

## ВИРІШЕННЯ БАГАТОКРИТЕРІЙНОГО ЗАВДАННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ШЕШТЕРЕННОГО НАСОСА МЕТОДОМ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОСТОРУ ПАРАМЕТРІВ

Лур'є З. Я.<sup>1</sup>, Панченко А. І.<sup>2</sup>, Соловйов В. М.<sup>3</sup>, Аврунін Г. А.<sup>4</sup>,  
Цента Є. М.<sup>1</sup>, Мороз І. І.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,

<sup>2</sup> Таврійський державний агротехнологічний університет,

<sup>3</sup> Харківське конструкторське бюро з машинобудування,

<sup>4</sup> Харківський національний автомобільно-дорожній університет

*Анотація.* Подано обґрунтування методу дослідження простору параметрів для постановки і вирішення завдання багатокритерійної оптимізації шестеренного насоса з зовнішнім зачепленням з урахуванням габаритного розміру, робочого об'єму, товщини зуба біля вершини та коефіцієнта перекриття.

*Ключові слова:* шестеренний насос, багатокритерійна оптимізація, метод дослідження простору параметрів.

### Вступ

Шестеренні насоси (НШ) є одним з основних джерел гідравлічної енергії для об'ємних гідроприводів (ОГП) цілого комплексу машин народногосподарського і спеціального застосування. Практично всі провідні світові виробники гідравлічних компонентів випускають шестеренні насоси [1]. Останнім часом істотно підвищені максимальні тиски від 16 МПа до 33 МПа, що дозволило знизити металоємність власне насосів і ОГП, що комплектуються ними. Ці досягнення є результатом наукових досліджень щодо підбору матеріалів, ущільнень, аналізу жорсткості і міцності конструкції, оптимізації власне шестеренного зачеплення. Поліпшення характеристик шестеренного насоса зовнішнього зачеплення здійснюється на основі пошуку параметрів зубчастого зачеплення (ЗЗ) шестеренного насоса в частині зменшення габаритного розміру за умов збереження заданого замовником значення робочого об'єму. З'являється потреба у постановці і вирішенні завдань багатокритерійної оптимізації. У цьому випадку необхідно вибрати метод вирішення. Мова йде про класичні методи і алгоритми прикладного нелінійного програмування (НП) [2; 3] і про метод дослідження простору параметрів (ДПП) [4–6]. На відміну від НП, де вибір алгоритму пов'язаний з типом завдання і вимагає від дослідника певного мистецтва [2], метод ДПП працює з одним алгоритмом для широкого класу машин [4].

### Переваги методу ДПП:

– можливість роботи з найрізноманітнішими моделями через відсутність будь-яких обмежень, що накладаються на функції, зокрема функції якості (гладкість, безперервність);

– від проектувальника не потрібно ранжирування критеріїв, призначення вагових множників, меж і обмежень;

– можливість отримання інформації про поведінку критеріїв і обмежень в досліджуваному просторі параметрів;

– мінімальний час обчислювальної реакції завдяки простоті аналізу даних, що містяться в таблиці випробувань.

Як особливості ДПП можна зазначити повний перебір варіюваних параметрів і відносно великий обсяг пам'яті в комп'ютері для зберігання таблиць випробувань. Метод ДПП є багатокритерійним і універсальним, тому поставлені завдання оптимізації НШ з багатьма критеріями вирішуються на його основі.

### Аналіз публікацій

У роботах [7–16] окремо вирішуються проблеми зниження пульсацій швидкості і тиску, оптимізації параметрів зубчастого зачеплення, визначення геометрії порожнин НШ. Однак багатокритерійний підхід відсутній, що звужує галузь одержуваних позитивних результатів дослідження якості розробленої конструкції.

### Мета і постановка завдання

Формулювання мети статті – приклад використання методу ДПП для вирішення багатокритерійних завдань оптимізації під час проектування шестеренних насосів зовнішнього зачеплення. Постановка багатокритерійного завдання, що необхідно вирішити методом ДПП, формулюється таким способом [4–6]: проєктована система (об'єкт) залежить від  $n$  змінних параметрів  $x_1 \dots x_n$ , які є точкою  $X = (x_1 \dots x_n)$  в  $n$ -вимірному просторі.  $\Phi_i(X)$  – критерії якості, де  $i = 1 \dots K$ , значення яких кількісно визначають вимоги до об'єкта. Необхідно врахувати три види обмежень: параметричні, функціональні і критерійні. Параметричні обмеження мають вигляд

$$x_j^* \leq x_j \leq x_j^{**}, j = 1 \dots n. \quad (1)$$

Значення  $x_j^*, x_j^{**}$  визначають на основі досвіду, і в процесі вирішення вони можуть варіюватися.

