

УДК 621.833:621.7

Васильєва О.Е., к.т.н.

**ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ КОНСТРУКТИВНИХ
ЕЛЕМЕНТІВ КОРПУСІВ РЕДУКТОРІВ ПРИВОДІВ
ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОГО УСТАТКУВАННЯ В
ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ЇХ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО
СТАНУ**

Постановка проблеми. Сучасні приводи підйомно-транспортного устаткування, основою яких є зубчасті редуктори, працюють в умовах динамічних навантажень. Відомо, динамічні навантаження можуть збільшувати в процесі роботи значення сил, які діють на елементи конструкції редуктора. Ці зусилля зменшують втомну міцність корпусу, а в деяких випадках – призводять до руйнування стінок у вигляді тріщин. Тому для забезпечення міцності корпусів редукторів, яка б враховувала динамічні навантаження, необхідно в процесі проектування визначити конструктивні елементи корпусу з урахуванням його напружено-деформованого стану під дією не тільки статичних, а і динамічних навантажень. Але в існуючих методиках розрахунку корпусів редукторів ці питання не розглядають, а всі конструктивні розміри корпусу визначають в залежності від значення міжосьової відстані зубчастої передачі. Такий підхід до визначення конструктивних елементів корпусу редуктора є необґрунтованим. Наприклад, при одних і тих же значеннях міжосьової відстані, але при різних значеннях модуля, передаточного числа та потужності, яка передається зубчастою передачею, навантаження на корпус редуктора будуть різні. Тому виникає проблема в розробленні методології розрахунку конструктивних елементів корпусів редукторів з урахуванням їх напружено-деформованого стану.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Питаннями розроблення методів визначення оптимальних конструктивних розмірів зубчастих передач редукторів займалися К.І. Заблонський [1], А.Ф. Кіріченко [2], Шишов В.П. [3, 4] та інші. Але розроблені методи стосуються лише окремих елементів зубчастих коліс передачі та розробленню компоновальних схем редуктора. В роботі [5] наведена методика визначення розмірів конструктивних елементів корпусу редуктора в залежності від міжосьової відстані зубчастої передачі без обґрунтування їх міцності. Розробленням різних методик розрахунку та проектування технічних об'єктів, в тому числі і корпусів редукторів, з використанням інформаційних технологій займались багато дослідників вищих навчальних закладів України. Результатом цих робіт є впровадження в конструкторську практику таких систем як

APM WinMachine з використанням для розрахунку корпусів редукторів на міцність метода кінцевих елементів. Значний вклад у цьому напрямку внесли такі вищі навчальні заклади як Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, Донецький національний технічний університет, Національний університет «КПІ» та інші. Метод кінцевих елементів є найбільш перспективним чисельним методом, що дозволяє здійснювати аналіз напружено-деформованого стану. Ідея методу полягає в тому, що при аналізі суцільне середовище моделюється розбивкою його на кінцеві області (елементи), у кожній з яких поведінка цього середовища описується за допомогою набору обраних функцій, які являють собою переміщення в зазначеній області. Ці функції задаються в такій формі, щоб вони задовольняли умовам безперервності описуваних ними характеристик у всьому середовищі [6]. Результати розрахунків за допомогою спеціального візуалізатора зображуються в колірній гамі, у вигляді ізоліній, що значно ускладнює процес усвідомлення. Тому на практиці використовувати цей метод дуже складно та економічно не вигідно.

Результати аналізу останніх досягнень і публікацій дозволили поставити задачу для розроблення удосконаленої методології розрахунку корпусів редукторів, яка б дала можливість синтезувати на основі врахування їх напружено-деформованого стану конструктивні складові елементи корпусів із забезпеченням їх міцності в процесі експлуатації, в тому числі і при дії динамічних навантажень.

Мета роботи. На підставі результатів теоретичних і експериментальних досліджень розробити методологію розрахунку на міцність корпусів редукторів підйомно-транспортних устаткувань з урахуванням їх напружено-деформованого стану.

Виклад основного матеріалу. До основних конструктивних елементів корпусу відносять: товщину стінки корпусу δ ; товщину верхнього поясу фланця корпусу b_f ; 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 $d_{ш}$ та його довжину $l_{ш}$; найменший зазор між зовнішнім діаметром зубчастого колеса та стінкою корпусу A , а від торців – A_1 .

