K_{AS\mu}}{K_{A\mu}} \quad (56)$$

не повинно перевищувати допустимого напруження:

$$\sigma_{FP\max\gamma,\lambda} = \frac{\sigma_{Flimb\gamma,\lambda}^0}{Y_{z\gamma,\lambda} S_{y\gamma,\lambda}} Y_{N\max\gamma,\lambda} K_{St\gamma,\lambda} \quad (57)$$

де $Y_{N\max} K_{St} = 3$ при $q_F = 9$.

Трансмісійні системи зазвичай містять конічні зубчасті передачі та планетарні ряди, які мають певні специфіки до їхніх розрахунків. Далі розглянемо вказані категорії.

Розрахунок конічних зубчастих передач на контактну і згинну витривалість та міцність.

Розрахунок конічних передач на витривалість та міцність не є стандартизованим. Будемо виконувати його на основі методики, яка викладена у роботах [2, 5, 6].

Контактні напруження при розрахунку на витривалість:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{W_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{wml} \cdot u}} \leq \sigma_{HP}, \quad (58)$$

де W_{Ht} – розрахункова питома окружна сила при розрахунку на контактну витривалість,

$$W_{Ht} = \frac{2T_{1H}}{d_{wml} b_w} K_A K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}; \quad (59)$$

d_{wml} – середній початковий діаметр шестерні.

Згинні напруження при розрахунку на витривалість:

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= Y_{FS1} Y_\beta \frac{W_{Ft}}{0,85 m_n} \leq \sigma_{FP1}; \\ \sigma_{F2} &= \sigma_{F1} \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}} \leq \sigma_{FP2}, \end{aligned} \quad (60)$$

де m_n – середній нормальний модуль;

W_{Ft} – розрахункова питома окружна сила при розрахунку на витривалість при згині,

$$W_{Ft} = \frac{2T_{1F}}{d_{wml} b_w} K_A K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}. \quad (61)$$

На етапі перевірки обмежень невідомі усі геометричні параметри зубчастих коліс, насамперед невідома робоча ширина зубчастого вінця b_w . Для її визначення будемо використовувати формулу проєктувального розрахунку на контактну витривалість у наступному вигляді:

$$d_{wml} = K_{dm} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1H} K_{H\beta}}{\psi_m u \sigma_{HP}^2}}, \quad (62)$$

де K_{dm} – допоміжний коефіцієнт;

ψ_m – коефіцієнт ширини зубчастого вінця, $\psi_m = b_w / R_m \approx 0,3 \dots 0,35$;

R_m – середня конусна відстань конічного колеса.

Контактні та згинні напруження при дії максимального навантаження розраховуються за залежностями, подібними до циліндричних передач.

Особливості розрахунку планетарних рядів на контактну і згинну витривалість.

Розрахунок на міцність планетарного ряду виконується з урахуванням наступних особливостей [5, 6]:

Передавальне число u та дільний діаметр шестерні d_1 дорівнюють:

– при внутрішньому передавальному числі $|p_{\text{ПР}}| = z_3 / z_c \geq 3$ шестернею буде сонце, тоді

$$u = z_{\text{CT}} / z_c, \quad d_1 = d_c; \quad (63)$$

– при внутрішньому передавальному числі $|p_{\text{ПР}}| < 3$ шестернею буде сателіт, тоді

$$u = z_c / z_{\text{CT}}, \quad d_1 = d_{\text{CT}}. \quad (64)$$

В якості розрахункового моменту T_1 приймають:

– обертальний момент на сонячній шестерні T_c при внутрішньому передатному числі $|p_{\text{ПР}}| = z_c / z_c \geq 3$;
– обертальний момент на сателіті $T_{\text{CT}} = T_c / u$, якщо $|p_{\text{ПР}}| < 3$.

Навантаження розподіляється на декілька потоків за числом сателітів, при цьому необхідно врахувати коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження ψ , що передається через сателіти. Тоді розрахунковий обертальний момент:

$$T_{\text{ПР}} = \frac{T_1 \cdot \psi}{n_{\text{CT}}}, \quad (65)$$

де n_{CT} – число сателітів.

Кількість циклів зміни напружень $n_{\text{ц1}}$ обчислюються з урахуванням відносної швидкості обертання сателітів:

– при $|p_{\text{ПР}}| \geq 3$

$$\begin{aligned} n_{\text{ц1}} &= 60(n_c - n_b) \cdot n_{\text{CT}} \cdot t_L, \\ n_{\text{ц2}} &= \frac{n_{\text{ц1}}}{u \cdot n_{\text{CT}}}; \end{aligned} \quad (66)$$

– при $|p_{\text{ПР}}| < 3$

$$\begin{aligned} n_{\text{ц1}} &= \frac{n_{\text{ц2}} \cdot u}{n_{\text{CT}}}, \\ n_{\text{ц2}} &= 60(n_c - n_b) \cdot n_{\text{CT}} \cdot t_L, \end{aligned} \quad (67)$$

де n_c, n_b – частоти обертання сонячної шестерні та водила.

