

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Андрієнко Сергій Володимирович – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, викладач кафедри інженерної та комп'ютерної графіки; тел.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

Андрієнко Сергей Владимирович – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, преподаватель кафедры инженерной и компьютерной графики; тел.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

Andrienko Sergej Vladimirovich – Kharkov National Automobile and Highway University, Lecturer at the Department of engineering and computer graphics; tel.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

Устиненко Олександр Віталійович – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

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

Ustinenko Aleksandr Vital'evich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, SRF, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

УДК 62-23+519.863

О. В. БОНДАРЕНКО, О. В. УСТИНЕНКО**РАЦИОНАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАСТЫХ ЦИЛИНДРИЧНЫХ ДВОСТУПЕНЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ МЕТОДОМ ПСЕВДОВИПАДКОВОГО ПОИСКА ПРИ ДЕКОЛЬКОХ КРИТЕРИЯХ**

Стаття присвячена задачі раціонального проектування широко розповсюджених зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів при декількох критеріях. Розглядаються питання пошуку оптимально-раціональних геометричних параметрів, які задовольняють декільком критеріям якості. Усі складності компоновки та взаємозв'язок параметрів унеможливають їх вибір без використання підходів математичної оптимізації. Використання відомого псевдо-випадкового методу *ЛПт*-пошуку з авторською модифікацією дало змогу уникнути проблем пов'язаних з дискретністю та кількістю параметрів. Для розв'язання вказаної задачі було сформувано постановку задачі та вказані параметри проектування з обмеженнями, записані критерії та запропоновано підхід переходу від багатокритеріальної до однокритеріальної задачі. Підхід базується на аналізі пробних точок, що отримані при використанні *ЛПт*-пошуку, та подальшій обробці отриманої інформації. Запропоновано підхід переходу від багатьох критеріїв до одного за допомогою введення проектувальником шкали важливості та призначення важливості кожного з критеріїв, і знаходження для кожної пробної точки відносного зміщення бажаного розв'язання, що й пропонується використовувати у якості об'єднуючого критерію.

Ключові слова: проектування, редуктор, критерії, цільова функція, раціональні параметри, алгоритм, *ЛПт*-пошук, напруженість.

Статья посвящена задаче рационального проектирования широко распространенных зубчатых цилиндрических двухступенчатых редукторов при нескольких критериях. Рассматриваются вопросы поиска оптимально-рациональных геометрических параметров, которые удовлетворяют нескольким критериям качества. Все сложности компоновки и взаимосвязь параметров делают сложным их выбор, что упрощается при использовании подходов математической оптимизации. Использование известного псевдо-случайного метода *ЛПт*-поиска с авторской модификацией позволило избежать проблем, связанных с дискретностью и количеством параметров. Для решения указанной задачи было сформулировано постановку задачи и указаны параметры проектирования с ограничениями, записанные критерии и предложен подход перехода от многокритериальной к однокритериальной задаче. Подход базируется на анализе пробных точек, полученных при использовании *ЛПт*-поиска, и дальнейшей обработке полученной информации. Предложен подход перехода от многих критериев к одному с помощью введения проектировщиком шкалы важности и назначения важности каждого из критериев, нахождения для каждой пробной точки относительного смещения желаемого решения, что и предлагается использовать в качестве объединяющего критерия.

Ключевые слова: проектирование, редуктор, критерии, целевая функция, рациональные параметры, алгоритм, *ЛПт*-поиск, напряженность.

The article is devoted to the problem of rational design of widespread toothed cylindrical gears with multiple criteria. The problems of finding optimal rational geometric parameters that meet several quality criteria. All the complexity of the layout and connection options make impossible their choice without using mathematical optimization approaches. Using the known pseudo-random method *LPt* search author of the modification made to avoid problems associated with discrete and number of parameters. To solve the said problem The problem was formed and the parameters of design limitations, written criteria and approach to the transition from a multicriterion to one-criterion problem. The approach is based on analysis of test points that obtained using *LPt* search, and further processing of the information received. The approach of transition from one to many criteria by introducing designer of the scale and importance of the appointment of the importance of each criterion, and finding for each test point relative displacement desired solution, which is proposed to use as a unifying criterion.

Keywords: design, gear, criteria, objective function, rational parameters, algorithm, *LPt* search, tension.

Вступ. Актуальність задачі. На сьогоднішній день широке застосування у машинобудуванні набули зубчасті редуктори, які використовуються для зміни обертового моменту та частоти обертання, найбільш яскравими та розповсюдженими представниками яких є циліндричні двоступінчасті редуктори.