Функціональні обмеження записуються як

$$c_l^* \leq f_l(x) \leq c_l^{**}, l = 1 \dots t, \quad (2)$$

що визначають працездатність та інші характеристики об'єкта оптимізації. Прийняті локальні критерії якості

$$\Phi_v(X), v = 1 \dots K, \quad (3)$$

які для визначеності бажано зменшити.

Щоб уникнути ситуації, коли, з точки зору замовника, значення окремих критеріїв є недопустимими, необхідно ввести критеріальні обмеження:

$$\Phi_v(X) \leq \Phi_v^{**}, v = 1 \dots K, \quad (4)$$

де  $\Phi_v^{**}$  – це найгірше значення критерію  $\Phi_v(X)$ , на яке конструктор може погодитися.

Розв'язок  $X^o \in G$  є ефективним (паретооптимальним) [4–6]), якщо

$$\Phi_i(X) \leq \Phi_i(X^o), \quad (5)$$

де  $i = 1 \dots K$  і хоча б в одному випадку є суворона нерівність.

Сукупність усіх можливих ефективних розв'язків утворює безліч Парето (область компромісів)  $P$ , яке є формальним розв'язком задачі (1–5) [4]. Для пошуку оптимального розв'язку необхідно побудувати допустиму безліч розв'язків  $D$ .

### Математична модель шестеренного насоса

Математична модель складається з рівнянь параметрів ЗЗ [17–19]. Для умови рівності кількості зубів  $Z_1 = Z_2$  запропонована математична модель НШ містить рівняння, що визначають геометричні параметри ЗЗ, кінематичні параметри, крок і довжину зачеплення, висоту зуба шестерні, його товщину біля вершини, коефіцієнт перекриття тощо. Вимоги до НШ як до вузла, що нагнітає РР, доповнюються рівняннями:  
– коефіцієнта зсуву [18]:

$$X = \frac{z \cdot (\text{inv}\alpha_w - \text{inv}\alpha) - \frac{J_n \cdot \cos\alpha_w}{2 \cdot m \cdot \cos\alpha}}{2 \cdot \text{tg}\alpha}; \quad (6)$$

де  $J_n$  – нормальний бічний зазор;  
– робочого обсягу [18]:

$$V_0 = 0,5 \cdot \pi \cdot b \cdot \left( d_a^2 - d_w^2 - \frac{P b n^2}{3} \right); \quad (7)$$

– питомого ковзання шестерень в нижніх точках активних профілів зубів [20]:

$$\vartheta_p = \frac{2(\text{tg}\alpha_a - \text{tg}\alpha_w)}{2 \cdot \text{tg}\alpha_w - \text{tg}\alpha_a}; \quad (8)$$

– габаритного розміру вузла НШ, що нагнітає РР:

$$G = a_w + d_a. \quad (9)$$

Як варійовані параметри прийняті:  $Z$  – кількість зубів;  $a_w$  – міжосьова відстань;  $\alpha$  – кут вихідного профілю;  $h_a^*$  – коефіцієнт висоти головки зуба;  $C^*$  – коефіцієнт радіального зазора;  $m$  – модуль;  $J_n$  – нормальний бічний зазор;  $h_f^*$  – коефіцієнт висоти ніжки зуба;  $\rho^*$  – коефіцієнт радіуса кривизни перехідної кривої (9 параметрів). Ширина зубчастого вінця  $b$  є константою.

Теоретичний вихідний контур зубчатого зачеплення поданий на рис. 1.

Параметр  $C$  розраховується згідно з рівнянням у роботі [17]

$$C = 2 \cdot a_w + (h_a^* + h_f^* - 2 \cdot X) \cdot m - mz - d_a - d. \quad (10)$$

Варійовані параметри спільно з діапазоном їх зміни складають параметричні обмеження. Функціональні обмеження, дотримання яких забезпечує працездатність НШ [19;20], подані наступними нерівностями:

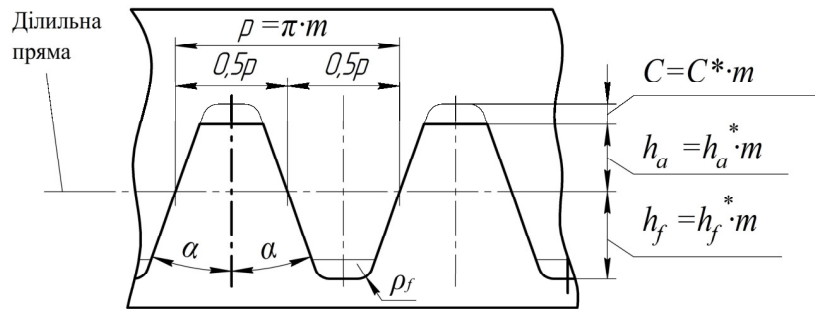


Рис. 1. Теоретичний початковий контур зубчатого зачеплення НШ

Критерії оптимальності. Під час вибору критеріїв використовувалися рекомендації, викладені в роботах [4; 5; 18; 19]. Як критерії прийняті такі:  $\Phi_1 = \varepsilon\alpha$  – коефіцієнт перекриття;  $\Phi_2 = V_o$  – робочий обсяг;  $\Phi_3 = Sa$  – товщина зуба біля вершини шестерень НШ і габаритний розмір НШ  $\Phi_4 = G$  (9).

Критерійні обмеження. Під час вибору критерійних обмежень необхідно забезпечити існування безлічі  $D$  допустимих точок [4;5], а саме:

– робочий обсяг НШ:

$$V_o = V_{o.зад}, \quad (14)$$

де  $V_{o.зад}$  – задане значення робочого обсягу;

– габаритний розмір НШ:

$$G < G_{доп}; \quad (15)$$

де  $G_{доп}$  – значення габаритного розміру, що допускається;

– значення нижньої межі коефіцієнта перекриття:

$$\varepsilon\alpha > 1,03; \quad (16)$$

– мінімальне зміщення шестерні:

$$X > X_{min}; \quad (11)$$

– мінімальні радіальні зазори шестерень:

$$C^* \geq 0,25 / m; \quad (12)$$

– умова відсутності інтерференції зубів шестерень з перехідною кривою:

$$\rho_p \geq \rho_l. \quad (13)$$

– значення верхньої межі коефіцієнта перекриття:

$$\varepsilon\alpha \leq 1,6; \quad (17)$$

– значення верхньої межі товщини вершини зуба, що допускається:

$$Sa \leq Sa_{в. доп}; \quad (18)$$

– значення нижньої межі товщини вершини зуба, що допускається:

$$Sa \leq Sa_{н. доп}. \quad (19)$$

Алгоритм методу ДПП характеризується трьома етапами:

1-й етап: складання таблиць випробувань. Цей етап за умови дотримання параметричних обмежень (безліч  $\pi \subseteq X$ ) і призначених критеріїв (де  $X$  – простір параметрів,  $\pi$  –  $n$ -вимірний паралелепіпед), здійснює комп'ютер без втручання людини. Послідовно вибираються  $N$  пробних точок  $x^1 \dots x^n$ , рівномірно розташованих в області  $G$ . У кожній з точок  $x^i$  розраховується система, обчислюються значення всіх критеріїв і складається таблиця випробувань;

2-й етап: вибір критерійних обмежень. На цьому етапі фахівець переглядає таблицю рішень і призначає обмеження  $\Phi_v^{**}$  для кожного критерію;

3-й етап: перевірка існування області рішень  $D$ . На цьому етапі на непорожній безлічі  $D$  здійснюють багатокритерійну оптимізацію НШ, тобто пошук рішень, серед яких є претенденти на кращі значення.

На основі методу ДПП розроблений програмний комплекс ОРТ з генератором  $LP_T$  - послідовностей [20], що є діалоговою системою багатокритерійної оптимізації. Система команд забезпечує роботу з критеріями, виведення таблиць випробувань, виведення значень параметрів і критеріїв, що відповідають точці  $n$ , виключення всіх непаретовських точок, отримання нової точки в таблиці випробувань, параметри якої задаються за допомогою зміни одного з параметрів точки  $n$ . Програма ОРТ розрахована на 10 критеріїв, 40 варійованих параметрів і кількість пробних точок 500. За допомогою програми ОРТ вирішуються завдання багатокритерійної оптимізації, ідентифікації і системи нелінійних рівнянь.

Запропонована математична модель описує конструктивну схему НШ і за конкретними початковими даними (варійованими параметрами) дозволяє розрахувати геометричні параметри ЗЗ і робочий обсяг, а за допомогою алгоритму ДПП отримати безліч рішень, що допускаються, і вибрати оптимальне.

