

З точок, що пройшли перевірку, складається множина, що задовольняє умовам проектування – це наступний етап. На цьому етапі розраховують для кожної точки значення цільової функції (2).

Пошук найкращого варіанту здійснюється методом сортування множини точок за значенням цільової функції, при мінімальному значенні цільової функції маємо найкращу комбінацію параметрів проектування. Сортування здійснюється методом вставки [8], де на  $i$ -му етапі “вставляємо”  $i$ -й елемент  $A[i]$  у потрібну позицію серед елементів  $A[1], A[2], \dots, A[i-1]$ , які вже впорядковані. Після цієї вставки перші  $i$  елементів будуть впорядковані.

Передостаннім етапом є уточнення значень параметрів. Він обумовлений тим, що при генеруванні ЛПТ послідовності значення параметрів є дрібними, а такі параметри, як числа зубців, повинні приймати цілі значення. Модулі зачеплень також повинні приймати стандартні значення. Таким чином, проектувальнику необхідно прийняти найближчі до отриманих з попереднього етапу значення  $i$  у відповідності до отриманої міжосьової відстані уточнити значення кутів нахилу зубців коліс.

На останньому етапі, з урахуванням уточнених значень параметрів, необхідно зробити потрібні перевіряючі розрахунки деталей коробки передач.

**Висновок.** Запропоновано вирішувати задачу оптимізації тривальних коробок передач за допомогою метода зондування  $n$ -вимірних паралелепіпедів. У якості пробних беруться точки за закономірністю ЛПТ-послідовності. Це дозволяє досить швидко досліджувати характер поверхні цільової функції та знаходити оптимально-раціональні рішення.

**Список літератури:** 1. Дымшиц И.И. Коробки передач. – М.: Машгиз, 1960. – 360с. 2. Бондаренко А.В. Оптимизация трехвалных коробок передач по критерию минимального межосевого расстояния / Алексей Бондаренко, Александр Устиненко // Вісник Національного Політехнічного Інституту "Харківський Політехнічний Інститут": Збірник наукових праць. Тематичний випуск “Проблеми механічного приводу”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – №28. – С.110–115. 3. Бондаренко О.В. Критерії та шляхи оптимізації тривальних коробок передач / Бондаренко Олександр, Устиненко Олександр // Вісник Національного Політехнічного Інституту "Харківський Політехнічний Інститут": Збірник наукових праць. Тематичний випуск “Машинознавство та САПР”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2009. – №19. – С.14–18. 4. Иосилевич Г.Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368с. 5. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике: Пер. с англ. – М.: Мир 1986. – Т.1. – 349с. 6. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник / В.Н. Кудрявцев, И.С. Кузьмин, А.Л. Филипенков; Под общ.ред. В.Н. Кудрявцева. – СПб.: Политехника, 1993. – 448 с. 7. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 107с. 8. Ахо, Альфред, В., Хопкрофт, Джон, Ульман, Джеффри, Д. Структуры данных и алгоритмы: Пер. с англ. Уч. пос. – М.: Вильямс, 2000. – 384с.

Надійшла до редколегії 31.05.10

*О.Е. ВАСИЛЬЄВА*, к.т.н., доцент каф. ПАРТ Львівського ДУ БЖД

## БАГАТОПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОРПУСІВ ЦИЛІНДРИЧНИХ РЕДУКТОРІВ

Рассмотрена методология оптимизации и синтеза конструктивных элементов корпусов цилиндрических редукторов в процессе их проектирования с использованием математических моделей, которые связаны с прочностью, жесткостью и размерами элементов, которые входят в состав передачи.

Methodology of optimization and synthesis of structural elements of corps of the cylinder gearings is considered in the process of their planning with the use of mathematical models, which are related to durability, inflexibility and sizes of elements, that enters in the complement of transmission.

**Сучасний стан проблеми.** Основною проблемою сучасного машинобудування є забезпечення згідно із службовим призначенням обґрунтованого вибору оптимальної структури та параметрів запроєктованої конструкції. Важливим і відповідальним етапом проектування, виготовлення та експлуатації будь-якої конструкції є початковий етап, на якому розробляються принципові схеми, ескізи проекти та вибирається оптимальний варіант, тобто виконується синтез конструктивного рішення. Ефективність цих рішень впливає на собівартість розробленої конструкції виробу та її експлуатаційні показники.

