

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Навчально-науковий Аерокосмічний інститут
Механіко-енергетичний факультет
КАФЕДРА МАШИНОЗНАВСТВА

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри _____ (Кіндрачук М.В.)
(підпис) (ПІБ)
« ____ » _____ 2016 р.

Методичні рекомендації до практичних робіт з дисципліни
«Основи конструювання»

(мова навчання – українська)

Галузь знань	0506	"Енергетика та енергетичне машинобудування"
Напрямок	6.050604	"Енергомашинобудування"

Розробники: П.Носко
П.Філь

УДК 62.-2.:621.81(076.5)

ББК К41я7

О753

Укладачі: *В.М.Павлов, Є.М.Бабенко, Г.М.Борозенець, О.В.Голубничій,
С.М.Бабенко, А.С.Крижаївський, П.Л.Носко, П.В.Філь*
Рецензент *М.М.Регульський, М.В.Кіндрачук*

Затверджено на засіданні науково-методично-редакційної ради
Аерокосмічного інституту НАУ 4 _____ року.

О 753 **Основи конструювання:** Методичні вказівки до практичних занять
/Уклад.: В.М.Павлов, Г.М.Борозенець, О.В.Голубничій та ін. - К.: НАУ,

Методичні вказівки призначені до практичних занять і містять теми структурного, кінематичного та силового дослідження важільного механізму, розрахунку на міцність зубчатих і черв'ячних передач, а також до конструювання коліс, валів, шпонкових з'єднань приводів машин. Наведені необхідні довідкові матеріали.

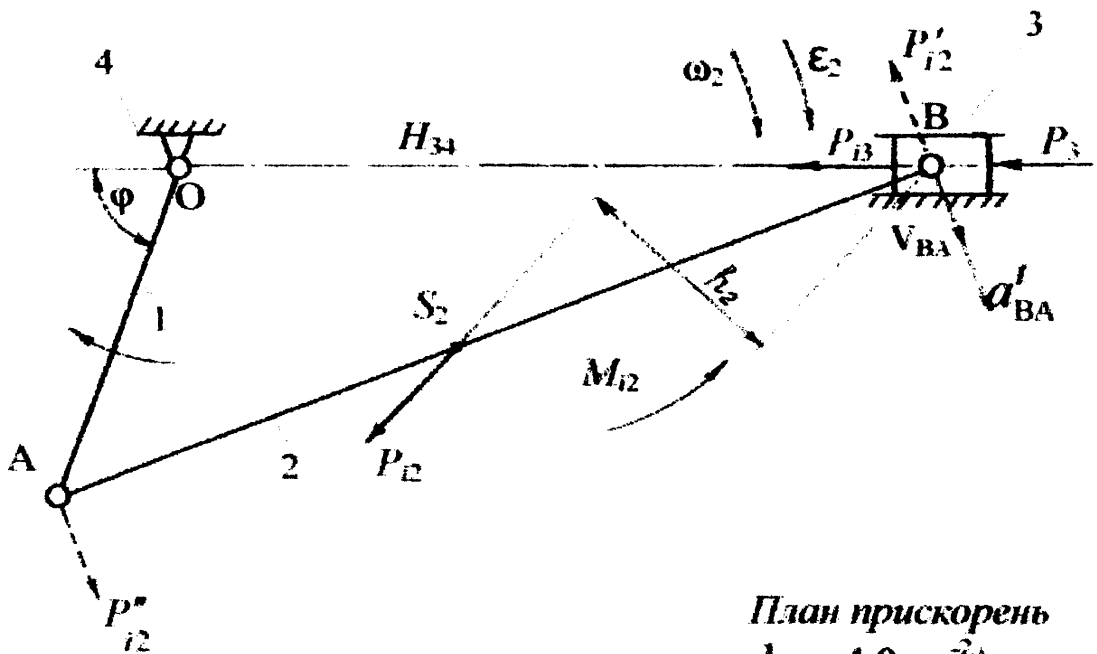
Призначені для студентів третього курсу спеціальності 6.090522 "Газотурбінні установки і компресорні станції".

СТРУКТУРНЕ, КІНЕМАТИЧНЕ ТА СИЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

Дослідження важільного механізму виконаємо на прикладі схеми, що представлена на рис. 1.

План механізму

$$k_t = 0,001 \text{ мм}$$



План прискорень

$$k_a = 4,0 \text{ мс}^{-2}/\text{мм}$$

План швидкостей

$$k_v = 0,05 \text{ мс}^{-1}/\text{мм}$$

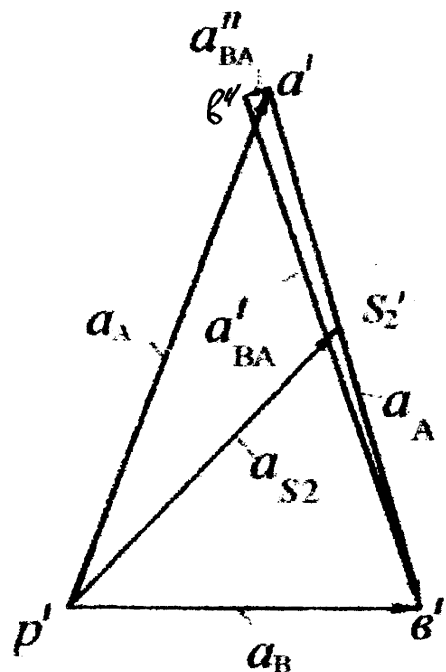
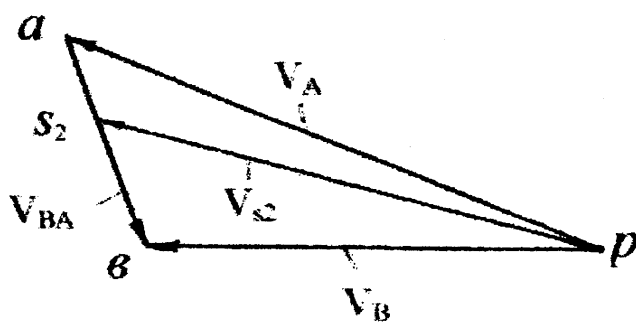


Рис. 1. Побудова планів швидкостей і прискорень механізму

Вихідні дані: $\angle \varphi = 60^\circ$; $\ell_{OA} = 50$ мм; $\ell_{AB} = 130$ мм;

$\ell_{AS_2} = 60$ мм; $m_2 = 2,5$ кг; $m_3 = 2,0$ кг. Центри ваг ланок 1,2,3

знаходяться відповідно в точках O , S_2 , B . Момент інерції шатуна: $J_{S_2} = 0,015$ кг·м². Сила тиску стисненого повітря: $P_3 = 1,5$ кН. Кривошип (ланка 1) обертається за годинниковою стрілкою з частотою $n_1 = 765$ об/хв.

Порядок дослідження

1. Побудова плану механізму в заданому положенні.

Планом механізму називають графічне зображення взаємного розташування ланок, яке виконане в масштабі й відповідає обраному моменту часу (рис. 1).

Визначаємо ступінь вільності механізму:

$$W = 3(n-1) - 2p_1 - p_2 = 3(4-1) - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Запис структури механізму матиме наступний вигляд:

ланки 2 і 3 – діада № 3;

ланки 1 і 4 – група початкових ланок.

План механізму починаємо будувати із зображення ланки 1 у вибраному положенні. Умовимося довжину ланки 1 зображати на кресленні відрізком $\overline{OA} = 50$ мм. Тоді масштабний коефіцієнт плану механізму

$$k_\ell = \frac{\ell_{OA}}{\overline{OA}} = \frac{0,050}{50} = 0,001 \text{ м/мм.}$$

Відрізки, якими зображені ланки 2 і 3 на кресленні, відповідно дорівнюють:

$$\overline{AB} = \frac{\ell_{AB}}{k_\ell} = \frac{0,130}{0,001} = 130 \text{ мм.}$$

Визначаємо довжини відрізків $\overline{AS_2}$ і $\overline{AS_4}$:

$$\overline{AS_2} = \frac{\ell_{AS_2}}{k_\ell} = \frac{0,060}{0,001} = 60 \text{ мм.}$$

Обираємо на кресленні положення центра обертальної кінематичної пари O , яка утворена початковою ланкою 1 та нерухомою ланкою 4. Через точку O проводимо напрямну H_{34} та відкладаємо від неї відрізок $\overline{OA} = 50$ мм під кутом $\angle \varphi = 60^\circ$.

