

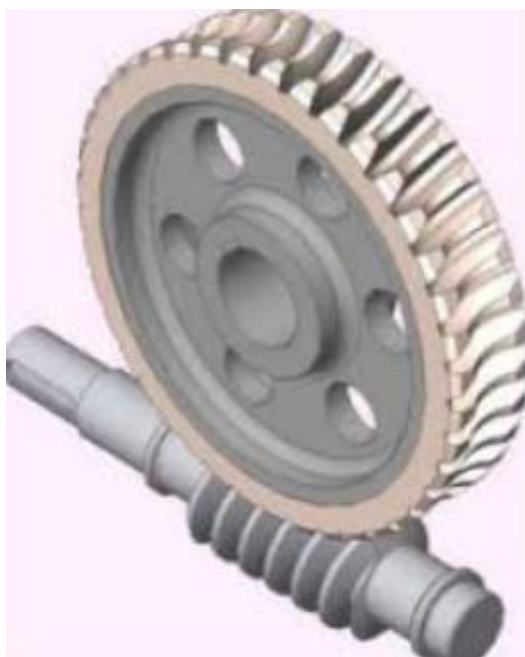
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра деталей машин та прикладної механіки

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
з лабораторної роботи по деталях машин

Лабораторна робота № 6

Визначення допустимого крутного моменту черв'ячної передачі



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра деталей машин та прикладної механіки

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
з лабораторної роботи по деталях машин

Лабораторна робота № 6

Визначення допустимого крутного моменту черв'ячної передачі

для студентів спеціальностей «прикладна механіка»,
«галузеве машинобудування» та «агроінженерія».

Затверджено на засіданні кафедри
„Деталі машин та прикладна механіка”

Протокол № 3 від 10. 2020 р.

Кропивницький 2020

Методичні вказівки по деталях машин з лабораторної роботи № 6.
Визначення допустимого крутного моменту черв'ячної передачі

/Укладач:

доц. Невдаха Юрій Андрійович

Відповідальний за випуск

доц. Невдаха Ю.А.

Рецензент

д.т.н., проф. Філімоніхін Г.Б.

1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.

1.1 Допустимі напруження у розрахунках черв'ячних передач.

Допустимі контактні напруження. При розрахунку на контактну втому активних поверхонь зубців черв'ячних коліс, виготовлених із олов'яних бронз, допустиме контактне напруження визначають за формулою

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{HO} K_{HL} \quad (1.1)$$

де $[\sigma]_{HO}$ – допустиме контактне напруження для бази випробувань $N_{HO} = 10^7$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

$[\sigma]_{HO}$ залежить від границі міцності σ_B бронзи та коефіцієнта c_v інтенсивності спрацювання зубців:

$$c_v = 0,95 \text{ при } v_s = 5 \text{ м/с};$$

$$c_v = 0,88 \text{ при } v_s = 6 \text{ м/с};$$

$$c_v = 0,83 \text{ при } v_s = 7 \text{ м/с};$$

$$c_v = 0,80 \text{ при } v_s \geq 8 \text{ м/с}.$$

При виконанні проектного розрахунку, коли розміри передачі ще невідомі, орієнтовне значення швидкості ковзання v_s , м/с, можна дістати за формулою

$$v_s = (4\omega_1 / 10^3) \sqrt[3]{T_2} \quad (1.2)$$

де ω_1 – кутова швидкість черв'яка, рад/с;

T_2 – обертовий момент на веденому валу передачі, Н·м.

Коефіцієнт довговічності рекомендують визначати за співвідношенням

$$K_{HL} = \sqrt[3]{10^7 / N_{HE}},$$

де N_{HE} – еквівалентне число циклів навантаження зубців черв'ячного колеса за строк служби передачі.

Коефіцієнт довговічності обмежується значеннями $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$.

Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із твердих безолов'яних бронз та чавунів, допустиме контактне напруження вибирають з умови опору заїданню залежно від швидкості ковзання v_s і беруть $[\sigma]_H = [\sigma]_{HO}$.

Допустимі напруження на згин. Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із бронз, допустиме напруження для розрахунку на втому при згині визначають за формулою

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{FO} \cdot K_{FL}. \quad (1.3)$$

Тут $[\sigma]_{FO}$ – допустиме напруження для бази випробувань, що дорівнює 10^6 , залежить від границі міцності σ_B та текучості σ_T бронз; K_{FL} – коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин,

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}} \quad (1.4)$$

Еквівалентне число циклів N_{FE} навантаження зубців за строк служби передачі, а коефіцієнт довговічності беруть у межах $0,54 \leq K_{FL} \leq 1$. Для зубців чавунних черв'ячних коліс $[\sigma]_F = [\sigma]_{FO}$. Допустимі граничні напруження згину $[\sigma]_{F \max} = 0,8\sigma_T$

1.2. Навантаження на зубці черв'ячного колеса.