Основною проблемою при проектуванні таких ре-

дукторів є необхідність забезпечити рівномірність зубчастих зачеплень з одночасним поліпшенням масогабаритних характеристик. Це досягається обранням конструктивних параметрів та відповідним розподіленням передаточних чисел між ступенями редуктора. Зазвичай, при проектуванні технічних систем інженер стикається з дилемою, бо широкий спектр вимог до виробу

© О. В. Бондаренко, О. В. Устиненко, 2016

приводить до появи декількох критеріїв якості. Більшість задач оптимального проектування співвісних ступінчастих приводів також є багатокритеріальними.

При проектуванні редукторів, зазвичай, виділяють наступні найбільш значущі критерії якості: міжосьова відстань (співвісні редуктори) чи сумарна міжосьова відстань (розгорнута компоновка), довжина редуктору, маса редуктору, "інтегральну" величину, яка містить в собі всі розрахункові запаси згинних та контактних напружень. Одночасне досягнення кращих характеристик завжди є суперечливим, складним та суб'єктивним процесом, тому доцільно використати при проектуванні підходи багатокритеріальної математичної оптимізації.

Для розв'язання даної задачі запропоновано псевдовипадковий пошук, що базується на зондуванні простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛЛП-послідовності [1]. А усі критерії об'єднуються в один.

При такому підході до розв'язання задачі постають питання формулювання цільових функцій, що відповідають критеріям, та підхід об'єднання критеріїв, що дає змогу звести задачу до однокритеріальної. Таким чином, розробка підходу раціонального проектування двоступінчастого редуктора при декількох критеріях, з об'єднанням їх у один, є актуальним.

Конструктивні параметри та критерії проектування. Розглянемо кінематичну схему редуктора (рис. 1). На ньому прийняті наступні позначення: m_μ – відповідні модулі пар зубчастих коліс ($\mu = 1, 2$); $z_{\mu,k}$ – відповідні числа зубців коліс, k – номер колеса у зачепленні ($k = 1$ – ведуче колесо, $k = 2$ – ведене колесо); β_μ – кути нахилу зубців у зачепленнях. Вказані вище конструктивні параметри редуктора запропоновано використати у якості змінних параметрів оптимально-раціонального проектування.

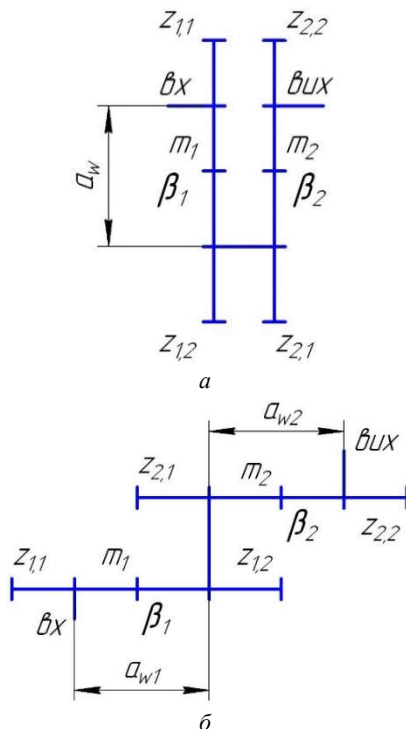


Рис. 1 – Схема двоступінчастого редуктору: а – співвісна схема; б – розгорнута схема

Розглянемо послідовно запропоновані критерії якості двоступінчастого редуктора.

Цільову функцію критерію мінімальної міжосьової відстані представимо у вигляді [2, 3]:

- для розгорнутої компоновки, як суму міжосьових відстаней (при сумарному коефіцієнті зміщення $x_\Sigma = 0$) окремих зачеплень:

$$F_a = \sum_{\mu=1}^2 a_{w\mu} = \sum_{\mu=1}^2 0.5 \cdot m_\mu \cdot (z_{\mu,1} + z_{\mu,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_\mu)},$$

$$F_a \rightarrow \min; \quad (1)$$

- для співвісної компоновки:

$$F_a = a_{w1} = a_{w2} = 0.5 \cdot m_1 \cdot (z_{1,1} + z_{1,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_1)} =$$

$$= 0.5 \cdot m_2 \cdot (z_{2,1} + z_{2,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_2)}, \quad F_a \rightarrow \min. \quad (2)$$

Такий вигляд цільової функції дає змогу зменшити міжосьову відстань (чи сумарну міжосьову відстань) редуктора.