Для визначення положення точки B з точки A робимо циркулем засічки на напрямній H_{34} радіусом $\overline{AB} = 130$ мм. Пряма лінія, яка поєднує точку A з точкою B , зображає ланку 2 механізму. Накресливши ланку 3 у вигляді прямокутника довільних розмірів та зазначивши підштриховкою нерухому ланку, одержуємо план механізму в заданому положенні. Такий спосіб побудови планів механізму називають способом засічок.

2. Побудова планів швидкостей.

Побудова планів швидкостей та прискорень виконується в порядку, який зворотний запису структури механізму, тобто в першу чергу будують плани для початкової ланки, а потім – для груп Ассур в порядку їхнього приєднання до початкової ланки.

Швидкість точки S_2 (V_{S_2}), яка належить до ланки 2

визначаємо на підставі теореми про відносні швидкості точок однієї ланки (теореми подібності): прямі лінії, які з'єднують точки на плані ланок і прямі лінії, які з'єднують кінці векторів швидкостей (прискорень) цих точок на плані швидкостей (прискорень), утворюють подібні фігури.

Точка S_2 на плані швидкостей буде лежати на відрізку \overline{av} і розташовуватися також, що й точка S_2 на ланці AB плану механізму. Положення точки S_2 на плані швидкостей знаходимо, виходячи з пропорції:

$$\frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = \frac{\overline{as_2}}{\overline{av}};$$

$$\text{звідки: } \overline{as_2} = \overline{av} \cdot \frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = 27 \cdot \frac{60}{130} = 12,5 \text{ мм};$$

Відкладаємо на відрізку \overline{av} плану швидкостей від точки a відрізок $\overline{as_2}$ і знаходимо точку S_2 , порядок розташування якої має бути таким самим, як і на плані механізму (AS_2B та as_2v).

З'єднуючи S_2 з полюсом p , одержимо відрізок $\overline{ps_2}$, який зображає у масштабі швидкість точки S_2 . Значення цієї швидкості дорівнюватиме:

$$V_{S_2} = k_V \cdot \overline{ps_2} = 0,05 \cdot 68 = 3,4 \text{ м/с};$$

3. Побудова плану прискорень.

Визначаємо прискорення точки A , яка належить до початкової ланки. Прискорення точки A , яка здійснює обертальний рух по колу радіусом ℓ_{O_1} , знаходимо наступним чином:

$$\overline{a_A} = \overline{a_{A_0}''} + \overline{a_{A_0}'},$$

де a_{A_0}'' – нормальне прискорення, яке спрямоване до центра обертання; a_{A_0}' – тангенціальне прискорення, що спрямоване по дотичній до кола радіуса ℓ_{O_1} в напрямку кутового прискорення ε_1 ланки 1.

Через те, що кривошип (ланка 1) обертається зі сталою кутовою швидкістю, тобто $\omega_1 = \text{const}$, кутове прискорення $\varepsilon_1 = 0$, отже й $a_{A_0}' = \varepsilon_1 \cdot \ell_{O_1} = 0$. Тоді прискорення точки A дорівнюватиме:

$$a_A = a_{A_0}'' = \omega_1^2 \cdot \ell_{O_1} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \ell_{O_1} = \left(\frac{3,14 \cdot 765}{30}\right)^2 \cdot 0,05 = 320,56 \text{ м/с}^2.$$

Домовимося зобразити на плані прискорення точки A відрізком $\overline{p'a'} = 80,0$ мм. Тоді масштабний коефіцієнт плану прискорень:

$$k_a = \frac{a_A}{p'a'} = \frac{320,56}{80} = 4 \text{ мс}^{-2}/\text{мм}.$$

Довільно обираємо на кресленні точку p' (полюс плану прискорень) і відкладаємо від неї паралельно OA в напрямку від точки A до точки O вектор $\overline{a_A}$ у вигляді відрізка $\overline{p'a'} = 80,0$ мм.

Для визначення прискорення точки B складаємо векторне рівняння:

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{B,A}^n} + \overline{a_{B,A}^t},$$

де $\overline{a_B} \parallel H_{34}$; $\overline{a_{B,A}^n}$ – нормальне прискорення точки B відносно точки A ; $\overline{a_{B,A}^t} \parallel BA$; $\overline{a_{B,A}^t}$ – тангенціальне прискорення точки B відносно точки A ; $\overline{a_{B,A}^t} \perp AB$.

Значення $\overline{a_{B,A}^n}$ визначаємо за формулою

$$\overline{a_{B,A}^n} = \frac{V_{B,A}^2}{l_{AB}} = \frac{1,35^2}{0,130} = 14,0 \text{ м/с}^2.$$

Розв'язуємо графічно записане векторне рівняння. З цією метою через точку a' проводимо пряму, яка паралельна до AB , і відкладаємо на ній у напрямку від точки B до точки A відрізок $\overline{a'v''}$, який зображує в прийнятому масштабі прискорення $\overline{a_{B,A}^n}$. Довжина відрізка:

$$\overline{a'v''} = \frac{a_{B,A}^n}{k_a} = \frac{14}{4} = 3,5 \text{ мм.}$$

Через одержану точку v'' проводимо пряму, яка перпендикулярна до AB , а через полюс плана прискорень p' – паралельну пряму до напрямної H_{36}^{54} . В місці перетину цих прямих одержимо точку v' . Відрізок $\overline{p'v'}$ зображує в обраному масштабі прискорення точки B ($\overline{a_B}$), а відрізок $\overline{v''v'}$ – прискорення $\overline{a_{B,A}^t}$.

Значення цих прискорень дорівнюють:

$$\overline{a_B} = k_a \cdot \overline{p'v'} = 4 \cdot 49 = 196 \text{ м/с}^2;$$

$$\overline{a_{B,A}^t} = k_a \cdot \overline{v''v'} = 4 \cdot 67 = 268 \text{ м/с}^2.$$

Прискорення точки S_2 ($\overline{a_{S_2}}$) визначаємо на підставі теореми про відносні прискорення точок однієї ланки.

Положення точки S'_2 на плані прискорень знаходимо з пропорції:

$$\frac{\overline{AS'_2}}{\overline{AB}} = \frac{\overline{a's'_2}}{\overline{a'b'}}$$

звідки $\overline{a's'_2} = \overline{a'b'} \cdot \frac{\overline{AS'_2}}{\overline{AB}} = 78 \cdot \frac{60}{130} = 36 \text{ мм},$

Відкладаємо на відрізку $\overline{a'b'}$ плану прискорень від точки a' відрізок $\overline{a's'_2}$ знаходимо точку S'_2 . З'єднуючи точку S'_2 з полюсом p' , одержимо відрізок $\overline{p's'_2}$, який зображає у масштабі прискорення точки S'_2 . Значення цього прискорення дорівнюватиме:

$$a_{S'_2} = k_a \cdot \overline{p's'_2} = 4 \cdot 50 = 200 \text{ м/с}^2;$$

4. Визначення кутових швидкостей та кутових прискорень ланки механізму.

Для визначення напрямку кутової швидкості ланки 2 (ω_2) слід розглянути рух точки B відносно точки A . З цією метою вектор відносної швидкості $\overline{V_{BA}}$ треба перенести, зберігаючи його напрям, з плану швидкостей у точку B на плані механізму.

Кутова швидкість ланки 2 (ω_2) буде спрямована в той бік, в який рухається точка B відносно точки A (див. рис. 1).

Значення кутової швидкості ω_2 знаходимо за формулою:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{1,35}{0,130} = 10,4 \text{ с}^{-1};$$

Для визначення напрямку кутового прискорення ланки 2 (ε_2) треба перенести з плану прискорень, зберігаючи напрямок, прискорення a'_{BA} до точки B . Розглядаючи умовно рух точок B відносно точки A в напрямку тангенціальної складової відносних прискорень (a'_{BA}), знаходимо, що кутове прискорення ε_2

спрямовано за годинниковою стрілкою (див. рис. 1).

Значення кутового прискорення обчислюємо за формулою:

$$\varepsilon_2 = \frac{a'_{B1}}{l_{AB}} = \frac{268}{0,130} = 2062 \text{ с}^{-2};$$

Зіставлення напрямів ω та ε в ланці 2 показують, що ланка 2 рухається прискорено.

5. Силове дослідження механізму.

Визначимо сили та моменти сил інерції.

$$\bar{P}_i = -m \cdot a;$$

$$\bar{M} = -J \cdot \varepsilon,$$

де m – маса ланки; a – прискорення центра мас ланки; J – момент інерції ланки; ε – кутове прискорення ланки.

