

УДК 621.831

П. М. КАЛІНІН, канд. техн. наук, доц.; проф. Національної академії
Національної гвардії України, Харків;
Ю. О. ОСТАПЧУК, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХП»;
Ю. В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, доц. Національної академії Національної
гвардії України, Харків

ОПТИМАЛЬНО-РАЦІОНАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ГОЛОВНИХ ПЕРЕДАЧ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МАШИН

В роботі наведена методологія розробки системи оптимально-раціонального проектування елементів головних передач енергетичних машин на основі методу дослідження простору параметрів та обговорені питання її реалізація на прикладі проектування співвісного зубчастого редуктора з розподіленим потоком потужності. Запропонований метод проектування оперує з векторним критерієм якості технічного об'єкта, що дозволяє більш якісно характеризувати об'єкт проектування та керувати процесом вибору його оптимально-раціонального рішення. Наведений ілюстративний приклад застосування запропонованої методології проектування.

Ключові слова: проектування, оптимально-раціональне рішення, зубчастий редуктор, допустима множина, критерій якості, методологія.

Постановка проблеми. Актуальною проблемою розвитку енергетичного устаткування є створення конкурентоспроможних конструкцій енергетичних машин, підвищення їх надійності, істотне поліпшення їх якості і технічного рівня, яка пов'язана із можливістю вирішення складних задач оптимального проектування технічних об'єктів (ТО), зокрема зубчастих передач силових енергетичних машин (СЕМ).

Загальновідомо, що проблема оптимізації є однією із центрових у техніці. Яку б задачу не вирішував інженер, він завжди намагається знайти найкраще рішення – вибрати оптимальний варіант: оптимальний варіант проекту, оптимальний варіант конструкції, оптимальний варіант технології виготовлення тощо. В науково-технічних роботах, що присвячені проблемам оптимального проектування ТО розглядається широке коло задач [1–4], але загальної методології оптимального проектування ТО, зокрема приводних зубчастих передач [5, 6].

Ускладнення задач технічного проектування полягає у тому, що вони, безумовно, є багатокритеріальними, нелінійними, із суперечливими цільовими функціями, а тому інженеру-конструктору важко вибирати обґрунтоване компромісне рішення.

Проблема багатокритеріального оцінювання проектних рішень ТО суттєво ускладнюється чисельною множиною зв'язків між параметрами ТО, різноманітними ознаками їх якості, обмеженою інформативністю одиничних показників якості [1–3].

Класичні методи оптимізації і більшість пошукових методів оптимізації призначені, як правило, лише для рішення однокритеріальних задач, що передбачає скаляризацію векторного критерія оптимізації з використанням, наприклад, методу головного критерія, методу мінімакських оцінок, методу лінійного згортання на основі експертно установленого вектора пріоритетів, що не є однозначним та викликає труднощі у інженерній практиці проектування.

© П.М. Калінін, Ю.О. Остапчук, Ю.В. Жережон-Зайченко, 2015

Характерними обмеженнями, що також стримують широке впровадження методів оптимізації в інженерну практику, є недостатні обсяги статистичних даних, неконтрольованість точності рішень і рекомендацій, що базуються на експертній інформації, відсутність єдиного підходу до побудови проектно-математичних моделей (ПММ) технічних об'єктів, які відображають послідовно-ітераційний процес проектування багатокомпонентних об'єктів системної складності.

Мета роботи. Відсутність загальних методів оптимального проектування ТО, зокрема, зубчастих редукторів спонукає пошуку та розробці часткових методів. У роботі [7] деякі питання оптимально-раціонального проектування ТО на прикладі зубчастого електромеханічного привода із використанням методу допустимих множин вже розглядалися. У розвиток означених питань, з метою подальшого розробки методології оптимально-раціонального проектування ТО, зокрема, зубчастих передач головних передач СЕМ, що може використовуватись як механізм керування якістю їх проектування і розробляється дана стаття.