Номінальні сили у зачепленні черв'ячної передачі. У навантаженій черв'ячній передачі сила взаємодії між витками черв'яка та зубцями колеса розподіляється вздовж лінії їхнього контакту. Таку розподілену силу замінимо зосередженою і прикладеною до зубця черв'ячного колеса у його середньому нормальному до осі перерізі. При цьому сили тертя у зачепленні не враховуються.

Дія обертового моменту T_2 на валу черв'ячного колеса спричинює появу нормальної сили F_n з боку витка черв'яка на зубець колеса. Ця сила діє у площині $A - A$, нормальній до лінії зубця (рис. 1.1, а), напрямлена по нормалі до профілів витка та зубця у точці їх контакту і утворює кут зачеплення α_n з перпендикуляром до лінії центрів черв'яка і черв'ячного колеса.

Замінімо силу F_n двома її взаємно перпендикулярними складовими F_{r2} і F_o , які перенесемо на схему черв'ячного колеса. Тут сила F_{r2} проектується в точку P , а сила F_o лежить у площині $A - A$ і напрямлена по дотичній до початкового циліндра колеса. Зобразимо силу F_o також у вигляді двох взаємно

перпендикулярних складових F_{t2} і F_{a2} . Отже, замість нормальної сили маємо три її взаємно перпендикулярні складові F_{t2} , F_{r2} і F_{a2} .

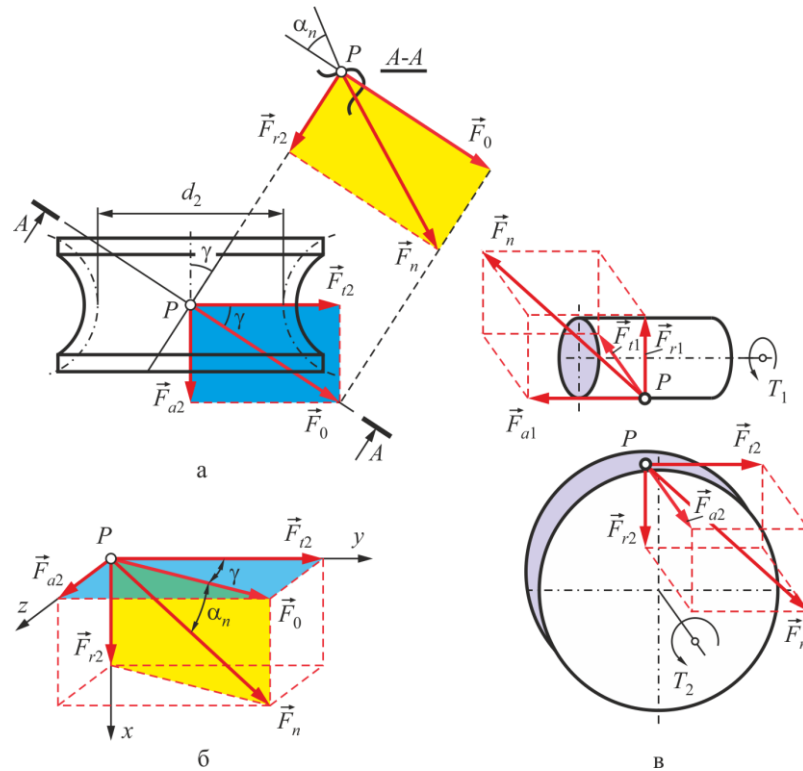


Рисунок 1.1 - Зусилля на зубцях черв'ячного колеса.

Колова сила на черв'ячному колесі визначається через обертовий момент

$$F_{t2} = 2T_2/d_2. \quad (1.5)$$

Осьова сила на черв'ячному колесі подається через колову силу

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (1.6)$$

Для визначення радіальної сили F_{r2} попередньо запишемо $F_0 = F_{t2}/\cos \gamma$, а тоді дістанемо $F_{r2} = F_0 \operatorname{tg} \alpha_n = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma$.

Враховуючи, що $\operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma = \operatorname{tg} \alpha$, де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення у площині, перпендикулярній до осі колеса, запишемо вираз для визначення радіальної сили:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (1.7)$$

Нормальна сила F_n на зубець колеса дорівнює сумі складових сил F_{t2} , F_{r2} і F_{a2} , а її модуль визначається за формулою

$$F_n = F_0 / \cos \alpha_n = F_{t2} / (\cos \alpha_n \cdot \cos \gamma). \quad (1.8)$$

На витки черв'яка з боку зубців колеса діють такі самі сили, але в протилежному напрямі (рис. 1.1, в), до того ж деякі з них міняють свою назву.

Колова сила на черв'яку дорівнює осьовій силі на черв'ячному колесі:

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (1.9)$$

Осьова сила на черв'яку дорівнює коловій силі на колесі:

$$F_{a1} = F_{t2} = 2T_2/d_2. \quad (1.10)$$

Радіальна сила на черв'яку дорівнює радіальній силі на колесі:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (1.11)$$

1.3. Розрахункове навантаження на зубці черв'ячного колеса.