На підставі рекомендацій [5] основним чинником, від якого залежать майже всі конструктивні елементи корпусу є товщина його стінки δ . Тому на підставі розгляду напружено-деформованого стану

корпуса від зусиль, які діють у процесі роботи зубчастої передачі, визначимо значення товщини стінки корпусу δ . Для цього розглянемо схему навантаження одноступеневого редуктора, наприклад приводу конвеєра з використанням пасової передачі (рис. 1).

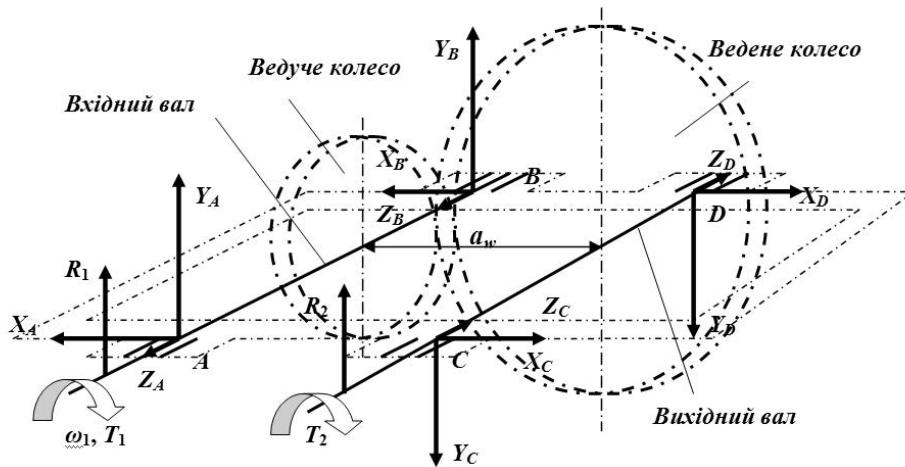


Рис. 1. Схема навантаження одноступеневого редуктора

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 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.

Розглянемо дію сил на корпус редуктора в перерізі, який знаходиться в площині, що співпадає з віссю вхідного вала та направлена по нормалі до основи корпусу (рис. 2). Для розгляду напружено-деформованого стану корпусу від зусиль, які діють в процесі роботи зубчастої передачі, приймаємо розрахункову схему у вигляді рами, форма та розміри якої зображені на рис. 3.

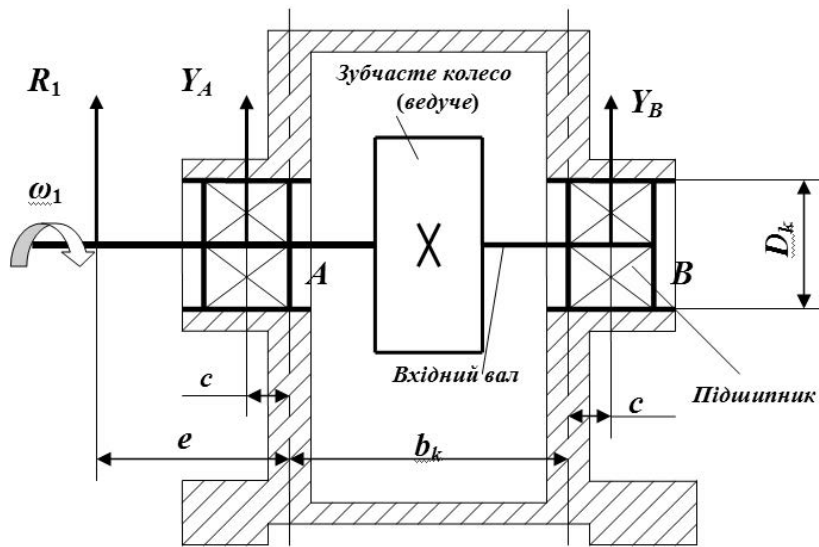


Рис. 2. Поперечний переріз корпусу редуктора та схема його навантаження

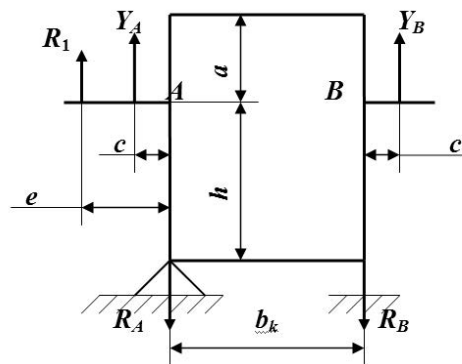


Рис. 3. Розрахункова схема

Аналізуючи прийняту схему можна зауважити, що вона має три зайвих зв'язки, тобто конструкція 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. Після цього навантажуюмо основну систему невідомими реактивними силами X_1 , X_2 та X_3 , які замінюють відкинуті зв'язки рами, і заданим навантаженням. Для спрощення розгляду цього