Для того, щоб позбавитися знака “мінус”, потрібно сили та моменти інерції ланок спрямувати у бік протилежний лінійному або кутовому прискоренню відповідно. Визначимо сили інерції для даного випадку:

$$P_{12} = m_2 \cdot a_{S2} = 2,5 \cdot 200 = 500 \text{ Н};$$

$$P_{13} = m_3 \cdot a_B = 2,0 \cdot 196 = 392 \text{ Н};$$

Сили інерції спрямовані протилежно до прискорень центрів ваги ланок (див. рис. 1).

Величину моменту сил інерції ланок обчислюємо за формулою:

$$M_{12} = J_{S2} \cdot \varepsilon_2 = 0,015 \cdot 2062 = 30,93 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

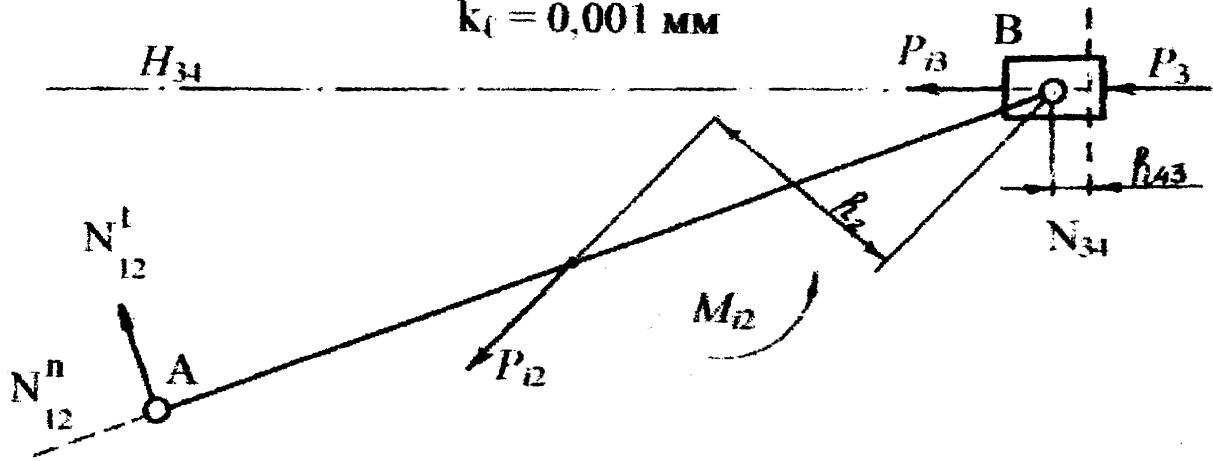
Момент сил інерції ланки спрямований протилежно кутовому прискоренню цієї ланки.

Визначим зусилля в кінематичних парах групи Ассура, яка утворена ланками 2 і 3. Для цього накреслимо в масштабі довжин $k_l = 0,001 \text{ м/мм}$ окремо групу Ассура (ланки 2 і 3) в заданому положенні й прикладаємо до ланок усі діючі на них сили (рис. 2).

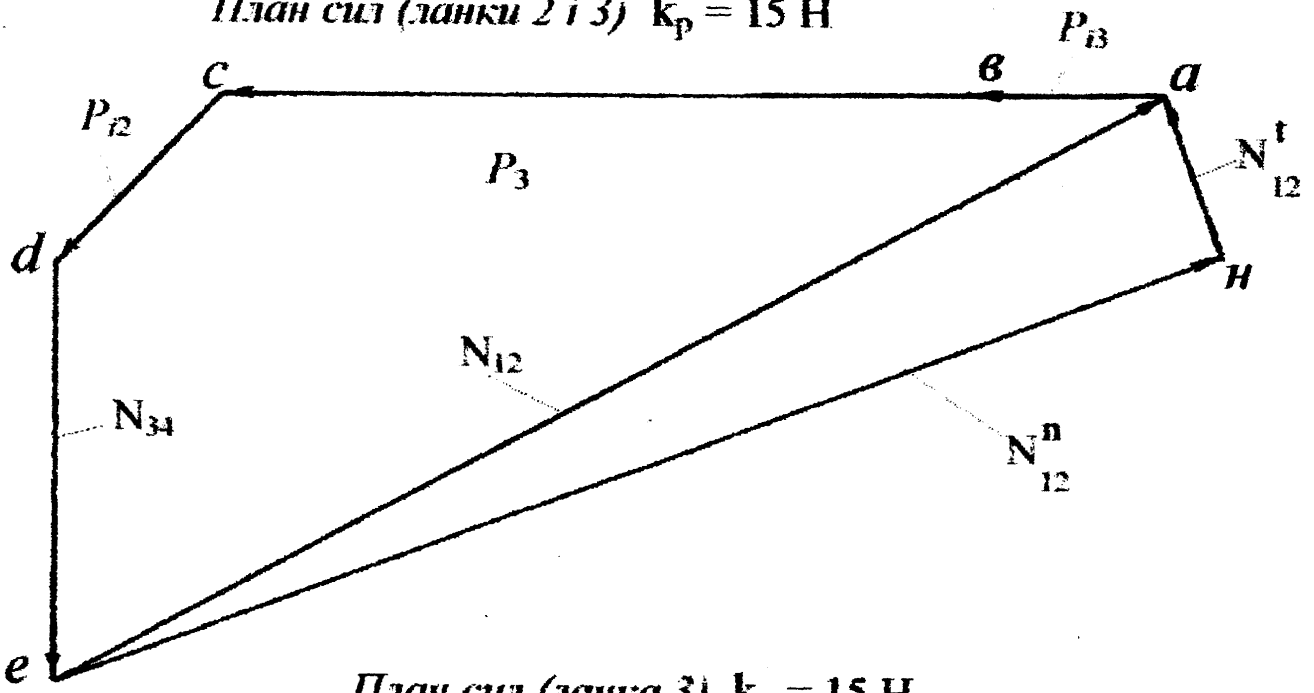
На ланку 3 діють чотири сили: N_{43} – з боку нерухомої ланки 4, N_{23} – з боку ланки 2, P_3 – сила тиску стисненого повітря, P_{13} – сила інерції. На ланку 2 діє один момент – M_{12} і три сили: N_{32} – з боку ланки 3, N_{12} – з боку ланки 1, P_{12} – сила інерції. Невідомими є N_{12} – зусилля в обертальній кінематичній парі А, N_{32} (або N_{23}) –

План групи Ассура (ланки 2 і 3)

$$k_t = 0,001 \text{ мм}$$



План сил (ланки 2 і 3) $k_p = 15 \text{ Н}$



План сил (ланка 3) $k_p = 15 \text{ Н}$

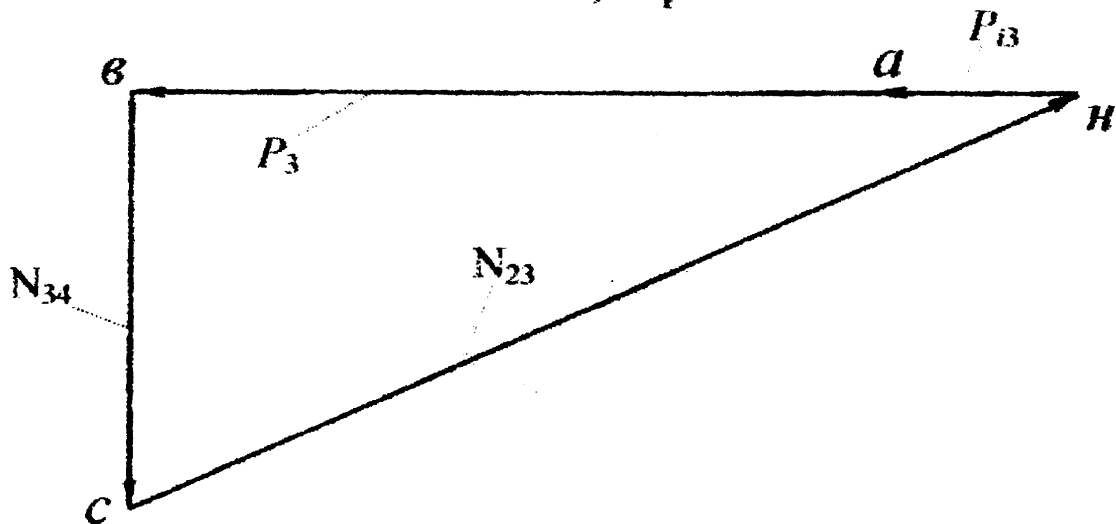


Рис. 2 Визначення зусиль в кінематичних парах
Групи Ассура (ланки 2 і 3)

зусилля в обертальній парі B , N_{43} – зусилля в поступальній кінематичній парі.