За розрахункове навантаження на зубці черв'ячного колеса беремо максимальне значення питомої сили, розподіленої по лінії контакту,

$$q = (F_n / l_\Sigma) \cdot K_\beta \cdot K_v. \quad (1.12)$$

де F_n – нормальна сила на зубці згідно з формулою (1.8);

l_Σ – сумарна довжина контактних ліній у зачепленні.

Коефіцієнт K_β , що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса, та коефіцієнт K_v динамічного навантаження мають той самий зміст, що і в зубчастих передачах.

Наближено сумарну довжину контактних ліній у зачепленні черв'ячної передачі можна визначити за формулою

$$l_\Sigma = b_2 \cdot \varepsilon_\alpha / \cos \gamma, \quad (1.13)$$

де b_2 – ширина вінця черв'ячного колеса; γ – кут нахилу зубців, який дорівнює ділильному куту підйому витків черв'яка; ε_α – торцевий коефіцієнт перекриття, який у середній площині черв'ячного колеса становить 1,8–2,2. У виразі (1.13) не врахована зігнута форма зубців черв'ячного колеса, але вона компенсується неповнотою дотикання витків та зубців по дузі обхвату черв'яка 2δ .

Підставляючи раніше отримані рівняння у вираз (1.12), дістанемо

$$q = w_t / (\varepsilon_\alpha \cos \alpha_n). \quad (1.14)$$

Тут w_t – питома розрахункова колова сила, що визначається за формулою

$$w_t = (F_{t2} / b_2) K_\beta K_v. \quad (1.15)$$

За аналогією із зубчастими передачами вирази для розрахункового навантаження та питомої розрахункової колової сили записують у вигляді:

– при розрахунку активних поверхонь зубців на контактну втому

$$q_H = w_{Ht} / (\varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_n); \quad w_{Ht} = (F_{Ht2} / b_2) \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}; \quad (1.16)$$

– при розрахунку зубців на втому при згині

$$q_F = w_{Ft} / (\varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_n); \quad w_{Ft} = (F_{Ft2} / b_2) \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \quad (1.17)$$

Колові сили F_{Ht2} і F_{Ft2} мають вигляд:

$$F_{Ht2} = 2T_{2H} / d_2; \quad F_{Ft2} = 2T_{2F} / d_2, \quad (1.18)$$

де обертові моменти $T_{2H} = T_{2F} = T_2$ і будуть дорівнювати максимальному тривало діючому обертовому моменту відповідно до заданого режиму навантаження передачі.

Для черв'ячної передачі беруть $K_{H\beta} = K_{F\beta}$ і $K_{HV} = K_{FV}$.

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса,

$$K_\beta = 1 + (z_2 / \theta)^3 \cdot (1 - x) \quad (1.19)$$

Тут z_2 – число зубців черв'ячного колеса;

θ – коефіцієнт деформації черв'яка;

x – коефіцієнт, що враховує вплив режиму роботи передачі на припрацювання зубців.

Коефіцієнт K_v динамічного навантаження зачеплення черв'ячної передачі визначають залежно від ступеня точності передачі та швидкості ковзання за відповідними таблицями.

1.4. Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактні втому і міцність при дії максимального навантаження.

Стійкість проти втомного викришування та проти заїдання активних поверхонь зубців черв'ячного колеса забезпечується при виконанні загальної умови

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{q/(2\rho_{3B})} \leq [\sigma]_H. \quad (1.20)$$

Для черв'ячної передачі питоме розрахункове навантаження на зубці колеса визначають за виразом (28.35):

$$q = q_H = w_{Ht} / (\varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_n) \quad (1.21)$$

Радіус кривини робочої поверхні витків:

$$1/\rho_{3B} = 1/\rho_1 + 1/\rho_2 = 1/\rho_2 = 2 \cos \gamma / (d_2 \cdot \sin \alpha_n). \quad (1.22)$$

Після підстановки q і $1/\rho_{3B}$ у загальну умову, дістанемо

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{(w_{Ht}/d_2) \cdot [\cos \gamma / (\varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_n \cdot \sin \alpha_n)]} \leq [\sigma]_H. \quad (1.23)$$

Взявши $\cos \alpha_n \cdot \sin \alpha_n = 0,5 \sin 2\alpha_n$ та позначивши

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \gamma / \sin 2\alpha_n}; \quad Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}, \quad (1.24)$$

будемо мати остаточну залежність для розрахунку активних поверхонь зубців на контактну втому у такому вигляді;

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{w_{Ht}/d_2} \leq [\sigma]_H. \quad (1.25)$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів черв'яка та черв'ячного колеса;

- для поєднання матеріалів сталь – бронза ($E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_1 = 0,28$; $\mu_2 = 0,33$) $Z_M = 210 \text{ МПа}^{1/2}$;

- для матеріалів сталь – чавун ($E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $E_2 = 10^5$ МПа; $\mu_1 = 0,28$; $\mu_2 = 0,27$) $Z_M = 215 \text{ МПа}^{1/2}$;

Z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь витків черв'яка та зубців колеса, $Z_H = 1,8$ для усереднених значень γ ;

Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній у зачепленні; у розрахунках беруть $Z_\varepsilon = 0,75$ (для мінімального значення коефіцієнта торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha = 1,8$).