питання введемо наступне: позначимо діючі зусилля через P_i , а саме: R_1 через P_1 ; $Y_A - P_2$; $Y_B - P_3$. 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 Δ_{ip} . В цьому випадку система канонічних рівнянь має вигляд:

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

При обчисленні коефіцієнтів δ_{ik} і вільних членів Δ_{ip} канонічних рівнянь для плоских рам, як правило, нехтують впливом нормальних і поперечних сил і беруть до уваги лише згинальні моменти. В нашому випадку нехтуємо силами X_A , Z_A , X_B та Z_B .

Для визначення коефіцієнтів канонічних рівнянь виберемо основну систему, яка зображена на рис. 4.

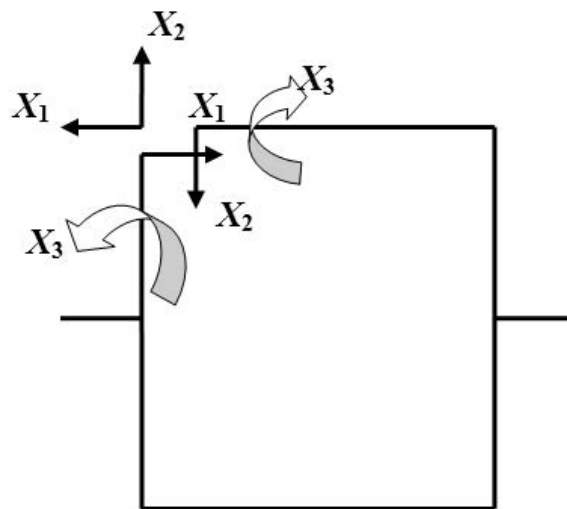


Рис. 4. Основна система

Одиничні епюри згинальних моментів M_1 , M_2 , M_3 від одиничних сил $X_1 = 1$, $X_2 = 1$, $X_3 = 1$ зображені на рис. 5 а, б, в.

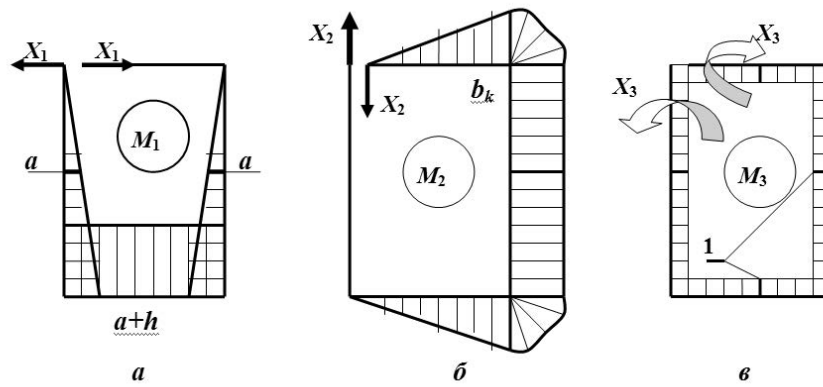


Рис. 5. Епюри згинальних моментів від одиничних сил

Епюра моментів M_p від заданого навантаження зображена на рис. 6.

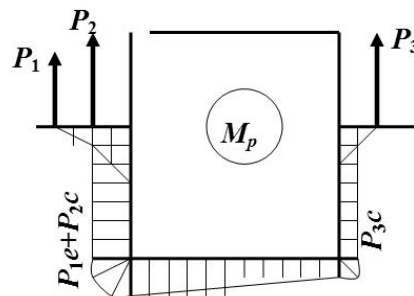


Рис. 6. Епюра згинальних моментів від заданого навантаження

При визначенні коефіцієнтів δ_{ik} канонічних рівнянь (1) враховуємо те, що ці коефіцієнти розміщені з обох боків 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 отримуємо:

$$EI\delta_{11} = 2 \left[\frac{1}{2}(a+h)(a+h) \frac{2}{3}(a+h) \right] = \frac{2}{3}(a+h)^3 ;$$