Написання наступних цільових двох функцій є досить складною задачею, бо на етапі проектування неможливо врахувати довжини та маси усіх деталей редуктора, але можливо оцінити ці параметри з деякою похибкою, яка достатня для інженерних розрахунків.

Цільову функцію у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна довжина редуктора визначимо як суму ширин зубчастих коліс та додаткової величини L_d , що враховує розміри опор, картеру, різноманітних зазорів, тощо:

$$F_L = \sum_{w=1}^h L_{\text{заз}} + \sum_{r=1}^g L_{\text{підш}} + \sum_{t=1}^f L_k + \sum_{\mu=1}^s b_{w\mu},$$

$$F_L \rightarrow \min, \quad (3)$$

де $\sum_{w=1}^h L_{\text{заз}}$ – сумарна ширина зазорів між зубчастими

колесами та зазорів між картером та зубчастими колесами (відповідно до базового редуктора, при відсутності – призначається орієнтовне значення для класу), h – кількість зазорів;

$\sum_{r=1}^g L_{\text{підш}}$ – сумарна ширина підшипників ведучого

та веденого валів, що виходять за проекцію зубчастих коліс (відповідно до базового редуктора, при відсутності – призначається орієнтовне значення для класу), g – кількість підшипників ведучого та веденого валів;

$\sum_{t=1}^f L_k$ – сумарна ширина кришок опор ведучого та

веденого валів (відповідно до базового редуктора, при відсутності – призначається орієнтовне значення для класу), f – кількість кришок опор.

Така цільова функція досить точно характеризує лінійний розмір (довжину) редуктора. Вона враховує не тільки ширини зубчастих зубців, але й інші показники (розміри зазорів, підшипників, синхронізаторів, тощо), що є вагомими додатками і підвищують точність розрахунків.

Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна маса редуктора. Основна маса редуктора складається з мас наступних елементів: зубчастих коліс, валів, підшипників та картеру. Запишемо цільову функцію у вигляді:

$$F_M = \sum_{j=1}^r M_{\text{кол}} + \sum_{c=1}^v M_{\text{вал}} + \sum_{o=1}^g M_{\text{підш}} + M_{\text{кар}},$$

$$F_M \rightarrow \min, \quad (4)$$

де $\sum_{j=1}^r M_{\text{кол}}$ – сумарна маса усіх зубчастих коліс у редукторі (зубчасті колеса розглядаються як диски), r – кількість зубчастих коліс у редукторі;

$\sum_{c=1}^v M_{\text{вал}}$ – сумарна маса усіх валів у редукторі (вхідний та вихідний вали розраховуються на кручення, проміжний – на прогин), v – кількість валів у редукторі;

$\sum_{r=1}^g M_{\text{підш}}$ – сумарна маса усіх підшипників у редукторі, g – кількість підшипників у редукторі; $M_{\text{кар}}$ – маса картеру редукторі (розглядається як полий паралелепіпед).

Цільову функцію у випадку, коли критерієм оптимальності є вірогідність безвідмовної роботи (P), запропоновано [4] представити у вигляді добутку вірогідностей безвідмовної роботи передач за контактом та згином:

$$F_P = p(K_{nH1}) \cdot p(K_{nF11}) \cdot p(K_{nF12}) \times$$

$$\times p(K_{nH2}) \cdot p(K_{nF21}) \cdot p(K_{nF22}),$$

$$F_P \rightarrow \max, \quad (5)$$

де $K_{nH} = \sigma_{HP} / \sigma_H$, $K_{nF1} = \sigma_{FP1} / \sigma_{F1}$, $K_{nF2} = \sigma_{FP2} / \sigma_{F2}$ – коефіцієнти рівня напруженості, відповідно за контактом та згином (σ_H , σ_{HP} , σ_{F1} , σ_{FP1} , σ_{F2} , σ_{FP2} – діючі та допустимі (P) напруження контакту (H) і згину (F)).

Таким чином у проектувальника з'являється можливість пов'язати набір параметрів проектування зубчастих передач редуктора з вірогідністю безвідмовної роботи.

Обмеження та функціональні залежності між конструктивними параметрами.