Виконання умови (1.25) при перевірному розрахунку черв'ячної передачі забезпечує стійкість активних поверхонь зубців колеса проти втомного руйнування та заїдання. При невиконанні цієї умови треба змінити розміри передачі.

Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну міцність при дії максимального навантаження виконується аналогічно зубчастим передачам

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T_{2\max}/T_{2H}} \leq [\sigma]_{H\max}, \quad (1.26)$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження;

$T_{2\max}$ – найбільше навантаження з числа короткочасно діючих на валу черв'ячного колеса;

$[\sigma]_{H\max}$ – допустиме граничне контактне напруження.

1.5. Особливості розрахунку зубців черв'ячного колеса на згин

Розрахунок напружень згину зубців черв'ячного колеса ускладнюється змінною формою перерізів зубця по ширині колеса і тим, що зубець має угнуту форму. У розрахунках черв'ячне колесо розглядають як косозубе циліндричне.

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot W_{Ft} / m \leq [\sigma]_F. \quad (1.27)$$

де w_{Ft} – питома розрахункова колова сила на черв'ячному колесі;

m – коловий модуль зубців черв'ячного колеса (осьовий модуль черв'яка).

Коефіцієнт Y_F форми та підвищеної міцності зубців черв'ячного колеса знаходять за таблицею залежно від еквівалентного числа зубців $z_{V2} = z_2 / \cos^3 \gamma$.

Коефіцієнт Y_ϵ перекриття зубців у розрахунках можна брати 0,75.

Коефіцієнт Y_β нахилу зубців черв'ячного колеса слід визначати за виразом $Y_\beta = (1 - \gamma/140) / \cos \gamma$, або його можна брати $Y_\beta \approx 0,95$ (для деякого середнього значення кута нахилу зубців $\gamma \approx 10^\circ$).

Перевірку міцності зубців при згині максимальним навантаженням можна виконати за умовою

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot (T_{2\max}/T_{2F}) \leq [\sigma]_{F\max}, \quad (1.28)$$

де σ_F – розрахункове напруження згину;

$[\sigma]_{F\max}$ – допустиме граничне напруження на згин.

2. Практична частина.

Лабораторна робота № 6

Визначення допустимого крутного моменту черв'ячної передачі

Мета роботи — визначити допустимий кружний момент, передаваний черв'ячним зачепленням і закріпити навички розрахунків черв'ячних передач.

2.1. Теоретична частина

За аналогією із зубчастими передачами (див. лабораторну роботу № 4), для черв'ячних передач виконують розрахунки активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну втому та на втому при згині.

Зубці черв'ячних коліс - найслабкіші елементи у черв'ячних передачах. Наявність високих швидкостей ковзання у зачепленні ставить до матеріалів черв'ячної передачі такі вимоги, як високі антифрикційні властивості, стійкість проти спрацювання та стійкість проти заїдання. Термообробка до твердості 45...55 HRC і подальше шліфування та полірування робочих поверхонь витків черв'яка дозволяють суттєво підвищити несучу здатність та довговічність передачі.

Для допоміжних, мало навантажених та тихохідних черв'ячних передач із швидкістю ковзання $V_s < 2$ м/с можливе виготовлення черв'ячного колеса із чавуну (СЧ15, СЧ18) або пластмас (текстоліту, поліамідів). Безолов'яні бронзи БрА9Ж4, БрА10Ж4Н4 та інші застосовуються при середніх швидкостях ковзання $V_s = 2...5$ м/с. Олов'яні бронзи Бр 010Н1Ф1, Бр ОЮФІта інші є кращими матеріалами для вінців черв'ячних коліс при високих швидкостях ковзання ($V_s = 5$ м/с), однак вони дорогі та дефіцитні.

З метою економії кольорових металів черв'ячні колеса виготовляють складеними з двох частин (рис. 2.1) бронзового вінця, який з'єднується з чавунним або сталевим колісним центром по відповідній посадці і закріплюється додатково гвинтами або болтами і т.п.

У процесі експлуатації інколи виникає необхідність заміни спрацьованої черв'ячної передачі заново виготовленою без заміни основних корпусних деталей. Для цього необхідно виконати відповідні проектно-конструкторські роботи.