Завдання оптимізації у багатокритерійній постановці вирішувалося щодо НШ з робочим обсягом  $14 \text{ см}^3$  на номінальний тиск 16 МПа. На першому етапі були прийняті такі константи та інтервали варійованих параметрів, що є параметричними обмеженнями: кількість зубів шестерень  $Z_1 = Z_2 = 7$ ; міжосьова відстань  $a_w = 23 \dots 27 \text{ мм}$ ; кут початкового контура  $a = 20^\circ \dots 27^\circ$ ; модуль  $m = 3 \dots 5$ ; коефіцієнт висоти голівки зуба початкового контура  $h_a^* = 1 \dots 1,125$ ; коефіцієнт радіального зазора  $C^* = 0,04 \dots 0,08$ ; коефіцієнт висоти ніжки зуба початкового контура  $h_f^* = 1,2 \dots 1,5$ ; бічний зазор  $J_n = 0,025 \dots 0,68 \text{ мм}$ ; коефіцієнт радіуса перерідної кривої  $\rho^* = 0,38$ ; ширина зубчастого вінця  $b = 0,25 \text{ мм}$ .

Окрім параметричних, були введено функціональні обмеження. У процесі вирішення було розглянуто 495 пробних варіантів зубчастого зачеплення, з яких заданим умовам і зазначеним обмеженням, прийнятим у моделі, задовольнило 142 рішення. На цьому етапі оцінювалася лінійна залежність між прийнятими критеріями шляхом визначення коефіцієнтів кореляції [4].

На другому етапі до моделі були введені критерійні обмеження й отримані результати випробувань (табл. 1), що містять 9 рішень, які складають допустиму безліч  $D$ .

Таблиця 1 – Значення критеріїв під час оптимізації НШ і визначення безлічі  $D$

№ точки	$\Phi_1 = \varepsilon\alpha$	$\Phi_2 = V_0, \text{ см}^3$	$\Phi_3 = S_a, \text{ мм}$	$\Phi_4 = G, \text{ мм}$	$C^*$
1	1,364	14,04	1,255	53,693	0,189
2	1,428	14,93	0,885	54,18	0,193
3	1,373	14,066	1,217	53,85	0,209
4	1,41	14,799	0,932	54,2	0,185
5	1,424	15,218	0,742	54,49	0,121
6	1,416	14,648	1,001	54,023	0,192
7	1,409	14,743	1,074	53,923	0,214
8	1,421	15,086	0,800	54,395	0,159
9	1,403	14,991	0,822	54,466	0,135

Згідно з аналізом даних табл. 1 претендентом на краще вирішення завдання є рішення 8, в якому одночасно збільшений робочий обсяг  $V_0 = 15,086 \text{ см}^3$  і зменшений габаритний розмір  $G = 54,49 \text{ мм}$  (у прототипі  $V_0 = 14,0 \text{ см}^3$  та  $G = 57,5 \text{ мм}$ ). Але тут ная-

вне велике значення коефіцієнта  $C^* = 0,158$ . Після локальної оптимізації рішення 8 отримуємо рішення 8-О (табл. 2, рядок 2) зі значенням  $C^* = 0,06$  за допомогою істотного зменшення варійованого параметра  $h_f^*$  з

1,26, як порівняти з прототипом, до 1,162. Результатом багатокритерійної оптимізації, як порівняти з прототипом, є зростання робочого обсягу на 7,79 %, а габаритний розмір зменшився на 5,7 %.

Відповідно до результату розв'язку поставленої оптимізаційної задачі, визначимо вид залежності  $C^* = (h_f^*)$ . Для цього за допомогою програми ОРТ з моделлю НШ з кроком 0,02 параметра  $h_f^*$  в інтервалі  $(0 \dots 1,3)$  визначаємо точки кривої  $C^*$  і занесемо їх до блока для побудови нелінійних функцій  $\langle \text{map} \rangle$ .

Результат розрахунку поданий на рис. 2. Ділянки з нульовим значенням вказують на невиконання функціональних і критерійних обмежень, а залежність, що необхідно знайти, необхідно подати як відрізок прямої.

Перейдемо до другого завдання, вирішення якого забезпечує заданий замовником ро-

бочий обсяг і граничне зменшення габаритного розміру. Цим вимогам відповідає вирішення 1 (див. табл. 1). Зменшення коефіцієнта радіального проміжку, як і в першому завданні, забезпечується локальною оптимізацією (табл. 3).