$$EI\delta_{22} = 2 \left(\frac{1}{2} b_k \cdot b_k \cdot \frac{2}{3} b_k \right) + (a+h) \cdot b_k \cdot b_k = b_k^2 \left[\frac{2}{3} b_k + (a+h) \right] ;$$

$$EI\delta_{33} = 2(b_k \cdot 1 \cdot 1) + 2[(a+h) \cdot 1 \cdot 1] = 2[b_k + (a+h)];$$

$$EI\delta_{12} = EI\delta_{21} = -\frac{1}{2}b_k(a+h) \cdot b_k - \frac{1}{2}(a+h)^2 \cdot b_k = -\frac{1}{2}(a+h) \cdot b_k \cdot [b_k + (a+h)]; \quad (2)$$

$$EI\delta_{13} = EI\delta_{31} = 2\left[\frac{1}{2}(a+h)^2 \cdot 1\right] + b_k(a+h) \cdot 1 = (a+h)[b_k + (a+h)];$$

$$EI\delta_{23} = EI\delta_{32} = -2 \cdot \frac{1}{2}b_k \cdot b_k \cdot 1 - (a+h) \cdot b_k \cdot 1 = -b_k[b_k + (a+h)].$$

Визначаємо вільні члени канонічних рівнянь (1):

$$EI\Delta_{1p} = -\frac{1}{2}h[a + (a+h)] \cdot (P_1e + P_2c) - \frac{1}{2}h[a + (a+h)] \cdot P_3c - \frac{1}{2}b_k(P_3c + P_1e + P_2c)(a+h);$$

$$EI\Delta_{2p} = h \cdot P_3 \cdot c \cdot b_k + \frac{1}{2}b_k \cdot b_k \cdot \left[P_3 \cdot c + \frac{1}{3}(P_1e + P_2c - P_3c) \right]; \quad (3)$$

$$EI\Delta_{3p} = -h(P_1e + P_2c) \cdot 1 - h \cdot P_3c \cdot 1 - \frac{1}{2}(P_1e + P_2c + P_3c) \cdot b_k \cdot 1.$$

З урахуванням (2), (3) система канонічних рівнянь (1) набуває вигляду:

$$\begin{aligned} & \frac{2}{3}(a+h)^3 \cdot X_1 - \frac{1}{2}(a+h) \cdot b_k \cdot [b_k + (a+h)] \cdot X_2 + (a+h)[b_k + (a+h)] \cdot X_3 = \\ & = \frac{1}{2}h[a + (a+h)] \cdot (P_1e + P_2c) + \frac{1}{2}h[a + (a+h)] \cdot P_3c + \frac{1}{2}b_k(P_3c + P_1e + P_2c)(a+h); \\ & -\frac{1}{2}(a+h) \cdot b_k \cdot [b_k + (a+h)] \cdot X_1 + b_k^2 \left[\frac{2}{3}b_k + (a+h) \right] \cdot X_2 - b_k[b_k + (a+h)] \cdot X_3 = \\ & = -h \cdot c \cdot b_k \cdot P_3 - \frac{1}{2}b_k^2 \left[P_3 \cdot c + \frac{1}{3}(P_1e + P_2c - P_3c) \right]; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & (a+h)[b_k + (a+h)] \cdot X_1 - b_k[b_k + (a+h)] \cdot X_2 + 2[b_k + (a+h)] \cdot X_3 = \\ & = h(P_1e + P_2c) + h \cdot c \cdot P_3 + \frac{1}{2}(P_1e + P_2c + P_3c) \cdot b_k. \end{aligned}$$

Розв'язок системи рівнянь (4) у загальному вигляді дуже громіздкий, але на підставі наведеного визначаємо вільні члени канонічних рівнянь (1), 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 товщини стінки δ корпусу в порівнянні зі згином. Виходячи з умови міцності на згин, отримуємо:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_z} \leq [\sigma]; \quad W_z = \frac{L\delta^2}{6};$$

$$\delta = \sqrt{\frac{6M_{\max}}{L[\sigma]}}, \quad (5)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження на розтяг матеріалу корпусу редуктора; $L = a_w + [(D_1 + D_2)/2]$ – довжина небезпечного перерізу стінки корпусу; a_w – міжосьова відстань; D_1, D_2 – діаметри зовнішніх кілець підшипників ведучого та веденого валів відповідно.