Проблемами структурного синтезу та параметричної оптимізації різних конструкцій займалися відомі вчені І.І. Артоболовський, М.Д. Генкін, Є.М. Герасимов, А.Ф. Кіріченко, П.Л. Носко, Б.І. Кіндрацький та багато інших. Результати їх робіт дозволили впровадити в машинобудівну галузь промислової різні методи оптимізації та синтезу машинобудівних конструкцій.

Стосовно зубчастих передач питаннями оптимізації та синтезу конструктивних рішень, а також розробленням різних методів синтезу в цьому напрямку, займалися К.І. Заблонський [1], А.Ф. Кіріченко [2], Шишов В.П. [3, 4], Утутов М.Л. [5] та інші. Але розроблені методи стосуються лише окремих елементів зубчастих коліс передач. Тому була поставлена задача розробити таку методологію, яка б дозволила синтезувати конструктивні елементи корпусів циліндричної зубчастої передачі.

**Мета роботи.** На підставі результатів теоретичних і експериментальних досліджень розробити оптимізаційні багатокритеріальні математичні моделі синтезу конструктивних елементів корпусів циліндричної зубчастої передачі.

Розглянемо розв’язання цього питання на прикладі синтезу конструктивних елементів корпусу одноступеневого редуктора циліндричної зубчастої передачі.

**Вибір критеріїв оптимізації основних конструктивних елементів корпусу.** Багатокритеріальні оптимізаційні задачі в залежності від того, в якому вигляді виявляється дія різних критеріїв, поділяються на п’ять класів [6]. Для

розв'язання цієї задачі приймаємо третій клас – множину умов, тобто технічна система повинна функціонувати в різних умовах, для кожної з яких якість функціонування характеризується деяким частковим критерієм. Ефективність системи визначається в цьому випадку сукупністю величини критеріїв для кожної з умов. Часткові критерії мають однакову природу та однакову розмірність.

Одним із головних чинників, які характеризують якість любого виробу, є його надійність. В свою чергу одним з основних показників надійності є довговічність виробу. Згідно із ДСТУ 2860-94 показником довговічності виробу є середній повний ресурс  $T_p$  (термін служби). Наприклад, для циліндричних редукторів  $T_p \geq 3600$  год [7]. До цього ж необхідно одночасно додати, що збільшення довговічності виробу без урахування його економічних показників надійності може бути не обґрунтованим.

Виходячи з наведеного положення для оптимізації та синтезу конструктивних параметрів корпусів зубчастої передачі приймаємо наступні критерії:

1) Економічний показник надійності корпусу  $E = K_e \cdot T_E$  [8], де

$$K_e = (Q_B + Q_E) / T_B, \text{ грн/год}; \quad (1)$$

$T_B$  – середнє напрацювання корпусу на відмову, год;  $Q_B$  – технологічна собівартість виготовлення заготовки корпусу, грн;  $Q_E$  – сумарні витрати на експлуатацію, грн;  $T_E$  – заданий період експлуатації, год; значення  $T_E$  приймають згідно рекомендацій [11], в яких наведено терміни експлуатації корпусів редукторів до капітального ремонту в межах від 5000 до 6000 год, тобто приймаємо, що  $T_E$  дорівнює середньому повному ресурсу  $T_p$ , а саме  $T_E = T_p = 5000 \dots 6000$  год.

Технологічну собівартість виготовлення заготовки корпусу можна визначити за залежністю

$$Q_B = (M + 3)(1 + H/100), \text{ грн}, \quad (2)$$

де  $M$  – вартість матеріалу, грн;  $M = m(S/1000) - (m - m_f)(S_b/1000)$ ;  $m$  – маса одиниці об'єму заготовки, кг;  $m = 7,8L\delta^2$ ;  $L = aw - [(D1 + D2)/2]$  – довжина небезпечного перерізу стінки корпусу, мм;  $aw$  – міжосьова відстань, мм;  $D1, D2$  – діаметри зовнішніх кілець підшипників ведучого та веденого валів відповідно, мм;  $\delta$  – товщина стінки корпусу, мм;  $m_f$  – маса одиниці об'єму готової деталі, кг;  $m_f = (0,8 \dots 0,9)m$ ;  $S, S_b$  – ціна 1 т матеріалу заготовки та відходів відповідно, грн;  $3$  – заробітна плата на виконання операцій формування, литва, вибівки, очистки, грн;  $3 = (B/1000)m_k$ ;  $B$  – базова заробітна плата на виконання вказаних операцій для 1 т виливки, грн ( $B \approx 1600$  грн [9]);  $k_m$  – коефіцієнт, який залежить від марки матеріалу: для сірих чавунів  $k_m = 1$ ; для модифікованих  $k_m = 1,08$ ; для вуглецевих сталей  $k_m = 1,22$ ;  $H$  – накладні витрати підприємства, де виготовляють корпус, %.