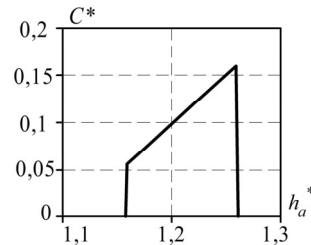


Рис. 2. Крива зниження коефіцієнта радіального проміжку  $C^*$  до свого мінімального значення 0,06 за умови локальної оптимізації за параметром  $h_f^*$

Таблиця 2 – Значення варійованих параметрів і критеріїв точки 8 (прецедент на найкращий розв'язок) і точка 8-О після локальної оптимізації

№ точки	$a_w$ , мм	$h_a^*$	$C^*$	$h_f^*$	$\Phi_1 = \varepsilon\alpha$	$\Phi_2 = V_o$ , см <sup>3</sup>	$\Phi_3 = Sa$ , мм	$\Phi_4 = G$ , мм
8	23,391	1,102	0,158	1,26	1,421	15,086	0,801	54,349
8-О	23,37	1,102	0,06	1,162	1,42	15,089	0,798	54,402

Таблиця 3 – Значення варійованих параметрів і критеріїв точки 1 (прецедент на найкращий розв'язок) і точка 1-О після локальної оптимізації

№ точки	$a_w$ , мм	$h_a^*$	$C^*$	$h_f^*$	$\Phi_1 = \varepsilon\alpha$	$\Phi_2 = V_o$ , см <sup>3</sup>	$\Phi_3 = Sa$ , мм	$\Phi_4 = G$ , мм
1	23,188	1,053	0,189	1,242	1,394	14,045	1,252	53,650
1-О	23,188	1,053	0,06	1,113	1,394	14,045	1,252	53,650

У результаті багатокритерійної оптимізації, на відміну від прототипу, габаритний розмір знизився на 7,18 %. Значення заданого замовником робочого обсягу 14 см<sup>3</sup> і точності його підтримки забезпечуються за оптимізації з точністю  $\pm 0,15\%$ .

### Висновки

1. На основі використання методу дослідження простору параметрів проведена багатокритерійна оптимізація параметрів шестеренного насоса і наведена можливість пошуку оптимальних параметрів зубчастого зачеплення з поліпшенням масо-габаритних параметрів за умови збереження необхідного значення робочого обсягу і допустимих значень товщини зуба (у вершини) і коефіцієнта перекриття.

2. Запропонована методика локальної оптимізації, що містить діалог “конструктор-комп'ютер” і метод спроб і помилок на прикладі мінімізації радіального проміжку  $C^*$ , продемонструвала результат поліпшення і може бути використана для вирішення інших завдань. У цьому випадку задаються значення варійованого параметра коефіцієнта висоти ніжки зуба  $h_f^*$  на зменшення, визначаються понижені значення проміжку і побудована крива  $C^* = (h_f^*)$ .

3. Результати вирішення двох багатокритерійних завдань оптимізації шестеренного насоса методом дослідження простору параметрів демонструють ефективність як методу, так і нового підходу для підвищення технічного рівня насосів.

## Література

1. Объемный гидропривод в мобильных подъемниках с рабочими платформами: монография / Кириченко И. Г., Аврунин Г. А., Самородов В. Б., Ярышко А. В. Харьков: ХНАДУ, 2018. 296 с.
2. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. Москва: Мир, 1975. 536 с.
3. Растринин Л. А., Сйдук Я. Ю. Адаптивные методы многокритериальной оптимизации. Автомат. и телемех. 1985, Вып 1. С. 5–26.
4. Соболев И. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. Москва: Дрофа, 2006. 175 с.
5. Статников Р. Б., Матусов И. Б. Многокритериальное проектирование машин. Москва: Знание (Новое в жизни, науке, технике. Серия Математика, кибернетика). 1989. № 5. – 48 с.
6. Statnikov R., Bordetsky A., Statnikov A. Multicriteria Analysis of Real Life Engineering Optimization Problems Statement and Solution, *Nonlinear Analysis*. 2005. № 63. P. 685–696.
7. Osinski P., Chruscielski G. Strength calculations of an element compensating circumferential backlash in the external gear pump. *Journal of theoretical and applied mechanics*. 2016. № 54. vol. 1. P. 251–262.
8. Pressure effects on the performance of external gear pumps under cavitation / D. del Campo, Castilla R., Raush G. A., Gamez-Montero P. J. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2014. V. 228 (16). P. 2925–2937.
9. Osiński P., Deptuła A., Partyka M. A. Discrete optimization of a gear pump after tooth root undercutting by means of multivalued logic trees. *ACME*. 2013. V. 13 (4). P. 422–431.
10. Casoli P., Vacca A., Berta G. L. Optimization of relevant design parameters of external gear pumps. *Proceedings of the 7th JFPS, TOYAMA*. 2008. September, 15–18. P. 277–282.
11. Noorpoor A. R. Optimization gear oil pump in order to energy saving and environmental impact in a diesel engine. *IJAE*. 2013. V. 3. P. 496–507.
12. Svishchev A. V., Aisto I. P. The theoretical and experimental studies comparison of the pressure pulsation in the discharge chamber of the gear pump. *Procedia Engineering*. 2015. V. 113. P. 186–191.
13. Heisler A., Moskwa J., Fronczak F. The design of low-inertia, high-speed external gear pump/motors for hydrostatic dynamometer systems. *SAE*. 2009. doi:10.4271/2009-01-1117.
14. Osinski P. Hydraulic tests of high-performance gear pump prototype Wulfenia. 2015. V. 22 (1). P. 458–469.
15. Jianshon Z. Drive characteristics of internal gear pump and a new method of analytical calculation of flow rate [Text]. *Mach. Tool and Hydraul.* 1990. N3. P. 25–28.
16. Jianshou Z., Xingen D., Weixian X. Optimizing Technique of design parameters for quired internal pump. *Shanghai University*. 1990. N3. P. 70–76.
17. DIN 3960 Begriffe und Bestimmungsgroben fur Stirnrader (Zylinderrader) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung. 1987. 59 p.
18. Юдин Е. М. Шестеренные насосы. Москва: Машиностроение, 1964. 236 с.
19. Цилиндрические эвольвентные передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии: справочное пособие / Болотовский И. А., Гурьев В. И., Смирнов В. Э., Шендерей В. И. Москва: Машиностроение. 1974. 160 с.
20. Оксененко А. Я., Лурье З. Я., Левитин Г. С. Диалоговая система решения инженерных задач многокритериальной оптимизации. *Управляющие системы и машины*. Киев: Техника. 1988. 33. С. 101–103.