Найбільші нормальні напруження на розтяг у стінках корпусу визначаємо за залежністю [7]

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} + \frac{M_{\max}}{W_z} \leq [\sigma], \quad (6)$$

де N_{\max} – максимальне внутрішнє зусилля, яке діє на стороні максимального згинального моменту; A – площа перерізу стінки корпусу; M_{\max} – максимальний згинальний момент, який діє на стінку корпусу; W_z – осьовий момент перерізу стінки корпусу.

Виходячи з товщини δ стінки та рекомендацій [5], були отримані залежності для синтезу всіх інших конструктивних елементів корпусу.

Розглянемо цей розв’язок для окремих випадків, а отримані результати проаналізуємо та узагальнимо.

Приклад. Визначити товщину стінки δ корпуса, який виготовлений з сірого чавуну, одноступеневого редуктора з прямозубою передачею, яка передає номінальну потужність $P_d = 27$ кВт при кутовій швидкості вхідного вала $\omega_1 = 75,88$ рад/с. Передаточне число $u = 4$; модуль $m_n = 4$ мм; $z_1 = 20$; $z_2 = 80$; $\beta = 0^\circ$; $a_w = 200$ мм; підшипник вхідного вала № 207 ($D_1 = 72$ мм); підшипник тихохідного вала № 209 ($D_2 = 85$ мм); згідно рис. 2 і 3 значення конструктивних і силових параметрів для розглядаемого редуктора такі: $b_k = 100$ мм; $a = h = 175$ мм; $a+h = 350$ мм; $c = 75$ мм; $e = 150$ мм; $T_1 = 354,4$ Н·м; $R_1 = P_1 = 1,2$ кН; $Y_A = P_2 = 2,8$ кН; $Y_B = P_3 = 2,8$ кН; допустиме напруження на розтяг для сірих литих чавунів $[\sigma] = 60 \dots 80$ МПа [7].

Виходячи з наведених вихідних даних, значення коефіцієнтів канонічних рівнянь (1) з використанням залежностей (2) будуть такими:

$$EI\delta_{11} = 817; \quad EI\delta_{22} = 4167; \quad EI\delta_{33} = 90; \quad EI\delta_{12} = EI\delta_{21} = -7875; \quad EI\delta_{13} = EI\delta_{31} = 1575; \quad EI\delta_{23} = EI\delta_{32} = -450.$$

Визначаємо вільні члени канонічних рівнянь (1) з використанням залежностей (3):

$$EI\Delta_{1p} = -380625; \quad EI\Delta_{2p} = 50250; \quad EI\Delta_{3p} = -13500.$$

Канонічні рівняння для нашого прикладу будуть:

$$817X_1 - 7875X_2 + 1575X_3 = 380625;$$

$$-7875X_1 + 4167X_2 - 450X_3 = -50250;$$

$$1575X_1 - 450X_2 + 90X_3 = 13500.$$

З цих рівнянь знаходимо значення зайвих невідомих: $X_1 = -5,4$ кН·мм; $X_2 = 8,64$ кН·мм; $X_3 = 287,65$ кН·мм. Крім цього, момент $M_p = P_1e + P_2c = 1,2 \cdot 150 + 2,8 \cdot 75 = 390$ кН·мм.

Тоді максимальний згинальний момент

$$M_{\max} = M_{X_1} + M_{X_2} + M_{X_3} + M_p = -5,4 + 8,64 + 287,65 + 390 = 680,89$$

кН·мм.

Визначаємо довжину небезпечного перерізу стінки корпусу

$$L = a_w + [(D_1 + D_2)/2] = 200 + [(72 + 85)/2] = 278,5 \text{ мм.}$$

Визначаємо товщину стінки корпусу за залежністю (5) з урахуванням допустимих напружень $[\sigma] = 80$ МПа

$$\delta = \sqrt{\frac{6 \cdot 680,89 \cdot 10^3}{278,5 \cdot 80}} = 13,5 \text{ мм.}$$