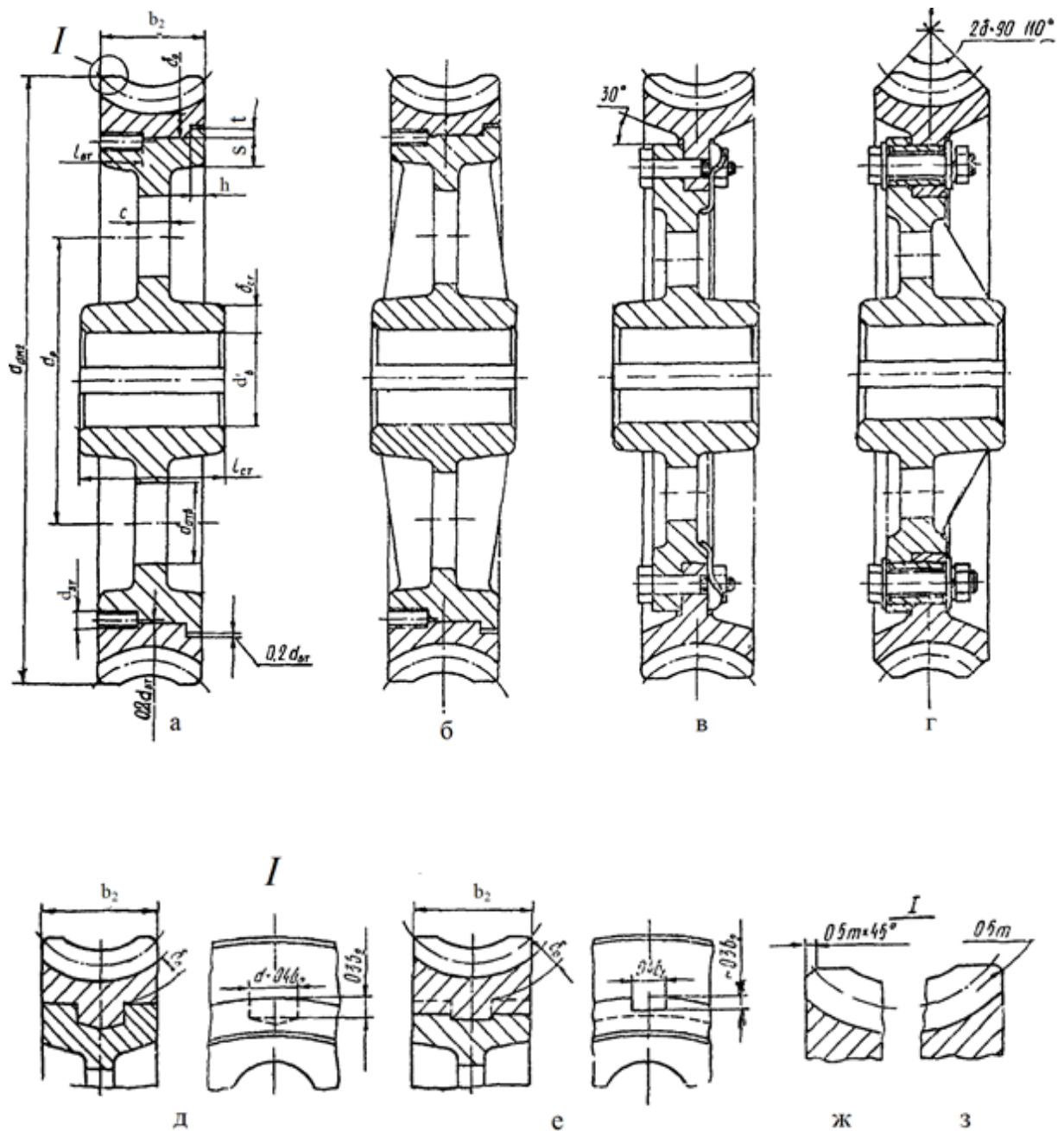


Рисунок 2.1 - Конструктивні форми елементів складених черв'ячних коліс

Позначення параметра	Формула розрахунку							
δ_0	Модуль m, δ_0	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		3,5m	3,2m	3m	2,8m	2,5m	2,4m	2,1m
C	$0,3b_2$							
S	$1,2c$							
H	$(0,15 \dots 0,2)b_2$							
T	$0,1b_2$							
d_{BT}	$(1,2 \dots 1,5)m$							
l_{BT}	$(2,5 \dots 3)d_{BT}$							
δ_{CT}	$(0,35 \dots 0,4)d_B$							
l_{cm}	$(1,2 \dots 1,5)d_B$							
d_{OTB}	$0,25[d_{o6} - (d_B \pm 2\delta_{CT})]$							
d_0	$0,5 (d_B - (d_B + 2\delta_{OT} \pm d_{o6}))$							

* - Товщину наплавлюваного вінця приймають $\delta_0 \geq 2,5m$.

Розміри c, δ_{CT} - не менше 10...15 мм для литих коліс (в залежності від діаметрів). Розміри l_{CT} - не менше B_2 .

2.2. Порядок виконання роботи

На основі виконаної лабораторної роботи № 5 керівник видає студентам індивідуально, або невеликим групам дані: частоту обертання черв'яка n_1 , об/хв, або його кутову швидкість ω_1 , рад/с, реверсивність передачі і після визначення виконавцями швидкості ковзання черв'яка узгоджує вибір матеріалу і термообробку черв'яка та черв'ячного колеса.

2.2.1. Швидкість ковзання, м/с:

$$V_s = \frac{m(q + 2x)\omega_1}{2 \cos \gamma} \quad \text{де } m, q, x, \gamma - \text{див. лаб. роботу №5 та табл 2.1.}$$

Таблиця 2.1 Кути підйому лінії витків у на ділільному циліндрі черв'яка.