Постановка задачі оптимізації та метод її вирішення. Постановки задачі оптимального проектування ТО пов'язана із вирішенням традиційних проблем: побудови ПММ об'єкту проектування $\Phi = P(\alpha)$, вибору вектора $\alpha(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_r)$ параметрів оптимізації, складання вектора $\Phi(\Phi_1, \Phi_2, \dots, \Phi_n)$ критеріїв якості, вибору методу пошуку оптимального рішення.

Процес оптимально-раціонального проектування ТО проводимо методом допустимих множин, який побудований на основі методу дослідження простору параметрів (*PSI method*) [4] з використанням діалогової системи «Проектувальник – Рада» та евристичного підходу до зміни критеріальних обмежень якості об'єкта проектування [8].

Алгоритм використаного методу проектування ТО наведено на рис. 1.

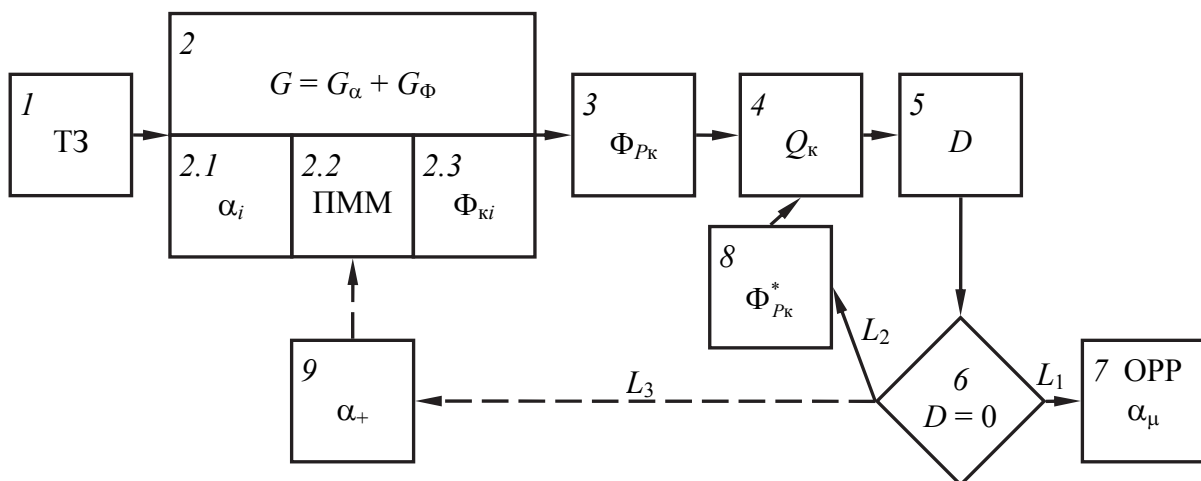


Рис. 1 – Блок-схема методу допустимих множин

Після аналізу технічного завдання на проектування (етап 1) формуємо множину $G = G_\alpha + G_\Phi$ моделі ТО (етап 2).

Якість проектованого ТО залежить від r параметрів $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_r$, що є координатами вектора $\alpha(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_r)$ у просторі параметрів G_α .

Для кожної точки α простору G_α параметрів ТО, яка відповідає параметричним $\alpha_j^* \leq \alpha_j \leq \alpha_j^{**} (j = \overline{1, r})$ та функціональним $f_t(\alpha) \leq 0 (t = \overline{1, m})$ обмеженням, з

використанням ПММ визначають якісні характеристики ТО і будують його вектор якості $\Phi(\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \dots, \Phi_n)$, що формує множину G_Φ . Таким чином множина $G = G_\alpha + G_\Phi$ представляє інформаційний портрет проектованого ТО.