Отриманий результат перевіряємо з рекомендаціями [5], згідно яких товщина стінки корпусу редуктора повинна бути в усіх випадках не менше 8 мм. Крім цього, для визначення товщини стінки корпусу редуктора рекомендована залежність [5]

$$\delta = 0,025a_w + 3. \quad (7)$$

Згідно залежності (7) для нашого прикладу $\delta = 8$ мм. На наш погляд визначення товщини стінки корпусу редуктора за рекомендаціями [5] є необґрунтованим. Це пояснюється наступним. Міжосьова відстань для редуктора, який розглянуто в прикладі, $a_w = 200$ мм при передачі потужності $P_d = 27$ кВт. При збільшенні потужності, наприклад в два рази збільшується модуль, а міжосьова відстань може залишитися в межах $a_w = 200 \dots 250$ мм при відповідних значеннях передаточних чисел, а товщина стінки корпусу за рекомендаціями [5] буде залишатися незмінною, що призводить до суперечності з основними положеннями розрахунку елементів конструкцій на міцність та з даними заводів, які серійно виготовляють редуктори. Наприклад, одноступеневий редуктор Ц-200Н ($a_w = 200$ мм) при передачі потужності 50 кВт має товщину стінки корпусу $\delta = 14$ мм, а двоступеневий редуктор 2Ц2-200Н при передачі потужності 112 кВт – $\delta = 20$ мм.

Наведені дані товщини стінки корпусу редуктора Майкопського редукторного заводу є результатом багаторічної конструкторської практики в процесі проектування та випробування редукторів, а розрахунки, які пов'язані з визначенням товщини стінки корпусу редуктора, показали достовірність визначених результатів з використанням залежностей (1) – (6).

Після визначення товщини стінки корпусу редуктора виконуємо перевірку найбільших нормальних напружень σ_{\max} на розтяг у стінках корпусу за залежністю (6). Для цього необхідно визначити внутрішні поздовжні сили N_i методом вирізання вузлів, але після розрахунку поперечних сил Q_i за залежністю

$$Q_i = \frac{M_{Xin} - M_{Xik}}{l}, \quad (8)$$

де M_{Xin} – момент на початку вузла епюри моментів; M_{Xik} – момент на кінці вузла епюри моментів; l – відстань між діючими моментами M_{Xin} і M_{Xik} .

Ділянка зі сторони АВ (рис. 1) $Q_{AB} = - 0,864$ кН; ділянка зі сторони CD (рис. 1) $Q_{CD} = - 0,936$ кН. Всі інші поперечні сили менші від наведених приблизно в два рази. Після визначення поперечних сил і побудови їх епюри визначають поздовжні сили, які будуть результатом дії поперечних. Для нашого прикладу $N_{\max} = 0,936$ кН. Тоді за залежністю (6)

$$\sigma_{\max} = \frac{0,936 \cdot 10^3}{278,5 \cdot 13,5} + \frac{6 \cdot 680,89 \cdot 10^3}{278,5 \cdot 13,5^2} = 80,7 \text{ МПа} \approx [\sigma].$$

Результати розрахунку та перевірки визначеної товщини стінки корпусу редуктора показують, що максимальні напруження практично не перевищують допустимих, і міцність корпусу редуктора забезпечується. Крім цього, можна зауважити, що прийняті значення допустимих напружень приймалися при умові розтягу елементів конструкції корпусу. У випадку стискання елементів конструкції допустимі напруження зростають до 120...150 МПа. В той же час корпус працює в різних умовах і тому допустимі напруження можна приймати в межах 80...100 МПа, а це дозволяє зменшити товщину стінки корпусу приблизно на 10%.

Також, було встановлено, що співвідношення максимального згинального моменту M_{\max} , що діє на стінки корпусу редуктора, до обертового моменту T_1 є сталою величиною, яка знаходиться в межах 1,8...1,95. Тоді з метою спрощення розрахунків максимальний згинальний момент M_{\max} можна визначати за залежністю

$$M_{\max} = (1,8...1,95)T_1. \quad (9)$$

Для визначення всіх інших конструктивних елементів корпусу скористуємося рекомендаціями, які наведені в роботах [5, 7]. Наведені рекомендації та відповідні залежності для визначення всіх інших конструктивних елементів пов'язані з товщиною стінки корпусу δ , значення якої отримано на підставі теоретичних положень опору матеріалів, тобто основних положень розрахунку елементів конструкцій на міцність. Тоді синтез всіх інших основних конструктивних елементів корпусу і кришки редуктора можна виконати з використанням наступних залежностей [5, 7]:

- товщина верхнього поясу фланця корпусу $b_\phi = 1,5\delta$;
- товщина нижнього поясу корпусу (без бобишек) $p = 2,5\delta$;
- товщина ребер корпусу $m_p = 0,85\delta$;
- діаметр отвору під фундаментні болти $d_1 = (1,6 \dots 2)\delta$;
- діаметр отворів під болти біля підшипників $d_2 = (0,7 \dots 0,75)d_1$;
- діаметр отворів під болти для з'єднання корпусу з кришкою $d_3 = (0,5 \dots 0,6)d_1$;
- відстань від зовнішньої поверхні стінки корпусу до осі болтів $d_1, d_2, d_3 - c_i = 2,7d_i^{0,77}$;
- ширина нижнього та верхнього поясів корпусу в залежності від діаметрів болтів $d_1, d_2, d_3 - K_i = 5,9d_i^{0,7}$;
- зовнішній діаметр гнізда під підшипники $D_k = D_\Pi + 44$; де D_Π - зовнішній діаметр підшипника;
- висота бобишек під болт d_2 біля підшипників - $h_b = 0,4D_k$;
- довжина гнізда під підшипник $l = b_\Pi + l_k$; де b_Π - ширина підшипника; l_k - робоча довжина кришки підшипника (від торця, який впирається в зовнішнє кільце підшипника, до торця фланця, що притискається до корпусу);
- найменший зазор між зовнішнім діаметром зубчастого колеса та стінкою корпусу $A = 1,2\delta$, а від торців - $A_1 = \delta$;
- товщина стінки кришки редуктора $\delta_1 = 0,8\delta$;
- товщина поясу кришки редуктора $b_k = 1,5\delta$;
- діаметр штифта $d_{ш} = d_3$ (уточнюється із ДСТУ) та його довжина $l_{ш} = 3\delta + 5$;
- довжина ванни корпусу $L_e = \Sigma a_{wi} + 0,5(d_{a1} + d_{ат.в.к}) + 25$; де Σa_{wi} - сума міжосьових відстаней всіх ступенів редуктора; d_{a1} - діаметр вершин зубців ведучого колеса швидкохідного ступеня; $d_{ат.в.к}$ діаметр вершин зубців веденого колеса останнього тихохідного ступеня;
- ширина ванни корпусу: для одноступеневих редукторів $B_e = B_1 + 20$; для двохступеневих редукторів $B_e = B_1 + B_{2т.в.к} + 30$; де B_1 - ширина ведучого колеса швидкохідної ступені; $B_{2т.в.к}$ - ширина веденого колеса останньої тихохідної ступені; загальну ширину ведучого або веденого коліс визначають з урахуванням ширини вінця b_1 або b_2 та виступів за межі ширини вінців маточини (якщо довжина

маточини більша ширини вінця, то ширина колеса B_i дорівнює довжині маточини);

- повна ширина корпусу редуктора $B_k = B_e + 2l$.

Після отримання залежностей для визначення конструктивних елементів корпусу необхідно визначити варіанти можливої компоновки корпусу редуктора. Для одноступінчастого редуктора схема компоновки корпусу визначається безпосередньо зубчастою передачею, яка дозволяє визначити всі необхідні розміри як корпусу, так і кришки.

Для двоступінчастого редуктора можливі декілька різних варіантів компоновки [1], які зображені на рис. 7.