Число витків черв'яка	q					
	20	16	14	12,5	11	10
1	2,863°	3,576°	1,086°	4,574°	4,764°	5,711°
	2°51'47"	3°34'35"	4°05'08"	4°34'26"	4°45'49"	5°42'38"
2	5,711°	7,125°	8,130°	9,091°	9,462°	11,310°
	5°42'36"	7°07'30"	8°07'48"	9°05'26"	9°27'44"	11°18'36"
4	11,310°	14,036°	15,945°	17,745°	18,435°	21,801°
	11°18'36"	14°02'10"	15°56'43"	17°44'41"	18°25'06"	21°48'05"

2.2.2. В залежності від швидкості ковзання вибрати матеріал для виготовлення вінця черв'ячного колеса, колісного центра та черв'яка (вибір матеріалу узгодити із керівником) згідно табл.2.2.

Таблиця 2.2 Матеріали для виготовлення черв'ячних коліс і черв'яків

Матеріал	Черв'ячне колесо				Черв'як	
	Границя міцності σ_B , Н/мм ²	Границя текучості σ_T , Н/мм ²	Твердість HB	Модуль пружності E, Н/мм ²	Марка сталі	Твердість
Бр О10Ф1	230 ... 260	120 ... 150	80 ... 100	0,75–10 ³	45;50;20Х; 40Х;40ХН	HRC 45...62
Бр ОНФ	290	170	120	1–10 ³	20ХН3А; 12ХН3А; 18ХГТ; 38Х2МЮА	
Бр О6Ц6С3	150 ... 180	80 ... 100	70	0,75·10 ⁴	38Х2Ю	
Бр О5Ц5С5	150 ... 180	80 ... 100	70	—//—		
Бр А9Ж4	400 ... 500	200	100 ... 110	0,9·10 ³	40ХН; 30ХГН; 20ХГР;	
Бр А10Ж4Н4	600	200	170	—//—	20ХН3А; 38ХГН	HRC 45...50
Бр А10М2Ц	500	200	110	—//—	30ХГС; 35ХГСА	
ЛАЖМЦ 66–6–3–2	600 ... 700	240	160	—//—		
ЛАМЦС 58–2–2	300	140	100	—//—		
СЧ15	320		165 ... 230		Сталь 20, сталь 40	
СЧ18	360		170 ... 230	0,75... 1,0·10 ³	Сталь 45, сталь 50, Ст6	HB < 350
СЧ28	480		170 ... 240			

2.2.3. Визначаємо допустимі контактні напруження

$[\sigma_H] \approx (0,85...0,90)\sigma_B$ - для олов'яних бронз при шліфованих черв'яках із твердістю HRC ≥ 45 , МПа

$[\sigma_H] \approx C_V \cdot 0,75\sigma_B$ - для олов'яних бронз і без наведених вище вимог черв'яка, МПа.

$[\sigma_H] \approx 300-25 \cdot V_S$ - для алюмінієво-залізних (безолов'яних) бронз і чавунів при шліфованих та полірованих черв'яках із твердістю HRC ≥ 45 , МПа

Таблиця 2.3 Визначення коефіцієнта швидкості ковзання

При V_s , м/с	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_V	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

де C_V - коефіцієнт, який враховує швидкість ковзання.

Наведені залежності відносяться для довготривалого навантаження, наближеного до постійного.

$[\sigma_H] \approx 175 - 35V_s$ для чавунних коліс із СЧ15, СЧ18, СЧ28, МПа.

2.2.4. Визначаємо допустимі напруження згину при реверсивному навантаженні:

$[\sigma_F] = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B$ - для всіх марок бронзи, МПа.

$[\sigma_F] = 0,12 \sigma_B$ - для чавунів СЧ15, СЧ18, СЧ28 при нереверсивному навантаженні, МПа.

$[\sigma_F] = 0,16 \sigma_B$ - для бронз всіх марок, МПа.

$[\sigma_F] = 0,075 \sigma_B$ - для чавунів СЧ15, СЧ18, СЧ28, МПа.

2.2.5. Визначаємо степінь точності передачі по таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 Визначення степені точності передачі

Швидкість ковзання V_s , м/с	До 2	До 5	До 10	До 25
Ступінь точності за ДСТУ 3675-81	9	8	7	6

2.2.6. Визначаємо коефіцієнт навантаження

$$K_H = K_F = K_\beta \cdot K_V,$$

де K_β - коефіцієнт концентрації навантаження.