Після попереднього сканування простору G_α параметрів ТО визначаємо для усіх критеріїв якості їх граничні значення $\Phi_k^*, \Phi_k^{**}: \Phi_k^* \leq \Phi_k \leq \Phi_k^{**} \quad (k = \overline{1, n})$. «РАДА» спеціалістів [4] аналізує граничні значення Φ_k^*, Φ_k^{**} критеріїв якості і установлює їх допустимі обмеження $\Phi_{Pk} \quad (k = \overline{1, n})$ або формує їх функціональні обмеження $F_l(\Phi_j) \leq 0$ (етап 3). При формуванні критеріїв якості $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \dots, \Phi_n$ приймають, що кращий варіант ТО відповідає меншому значенню критерія якості. Якщо «РАДУ» не задовільняє якась границя Φ_v^* і вона не може встановити бажане обмеження Φ_{Pv} , то треба більш докладніше просканувати простір Ω у додаткових точках α_+ . Після встановлення обмежень Φ_{Pk} на критерії якості визначають можливі множини Q_k параметрів, для яких виконуються умови $\Phi_k \leq \Phi_{Pk}$ (етап 4). На етапі 5 будують множину D допустимих множин ($D = Q_1 \cap Q_2 \cap Q_3 \cap \dots \cap Q_n$) і далі (етап 6) перевіряють повноту множини D тобто визначають кількість μ точок множини D .

У разі $\mu = 0$ ($D = 0$) «РАДА» або пом'якшує допустимі границі критеріїв якості Φ_{Pj}^+ (етап 8) або вибирає додаткові точки α_+ (етап 9) простору параметрів G_α і збільшує множину G з подальшою перевіркою повноти множини D допустимих рішень.

У разі $D \neq 0$ усі μ точок α_μ ($\alpha_\mu \in D$) вважаються оптимально-раціональними рішеннями поставленої задачі проектування ТО, бо усі вони задовільняють встановленим обмеженням на критерії якості.

До речі у разі великого значення μ (великої кількості оптимально-раціональних рішень α_μ) можна встановити більш жорсткі обмеження Φ_{Pk}^+ на критерії якості і зменшити μ .

До переліку важливих проблем оптимального проектування є вибір множини параметрів оптимізації. Необгрунтоване збільшення параметрів оптимізації ускладнює задачу і, як правило, ускладнює пошук оптимального рішення. Ефективності постановки задачі оптимізації передують пошук ефективних параметрів оптимізації. За методом допустимих множин такий пошук здійснюється автоматично у процесі аналізу таблиць іспитів та вибору границь критеріїв якості Φ_{Pk} .

Побудова моделі та аналіз результатів оптимального проектування. Для ілюстрації викладеної методології проектування ТО розглянемо, як приклад, проектування зубчастих передач співвісного двоступінчастого редуктора з шевронними колесами та розподіленням потоком потужності (рис. 2), що використовують у судових енергетичних машинах.

Проектно-математична модель технічного об'єкта, зокрема, ПММ «Зубчастий редуктор» складається із аналітичних залежностей, таблиць, графічних даних, рекомендацій та вимог ДСТУ, ГОСТів і таке інше. Універсальної та єдиної ПММ «Зубчастий редуктор» не існує. Звичайно така ПММ оформлюється у вигляді комп'ютерної програми, що включає прийняту у практиці методику проектування та інформаційну базу із необхідним довідковим матеріалом.

Розроблена ПММ «Зубчастий редуктор» у вигляді комп'ютерних програм DMP [9, 10] орієнтована на сучасні підходи до проектування зубчастих редукторів у відповідності до ГОСТ 21354-87. Модульний принцип побудови DMP відповідає самій

ідеології проектування, яка дозволяє змінювати параметри оптимізації та критерії якості, уточнювати методики проектування окремих елементів, без зміни інших модулів.