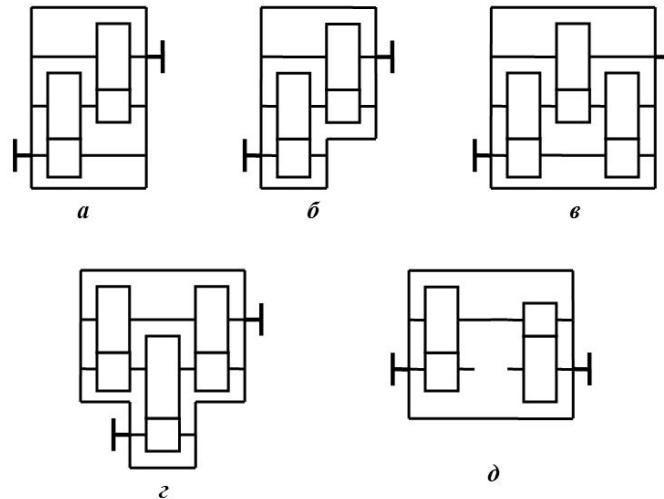


Рис. 7. Схеми компоновки двоступінчастих редукторів

Розглянемо ці варіанти компоновки двоступінчастих редукторів: розгорнута (рис. 7, *a* і *б*); розгорнута з розподілом потоку потужності на першому ступені (рис. 7, *в*); розгорнута з розподілом потоку потужності на другому ступені (рис. 7, *г*); співвісна (рис. 7, *д*). За даними Київського редукторного заводу співвісна схема компоновки (рис. 7, *д*) має такі недоліки: 1) неможливість уніфікації зубчастих коліс для редукторів сусідніх типорозмірів; 2) неможливість виготовлення редукторів з валами, які б мали два вихідних кінця. Крім цього редуктори, які виготовлені за цією схемою компоновки, мають більшу масу і більш складну конструкцію у порівнянні з іншими схемами компоновки. Тому ця схема компоновки не знайшла широкого впровадження.

Найбільше впровадження за попитом замовників отримала розгорнута схема компоновки (рис. 7, *a* і *б*), яка дозволяє внаслідок однакової конструкції виконувати уніфікацію коліс швидкохідного та тихохідного ступенів двох сусідніх типорозмірів редукторів.

Схеми компоновки з розподіленням потоком (рис. 7, в) і (рис. 7, з) мають основний недолік у тому, що неможливо впроваджувати уніфікацію коліс та в цьому випадку значно збільшується трудомісткість виготовлення таких редукторів. Тому за основу для синтезу корпусу редуктора та його конструктивних елементів приймаємо розгорнуту схему компоновки (рис. 7, а і б).

Прийняті для синтезу корпусу двоступінчасті редуктори та їх конструктивні елементи за схемами компоновки згідно з рис. 7, а і б необхідно аргументувати, в яких випадках приймати схему за рис. 7, а, а в яких випадках – схему за рис. 7, б. Для цього необхідно зробити перевірку ведучого вала швидкохідної ступені на деформацію прогину за схемою рис. 7, а

$$y = f(F_t, F_a, F_r, L_{II}) \leq [y] = 0,01m_n, \quad (10)$$

де F_t, F_a, F_r – колова, осьова та радіальна сили відповідно, які діють на зубчасте колесо в процесі передачі обертового моменту; L_{II} – відстань між опорами (підшипниками) вала; $[y]$ – допустиме значення деформації прогину.

У випадку, коли виконується умова (10), приймаємо схему компоновки за рис. 7, а. Якщо умова (10) не виконується, приймаємо схему компоновки за рис. 7, б.

Висновки:

1. Розроблено метод розрахунку міцності корпусів редукторів з використанням методу сил для визначення внутрішніх зусиль, які діють на його стінки, що знаходяться у пружньо-деформованого стані, який виникає в процесі роботи редуктора під навантаженням.

2. Розроблений метод розрахунку міцності корпусів редукторів може використовуватися не тільки для розрахунку корпусів одноступеневих редукторів, а і багатоступеневих. При цьому допустимі напруження можна брати в межах 80...100 МПа, що дозволяє зменшити товщину стінки корпусу приблизно на 10%.

3. Встановлено, що співвідношення між максимальним згинальним моментом M_{\max} , що діє на стінки корпусу редуктора, і обертовим моментом T_1 є сталою величиною. Це співвідношення знаходиться в межах 1,8...1,95, що дозволяє спростити розрахунки в процесі визначення товщини стінки корпусу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Заблонский К.И. Зубчатые передачи. / К.И. Заблонский – К.: Техніка, 1977. – 208 с.
2. Кириченко А.Ф. Перспективы улучшения работы эвольвентных передач. / А.Ф. Кириченко, В.А. Бережной // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2004. – Вип. 31. – С. 82-88.
3. Шишов В.П. Синтез цилиндрических зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью. / В.П. Шишов, П.Н. Ткач, О.А. Ревякина, А.А. Муховатый // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. - №10(56). – Луганськ: СНУ ім. В. Даля. – 2002. – С. 247-254.
4. Шишов В.П. Дифференциальные уравнения для синтеза зубчатых передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями. / В.П. Шишов, П.Н. Ткач // Подъемно-транспортная техника. - №4. – 2003. – С. 25-32.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 3. / В.И. Анурьев – М.: Машиностроение, 1980. – 557 с.
6. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин. / В.В. Шелофаст – М.: Изд-во АПН., 2000. – 472 с.
7. Посацький С.Л. Опір матеріалів. / С.Л. Посацький – Львів: Видавн-тво Львівського університету, 1973. – 404 с.