При постійному навантаженні $K_\beta = 1,05 \dots 1,2$ (більші значення приймають при малих q великих Z_2);

K_V - коефіцієнт динамічного навантаження приймається о таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 Коефіцієнт динамічного навантаження

Ступінь точності за ДСТУ 3675-81	Швидкість ковзання V_s , м/с					
	До 1,5	1,5 ... 3,0	3,0 ... 7,5	7,5 ... 12	12 ... 16	Вище 16 до 25
6	—	—	1,00	1,00	1,3	1,5
7	1,00	1,00	1,10	1,2		
8	1,1 ... 1,2	1,2 ... 1,3	1,24	—	—	—
9	1,25	—	—	—	—	—

2.2.7. Визначаємо допустимий крутний момент із умови контактної витривалості:

$$[T_2] \leq \frac{Z_2^2 \cdot a_w^3 \cdot [\sigma_H]^2}{(170q)^2 \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right)^3 K_H}$$

2.2.8. Визначаємо еквівалентне число зубців черв'ячного колеса:

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}$$

2.2.9. Визначаємо допустимий круглий момент із умови витривалості на згин зубців черв'ячного колеса.

$$[T_2] \leq \frac{[\sigma_F] \cdot d_2 \cdot b_2 \cdot m \cdot \cos \gamma}{1,4 Y_F \cdot K_F}$$

де Y_F - коефіцієнт форми зуба (табл. 2.6)

Таблиця 2.6 Коефіцієнт форми зуба черв'ячних коліс

Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

2.2.10 Визначити основні розміри черв'ячного колеса, розробити його конструкцію згідно рекомендаціям (рис.2.1) і розробити робочий ескіз черв'ячного колеса по результатам розрахунків згідно вимогам наведеним на рис. 2.2 і додатку 1.

2.3. Висновки

В висновках привести обґрунтований вибір матеріалу для виготовлення черв'ячного колеса і допустимий крутний момент для визначення проектного розміру діаметра вала, а також який критерій роботоздатності являється основним при проектуванні черв'ячної передачі.

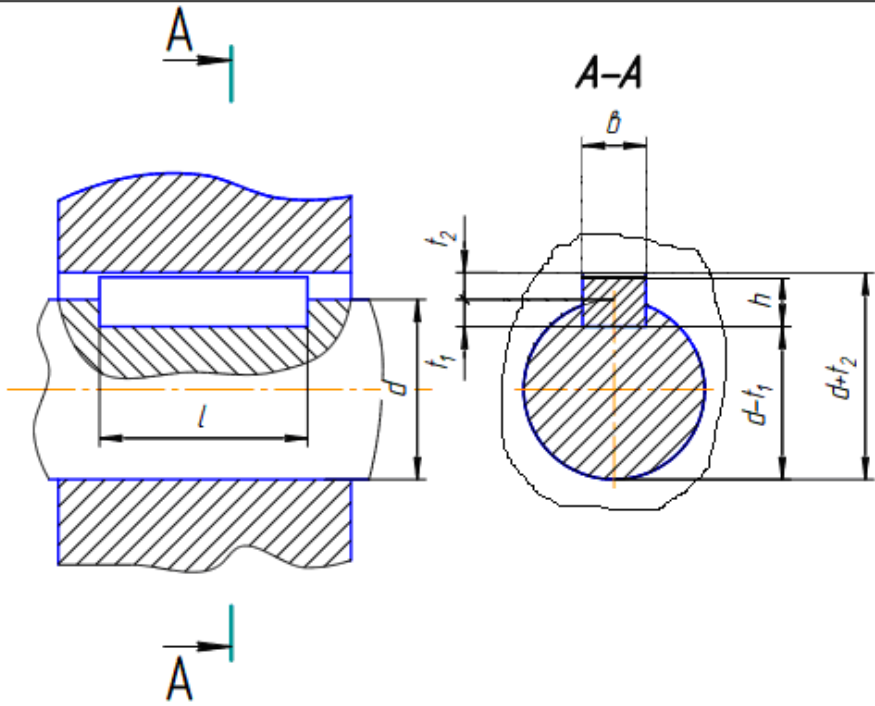
2.4. Звіт

Звіт про виконання лабораторної роботи повинен мати: тему, мету, дані для розрахунків, розрахунки з поясненнями, висновки по роботі та робочий ескіз черв'ячного колеса.

2.5. Запитання для контролю знань

- 1) Основні напруження, які виникають в черв'ячному зачепленні.
- 2) Загальна умова контактної міцності зубців черв'ячного колеса.
- 3) Загальна умова міцності на згин зубця черв'ячного колеса.
- 4) З якою метою черв'ячні колеса виготовляють складеними?
- 5) В яких випадках в черв'ячних передачах використовують черв'ячні колеса із антифрикційних чавунів, безолов'яних та олов'яних бронз?
- 6) Які основні фактори, що впливають на роботоздатність черв'ячної передачі враховуються коефіцієнтами: K_H , K_F , K_β , K_V , Y_F ?
- 7) Як визначити діаметр отвору для вала черв'ячного колеса, діаметр та довжину маточини?
- 8) З якою метою діаметр розміщення гвинтів кріплення вінця черв'ячного колеса до колісного центра приймають меншим ніж діаметр напресовки?
- 9) Умови міцності гвинтів, вінця та колісного центра при передачі черв'ячним колесом крутного моменту.
- 10) Умова міцності диска черв'ячного колеса навантаженого крутним моментом.