Невідому силу N_{12} розкладаємо на дві складові: нормальну N_{12}^n , яка спрямована вздовж ланки AB і тангенціальну N_{12}^t , яка спрямована перпендикулярно до ланки AB (рис. 3). Напрямом N_{12}^t задаємося довільно. Розглянемо рівновагу ланки 2 і складемо рівняння моментів усіх сил, які діють на ланку 2 відносно точки B :

$$-N_{12}^t \cdot \ell_{AB} + P_{12} \cdot h_2^{*k\ell} + M_{12} = 0.$$

Сили N_{12}^n і N_{32} не утворюють моментів, оскільки їхні плечі відносно точки B дорівнюють нулю. Плече h_2 легко визначити з креслення, помноживши довжину відрізка h_2 (в міліметрах) на масштабний коефіцієнт k_ℓ . Розв'язавши рівняння, знаходимо:

$$\begin{aligned} N_{12}^t &= (P_{12} \cdot h_2^{*k\ell} + M_{12}) / \ell_{AB} = \\ &= (500 \cdot 30 \cdot 0,001 + 30,94) / 0,130 = 353,3 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Знак “плюс” свідчить про те, що напрям N_{12}^t було обрано вірно.

Розглянемо рівновагу групи Ассура. Складемо векторне рівняння сил, які діють на ланки 2 і 3:

$$\underline{\underline{N_{12}^t}} + \underline{\underline{P_{13}}} + \underline{\underline{P_3}} + \underline{\underline{P_{12}}} + \underline{\underline{N_{43}}} + \underline{\underline{N_{12}^n}} = 0.$$

Векторне рівняння має дві невідомі й легко розв'язується графічно шляхом побудови плану сил.

Обравши масштабний коефіцієнт сил $k_p = 15$ Н/мм, відкладаємо з довільної точки H (полюса плану сил) послідовно сили N_{12}^t , P_{13} , P_3 , P_{12} , позначивши кінці векторів відповідно літерами a , b , c , d (рис. 3). Проведемо через точку d паралельну лінію до N_{43} , а через полюс H – лінію, яка паралельна N_{12}^n . В місці

перетинання цих ліній знаходимо точку e . Відрізки \overline{de} , \overline{eH} , \overline{ea} зображують у масштабі k_p , відповідно сили N_{43} , N_{12}^n і N_{12} .

Величини сил визначаємо за формулами:

$$N_{43} = k_p \cdot \overline{de} = 15 \cdot 58 = 870 \text{ Н};$$

$$N_{12}^n = k_p \cdot \overline{eH} = 15 \cdot 168 = 2520 \text{ Н};$$

$$N_{12} = k_p \cdot \overline{ea} = 15 \cdot 172 = 2580 \text{ Н}.$$

Розглянемо рівновагу ланки 2.

Складемо векторне рівняння сил, які діють на цю ланку:

$$\underline{\underline{N_{12}}} + \underline{\underline{P_{12}}} + \underline{\underline{N_{32}}} = 0.$$

Розв'язуємо це рівняння графічно шляхом побудови плану сил. Обравши масштабний коефіцієнт сил $k_p = 15 \text{ Н/мм}$, відкладаємо з довільної точки H (полоса плану сил) послідовно сили N_{12} і P_{12} , позначаючи кінці векторів відповідно літерами a та b (рис. 2). Одержану точку b з'єднуємо з полюсом H . Відрізок \overline{bH} зображує в масштабі k_p зусилля N_{32} . Знаходимо її величину:

$$N_{32} = k_p \cdot \overline{bH} = 15 \cdot 142 = 2130 \text{ Н}.$$

Розглянемо рівновагу ланки 3.

Складемо рівняння моментів усіх сил, які діють на цю ланку відносно точки B (див. рис. 2):

$$- N_{43} \cdot h_{43} = 0.$$

Сили P_3 , P_{13} , N_{23} не створюють моментів, оскільки їхні плечі відносно точки B дорівнюють нулю, що означає $h_{43} = 0$.

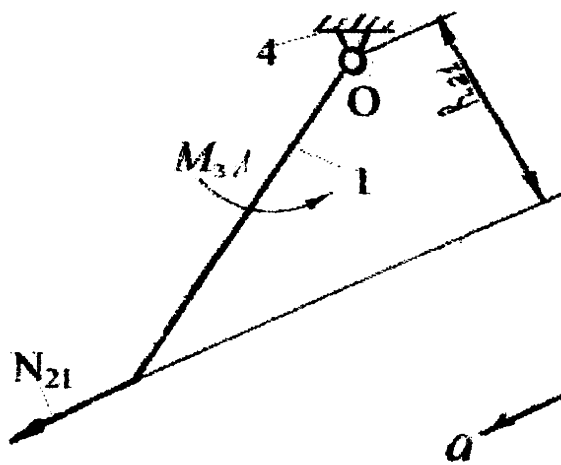
Силовий розрахунок групи початкових ланок

Накреслимо в масштабі $k_f = 0,001 \text{ м/мм}$ групу початкових ланок (ланки 1 і 6) у загальному положенні і прикладемо до ланок усі сили, які діють на них (рис. 3).

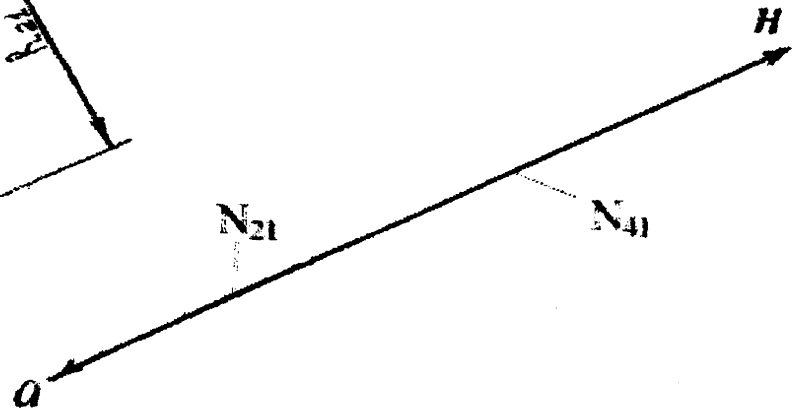
На ланку 1 діє момент M_3 і две сили: N_{21} – з боку ланки 2 і N_{41} – з боку нерухомої ланки 4.

План групи початкових ланок

$$k_t = 0,001 \text{ мм}$$



План сил (ланка 1) $k_p = 25 \text{ Н}$



Важіль М.Є. Жуковського
(повернутий на 90° план швидкостей)

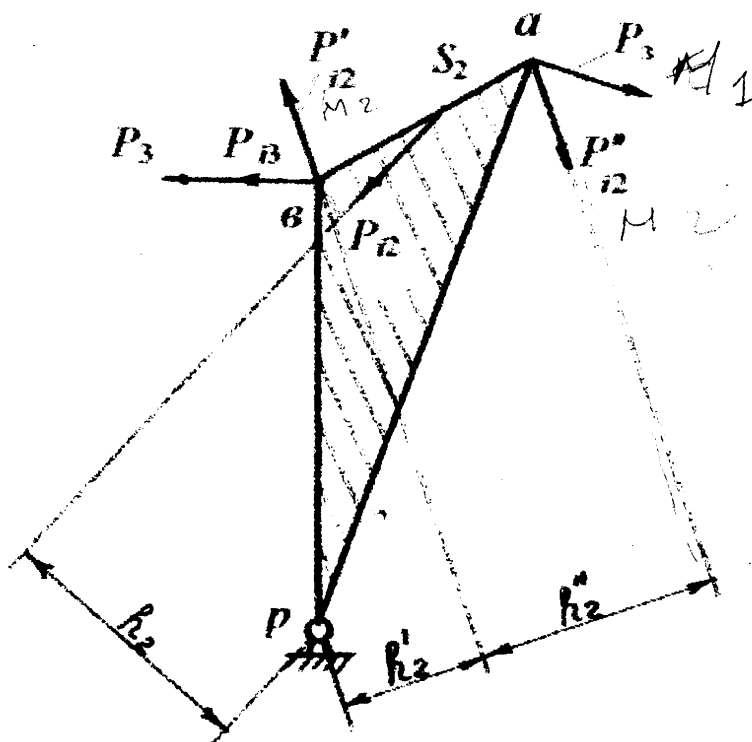


Рис. 3 Жорсткий важіль М.Є. Жуковського

Розглянемо рівновагу ланки 1.