Сумарні витрати на експлуатацію корпусу

$$Q_E = B_i \cdot \Sigma O_i, \quad (3)$$

де  $B_i$  – вартість одного огляду в процесі експлуатації корпусу зубчастої передачі, грн ( $B_i \approx 19$  грн [9]). Згідно із планово-попереджувальним ремонтом (ППР) обладнання [10] передбачаються огляди, поточні ремонти, середні ремонти та наприкінці ремонтного циклу капітальний ремонт, що відповідає 18 проміжним періодам;  $\Sigma O_i = 18$  – загальна кількість оглядів.

Середнє значення напрацювання корпусу на відмову  $T_B$  визначимо виходячи зі значення імовірності його безвідмовної роботи  $R(t)$  з використанням розподілу Вейбулла. В цьому випадку  $R(t)$  визначають за залежністю [8]

$$R(t) = \exp \left[ - \left( \frac{t}{a} \right)^b \right], \quad (4)$$

де  $t$  – час безпосередньої роботи об'єкта, на протязі якого визначають для нього  $R(t)$ ;  $a$  – параметр масштабу, тобто  $a = T_B$ ;  $b$  – параметр форми (якщо  $b = 1$ , то розподіл Вейбулла перетворюється в експоненціальний з параметром інтенсивності відмов  $\lambda(t) = 1/a = \text{const}$ ; якщо  $b = 2$ , то розподіл Вейбулла перетворюється в розподіл Релея з лінійною функцією інтенсивності відмов  $\lambda(t)$ ; якщо  $b = 3,3$ , то розподіл Вейбулла стає близьким до нормального розподілу).

Для розрахунків приймаємо наступне: огляд корпусу згідно із ППР виконують один раз на місяць, тобто кожні  $t = 720$  год; згідно рекомендацій [8] параметр форми  $b = 2$ , а  $R(t) = 0,97$ . Тоді на підставі залежності (4) отримаємо

$$a = T_B = \sqrt{\frac{t^2}{-\ln(R(t))}}. \quad (5)$$

Результати розрахунків дозволили встановити, що  $T_B \approx 4160$  год. Тобто при середньому ресурсі  $T_p = 5500$  год до капітального ремонту корпус може відмовити тільки один раз. Основними відмовами корпусу можуть бути:

- тріщина в нижньому поясі кріплення корпусу;
- тріщина в стінці корпусу;
- тріщина в верхньому поясі фланця корпусу;
- послаблення фундаментних болтів;
- послаблення болтів з'єднання корпусу з кришкою;
- тріщина в ребрі корпусу тощо.

2) Вартість  $Q_H$  забезпечення надійності корпусу можна визначити за залежністю [8]

$$Q_H = Q_{II} (T_B / T_E)^\alpha, \text{ грн}, \quad (6)$$

де  $Q_{II}$  – вартість прототипу з встановленими значеннями показників надійності ( $T_B, T_p$ ), грн.;  $\alpha$  – показник степені, який характеризує рівень прогресивності виробництва з точки зору можливостей підвищення надійності виробу;  $\alpha = 1,3 \dots 1,5$ .

Вибір цих критеріїв можна пояснити наступними положеннями. При збі

льшені  $T_B$  прийнятий критерій  $E=K_e T_E$  поступово зменшується до межі, коли  $T_B=T_E$ . В цьому випадку він приймає значення  $Q_B+Q_E$ , що вказує на режим роботи з високою надійністю (див. рисунок). Другий критерій  $Q_H$  навпаки при збільшені  $T_B$  поступово збільшується за рахунок зростання собівартості продукції для забезпечення більш високої надійності, тобто за рахунок зменшення кількості відмов (див. рисунок).