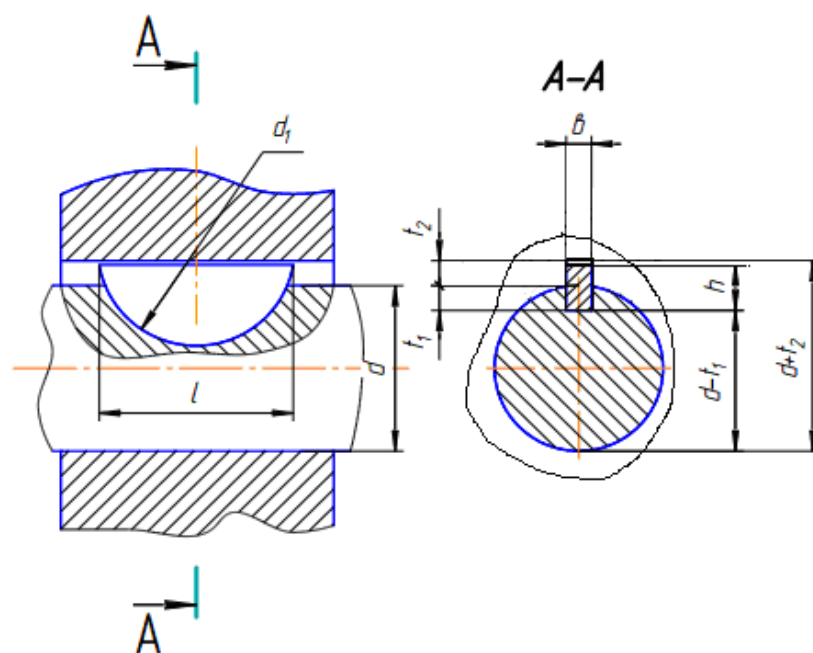
Додаток 1. Призматичні шпонки і пази



Диаметр Вала d ,	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Фаска $S \times 45^\circ$
		Вала t_1	Втулки t_2	
Св. 10 до 12	4x4	2,5	1,8	0,08-0,16
» 12 » 17	5x5	3,0	2,3	0,16-0,25
» 17 » 22	6x6	3,5	2,8	
» 22 » 30	8x7	4,0	3,3	
» 30 » 38	10x8	5,0	3,3	0,25-0,40
» 38 » 44	12x8	5,0	3,3	
» 44 » 50	14x9	5,5	3,8	
» 50 » 58	16x10	6,0	4,3	
» 58 » 65	18x11	7,0	4,4	
» 65 » 75	20x12	7,5	4,9	0,40-0,60
» 75 » 85	22x14	9,0	5,4	
» 85 » 95	25x14	9,0	5,4	
» 95 » 110	28x16	10,0	6,4	

Примечание: 1. Длину шпонки выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200... (до 500)

Додаток 2. Сегментні шпонки і пази



Диаметр вала D		Размеры шпонки b x h x d	Глубина паза		Фаска s x 45°
Св.	До		Вала t ₁	Втулки t ₂	
10	12	36.516	5.3	1.4	0.08-0.16
12	14	4 x 6.5 x 16	5.0	1.8	0.16-0.25
14	16	4 x 7.5 x 19	6.0	1.8	
16	18	5 x 6.5 x 16	4.5	2.3	
18	20	5 x 7 x 19	5.5	2.3	
20	22	5 x 9 x 22	7.0	2.3	
22	25	6 x 9 x 22	6.5	2.8	
25	28	6 x 10 x 25	7.5	2.8	0.25-0.40
28	32	8 x 11 x 28	8.0	3.3	
32	38	10 x 13 x 32	10.0	3.3	

Література

1. Павлище В.П. Основи конструювання та розрахунків деталей машин, К: Вища школа, 1993.
2. Решетов Д.Н. Деталі машин, М: "Машиностроение", 1989.
3. Чернин И.М. и др. Расчеты деталей машин.- М; "Высшая школа", 1978

Зміст

1. Теоретична частина.....	4
1.1 Допустимі напруження у розрахунках черв'ячних передач.....	4
1.2. Навантаження на зубці черв'ячного колеса.....	5
1.3. Розрахункове навантаження на зубці черв'ячного колеса.....	7
1.4. Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактні втому і міцність при дії максимального навантаження.....	8
1.5. Особливості розрахунку зубців черв'ячного колеса на згин.....	10
2. Практична частина. Лабораторна робота № 6. Визначення допустимого крутного моменту черв'ячної передачі.....	11
2.1. Теоретична частина.....	11
2.2. Порядок виконання роботи.....	13
2.3 Висновки.....	17
2.4. Звіт.....	17
2.5. Запитання для контролю знань.....	17
Додаток 1. Призматичні шпонки і пази.....	19
Додаток 2. Сегментні шпонки і пази.....	20
Література.....	21

Методичні вказівки з лабораторної роботи по деталям машин.
Лабораторна робота № 6. Визначення допустимого крутного моменту черв'ячної
передачі

Укладачі:

доц. Невдаха Ю.А.,

Підписано до друку 5.03.2020 р.

Формат А4 Ум. друк. арк. Тираж прим. Зам. №

РВЛ ЦНТУ, м. Кропивницький, пр. Університетський, 8.

тел. 597-541, 390-551, 559-245.