1) Міжосьові відстані зачеплень при співвісній компоновці повинні бути рівні між собою, тобто:

$$a_{w1} = a_{w2}. \quad (6)$$

2) Зубці коліс повинні мати необхідну контактну витривалість:

$$\sigma_{H\mu} \leq \sigma_{HP\mu}. \quad (7)$$

3) Зубці коліс повинні мати необхідну згинну міцність:

$$\sigma_{F\mu,k} \leq \sigma_{FP\mu,k}. \quad (8)$$

4) Модуль зубців є основним параметром зубчастого зачеплення. Вони стандартизовані (ГОСТ 9563–80). Приймаємо для розрахунків наступний ряд:

$$m_{\mu} = 1; \dots; 6 \text{ мм.} \quad (9)$$

5) Числа зубців коліс повинні приймати цілі значення (мають бути натуральними – N), а також обмежені верхнім та нижнім значенням з міркувань технології виготовлення:

$$z_{\mu,k} \in N; \quad z_{\min} \leq z_{\mu,k} \leq z_{\max}. \quad (10)$$

6) З вимоги габаритного співвідношення зубчастих коліс передавальні числа не повинні перевищувати певне значення (u_{\max}):

$$u_{\mu} = \frac{\max(z_{\mu,1}, z_{\mu,2})}{\min(z_{\mu,1}, z_{\mu,2})} \leq u_{\max}. \quad (11)$$

7) Кути нахилу зубців зубчастих коліс повинні бути у межах від β_{\min} до β_{\max} :

$$\beta_{\min} \leq \beta_{\mu} \leq \beta_{\max}. \quad (12)$$

8) Коефіцієнт ширини вінця також обмежується крайнім значенням:

$$\Psi_{bd\mu} \leq \Psi_{bd\mu\max}. \quad (13)$$

9) Повинна виконуватися умова загострення зубців, по їх товщині на колі вершин:

$$S_{a\mu} \leq 0.4 \cdot m_{\mu}. \quad (14)$$

Підхід та послідовність розв'язання задачі. Як відомо з [1], метод ЛПТ-пошуку базується на ЛПТ-рівномірно-розподілених послідовностях та дає змогу оперувати значною кількістю параметрів (до 51) та кількістю рівномірно-розподілених пробних точок (до 2^{20}).

Підхід побудовано на позиції дослідження точками ЛПТ-рівномірно-розподіленої (A_i) послідовності усього можливого простору параметрів (W), що визначається технічними та технологічними вимогами до типу приводу, що розглядається.

Потім точки проходять перевірку у певній послідовності, яка дає змогу вчасно відсіяти "непридатні" точки, і тим самим скоротити час машинних розрахунків. З точок, що пройшли перевірку, складається множина, що задовольняє умовам проектування (Q , $Q \in W$).

Досить часто використовується лінійне згортання критеріїв при розв'язанні багатокритеріальних задач оптимізації. Але лінійне згортання має суттєвий недолік – величина одержаної функції не має ніякого фізичного змісту.

Авторами було запропоновано відійти від лінійного згортання [5] та проводити об'єднання критеріїв у послідовності, що розглянута нижче.

Проектувальнику пропонується ввести **шкалу важливості**, яка буде застосовуватися для всіх критеріїв. У цій шкалі важливість (α) може змінюватися від 0 до α_{\max} з кроком 1, значення α_{\max} також обирається проектувальником самостійно: $\alpha = 0, 1, 2, \dots, \alpha_{\max}$; таким чином, проектувальник може самостійно обирати рівень дискретизації шкали важливості. Значення $\alpha = 0$ відповідає абсолютній пріоритетності критерію, значення $\alpha = \alpha_{\max}$ відповідає відносній наважливості критерію. Для кожного з критеріїв (F_a , F_L , F_M , F_P) проектувальник самостійно призначає відповідні значення **важ-**

ливості ($\alpha_a, \alpha_L, \alpha_M, \alpha_P$). Важливостям можуть призначатися значення у межах прийнятної шкали, не є винятком ситуація рівності значень можливості будь-яких критеріїв, що дає змогу реалізувати ієрархічні, бінарні чи будь-які інші зв'язки та співвідношення між критеріями.

Для всіх точок множини Q розраховуються окремо значення всіх критеріїв за відповідними цільовими функціями (1–5). Після цього визначаються максимальне ($F_{a \max}, F_{L \max}, F_{M \max}, F_{P \max}$) та мінімальне ($F_{a \min}, F_{L \min}, F_{M \min}, F_{P \min}$) значення для кожного критерію.