## References

1. Obemny gidroprivod v mobilnykh podmnnikakh s rabochimi platformami: monografiya / I. G. Kirichenko, G. A. Avrunin, V. B. Samorodov, A. V. Yaryzhko. Kharkov: KHNADU, 2018. 296 p.
2. Khimmelblau D. Prikladnoe nelineinoe programirovanie Moskva: Mir. 1975. 536 p.
3. Rastrigin L. A., Eidukh Yu. Ya. Adaptivnye metody mnogokriterialnoy optimizatsii. *Avtomat. i telemekh*. 1985. Vyp. 1. P. 5–26.
4. Sobol I. M., Statnikov P. B. Vychor optimalnykh parametrov v zadachakh so mnogimy kriteriyami. Moskva: Drofa, 2006. 175 p.
5. Statnikov P. B., Matusov I. B. Mnogokriterialnoe proektirovanie mashin. Moskva: Znanie (Novoe v zhisni, nauke, rekhnikе. Seriya: Matematika, kibernetika). 1989. N5. 48 p.
6. Statnikov R., Bordetsky A., Statnikov A. Multicriteria Analysis of Real Life Engineering Optimization Problems Statement and Solution, *Nonlinear Analysis*. 2005. № 63. P. 685–696.
7. Osinski P., Chruscielski G. Strength calculations of an element compensating circumferential backlash in the external gear pump. *Journal of theoretical and applied mechanics*. 2016. № 54. vol. 1. P. 251–262.
8. Pressure effects on the performance of external gear pumps under cavitation / D. del Campo, Castilla R., Raush G. A., Gamez-Montero P. J. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2014. V. 228 (16). P. 2925–2937.
9. Osiński P., Deptuła A., Partyka M. A. Discrete optimization of a gear pump after tooth root undercutting by means of multivalued logic trees. *ACME*. 2013. V. 13 (4). P. 422–431.
10. Casoli P., Vacca A., Berta G. L. Optimization of relevant design parameters of external gear pumps. *Proceedings of the 7th JFPS, TOYAMA*. 2008. September, 15–18. P. 277–282.
11. Noorpoor A. R. Optimization gear oil pump in order to energy saving and environmental impact in a diesel engine. *IJAE*. 2013. V. 3. P. 496–507.