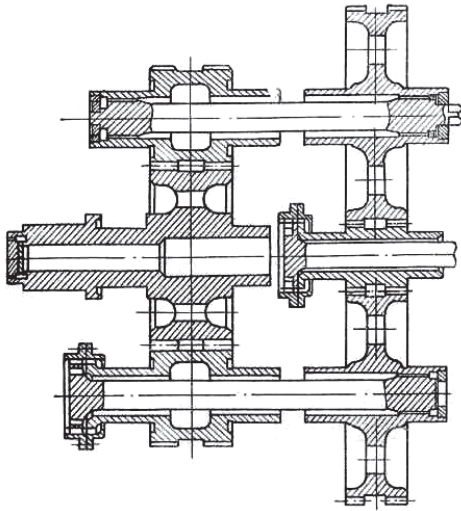


Рис. 2 – Зубчаста передача редуктора СЕМ з розподіленням потоку потужності

Зубчасті передачі СЕМ є високонавантаженими (передають крутні моменти $T = (1...2)$ МН·м, високошвидкісними (колова швидкість у зачепленні $(40...100)$ м/с) і методика їх проектування має специфічні особливості порівняно до діючого стандарту ГОСТ 21354-87, що враховано у модернізованій програмі DMP-СЕМ.

Нехай за технічним завданням треба спроектувати зубчасті передачі редуктора головної передачі СЕМ, для якої $T_{\text{вих}} = 2$ МН·м – крутний момент на валу гвинта; $n_{\text{вих}} = 4000$ об/хв – частота обертання вал турбіни; $u_0 = 20$ – загальне передаточне число; термін роботи – тривалий.

У якості вектора параметрів оптимізації був обраний вектор: $\alpha(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5) = (H_{\text{ш}}, u_{\text{т}}, \psi_{\text{bdт}}, \beta_{\text{т}}, z_{1\text{т}})$. Тут $H_{\text{ш}}$ – характеристика матеріалу, з якого виготовлені зубчасті колеса швидкохідної передачі; $u_{\text{т}}, \psi_{\text{bdт}}, \beta_{\text{т}}, z_{1\text{т}}$ – відповідно, передаточне число, коефіцієнт відносної ширини, кут нахилу зубців, число зубців шестерні для тихохідної передачі, на які були накладені обмеження $2 \leq \alpha_2 \leq 5, 30 \leq \alpha_3 < 40, 0,5 \leq \alpha_4 \leq 1,0, 17 \leq \alpha_5 \leq 30$. Для важконавантажених зубчастих передач рекомендовано використовувати азотовані або термічно покращені сталі [6], які і обрані у якості параметра α_1 .

Розглядаємо задачу проектування ТО як багатокритеріальну. Для відпрацювання методики проектування сформульовані вісім локальних критеріїв якості Φ_k :

- $\Phi_1 = a_W$ – міжосьова відстань редуктора;
- $\Phi_2 = L = \max(L_1, L_2)$ – довжина, де $L_1 = a_{W1} + d_{a21}, L_2 = a_{W2} + d_{a12}$;
- $\Phi_3 = B = b_{11} + b_{12} + c \cdot (m_{n1} + m_{n2})$ – ширина;
- $\Phi_4 = H = \max(d_{a21}, d_{a22})$ – висота;
- $\Phi_5 = V = \pi (b_{1k} \cdot d_{1k}^2 + b_{2k} \cdot d_{2k}^2 + b_{12} \cdot d_{12}^2 + b_{22} \cdot d_{22}^2) / 4$ – об'єм;
- $\Phi_6 = R = \max(R_1, R_2)$ – сила, що діє на вали у поперечному напрямку, де $R_k = \sqrt{F_{lk}^2 + F_{rk}^2}, k = 1, 2$;
- $\Phi_7 = \max(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$ – коефіцієнт перекриття;
- $\Phi_8 = \Delta = |1 - \sigma_{n1} / \sigma_{n2}| \cdot 100$ – характеристика рівнонапруженості передач.

Обрані критерії якості характеризують габаритні розміри редуктора (зубчастих передач) ($\Phi_1 - \Phi_4$), об'єм (масу) зубчастих коліс (Φ_5), сили, що діють на вали у радіальному напрямку (Φ_6), плавність роботи передач (Φ_7) і стан рівномірного навантаження зубчастих зачеплень (Φ_8). Критерій Φ_6 пов'язаний із силами, що впливають на працездатність валів, які підтримують зубчасті колеса, та їх опори.