Тоді загальний критерій оптимізації можна представити у вигляді різниці витрат. При цьому виріб буде складатися з оптимальних конструктивних елементів у випадку, коли ця різниця має мінімальне значення

$$|E - Q_H| \Rightarrow \min. \quad (7)$$

#### Визначення меж зміни основних конструктивних елементів корпусу.

До основних конструктивних елементів корпусу відносять: товщину стінки корпусу  $\delta$ ; товщину верхнього поясу фланця корпусу  $b_\phi$ ; товщину нижнього поясу корпусу (без бобишек)  $p$ ; товщину ребер корпусу  $m_p$ ; діаметр отвору під фундаментні болти  $d_1$ ; діаметр отворів під болти біля підшипників  $d_2$ ; діаметр отворів під болти для з'єднання корпусу з кришкою  $d_3$ ; відстань від зовнішньої поверхні стінки корпусу до осі болтів  $d_1, d_2, d_3 - c_i$ ; ширину нижнього та верхнього поясів корпусу  $K_i$ ; висоту бобишек під болт  $d_2 - h_\delta$ ; зовнішній діаметр гнізда під підшипники  $D_k$ ; довжина гнізда під підшипник  $l$ ; діаметр штифта  $d_{uu}$  та його довжину  $l_{uu}$ ; найменший зазор між зовнішньою поверхнею зубчастого колеса та стінкою корпусу по діаметру та по торцях.

На підставі рекомендацій [7] основним чинником, від якого залежать майже всі конструктивні елементи корпусу, є товщина його стінки  $\delta$ . Тому на підставі розгляду напружено-деформованого стану корпусу від зусиль, які діють в процесі роботи зубчастої передачі, визначимо значення товщини стінки корпусу  $\delta$ . Для цього розглянемо схему навантаження одноступеневого редуктора, наприклад, приводу конвеєра з використанням пасової передачі. Схему навантаження ускладнимо тим, що вхідний вал, з яким з'єднується вал електродвигуна за допомогою муфти, та вихідний вал зі шківом пасової передачі виходять в одну сторону. Тобто в цьому випадку виникає найбільш можливий напружено-деформований стан однієї сторони корпусу. В процесі передачі обертового моменту  $T_1$  на корпус діють наступні зусилля:  $R_1$  – сила від не співвісності муфти, яка з'єднує вал електродвигуна з вхідним валом редуктора;  $Y_A$  – реакція опори  $A$  від дії колової сили  $F_t$  та  $R_1$ ;  $X_A$  – реакція опори  $A$

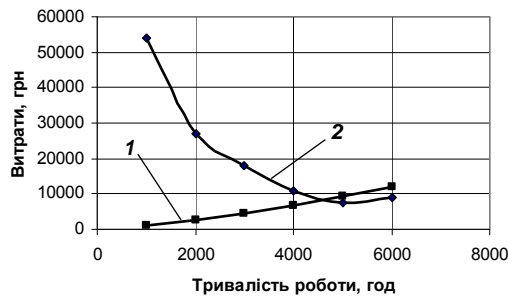


Рисунок – Критеріальні залежності:  
1 –  $Q_H$ ; 2 –  $E$

від дії радіальної сили  $F_r$ ;  $Z_A$  – реакція опори  $A$  від дії осьової сили  $F_a$ ;  $Y_B, X_B, Z_B$  – реакції опори  $B$  від дії відповідно сил  $F_t, F_r, F_a$  та  $R_1; R_2$  – сила від дії відповідної передачі (пасової, ланцюгової, зубчастої тощо) на вихідний вал опори  $C$ , який передає обертовий момент  $T_2$ ;  $Y_C, X_C, Z_C, Y_D, X_D, Z_D$  – реакції опор  $C$  і  $D$  від дії відповідно сил  $F_t, F_r, F_a$  та  $R_2$ ;  $a_w$  – міжосьова відстань.