Складемо векторне рівняння сил, які діють на цю ланку:

$$\underline{N_{21}} + \underline{N_{41}} = 0.$$

$$\underline{N_{21}} = -\underline{N_{41}} \quad \approx \quad N_{12} = 2580$$

Розв'язуємо це рівняння графічно шляхом побудови плану сил. Обираємо масштабний коефіцієнт сил $k_p = 25 \text{ Н/мм}$ та відкладаємо з довільного полюса H силу N_{21} , позначаючи кінець вектору літерою a (рис. 3). Знаходимо її величину:

$$N_{41} = k_p \cdot aH = 25 \cdot 103 = 2575 \text{ Н.}$$

Складаємо рівняння моментів усіх сил, які діють на ланку 1, відносно точки O . Напрямок зрівноважуючого моменту M_3 обираємо довільно (див. рис. 3):

$$N_{21} \cdot h_{21} - M_3 = 0.$$

Сила N_{41} не створює моменту, оскільки її плече відносно точки O дорівнює нулю. Плече h_{21} знаходимо із креслення, помноживши її довжину у міліметрах на масштабний коефіцієнт k . Розв'язуючи яке, знаходимо:

$$M_3 = N_{21} \cdot h_{21} = (2580 \cdot 28 \cdot 0,001) = 72,24 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Визначення зрівноважуючої сили способом жорсткого важеля Жуковського

Будуємо в довільному масштабі повернутий на 90° план швидкостей механізму (рис. 3).

Відомий за величиною й напрямом момент M_{12} показуємо у вигляді пари сил P'_{12} і P''_{12} , які прикладені в точках B і A перпендикулярно до AB (див. рис. 1). Знаходимо величини цих сил:

$$P'_{12} = P''_{12} = M_{12} / l_{AB} = 30,93 / 0,130 = 237,9 \text{ Н;}$$

Невідомий момент M_3 показуємо у вигляді пари сил P'_3 і P''_3 , які прикладені в точках A і O перпендикулярно до OA .

Напрямок моменту обираємо довільно (див. рис. 3).

Переносимо, зберігаючи напрям, усі сили з плану механізму у відповідні однойменні точки плану швидкостей (див. рис. 3).

Складаємо рівняння моментів усіх сил відносно полюса плану швидкостей:

$$-P'_3 \cdot \overline{pa} - P''_{12} \cdot h''_2 + P_{12} \cdot h_2 + P_{13} \cdot \overline{pb} + P_3 \cdot \overline{pb} + P'_{12} \cdot h'_2 = 0.$$

Плечі усіх сил підставляємо в рівняння в міліметрах, визначаючи їх безпосередньо із креслення. Розв'язуючи рівняння, знаходимо:

$$P'_3 = \frac{1}{pa} (P_{12} \cdot h_2 + P_{13} \cdot \overline{pb} + P_3 \cdot \overline{pb} + P'_{12} \cdot h'_2 - P''_{12} \cdot h''_2) =$$

$$\frac{1}{80} (500 \cdot 23 + 392 \cdot 58 + 1500 \cdot 58 + 237,9 \cdot 19 - 237,9 \cdot 34) = 1471 \text{ Н.}$$

Визначимо величину зрівноважуючого моменту

$$M_3 = P'_3 \cdot \ell_{O_1} = 1471 \cdot 0,05 = 73,54 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Визначимо розбіжність у відсотках M_3 , які знайдені різними способами:

$$\Delta M_3 = \frac{73,54 - 72,24}{73,54} \cdot 100\% = 1,78 \%$$

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 494 с.
2. Воронкін М.Ф., Цимбалюк А.А. Основи теорії механізмів і машин: Конспект лекцій. – К.: КМУЦА, 2000. – 208 с.
3. Воронкін М.Ф., Карлашов О.В., Бабенко Є.М. Теорія механізмів і машин. Кінематичне та силове дослідження механізмів: Методичні вказівки до курсової роботи. – К.: НАУ, 2000. – 88 с.
4. Бабенко Є.М., Крижановський А.С. Теорія механізмів і машин. Методичні вказівки до курсової роботи. – К.: НАУ, 2005. – 26 с.

РОЗРАХУНОК ЗУБЧАТИХ І ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

1. ПРИКЛАД ВИБОРУ ДВИГУНА І КІНЕМАТИЧНОГО РОЗРАХУНКУ ПРИВОДА

1.1. Технічне завдання

Спроекувати привод технологічної машини, що складається з електродвигуна, плоскопасової передачі, конічного одноступінчастого редуктора, якщо потужність на вихідному валі $P_3 = 3,0$ кВт, а частота обертання $n_3 = 50$ хв⁻¹.

Порядок розрахунку наведений у підрозділі 1:2.

1.2. Порядок розрахунку

1. Розробити кінематичну схему привода і пронумерувати вали, починаючи з вала електродвигуна (рис. 1).

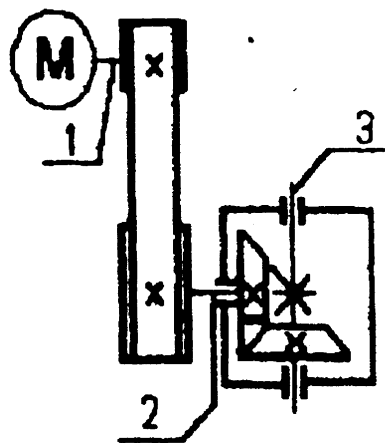


Рис. 1. Кінематична схема привода

2. Визначити потрібну потужність електродвигуна. Для цього підраховуємо загальний ККД привода, який дорівнює добутку ККД, послідовно з'єднаних передач. У нашому випадку

$$\eta = \eta_{п.п} \cdot \eta_{к.р},$$

де η , $\eta_{п.п}$, $\eta_{к.р}$ - ККД відповідно загальний, плоскопасової передачі конічного редуктора, включаючи підшипники кочення.

Приблизні значення ККД для різних типів передач наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Приблизні значення ККД передач

Передача	ККД
Пасова:	
плоскопасова	0,95 - 0,96
клинопасова	0,95 - 0,96
ланцюгова	0,92 - 0,94
Одноступінчастий редуктор:	
конічний	0,95 - 0,96
циліндричний	0,97 - 0,98
Черв'ячний редуктор з архімедовим черв'яком:	
однозахідний	0,7 - 0,75
двозахідний	0,75 - 0,82
чотиризахідний	0,85 - 0,95

Загальний ККД привода

$$\eta = 0,95 \cdot 0,96 = 0,912.$$

Потрібну потужність електродвигуна дістаємо в результаті ділення вихідної потужності P_3 на загальний ККД:

$$P_{\text{потр}} = \frac{P_3}{\eta} = \frac{3,0}{0,912} = 3,28 \text{ кВт.}$$

3. За табл. 2 вибираємо двигун з найближчою більшою потужністю і синхронною частотою обертання $n_c = 1500 \text{ хв}^{-1}$.

У нашому випадку це електродвигун ЧА 100L4 з номінальною потужністю $P_n = 4,0 \text{ кВт}$, коефіцієнтом ковзання $\varepsilon = 4,7\%$, синхронна частота обертання $n_c = 1500 \text{ хв}^{-1}$.

Асинхронна частота обертання двигуна

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{с}} \left(1 - \frac{\varepsilon}{100} \right);$$

$$n_{\text{дв}} = 1500 \cdot \left(1 - \frac{4,7}{100} \right) = 1429,5 \text{ хв}^{-1}.$$

Таблиця 2

Електродвигуни асинхронні серії ЧА, закриті, що обдуваються (ГОСТ 19523-81)

Потужність, кВт	Типорозмір	Ковзання ε , %	Синхронна частота обертання, $n_{\text{с}}$, хв ⁻¹
0,55	ЧА 71А4	7,3	1500
0,75	ЧА 71В4	7,5	1500
1,1	ЧА 80А4	5,4	1500
1,5	ЧА 80В4	5,8	1500
2,2	ЧА 90L4	5,1	1500
3,0	ЧА 100S4	4,4	1500
4,0	ЧА 100L4	4,7	1500
5,5	ЧА 112M4	3,7	1500
7,5	ЧА 132S4	3,0	1500
11,0	ЧА 132M4	2,8	1500
15,0	ЧА 160S4	2,3	1500

4. Знаходимо загальне передаточне число привода. Воно дорівнює асинхронній частоті обертання двигуна, поділений на

частоту обертання вихідного вала привода:

$$U_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_3} = \frac{1429,5}{50} = 28,59.$$

Розподілимо загальне передаточне число між передачами привода. Воно дорівнює добутку передаточних чисел передач привода. У нашому випадку

$$U_{\text{заг}} = U_{\text{п.п}} \cdot U_{\text{к.р}},$$

де $U_{\text{п.п}}$, $U_{\text{к.р}}$ - передаточне число відповідно плоскопасової передачі і конічного одноступінчастого редуктора.