Для побудови інформаційної множини G_{Φ} використовувалась проектно-математична модель у вигляді комп'ютерної програми DM30 С. Частина побудованої множини G_{Φ} критеріїв наведена у табл. 1, при цьому значення критеріїв наведені у безрозмірних (відносних) одиницях.

Елементи множини G_{Φ}

Іспит i	Критерії якості							
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_4	Φ_5	Φ_6	Φ_7	Φ_8
1	1068	1637	686	1880	4000	1347	3320	34
2	1010	1551	677	1780	3780	1412	4621	662
3	855	1310	762	1502	3544	1684	1970	1338
4	889	1365	804	1566	3891	1605	3771	775
5	952	1407	651	1647	3256	1474	3288	1367
6	991	1467	689	1713	3335	1404	3270	776
7	952	1407	762	1647	3673	1474	3288	427
8	915	1345	715	1583	3419	1535	3767	1164
9	1038	1493	651	1766	3338	1310	4312	539
10	1039	1491	632	1769	3362	1297	4286	285
11	934	1343	686	1589	3137	1455	4015	1175
12	982	1414	732	1669	3365	1373	3748	636
13	1135	1594	621	1900	3328	1179	4464	322
14	1074	1510	627	1799	3160	1236	4465	378
15	1022	1435	686	1710	3264	1310	4149	341
16	1074	1510	717	1799	3617	1236	4465	341
17	903	1383	677	1591	3593	1591	3191	1151
18	940	1441	716	1654	3682	1515	2788	771
19	903	1383	794	1591	3971	1591	3191	233
20	855	1310	762	1502	3543	1667	1970	1592
...
157	1338	1883	644	2243	5717	1002	4637	264
158	1266	1778	661	2118	5376	1050	4156	1061
159	1171	1649	718	1963	5595	1145	4681	1325
160	1266	1778	754	2118	6032	1050	4156	407

У табл. 2 представлена частина таблиці іспитів, у якій усі іспити упорядковані за кожним локальним критерієм якості Φ_k по мірі їх погіршення.

Аналіз таблиці іспитів показав, що оптимального значення (кращого варіанта за усіма критеріями Φ_k) у просторі G не має (див. першу строку табл. 1): точка 3 краща за Φ_1, Φ_2, Φ_4 , а за шириною (Φ_k) краща точка 77; найменший об'єм має точка 61, а найменші навантаження на вали має редуктор 94; найбільш плавно працює редуктор 147, а максимальну рівномірну завантаженість ступенів має редуктор 52.

У подальшому можна збільшити розмірність простору G шляхом проведення додаткових іспитів, але це не гарантує знаходження найкращого варіанту. До речі не відомо чи є взагалі такий найкращий варіант. Практика проектування технічних об'єктів стверджує, що таких варіантів практично не існує, і шукати оптимальний варіант технічного об'єкту безперспективно. Таким чином ми приходимо до задачі пошуку оптимально-раціонального варіанту проекту зубчастих передач СЕУ.