Для розгляду напружено-деформованого стану корпусу від зусиль, які діють в процесі роботи зубчастої передачі, приймаємо розрахункову схему у вигляді рами [12]. Аналізуючи прийняту схему можна зауважити, що вона має три зайвих зв'язків, тобто рама тричі статично невизначена. Для розкриття цієї невизначеності, а також для виявлення небезпечного перерізу та значень внутрішніх сил в ньому, скористуємося методом сил. Використовуючи метод сил утворюємо статично визначену, так звану основну систему, за рахунок зняття зайвих зв'язків статично невизначеної системи. Для визначення переміщень навантажимо основну систему силами  $X_1, X_2$  та  $X_3$ , приймаючи їх значення рівними одиниці, а саме  $X_1=1, X_2=1, X_3=1$ . На підставі закону незалежності дії сил кожне з переміщень системи можна представити як суму переміщень від дії зайвих невідомих сил, тобто  $\Delta_{ik}=\delta_{ik}X_k$  і переміщень від заданого навантаження  $\Delta_{ip}$ . В цьому випадку система канонічних рівнянь має вигляд

$$\begin{aligned} X_1\delta_{11} + X_2\delta_{12} + X_3\delta_{13} + \Delta_{1p} &= 0; \\ X_1\delta_{21} + X_2\delta_{22} + X_3\delta_{23} + \Delta_{2p} &= 0; \\ X_1\delta_{31} + X_2\delta_{32} + X_3\delta_{33} + \Delta_{3p} &= 0. \end{aligned} \quad (8)$$

При обчисленні коефіцієнтів  $\delta_{ik}$  і вільних членів  $\Delta_{ip}$  канонічних рівнянь для плоских рам, як правило, нехтують впливом нормальних і поперечних сил і беруть до уваги лише згинальні моменти. При визначенні коефіцієнтів  $\delta_{ik}$  канонічних рівнянь (8) враховуємо те, що ці коефіцієнти розміщені по обох боках головної діагоналі матриці коефіцієнтів канонічних рівнянь і на основі теореми про взаємність переміщень вони мають властивість  $\delta_{ik}=\delta_{ki}$ . Крім цього, ставиться умова, що жорсткість окремих ділянок рами стала. На підставі наведеного та з використанням способу Верещагіна визначаємо вільні члени канонічних рівнянь (8), які дозволяють визначати внутрішні зусилля  $N$  та згинальні моменти, в тому числі і  $M_{\max}$ .

Багаточисельні розрахунки показали, що внутрішнє повздовжнє зусилля  $N$  практично не впливає на міцність стінки корпусу у порівнянні зі згином. Тоді виходячи з умови міцності на згин, отримуємо

$$\delta = \sqrt{\frac{6M_{\max}}{L[\sigma]}}, \quad (9)$$

де  $[\sigma]$  – допустиме напруження на розтяг матеріалу корпусу редуктора.

Найбільші нормальні напруження на розтяг в стінках корпусу визначали

за залежністю [12]

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{A} + \frac{M_{\max}}{W_z} \leq [\sigma], \quad (10)$$

де  $N$  – внутрішнє зусилля;  $A$  – площа перерізу стінки корпусу;  $A=l_k\delta$ ;  $l_k$  – довжина корпусу по площині роз'єму;  $M_{\max}$  – максимальний згинальний момент, який діє на стінку корпусу;  $W_z$  осьовий момент перерізу стінки корпусу;  $W_z=L\delta^2/6$ .

Виходячи з товщини  $\delta$  стінки та рекомендацій [7] були отримані залежності для синтезу всіх інших конструктивних елементів корпусу. Наприклад,  $b_\phi=1,5\delta$ ;  $p=2,35\delta$ ;  $m_p=(0,85\dots 1)\delta$  і т.д.

Після прийняття критеріїв оптимізації переходимо до розроблення оптимізаційної математичної моделі синтезу конструктивних елементів корпусу редуктора.

**Математичну оптимізаційну модель можна записати так:**

функція мети

$$m = 7,8L\delta^2 \Rightarrow \min ; \quad (11)$$

за критерієм

$$|E - Q_H| \Rightarrow \min ; \quad (12)$$

за обмежень

$$\begin{aligned} a_1 \leq P \leq b_1; \quad a_2 \leq K_{II} \leq b_2; \quad a_3 \leq T_B \leq b_3; \quad a_4 \leq T_E \leq b_4; \\ a_5 \leq Q_{II} \leq b_5; \quad a_6 \leq a \leq b_6; \quad a_7 \leq \sigma_{\max} \leq b_7, \end{aligned} \quad (13)$$

де  $P$  – потужність, яка передається зубчастою передачею, кВт;  $K_{II}$  – коефіцієнт, який враховує короточасні перевантаження;  $a_1, a_2, \dots, a_7$  – мінімальні значення експлуатаційних і конструктивних чинників, які визначають на стадії розроблення технічного завдання на проектування;  $b_1, b_2, \dots, b_7$  – максимальні значення експлуатаційних і конструктивних чинників.