Передаточні числа треба вибирати виходячи з таких рекомендацій:

- для одноступінчастих циліндричних редукторів (ГОСТ 85-66)

$U = 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10;$

- для одноступінчастих конічних редукторів (ГОСТ 12289-76)

$U = 1; 1,12; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3;$

- для черв'ячного редуктора (ГОСТ 13563-68)

$U = 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80.$

Передаточне відношення: плоскопасової передачі - до 5; клинопасової - до 6; ланцюгової - до 6.

Виходячи з наведених значень передаточних чисел вибирають такі, добуток яких дасть підраховане загальне передаточне число.

У нашому випадку

$$U_{\text{к.р}} = 5,6 \text{ тоді } U_{\text{п.п}} = \frac{U_{\text{заг}}}{U_{\text{к.р}}} = \frac{28,59}{5,6} = 5,1.$$

5. Знаходимо частоту обертання валів привода:

1-го $n_1 = n_{\text{дв}} = 1429,5 \text{ хв}^{-1};$

2-го $n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{п.п}}} = \frac{1429,5}{5,1} = 280,29 \text{ хв}^{-1};$

$$\text{3-го } n_3 = \frac{n_2}{U_{\text{к.р}}} = \frac{280,29}{5,6} = 50,05 \text{ хв}^{-1}.$$

6. Визначаємо кутову швидкість валів:

$$\text{1-го } \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1429,5}{30} = 149,69 \text{ с}^{-1};$$

$$\text{2-го } \omega_2 = \frac{\omega_1}{U_{\text{п.п}}} = \frac{149,69}{5,1} = 29,35 \text{ с}^{-1};$$

$$\text{3-го } \omega_3 = \frac{\omega_2}{U_{\text{к.р}}} = \frac{29,35}{5,6} = 5,24 \text{ с}^{-1}.$$

7. Обчислюємо потужність на валах:

$$P_1 = P_{\text{потр}} = 3,28 \cdot 10^3 \text{ Вт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{п.п}} = 3,28 \cdot 0,95 = 3,116 \text{ кВт} = 3,1 \cdot 10^3 \text{ Вт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{к.р}} = 3,116 \cdot 0,95 = 2,99 \text{ кВт} = 3,0 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

8. Знаходимо обертальний момент на валах:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{3,28 \cdot 10^3}{149,69} = 21,91 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_2 = T_1 \cdot U_{\text{п.п}} \cdot \eta_{\text{п.п}} = 21,91 \cdot 10^3 \cdot 5,1 \cdot 0,95 = 106,1 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_3 = T_2 \cdot U_{\text{к.р}} \cdot \eta_{\text{к.р}} = 106,1 \cdot 10^3 \cdot 5,6 \cdot 0,96 = 570,7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Обчислені значення не відрізняються від вихідних більш ніж на 4%.

Отримані результати запишемо в табл. 3.

Результати кінематичного розрахунку привода

Показники	Вал		
	1	2	3
Частота обертання n , хв^{-1}	1429,5	280,3	50
Кутова швидкість ω , с^{-1}	149,7	29,4	5,2
Потужність P , кВт	3,28	3,12	3,0
Обертальний момент T , Н·м	21,9	106,1	570,7

1.3. Розрахунок зубчастих передач

З аналізу роботи зубчастих передач видно, що зуби під дією нормального тиску зубів F_n і сили тертя $P_T = f \cdot F_n$ знаходяться в складному напруженому стані. Вирішальні впливи на їх працездатність здійснюють контактні напруги σ_n і напруга згину σ_F , що змінюються за деякими змінними циклами.

Перемінні контактні напруги і тертя профілів зубів викликають ушкодження їхніх робочих поверхонь, що враховується при розрахунку на втому по контактних напругах підвищення твердості поверхонь зубів і ступеня їхньої точності виготовлення.

Напруги згину є причиною поломки зубів, що може бути попереджена розрахунком на втому за напругами згину.

Сучасна методика розрахунку закритих зубчастих передач (ДСТ 21354-75) основним критерієм працездатності приймає контактну втому робочих поверхонь зубів. Практикою експлуатації і спеціальними дослідженнями встановлено, що навантаження, яке допускається на контактну міцність зубів, визначається твердістю матеріалу, з якого виготовлені зубчасті колеса. Найбільшу твердість, а отже, і найменші габарити і масу зубчастої передачі можна одержати при виготовленні зубчастих коліс зі сталей, що піддаються термічній обробці.

Основним матеріалом для виготовлення зубчастих коліс приводів служать вуглецеві і леговані сталі. Залежно від твердості

сталеві зубчасті колеса умовно прийнято поділяти на дві групи.

Перша група – колеса з твердістю поверхонь не більше HB.350, застосовуються в мало і середньонавантажених передачах. Матеріалами для коліс цієї групи служать вуглецеві сталі 35, 40, 45, 50 і леговані сталі 40X, 45X, 40XH і ін. Термообробку нормалізації чи поліпшення проводять до нарізування зубів. Колеса з такою термообробкою добре припрацьовуються. Для рівномірного зношування зубів твердість шестерні прямозубої передачі має бути на (25...50) HB більшою за твердість колеса.

Друга група – колеса з твердістю поверхонь більше за HB 350. У таких випадках твердість вимірюється за шкалою Роквелла (більше за HRC 45). Висока твердість робочих поверхонь зубів досягається об'ємними і поверхневими загартуваннями, цементацією, азотуванням, ціануванням, що дозволяє в кілька разів підвищувати навантажувальну здатність зубчастих передач порівняно з поліпшеними сталями.

Зуби коліс із твердістю поверхонь більше за HB 350 не припрацьовуються і тому забезпечувати різницю твердостей зубів шестерні і колеса не потрібно. Для загартування використовують сталі 45, 40X, 40XH, 35XM. Цементацію застосовують для коліс, розміри яких мають бути мінімальними (авіація, транспорт). Для цементації використовують сталі 20X, 12XH3A та ін. Азотування забезпечує особливо високу твердість поверхонь шарів зубів. Для азотування застосовують сталі 40XHMA, 40X2HMA, 38XHЮА.

Розрахунки зубчастих передач виконують у такій послідовності.

1. Визначити допустимі напруги: контактну σ_H і згинальну σ_F . У разі необмеженого терміну роботи привода допустимі напруги визначають за формулами:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H_0} K_{HL}}{S_H}, \quad [\sigma]_F = \frac{\sigma_{F_0} K_{FL}}{S_F},$$

де σ_{H_0} і σ_{F_0} межі контактної і згинальної витривалості при базовому циклі напруги зубів N_H . Вони залежать від твердості робочих поверхонь зубів і визначаються за табл.4:

K_{HL} , K_{FL} – коефіцієнти довговічності. Якщо кількість циклів навантаження кожного зуба колеса більше базового, то приймають $K_{HL} = 1,0$ і $K_{FL} = 1,0$. У завданнях для курсового проекту наведений саме такий випадок. S_H і S_F – нормативні коефіцієнти безпеки. Для коліс з нормалізованої і поліпшеної сталі, а також при об'ємному загартуванні беруть $S_H = 1,1$. При поверхневому зміцненні зубів – $S_H = 1,2$.

Значення коефіцієнта S_F наведені в табл. 4.

2. Визначити необхідну міжосьову відстань з умови контактної міцності робочих поверхонь зубів для циліндричних закритих зубчастих передач за формулою:

$$a_w \geq K_a (\dot{U} \pm 1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma]_H^2 U^2 \psi_{sa}}},$$

де a_w – міжосьова відстань; K_a – числовий коефіцієнт: $K_a=49,5$ для прямозубих передач і $K_a=43$ для косозубих передач; U – передатне відношення зубчастої передачі; T_2 – обертальний момент, який передається колесом (Н м), розраховується; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця зуба колеса, що пов'язана з деформацією валів і самих зубчастих коліс береться в табл. 5;

ψ_{sa} – коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса.

Коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса щодо міжосьової відстані $\psi_{sa} = \frac{b}{a_w}$, де b_2 - ширина вінця зубчастого

колеса, яку попередньо вибирають з ряду:

для прямозубих передач 0,1; 0,125; 0,16; 0,25;

для косозубих передач 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63.

Таблиця 4

Значення меж контактної та згинальної витривалості

Марка сталі	Вид термічної обробки	Твердість зубів		Контактна витривалість σ_{H_0} , МПа,	Згинальна витривалість σ_{F_0} , МПа	Коефіцієнт безпеки S_F
		на поверхні	у серцевині біля основи			
40; 45; 50; 40X; 40XН; 40XФА; 50XН; 35XM	Нормалізація, поліпшення	HB 180...350		2HB +70	1,8HB	1,75
40X; 40XН; 40XФА;	Об'ємне загартування	HRC 45...55		18 HRC + 150	500...5 50	1,8
40X; 40XНЗМА; 50XН; 35XM; 40XM; 45XЦ;	Поліпшення та загартування при нагріванні ТВЧ	48...58	25...35	17 HRC + 200	650...7 00	1,75
20X; 20XН; 20XН2М; 25XГТ; 12XН2; 12XН3А; 18XГТ	Поліпшення, цементация і загартування	56...63	30...45	23 HRC	950	1,55
25XГТ	Нітроцементация	56...63	30...45	23 HRC	750	1,55
30XMЮА; 40X; 40XН2МА; 40XФА	Поліпшення та азотування	50...60	24...40	1050	300+ 1,2 HRS (серцевина зуба)	1,75

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{нв}$

Розташування зубчастих коліс відносно опор вала	Твердість НВ поверхонь зубів	
	≤ 350	>350
Симетричне	1,0...1,15	1,05...1,25
Несиметричне	1,1...1,25	1,15...1,35
Консольне	1,2...1,35	1,25...1,45

Отримані за формулою значення міжосьової відстані округляють до найближчого більшого стандартного значення:

1-й ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500;

2-й ряд: 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900.

Першому ряду слід надати перевагу перед другим.

3. Визначити необхідний зовнішній дільний діаметр колеса з умови контактної міцності робочих поверхонь зубів для конічної закритої прямозубої передачі за формулою:

$$d_{e2} \geq 165 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{нв} U}{0,85 [\sigma]_H^2}}$$

Значення коефіцієнта $K_{нв}$ визначають з табл. 5.

Отримані значення d_{e2} округляють до найближчого більшого стандартного значення: 50, (56), 63, (71), 80, (90), 100, (112), 125, (140), 160, (180), 200, (225), 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630.

Кращими є значення без дужок.

Фактичні значення d_{e2} не повинні відрізнятися від номінальних більш ніж на 2%.

4. Визначити модуль зачеплення.

Для циліндричних зубчастих передач нормальний модуль m вибирають в інтервалі $m = (0,01 \dots 0,02) a_w$ і вирівнюють його до стандартного значення:

1-й ряд: 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20;

2-й ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22.

Першому ряду слід надати перевагу перед другим.

Для конічної прямозубої передачі зовнішній коловий модуль визначають за формулою:

$$m_e = \frac{de_2}{z_2} = \frac{de_2}{z_2 U},$$

де z_1 – кількість зубів шестерні ($z_1 = 18 \dots 32$); z_2 – кількість зубів колеса ($z_2 = z_1 \cdot u$).

Округляти отримане значення модуля m_e до стандартного не обов'язково.

5. Визначають кількість зубчастих коліс.

Для шестерні циліндричної зубчастої передачі кількість зубів знаходять за формулою:

$$z_1 = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{m_H (U \pm 1)} \geq 17 \cos^3 \beta.$$

Кут нахилу зубів у косозубої циліндричної передачі задають в інтервалі $\beta = 8 \dots 15$.

У прямозубої циліндричної передачі $\beta = 0$. Отримане значення z_1 округляють до цілого числа. Для коліс циліндричної і конічної передач кількість зубів знаходять за формулою:

$$z_2 = z_1 \cdot U,$$

Після визначення кількості зубів косозубої циліндричної передачі необхідно перевірити міжосьову відстань за формулою:

$$a_w = \frac{m_H (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}.$$

Якщо виявиться невідповідність отриманого результату раніш прийнятим значенням a_w за стандартом, то в цьому випадку необхідно усунути розбіжність зміною кута β :

$$\cos \beta = \frac{m_H (z_1 + z_2)}{2 a_w}.$$

6. Визначити геометричні параметри зубчастих коліс.

Для циліндричних зубчастих передач знаходять:

діаметри ділительних кіл:

$$d_1 = \frac{m z_1}{\cos \beta},$$

$$d_2 = 2 a_w - d_1,$$

діаметри кіл вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2m,$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m,$$

діаметри кіл западин зубів:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m,$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m,$$

ширину вінця колеса:

$$b_2 = \psi_{sa} a_w,$$

ширину вінця шестерні:

$b_1 = 1,12 b_2$ – якщо твердість робочих поверхонь зубів $HV \leq 350$;

$b_1 = b_2$ – якщо твердість робочих поверхонь зубів обох коліс $HV > 350$.

Отримані значення b_1 і b_2 округляють до стандартного значення з ряду: 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100.

Для конічних прямозубих передач знаходять:
кути ділільних конусів колеса і шестерні:

$$\delta_2 = \arctg U, \quad \delta_1 = 90 - \delta_2;$$

зовнішні ділільні діаметри зубів шестерні і колеса:

$$d_{e1} = m_e z_1, \quad d_{e2} = m_e z_2;$$

зовнішні діаметри вершин зубів шестерні і колеса:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2;$$

зовнішні діаметри западин зубів шестерні і колеса:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,5m_e \cdot \cos \delta_1;$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,5m_e \cdot \cos \delta_2;$$

зовнішня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0,5b;$$

середній ділільний діаметри шестерні і колеса:

$$d_{m1} = 2R_m \cdot \sin \delta_1;$$

$$d_{m2} = 2R_m \cdot \sin \delta_2;$$

середній коловий модуль:

$$m = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{d_{m2}}{z_2}.$$

7. Зробити перевірочний розрахунок зубів коліс за контактними напругами:

для циліндричних зубчастих передач за формулою:

$$\sigma_H = \frac{K_b}{a_w U} \sqrt{\frac{T_2 K_H (U \pm 1)^3}{b_2}} \leq [\sigma]_H;$$

для конічних передач за формулою:

$$\sigma_H = \frac{K_b}{R_m U} \sqrt{\frac{T_2 K_H (U \pm 1)^3}{b_2}} \leq [\sigma]_H,$$

де числовий коефіцієнт:

$K_b = 310$ – для циліндричних прямозубих передач;

$K_b = 270$ – для циліндричних косозубих передач;

$K_b = 355$ – для конічних прямозубих передач.

Коефіцієнт навантаження K_H визначають як добуток трьох коефіцієнтів:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV},$$

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт точності виготовлення; K_{HV} – динамічний коефіцієнт.

Коефіцієнт $K_{H\alpha}$ враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами.

При прямозубій передачі $K_{H\alpha} = 1,0$.

При косозубій передачі $K_{H\alpha}$ залежить від ступеня точності й колової швидкості зубчастих коліс (визначають за табл.6).

Таблиця 6

Значення коефіцієнта $K_{H\alpha}$ для косозубих передач

Степінь точності	Колова швидкість зубчастих коліс V , м/с				
	до 1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,1	1,12
8	1,06	1,09	1,13	–	–
9	1,1	1,16	–	–	–

Колову швидкість зубчастого колеса визначають за формулою:

$$V = \frac{\pi d_2 n_2}{60}.$$

8. Визначити сили, що діють у зачепленні зубів.

Для циліндричної передачі знаходять:

колову силу:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2},$$

де T – переданий зубчастим колесом обертальний момент;

d – діаметр ділительного кола колеса;

радіальну силу:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta},$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення;

осьову силу:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Для конічної прямозубої передачі знаходять:

осьові сили:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2}{d_{m2}},$$

де d_{m1}, d_{m2} – середній діаметр шестерні і колеса;

радіальні й осьові сили:

$$F_{r1} = F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1;$$

$$F_{r2} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2.$$

Силові закриті зубчасті передачі виконують різного ступеня точності залежно від колової швидкості коліс. Степінь точності визначають за табл.7.