Висновки:

1. Доведено актуальність задачі формування пулу обмежень при раціональному проєктуванні трансмісій військових колісних машин. Було визначено роль структурно-логічної моделі трансмісії як основи для формалізації атрибутів задачі. Це дало змогу структурувати процес проєктування, враховуючи особливості кожного логічного елемента системи, що забезпечило повноту і точність постановки задачі проєктування.

2. Були акцентовані переваги запропонованого підходу до декомпозиції трансмісійної системи на логічні елементи з подальшим формуванням для кожного числових та функціональних обмежень. Також було подано класифікацію таких обмежень.

Це дало змогу деталізувати та індивідуалізувати вимоги до елементів без втрати цілісності та формалізувати процес побудови системи обмежень на всіх рівнях – від компонентів до системи в цілому. Завдяки цьому стало можливим цілісно враховувати конструктивні, технологічні та кінематичні вимоги у моделі раціонального проєктування.

3. Представлені конкретні числові обмеження на параметри проєктування: модуль зацеплення, кількість зубців, кути нахилу, передавальні числа тощо. Окремо розглянуто умови перевірки на співвісність, збірку та сусідство у планетарних передачах. Описані послідовності розрахунків обмежень на контактну та згинну витривалість зубчастих коліс за модифікованими послідовностями. Надано стратегії формування обмежень для різних типів передач, включаючи також конічні та планетарні ряди. Надано детальні етапи та залежності для перевірки вказаних умов.

Це дало змогу сформувати набір реалістичних вимог до параметрів проєктування та забезпечити проєктувальника «інструментами» для побудови раціональних конфігурацій трансмісій.

4. Було введено низку «м'яких» обмежень рівності, що враховують конструктивні похибки під час розрахунків міжосьових відстаней та передавальних відношень. Замість абсолютної рівності вводиться перевірка наближення до середнього значення в межах допустимого діапазону.

Це дало змогу уникнути штучного відсіву технічно прийнятних розв'язків задачі.

5. Таким чином, доведена перспективність запропонованого пулу обмежень для використання у якості універсального атрибуту моделі раціонального проєктування трансмісій сучасних військових колісних машин, що у перспективі дає змогу підвищити якість та ефективність такої розробки.

Список літератури

- Бондаренко О. В., Устиненко О. В., Протасов Р. В., Ключков І. С., Андриєнко С. В. Узагальнена декомпозиція трансмісій військових колісних машин для визначення ймовірності безвідмовної роботи. *Вісник Національного Політехнічного Інституту «Харківський Політехнічний Інститут»: тематичний випуск «Машинознавство та САПР»*. Харків, НТУ «ХПІ». 2025. № 1. С. 16–27.
- Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Joachim Ryborz. *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. Springer, 2010. 741 p.
- Шкарівський Г. В. *Трансмісії мобільних машин*. Київ, ФОП Ямчинський О. В., 2021. 438 с.
- Maude Josée Blondin. *Controller Tuning Optimization Methods for Multi-Constraints and Nonlinear Systems: A Metaheuristic Approach*. Springer, 2021. 112 p.
- Кірієнко О. А. *Теорія механізмів і машин. Синтез і аналіз механізму приводу. Навчальний посібник з кредитного модуля*. Київ: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2022. 88 с.
- Загребельний В. М. *Конструювання, розрахунок геометрії та технологія виробництва зубчастих конічних коліс центральних передач тракторів: Навчальний посібник*. Харків, НТУ «ХПІ», 2001. 380 с.
- Stephen P. Radzevich. *Advances in Gear Design and Manufacture*. CRC Press, 2019. 569 p.
- Архангельський Г. В., М. С. Воробйов, В. С. Гапонов та ін. *Де-талі машин. Розрахунок та конструювання: підручник*. Київ, Талком, 2014. 684 с.
- Волонцевич Д. О., С. О. Веретенников, В. О. Карпов, Д. Г. Сівих, О. В. Устиненко *Синтез планетарних передач [Електронний ресурс]: підручник у 2-х томах. Т. 1. Основи аналізу та параметричного синтезу планетарних передач*. Харків: НТУ «ХПІ», 2024. 195 с.
- ГОСТ 21354-87: *Передачі зубчаті циліндричні евольвентні зовнішнього зацеплення. Розрахунок на міцність*. Чинний від 01.01.89. М., 1988. 129 с.
- Бондаренко О. В., Устиненко О. В., Протасов Р. В. *Оптимізація співвісних ступінчастих приводів машин за масогабаритними характеристиками на прикладі тривальних коробок передач [Електронний ресурс]: монографія*. Харків: НТУ «ХПІ», 2024. 124 с.
- Кудрявцев В. М. *Курсове проєктування деталей машин / Кудрявцев В. М., Державець Ю. А., Ареф'єв І. І.* За редакцією В. М. Кудрявцева. Л.: Машинобудування, 1984. 400 с.