Далі пропонується ввести **крок критерію**, що відповідає цінні ділення шкали важливості, який відображає приріст значення критерію у відповідності до 1-го балу шкали важливості:

$$R_u = \frac{F_{u \max} - F_{u \min}}{(\alpha_{\max} + 1)}, u = a, L, M, P. \quad (15)$$

Наступним етапом є визначення для кожної (s) точки множини Q **зміщення бажаного розв'язання** відносно дійсного за кожним з критеріїв:

$$\begin{cases} E_{a s} = \frac{|(F_{a \min} + \alpha_a \cdot R_a) - F_{a s}|}{F_{a s}}, \\ E_{L s} = \frac{|(F_{L \min} + \alpha_L \cdot R_L) - F_{L s}|}{F_{L s}}, \\ E_{M s} = \frac{|(F_{M \min} + \alpha_M \cdot R_M) - F_{M s}|}{F_{M s}}, \\ E_{P s} = \frac{|(F_{P \max} - \alpha_P \cdot R_P) - F_{P s}|}{F_{P s}}. \end{cases} \quad (16)$$

У системі (16) остання формула для зміщення бажаного розв'язання вірогідності безвідмовної роботи має у чисельнику у круглих дужках різницю від максимального значення критерію, бо це єдиний з заповнених критеріїв який максимізується.

Введемо **коефіцієнт наближення до розв'язання** за кожним з критеріїв у вигляді залежності:

$$\begin{cases} K_{a s} = \frac{F_{a s}}{F_{a \min}}; \\ K_{L s} = \frac{F_{L s}}{F_{L \min}}; \\ K_{M s} = \frac{F_{M s}}{F_{M \min}}; \\ K_{P s} = \frac{F_{P s}}{F_{P \max}}. \end{cases} \quad (17)$$

У системі (17) остання формула є винятковою, бо відповідний критерій максимізується.

Потім об'єднаємо критерії за зміщеннями бажаного розв'язання відносно дійсного як середнє арифметичне зважене:

$$E_s = \frac{\sum_u (E_{u s} \cdot R_u)}{\sum_u E_{u s}}. \quad (18)$$

Залежність (18) пропонується використовувати у якості критерію при аналізі точок множини Q : чим менше E_s , тим більше пробна точка наближена до бажаного проектувальником розв'язання,

$$E_s \rightarrow \min. \quad (19)$$

Розв'язання багатокритеріальної задачі за вказаним підходом може бути проілюстрована наступною логічною послідовністю:

1. Ввести максимальне значення шкали важливості та важливості критеріїв.

2. Генерування пробних точок $ЛПТ$ -рівномірно-розподіленої послідовності усього можливого простору параметрів.

3. Перевірка пробних точок за обмеженнями та функціональними залежностями (6–14), відібрані точки складають множину розв'язання Q .

4. Для всіх точок множини Q розрахувати значення кожного критерію.

5. У межах Q знайти максимальні та мінімальні значення за кожним критерієм.

6. Для всіх критеріїв розрахувати **крок критерію**.

7. Для кожної точок множини Q розрахувати зміщення бажаного розв'язання відносно неї.

8. Відсортувати пробні точки за зміщеннями бажаного розв'язання та обрати кращу.

Таким чином у проектувальника з'являється можливість розв'язувати багатокритеріальні задачі, перетворюючи їх на однокритеріальні, а введений критерій має фізичний зміст – відносне наближення пробної точки до бажаного розв'язання.

У межах даної статті розглядається загальний підхід до розв'язання багатокритеріальних задач та "перетворення" їх у однокритеріальні, приклад розв'язання буде наведено у наступних працях.

Висновки:

1. Розглянута актуальність поставленої задачі та доведена необхідність розробки підходу до проектування двоступінчастих редукторів з раціональними параметрами проектування при декількох критеріях, з об'єднанням їх у один.

2. Записані цільові функції найбільш значущих критеріїв та обмеження на мінні проектування. Надані цільові функції дають змогу проектувальнику вибрати один чи декілька критеріїв якості; структура цільових функцій логічна та лаконічна, і вони можуть бути доповнені необхідними уточнюючими додатками.

3. Запропоновано підхід розв'язання багатокритеріальних задач раціонального проектування двоступінчастого редуктора, з об'єднанням критеріїв у один. Підхід базується на аналізі пробних точок, що отримані при використанні $ЛПТ$ -пошуку, та подальшій обробці отриманої інформації.