Таблиця іспитів

i	Φ_1	i	Φ_2 L	i	Φ_3 B	i	Φ_4 H, M	i	Φ_5 V	i	Φ_6 FH	i	Φ_7 e	i	Φ_8 Δ
3	855	3	1310	77	514	3	1502	61	2995	94	9884	147	1787	52	2
20	855	20	1310	61	550	20	1502	25	3015	125	1002	3	1970	47	3
36	863	36	1314	73	559	36	1516	11	3137	157	1002	20	1970	75	4
67	880	39	1321	74	580	67	1547	14	3160	109	1012	36	1992	32	9
51	889	23	1332	78	580	39	1556	79	3160	141	1012	67	2051	73	23
4	889	67	1335	57	582	23	1560	38	3178	106	1037	82	2275	76	32
39	899	11	1343	75	583	51	1566	59	3184	154	1037	145	2275	1	34
23	901	8	1345	45	585	4	1566	45	3192	89	1048	97	2289	41	41
17	903	51	1350	41	597	8	1583	29	3198	126	1050	99	2289	29	43
19	903	59	1353	46	602	11	1589	48	3212	128	1050	98	2308	63	48
33	912	72	1354	58	602	17	1591	74	3229	158	1050	113	2308	65	57
35	912	4	1365	62	602	19	1591	32	3230	160	1050	129	2336	37	61
8	915	56	1371	69	604	72	1595	57	3250	110	1061	131	2336	55	112
72	922	17	1383	25	610	33	1606	5	3256	112	1061	146	2415	70	118
56	933	19	1383	29	610	35	1606	64	3263	122	1061	148	2415	43	161
11	934	33	1387	80	612	59	1614	15	3264	138	1061	81	2440	49	170
18	940	35	1387	79	617	56	1615	69	3270	142	1061	83	2440	54	184
50	946	44	1390	13	621	24	1638	77	3279	144	1061	84	2441	31	215
52	946	43	1399	14	627	5	1647	78	3280	93	1072	100	2441	19	233
24	947	24	1403	53	627	7	1647	46	3294	95	1072	132	2550	154	246
...
125	1331	125	1873	83	950.0	125	2231	114	7028	36	1667	61	5004	86	2136
157	1338	157	1883	84	951.0	157	2243	148	7056	20	1667	63	5004	81	2247
94	1342	94	1889	100	951.0	94	2250	130	7139	3	1684	120	5196	146	2331

Аналіз встановлених граничних значень (Φ_k^* , Φ_k^{**}) локальних критеріїв якості (табл. 3) проводить «РАДА», яка з урахуванням технічного завдання на проектування встановлює обмеження Φ_{pk} на показники якості редуктора. На основі аналізу встановлених обмежень Φ_{pk} будуються множини D допустимих рішень (табл. 3).

Відзначимо, що запропонований метод оптимізації з використанням «РАДИ» не потребує створювати (шляхом згортання локальних критеріїв) одного суб'єктивного глобального критерія якості, не вимагає комбінувати, вводити вагомні коефіцієнти для зменшення впливу деяких локальних критеріїв за рахунок інших. Для організації роботи «РАДИ» можна запропонувати декілька варіантів: надати один стовбець таблиці іспитів і запропонувати назначити одне обмеження на відповідний критерій якості, а далі це повторити з іншими стовпцями таблиці іспитів, або зразу надати усю таблицю іспитів. Зрозуміло, що «РАДА» зацікавлена в тому, щоб усі критерії Φ_k були найкращими, однак вона розуміє, що вибір Φ_{pk} занадто і необґрунтовано малими може привести до пустоти множини допустимих рішень D .

У табл. 3, як ілюстрація вказаного вище, наведено декілька варіантів визначення обмежень Φ_{pk} і наведені характеристики побудованих множин D допустимих рішень, відповідно до цих обмежень.

Результати проектування

Границі критеріїв Φ_k		Варіанти Φ_{Pk} обмежень на критерії якості						
Φ_k^*	Φ_k^{**}	1	2	3	4	5	6	7
855	1342	1100	1100	1100	1100	1100	980	980
1310	1889	1440	1500	1482	1480	1440	1420	1450
514	951	630	800	730	725	700	700	650
1502	2250	1690	1800	1800	1800	1800	1650	1750
2995	7139	3500	4000	3500	3500	3500	3500	4000
988	1684	1300	1500	1500	1500	1500	1500	1500
1787	5196	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000
2,1	2331	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	10	5.5
μ (число точок D)		0	11	4	3	2	2	1
i (номера точок D)		–	–	69, 43, 27, 21	69, 43, 27	69, 43	59, 44	69

За варіантом 1 обмежень на критерії якості встановлено, що множина D виявилася пустою ($\mu = 0$). Пом'якшення обмежень (варіант 2) приводить до того, що множина D виявилася досить великою ($\mu = 11$).