Поставлена задача відноситься до дискретного програмування, а для її розв'язання використовували метод Монте-Карло. Область допустимого розв'язання, яка визначається обмеженнями (13) на змінні чинники та критерієм оптимізації (12), оточують  $n$ -мірним паралелепіпедом. За допомогою спеціальної програми утворюється послідовність псевдовипадкових чисел  $\mu_i$  в інтервалі  $0\dots 1$ . Псевдовипадкові числа перетворюють до значень чинників за залежністю

$$x_i = a_j + \mu(b_j - a_j), \quad (14)$$

де  $x_i$  – значення чинника на  $i$ -му етапі розв'язання задачі;  $\mu_i$  – псевдовипадкове число на цьому етапі;  $a_j, b_j$  – відповідно мінімальне та максимальне значення  $j$ -го обмеження.

Для розв'язання представленої оптимізаційної задачі було розроблено алгоритм, який включав всі необхідні розрахунки для визначення всіх необхідних конструктивних елементів корпусу.

На підставі алгоритму був розроблений пакет прикладних програм, який дозволив з використанням ПЕОМ виконувати розв'язування поставленої задачі в області допустимих розв'язків, що обмежується функцією мети (11), критерієм (12) та обмеженнями (13).

Час синтезу параметрів складових конструктивних елементів корпусу на ПЕОМ не перевищує 20...40 с.

### Висновки.

1. Розроблено метод багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусу з використанням оптимізаційної математичної моделі, який дозволяє у декілька разів скоротити цикл конструкторської підготовки виробництва.

2. Для реалізації методу багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусу в процесі розв'язування оптимізаційної математичної моделі на ПЕОМ, використано метод Монте-Карло, що значно спрощує процес оптимізації за рахунок використання псевдовипадкових чисел.

3. Використання прийнятого критерію оптимізації дозволяє обґрунтовано забезпечувати встановлений ресурс роботи запроєктованого корпусу циліндричної зубчастої передачі.

4. Виконана робота для багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусу циліндричної зубчастої передачі потребує подальшого удосконалення з метою поєднання її з існуючими системами комп'ютерного проектування.

**Список літератури:** 1. *Заблонский К.И.* Зубчатые передачи. – К.: Техніка, 1977. – 208с. 2. *Кириченко А.Ф., Бережной В.А.* Перспективы улучшения работы эвольвентных передач // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків: НТУ "ХПІ", 2004. – Вип.31. – С.82–88. 3. *Шишов В.П., Ткач П.Н., Ревякина О.А., Мухоматов А.А.* Синтез цилиндрических зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – №10(56). – Луганськ: ВНУ ім. В. Даля. – 2002. – С.247–254. 4. *Шишов В.П., Ткач П.Н.* Дифференциальные уравнения для синтеза зубчатых передач с двояковыпукловогнутыми зубьями // Подъемно-транспортная техника. – №4. – 2003. – С.25–32. 5. *Утутов Н.Л.* Синтез уравнительного механизма из некруглых зубчатых колес для цепных приводов // Вестник машиностроения. – №8. – 1986. – С.37–39. 6. *Кіндрацький Б.І., Сулим Г.Т.* Рациональне проектування машинобудівних конструкцій. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2003. – 280с. 7. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя. Т.3. – М.: Машиностроение, 1980. – 557с. 8. *Проников А.С.* Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 502с. 9. *Ахумов А.В., Генкин Б.М., Иванов Н.Ю.* и др. Справочник нормировщика. – Л.: Машиностроение, 1986. – 458с. 10. *Пуш В.Э., Беляев В.Г., Гаврюшин А.А.* и др. Металлорежущие станки. – М.: Машиностроение, 1985. – 256с. 11. *Гриневиц Г.П., Каменская Е.А., Алферов А.К.* Надежность строительных машин. – М.: Стройиздат, 1983. – 296с. 12. *Посацький С.Л.* Опір матеріалів. – Львів: Вид-во Львівського університету, 1973. – 404с.

Надійшла до редакції 08.05.10