4. Запропоновано підхід переходу від багатьох критеріїв до одного за допомогою введення проектувальником шкали важливості та призначення важливості кожного з критеріїв, і знаходження для кожної пробної точки відносного зміщення бажаного розв'язання, що й пропонується використовувати у якості об'єднуючого критерію.

Список літератури

1. Соболев И. М., Статников Р. В. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М. : Наука, 1981. – 107 с.
2. Бондаренко О. В. Оптимізація співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритними характеристиками на прикладі тривальних коробок передач / Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко // Вісник Національного політехнічного університету "Харківський Політехнічний Інститут": збірник наукових праць : тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків : НТУ "ХПІ", 2012. – №22. – С. 16–27.
3. Бондаренко О. В. Суміщення методів ЛПТ-пошуку та звуження околив при оптимізації тривальних коробок передач / Бондаренко Олексій // Механіка та машинобудування. – Харків : НТУ "ХПІ", 2010. – №1. – С. 78–84.
4. Бондаренко О. В. Рациональное проектирование зубчатых цилиндрических двуступенчатых редукторов с учетом равния напряженности зацепления / Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко, Володимир Серіков // Вісник Національного політехнічного університету "Харківський Політехнічний Інститут": збірник наукових праць : тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків : НТУ "ХПІ", 2015. – №15. – С. 23–27.
5. А. М. Анохин, В. А. Глозов, В. В. Павельев, А. М. Черкашин Методы определения коэффициентов важности критериев // Автоматика и телемеханика. – М. : Институт проблем управления, 1997. – №8. – С. 3–35.

References (transliterated)

1. Sobol' I. M., Statnikov R. B. Vybora optimal'nykh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami. – Moscow : Nauka, 1981. – 107 p.
2. Bondarenko O. V. Optimizacii spivvisnih stupinchastih privodiv mashin po masogabaritnimi harakteristikami na prikladi trival'nih korobok peredach / Oleksij Bondarenko, Oleksandr Ustinenko // Visnik Nacional'nogo Politehnichnogo Universytetu "Harkivs'kij Politehnichnij Institut": zbirnik naukovih prac': tematichnij vipusk "Problemi mehanichnogo privodu". – Kharkiv : NTU "KhPI", 2012. – № 22. – P. 16–27.
3. Bondarenko O. V. Cumishhennja metodiv LPt-poshuku ta zvuzhennja okoliv pri optimizacii trival'nih korobok peredach / Bondarenko Oleksij // Mehanika ta mashinobuduvannja. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2010. – № 1. – P. 78–84.
4. Bondarenko O. V. Racional'ne proektuvannja zubchastih cilindrichnih dvostupinchastih reduktoriv z urahuvannjam rivnja napruzhenosti zacheplen' / Oleksij Bondarenko, Oleksandr Ustinenko, Volodimir Serikov // Visnik Nacional'nogo Politehnichnogo Universytetu "Harkivs'kij Politehnichnij Institut": zbirnik naukovih prac': tematichnij vipusk "Problemi mehanichnogo privodu". – Kharkiv : NTU " KhPI", 2015. – № 15. – P. 23–27.
5. A. M. Anohin, V. A. Glotov, V. V. Pavel'ev, A. M. Cherkashin Metody opredelenija koeficientov vazhnosti kriteriev // Avtomatika i telemehanika. – Moscow : Institut problem upravlenija, 1997. – № 8. – P. 3–35.

Надійшла (received) 09.03.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Рациональное проектирование зубчатых цилиндрических двуступенчатых редукторов методом псевдослучайного поиска при нескольких критериях / О. В. Бондаренко, О. В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 8–12. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Рациональное проектирование зубчатых цилиндрических двухступенчатых редукторов методом псевдослучайного поиска при нескольких критериях / А. В. Бондаренко, А. В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 8–12. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Rational design of gear cylindrical gear by pseudo-random search with several criteria / A. V. Bondarenko, A. V. Ustinenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 8–12. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бондаренко Олексій Вікторович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (067) 189-97-00; e-mail: avbondarenko@yandex.ua.

Бондаренко Алексей Викторович – кандидат технических наук, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", доцент кафедры теории и систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (067) 189-97-00; e-mail: avbondarenko@yandex.ua.

Bondarenko Olexiy Viktorovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (067) 189-97-00; e-mail: avbondarenko@yandex.ua.

Устиненко Олександр Віталійович – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

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

Ustinenko Aleksandr Vital'evich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, SRF, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.