При посиленні обмежень на критерії Φ_2, Φ_3, Φ_5 (варіант обмежень 3) визначено 4 оптимально-раціональних рішення (іспити 69, 43, 27, 21). Подальший вибір більш жорстких обмежень (варіанти обмежень 4, 5, 7) приводить до зміни кількості точок множини D .

У разі, коли розмір μ множини D допустимих значень дорівнює одиниці (іспит 69), то вважаємо, що цей іспит є оптимально-раціональним варіантом параметрів зубчастої передачі, який задовольняє усім прийнятим «РАДОЮ» критеріальним обмеженням.

До речі у разі вибору «РАДОЮ» інших пріоритетів на критерії якості (варіант обмежень 6) множина допустимих рішень має 2 точки (іспити 59, 44), які не співпадають з попереднім оптимально-раціональним варіантом.

У разі, коли розмір множини D допустимих значень більше одиниці ($\mu > 1$), то кожен з цих варіантів може вважатися оптимально-раціональним, бо кожен з них задовольняє прийнятим обмеженням на показники якості.

До речі, оптимально-раціональний варіант 69 для проектного редуктора СЕМ характеризується таким вектором параметрів $\alpha(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5)$: $\alpha_1 = 63$ (Матеріал коліс – сталь азотована, типу 40ХНМА); $\alpha_2 = 3,56$; $\alpha_3 = 1,063$; $\alpha_4 = 35^\circ$; $\alpha_5 = 25$.

Заключення. Застосована методологія управління якістю проектування елементів головної передачі СЕМ за рахунок зміни обмежень на критерії якості технічного об'єкту є логічною до прийнятої у практиці методики проектування.

Розглянута методика дозволяє проектувальникам і замовникам не обмежувати кількість локальних критеріїв якості та не будувати інтегральний критерій на основі суб'єктивно встановленого вектора пріоритетів. Такий підхід варто вважати найбільш правильним і перспективним при розгляді складних багатопараметричних і багатокритеріальних задач комплексного проектування машин та їх складових, зокрема елементів СЕМ.

До речі побудова інформаційної множини G може здійснюватися різними шляхами (різними розрахунковими програмами, експериментальними або статистичними даними тощо) та за різними планами сканування простору G_α , але

методи побудови множини G не впливають на запроповану методологію оптимально-раціонального проектування технічних об'єктів. Звичайно на якість проектування ТО впливає як кількість точок простору G так і їх інформативність, що залежить від методів сканування простору G [2, 4], проте ці питання у даній роботі не розглядаються. Проте із власного досвіду оптимально-раціонального проектування зубчастих передач відзначимо, що використання ЛП-пошуку [4] не є обов'язковим.

Висновки

1) Для рішення задачі оптимального проектування зубчастих передач СЕМ запропоновано використовувати прямий метод допустимих множин, який дозволяє при виборі оптимально-раціональних рішень не обмежувати кількість критеріїв якості і враховувати кожний з них, а також керувати процесом вибору оптимально-раціонального рішення.

2) Запропонована методологія оптимально-раціонального проектування зубчастих передач, може бути поширена у практику проектування і ефективно використовуватися як механізм керування якістю технічних об'єктів СЕМ.