12. Svishchev A. V., Aisto I. P. The theoretical and experimental studies comparison of the pressure pulsation in the discharge chamber of the gear pump. *Procedia Engineering*. 2015. V. 113. P. 186–191.
13. Heisler A., Moskwa J., Fronczak F. The design of low-inertia, high-speed external gear pump/motors for hydrostatic dynamometer
14. Osinski P. Hydraulic tests of high-performance gear pump prototype Wulfenia. 2015. V. 22 (1). P. 458–469.
15. Jianshon Z. Drive characteristics of internal gear pump and a new method of analytical calculation of flow rate [Text]. *Mach. Tool and Hydraul.* 1990. N3. P. 25–28.
16. Jianshou Z., Xingen D., Weixian X. Optimizing Technique of design parameters for quied internal pump. *Shanghai Univiversity*. 1990. N3. P. 70–76.
17. DIN 3960 Begriffe und Bestimmungsgroben fur Stirnrader (Zylinderrader) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung. 1987. 59 p.
18. Yudin E. M. Zhesterennye nasosy. Moskva: Mashinostroenie, 1954. 236 p.
19. Tsilindricheskie evolventnye peredachi vnezhnego zatsepleniya. Raschet geometrii. Spravochnje posobie / Bolotovskii I. A., Gurev V. I., Smirnov V. E., Shenderei V. I. Moskva: Mashinostroenie. 1974. 160 p.
20. Oksenenko A. Ya., Lure Z. Ya., Levitin G. S. Dialogovaya sistema resheniya inzhenernykh zadach mnogokriterialnoi optimizatsii. *Upravlyayushie sistemy i mashiny. Tekhnika*. 1988. N 33. P. 101–103.

**Лур'є Зіновій Якович**, д.т.н., професор, +380 (50) 343-01-06, ORCID: 0000-0001-6852-989X, [zi.lurye@gmail.com](mailto:zi.lurye@gmail.com), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», вул. Кирпичева, 2, м. Харків, Україна, 61002,

**Панченко Анатолій Іванович**, д.т.н., професор, +380 (619) 42-04-42, ORCID: 0000-0002-1230-1463, [anatoliypanchenko@tsatu.edu.ua](mailto:anatoliypanchenko@tsatu.edu.ua), Таврійський державний агротехнологічний університет, пр-т Б. Хмельницького, 18, корпус №8, м. Мелітополь, Україна, 72310,

**Соловійов Володимир Михайлович**, к.т.н. +380 (67) 721-76-75, ORCID: 0000-0002-6348-6525, [torque-converter@ukr.net](mailto:torque-converter@ukr.net), Харківське конструкторське бюро з машинобудування, вул. Плеханівська, 126, м. Харків, Україна, 61001,

**Аврунін Григорій**, к.т.н., доцент, +380 (50) 596-62-53, ORCID: 0000-0002-0191-3149, [griavrunin@ukr.net](mailto:griavrunin@ukr.net), Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002,

**Цента Євген Миколайович**, к.т.н., +380 (66) 475-35-27, ORCID: 0000-0002-2607-2294, [tsenta.en@gmail.com](mailto:tsenta.en@gmail.com), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», вул. Кирпичова, 2, м. Харків, Україна, 61002,

**Мороз Ірина Іванівна**, старший викладач, +380 (50) 700-67-95, ORCID 0000-0001-5950-2089, [irinamoroz25.01@ukr.net](mailto:irinamoroz25.01@ukr.net), Харківський національний автомобільно-дорожній університет (ХНАДУ), вул. Ярослава Мудрого, м. Харків, Україна, 61002.

#### **Решение многокритериальной задачи оптимизации шестеренного насоса методом исследований пространства параметров**

**Аннотация.** В статье приведено обоснование метода исследования пространства параметров для постановки и решения задачи многокритериальной оптимизации шестеренного насоса внешнего зацепления с учетом габаритных размеров, рабочего объема, толщины зуба около вершины и коэффициента перекрытия.

**Ключевые слова:** шестеренный насос, многокритериальная оптимизация, метод исследования пространства параметров.

**Лурье Зиновий Яковлевич**, д.т.н., профессор, +380 (50) 343-01-06, ORCID: 0000-0001-6852-989X, [zi.lurye@gmail.com](mailto:zi.lurye@gmail.com), Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина, 61002,

**Панченко Анатолий Иванович**, д.т.н., профессор, +380 (619) 42-04-42, ORCID: 0000-0002-1230-1463, [anatoliypanchenko@tsatu.edu.ua](mailto:anatoliypanchenko@tsatu.edu.ua), Таврийский государственный агротехнологический университет, пр-т Б. Хмельницкого, 18, корпус №8, г. Мелитополь, Украина, 72310,

**Соловьёв Владимир Михайлович**, к.т.н. +380 (67) 721-76-75, ORCID: 0000-0002-6348-6525, [torque-converter@ukr.net](mailto:torque-converter@ukr.net), Харьковское конструкторское бюро по машиностроению, ул. Плехановская, 126, г. Харьков, Украина, 61001,