References (transliterated)

- Bondarenko O. V., Ustynenko O. V., Protasov R. V., Klochkov I. Ye., Andriienko S. V. *Uzahal'nena dekompozitsiia transmissii viiskovykh kolisnykh mashyn dlia vyznachennia imovirnosti bezvidmovnoi roboty [Generalized decomposition of military wheeled vehicle transmissions for assessing reliability]*. *Visnyk Natsional'noho Politekhnicnoho Instytutu "Kharkivskiy Politekhnicnyi Instytut": tematychnyi vypusk "Mashynoznavstvo ta SAPR"* [Bulletin of the National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute": Thematic Issue "Machine Science and CAD"]. Kharkiv, NTU "KhPI", 2025, No. 1, pp. 16–27.
- Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J. *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. Springer, 2010. 741 p.
- Shkarivskiy H. V. *Transmissii mobil'nykh mashyn* [Transmissions of mobile machines]. Kyiv, FOP Yamchynskiy O. V., 2021. 438 p.
- Blondin M. J. *Controller Tuning Optimization Methods for Multi-Constraints and Nonlinear Systems: A Metaheuristic Approach*. Springer, 2021. 112 p.
- Kiriienko O. A. *Teoriia mekhanizmu i mashyn. Syntez i analiz mekhanizmu pryvoda* [Theory of mechanisms and machines. Synthesis and analysis of drive mechanisms]. *Navchal'nyi posibnyk z kredytnoho modulia* [Training manual for the module]. Kyiv: NTUU "KPI im. Ihoria Sikorskoho", 2022. 88 p.
- Zahrebel'nyi V. N. *Konstruiuvannia, rozrakhunok heometrii ta tekhnolohiia vyrobnytstva zubchastykh konichnykh kolis tsentral'nykh peredach traktoriv* [Design, geometry calculation and production technology of bevel gears for tractor final drives]. *Navchal'nyi posibnyk* [Textbook]. Kharkiv, NTU "KhPI", 2001. 380 p.
- Radzevich S. P. *Advances in Gear Design and Manufacture*. CRC Press, 2019. 569 p.
- Arkhanhels'kyi H. V., Vorobiov M. S., Haponov V. S. ta in. *Detali mashyn. Rozrakhunok ta konstruiuvannia* [Machine parts. Calculation and design]. Pidruchnyk [Textbook]. Kyiv, Talkom, 2014. 684 p.
- Volontsevykh D. O., Veretennikov Ye. O., Karpov V. O., Siviyh D. H., Ustynenko O. V. *Syntez planetarnykh peredach: pidruchnyk u 2-kh tomakh. T. 1. Osnovy analizu ta parametrychnoho syntezu planetarnykh peredach* [Synthesis of planetary gears Textbook in 2 volumes. Vol. 1. Fundamentals of analysis and parametric synthesis of planetary gears]. Kharkiv: NTU "KhPI", 2024. 195 p.
- ГОСТ 21354-87: *Peredachi zubchasti tsylindrychni evol'ventni zovnishnoho zatseplennia. Rozrakhunok na mitsnist'* [Cylindrical involute external gear drives. Strength calculation]. Effective from 01.01.1989. М., 1988. 129 p.
- Bondarenko O. V., Ustynenko O. V., Protasov R. V. *Optimizatsiia spivisnykh stupinchastykh pryvodiv mashyn za masohabarytnymi kharakterystykamy na prykladi tryvalnykh korobok peredach* [Optimization of coaxial stepped drives of machines by weight-size characteristics on the example of long-life gearboxes]: monohrafiia [Monograph]. Kharkiv: NTU "KhPI", 2024. 124 p.
- Kudriavtsev V. M. *Kursove proiektuvannia detalei mashyn* [Course design of machine parts] / Kudriavtsev V. M., Derzhavets Yu. A., Aref'iev I. I.; ed. by V. M. Kudriavtsev. L.: Mashynobuduvannia, 1984. 400 p.

Надійшла (received) 13.06.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Бондаренко Олексій Вікторович / Bondarenko Oleksiy – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», докторант кафедри теорії і систем авто-

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

Клочков Ілля Євгенович / Klochkov Illia – магістр (M.Sc.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», молодший науковий співробітник кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-01; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4923-2833>; e-mail: s008@tmm-sapr.org

Протасов Роман Васильович / Protasov Roman – PhD in Eng. S., Словацький технічний університет в Братиславі, старший викладач кафедри автомобільної інженерії та конструювання; м. Братислава, Словаччина; тел.: +421-949-352-655; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1611-0610>; e-mail: roman.protasov@stuba.sk

Кириченко Ірина Олексіївна / Kyrychenko Iryna – доктор технічних наук (Dr. in Eng. S.), Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, професор кафедри логістичного управління та безпеки руху на транспорті; м. Київ, Україна; тел.: (095) 461-97-67; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3971-4871>; e-mail: i_kir@ukr.net

Зарубіна Алла Олександрівна / Zarubina Alla – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (067) 579-39-17; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3334-792x>; e-mail: zaralla8@gmail.com