Список літератури: 1. Фролов, К. В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения [Текст] / К. В. Фролов. – М. : Машиностроение, 1984. – 224 с. 2. Реклейтис, Г. Оптимизация в технике [Текст]: в 2-х кн. / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Регсдел. – пер. с англ. – М. : Мир, 1986. – 350 с. 3. Хог, Э. Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции [Текст] / Э. Хог, Я. Арора. – М. : Мир, 1983. – 480 с. 4. Соболев, И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями [Текст] / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. – М. : Наука, 1981. – 110 с. 5. Расчет и проектирование зубчатых редукторов [Текст] : справ. / В. Н. Кудрявцев, И. С. Кузьмин, А. Л. Филипенков; Под общ. ред. В. Н. Кудрявцева. – Санкт-Петербург : Политехника, 1993. – 448. 6. Редукторы энергетических машин [Текст] : справ. / Б. А. Балашов, Р. Р. Гальпер, Д. М. Гаркави и др.; под общ. ред. Ю. А. Державца. – Ленинград : Машиностроение (Ленингр. Отд-ние), 1985. – 232 с. 7. Калинин, П. Н. Оптимально-рациональное проектирование зубчатого электромеханического привода [Текст] / П. Н. Калинин, Л. В. Курмаз, Ю. В. Жережон-Зайченко // Проблемы механического привода. Вісник НТУ «ХП»: Зб. наук. праць. – Харків : НТУ «ХП», 2006. – № 22. – С. 42–49. 8. Калинин, П. М. Оптимально-рациональное проектирование зубчатых редукторов трансмиссий автомобиля // Проблемы механического привода. Вісник НТУ «ХП»: Зб. наук. праць. – Харків : НТУ «ХП», 2012. – № 35. – С. 51–58. 9. Калинин, П. Н. Система экспрес діагностування працездатності елементів головної передачі автомобіля [Текст] / П. Н. Калинин, Л. В. Курмаз, Ю. В. Жережон-Зайченко // Проблемы механического привода. Вісник НТУ «ХП»: Зб. наук. праць. – Харків : НТУ «ХП», 2008. – № 28. – С. 116–120. 10. Калинин, П. М. Детали машин. Зубчатый редуктор. Практикум [Текст] / П. Н. Калинин. – Харків : Акад. ВВМВС України, 2006. – 218 с.

Bibliography (transliterated): 1. Frolov, K. V. *Metody sovershenstvovaniya mashin i sovremennye problemy mashinovedeniya*. Moscow : Mashinostroenie, 1984. Print. 2. Reklejtis, G., A. Rejvindran and K. Regsdel. *Optimizacija v tehnike*. Moscow : Mir, 1986. Print. 3. Hog, Je. and Ja. Arora *Prikladnoe optimal'noe proektirovanie. Mehanicheskie sistemy i konstrukcii*. Moscow : Mir, 1983. Print. 4. Sobol', I. M. and R. B. Statnikov. *Vybor optimal'nyh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami*. Moscow : Nauka, 1981. Print. 5. Kudrjavcev, V. N., ed., I. S. Kuz'min and A. L. Filipenkov. *Raschet i proektirovanie zubchastyh reduktorov : spravocnik*. St. Petersburg : Politehnika, 1993. Print. 6. Derzhavca, Ju. A., ed. *Reduktory jenergeticheskikh mashin : spravocnik*. Leningrad : Mashinostroenie, 1985. Print. 7. Kalynyn, P. N., L. V. Kurmaz and Ju. V. Zherezhon-Zajchenko. "Optymal'no-racional'ne proektuvannja zubchastogo elektromehaničnogo pryvodu." *Problemy mehanichnogo pryvodu. Visnyk NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'*. No. 22. Kharkiv : NTU "KhPI", 2006. 42–49. Print. 8. Kalinin, P. M. "Optymal'no-racional'ne proektuvannja zubchastyh reduktoriv transmisij avtomobilja." *Problemy mehanichnogo pryvodu. Visnyk NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'*. No. 35. Kharkiv : NTU "KhPI", 2012. 51–58. Print. 9. Kalinin, P. N., L. V. Kurmaz and Ju. V. Zherezhon-Zajchenko. "Systema ekspres diagnostuvannja pracezdatnosti elementiv golovnoi' peredachi avtomobilja." *Problemy mehanichnogo pryvodu. Visnyk NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'*. No. 28. Kharkiv : NTU «KhPI», 2008. 116–120. Print. 10. Kalinin, P. M. *Detali mashyn. Zubchastyj reduktor. Praktykum*. Kharkiv : Akad. VVMVS Ukraïny, 2006. Print.

Поступила (received) 11.12.2014