**Аврунин Григорий Аврамович**, к.т.н., доцент, +380 (50) 596-62-53, ORCID: 0000-0002-0191-3149, [griavrunin@ukr.net](mailto:griavrunin@ukr.net), Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, 61002,

**Цента Евгений Николаевич**, к.т.н., +380 (66) 475-35-27, ORCID: 0000-0002-2607-2294, [tsenta.en@gmail.com](mailto:tsenta.en@gmail.com), Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина, 61002,

**Мороз Ирина Ивановна**, старший преподаватель,  
+380 (50) 700-67-95, ORCID 0000-0001-5950-2089,  
[irinamoroz25.01@ukr.net](mailto:irinamoroz25.01@ukr.net), Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,  
ул. Ярослава Мудрого, г. Харьков, Украина, 61002.

### **Solution of the multi-criteria problem of optimization of a gear pump by the method of research of the space of parameters**

**Introduction.** Gear pumps are one of the main sources of hydraulic energy for hydraulic fluid power of a number of machines for national and special applications. Improving the characteristics of the gear pump of the external gearing is based on a search for the gearing parameters of the gear pump in terms of reducing the overall size while maintaining the value of the working volume set by the customer, which is the subject of the formulation and solution of multicriteria optimization problems

**Problem.** Improving the characteristics of the gear pump of the external gearing is based on the search for the parameters of the gearing of the gear pump in terms of reducing the overall size while maintaining the value of the working volume set by the customer. In the studies of a number of authors, the problems of reducing velocity and pressure pulsations, optimizing gearing parameters, and determining the geometry of gear pump cavities are separately solved. However, a multicriteria approach to gear pump is absent, which narrows the range of positive results obtained by studying the quality of the developed design.

**Method.** A method for studying the parameter space for a gear pump is proposed. This method makes it possible to work with models of various nature due to the absence of any restrictions imposed on functions, including quality functions (smoothness, continuity), the designer is not required to rank criteria, assign weighting factors, limits and restrictions, it is possible obtaining information about the behavior of the criteria and restrictions in the parameter space under study with the minimum calculation time due to the simplicity of data analysis.

**The practical results.** The mathematical model of the gear pump is improved by introducing the equations of the radial and normal lateral gaps, which increased its adequacy to the full-scale sample. As a result of the multicriteria optimization, the overall dimensions of the pump were reduced by 7% while ensuring a given value of the working volume.

**Key words:** gear pump, multicriteria optimization; parameter space research method.

**Lurye Zinoviy**, Doct. of Science, Professor  
+380 (50) 343-01-06, [zi.lurye@gmail.com](mailto:zi.lurye@gmail.com),  
National Technical University «Kharkov Polytechnic Institute» Kirpicheva str., 2, Kharkiv, Ukraine, 61002.

**Panchenko Anatolii**, Doct. of Science, Professor  
+380 (619)-42-04-42, ORCID: 0000-0002-1230-1463,  
[anatoliypanchenko@tsatu.edu.ua](mailto:anatoliypanchenko@tsatu.edu.ua), Tavria State Agrotechnological University Prospect B. Khmelniysky, 18, building 8, Melitopol, Ukraine, 72310.

**Soloviov Volodymyr**, PhD, +380 (67) 721-76-75,  
ORCID: 0000-0002-6348-6525, [torque-converter@ukr.net](mailto:torque-converter@ukr.net),  
Kharkov Machine Building Design Bureau Plekhanovskaya st., 126, Kharkiv, Ukraine, 61001.

**Avrunin Grygoriy**, PhD, associate professor,  
+380 (50) 596-62-53, ORCID: 0000-0002-0191-3149  
[griavrunin@ukr.net](mailto:griavrunin@ukr.net), Kharkovskii-nationalnyi-avtomobilno-dorozhnyi-university, Yaroslava Mudrogo str.,

**Tsenta Yevhen**, PhD, +380 (66) 475-35-27, ORCID: 0000-0002-2607-2294, [tsenta.en@gmail.com](mailto:tsenta.en@gmail.com),  
National Technical University «Kharkov Polytechnic Institute», Kirpicheva str., 2, Kharkiv, Ukraine, 61002.

**Moroz Irene**, senior teacher,  
+380 (50) 700-67-95, ORCID 0000-0001-5950-2089,  
[irinamoroz25.01@ukr.net](mailto:irinamoroz25.01@ukr.net), Kharkovskii-nationalnyi-avtomobilno-dorozhnyi-university, Yaroslava Mudrogo str., 25, Kharkiv, Ukraine, 61002, Kharkiv, Ukraine, 61002.