Таблиця 7

Степінь точності виготовлення зубчастих коліс

Тип зубчатої передачі	Колова швидкість V , м/с	
	до 5 м/с	Більше 5 м/с
Циліндрична прямозуба	8	7
Циліндрична косозуба	8	8
Конічна прямозуба	7	–

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ визначають за табл.8

Таблиця 8

Значення коефіцієнта $K_{H\beta}$

Коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса $\Psi_{sa} = \frac{b}{d}$	Твердість поверхонь зубів					
	HB ≤ 350			HB > 350		
	Розташування шестерні відносно опор					
	симетричне	несиметричне	консольне	симетричне	несиметричне	консольне
0,4	1,00	1,04	1,15	1,02	1,08	1,33
0,6	1,02	1,06	1,24	1,04	1,14	1,5
0,8	1,03	1,08	1,30	1,06	1,21	–
1,0	1,04	1,11	–	1,09	1,29	–

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ враховує динамічні навантаження, що виникають у зачепленні. Його визначають за табл.9.

9. Виконати перевіірочний розрахунок зубів коліс на міцність на згинання:

для циліндричних зубчастих передач:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{b \cdot m} \leq [\sigma]_F,$$

де K_F – коефіцієнт навантаження; Y_F – коефіцієнт форми зубів; Y_β – коефіцієнт нахилу зубів.

Таблиця 9

Значення коефіцієнта $K_{H\alpha}$

Тип зубчастієї передачі	Твердість НВ поверхонь зубів	Колова швидкість V , м/с			
		до 5	10	15	20
		Ступінь точності			
		8		7	
Прямо-зуба	≤ 350	1,05	–	–	–
	> 350	1,10	–	–	–
Косозуба	≤ 350	1,00	1,01	1,02	1,05
	> 350	1,00	1,05	1,07	1,10

Для конічних прямозубих передач:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{0,85 \cdot b \cdot m} \leq [\sigma]$$

Перевірочний розрахунок варто проводити для зубів того з коліс, що знаходиться в зачепленні, для якого відношення менше $\frac{[\delta]_F}{Y_F}$. Коефіцієнт Y_F враховує форму зуба і його вибирають з табл. 10.

Таблиця 10

Значення коефіцієнта Y_F

$z(z)$	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100
Y	4,28	4,09	3,9	3,8	3,7	3,68	3,62	3,61	3,61	3,60

Для косозубих циліндричних коліс коефіцієнт Y треба визначити за еквівалентною кількістю зубів, що визначають за формулами:

для косозубих конічних коліс:

$$z_E = \frac{z}{\cos \beta};$$

для прямозубих конічних коліс:

$$z_E = \frac{z}{\cos \delta}$$

Коефіцієнт навантаження K_F визначають за формулою:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV},$$

де $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. Для прямозубих коліс $K_{F\alpha} = 1,0$. Для косозубих коліс $K_{F\alpha} = 0,92$.

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження, що визначають за табл. 11.

Таблиця 11

Значення коефіцієнта $K_{F\beta}$

Коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса $\Psi_{ca} = \frac{b}{d}$	Твердість поверхонь зубів							
	HB ≤ 350				HB ≤ 350			
	Розташування шестерні відносно опор							
	Симетричне	Несиметричне	Консольне		Симетричне	Несиметричне	Консольне	
Шарико-підшипники			Ролик-підшипники	Шарико-підшипники			Ролик-підшипники	
0,2	1,00	1,4	1,18	1,10	1,03	1,05	1,35	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,7	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	–	1,72
0,8	1,08	1,17	–	1,59	1,13	1,28	–	–
1,0	1,10	1,23	–	–	1,20	1,40	–	–

K_{FV} – коефіцієнт, що враховує динамічну дію навантаження, що визначають за табл. 12

Орієнтоване значення коефіцієнта K_{F1}

Ступінь точності	Твердість НВ робочої поверхні зубів	Колова швидкість V , м/с					
		3		3...8		8...12,5	
		прямозуба	косозуба	прямозуба	косозуба	прямозуба	косозуба
6	≤ 350	1,0	1,0	1,2	1,0	1,3	1,1
	>350	1,0	1,0	1,15	1,0	1,25	1,0
7	≤ 350	1,15	1,0	1,35	1,0	1,45	1,2
	>350	1,15	1,0	1,25	1,0	1,35	1,1
8	≤ 350	1,25	1,1	1,45	1,3	–	1,4
	>350	1,20	1,1	1,35	1,2	–	1,3

Коефіцієнт нахилу зубів Y_{β} :

для прямозубих коліс $Y_{\beta} = 1,0$

для косозубих коліс $Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140}$

де β – кут нахилу зуба.

1.4. Послідовність проектувального розрахунку черв'ячної передачі

Черв'ячні передачі застосовують у тих випадках, коли геометричні осі ведучого і веденого валів перехрещуються (звичай під прямим кутом). У більшості випадків ведучим є черв'як, тобто короткий трапецієподібний гвинт. Розглянемо розрахунок черв'ячної передачі без зміщення з архімедовим черв'яком, що має кут профілю в осьовому перерізі $\alpha = 20^{\circ}$.

1. Вибирати матеріал черв'яка і черв'ячного колеса.

Для черв'яків застосовують ті ж марки сталей, що і для зубчастих коліс (див. табл.4).

Для силових черв'ячних передач при тривалій їхній роботі застосовують загартовання до твердості HRC 45

Матеріали вінця черв'ячного колеса умовно поділяють на три групи в залежності від швидкості ковзання в зачепленні. Через те, що швидкість ковзання на початку розрахунку ще не відома, очікувану швидкість ковзання попередньо визначають за формулою:

$$V_s = 4,3\omega_1 \cdot 10^{-3} \sqrt[3]{T_2},$$

де V – швидкість ковзання, м/с; T – обертальний момент, який передається колесом, Н м; ω_1 – кутова швидкість шестерні, с^{-1} .

З табл.13 визначають механічні характеристики для матеріалу вінця черв'ячного колеса.

Таблиця 13

Механічні характеристики матеріалів вінців черв'ячного колеса

Матеріал вінця колеса	Швидкість ковзання V_s , м/с	Спосіб виливання	Межа плинності $\sigma_{\text{п}}$	Межа міцності при розтягуванні $\sigma_{\text{р}}$	Межа міцності при згинанні $\sigma_{\text{зг}}$
			МПа		
Бр010Н1Ф1	>5	Відцентровий	165	285	
Бр010Ф1	>5	В кокіль	195	245	
Бр010Ф1	>5	В землю	132	215	
Бр А9ЖЗЛ	2...5		200	500	
Бр А9ЖЗЛ	2...5	В кокіль	195	490	
Бр А9ЖЗЛ	2...5	В землю	195	392	
СЧ 12	<2	В землю	–	–	280

2. Визначаємо допустимі напруги контактні $[\sigma]_{\text{н}}$ і згинання $[\sigma]_{\text{ф}}$.

Розрахунок на міцність черв'ячної пари роблять за матеріалом вінця черв'ячного колеса, як менш міцному порівняно з матеріалом черв'яка.

Для олов'яних бронз допустимі контактні напруги

визначають з умови опору викришуванню робочих поверхонь зубів

$$[\sigma]_H = \sigma_{H_0} K_{HL} C_V,$$

де σ_{H_0} – межа контактної витривалості, що пов'язана з межею міцності бронзи при розтягуванні σ_p :

$$\sigma_{H_0} = 0,9\sigma_p,$$

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, що приймають при тривалій роботі рівним 1,0; C_V – коефіцієнт, що враховує інтенсивність зношування зуба колеса і його значення залежить від швидкості ковзання (табл.14).

Таблиця 14

Значення коефіцієнта C_V

Швидкість ковзання V_S , м/с	5	6	7	8
Коефіцієнт C_V	0,95	0,88	0,83	0,80

Для безолов'яних бронз і чавунів допустимі контактні напруги визначають з умови опору заїданню:

для бронз $[\sigma]_H = 300 - 25V_S$;

для чавунів $[\sigma]_H = 175 - 35V_S$.

Допустимі напруги згинання $[\sigma]_F$ для матеріалів черв'ячних коліс наведені в табл.15.

Таблиця 15

Значення допустимих напруг згинання

Матеріал вінця колеса	Нереверсивна передача	Реверсивна передача
Бронза	$[\sigma]_F = (0,08\sigma_\sigma + 0,25\sigma_T) K_{FL}$	$[\sigma]_F = 0,16\sigma_\sigma K_{FL}$
Чавун	$[\sigma]_F = 0,12\sigma_{зr} K_{FL}$	$[\sigma]_F = 0,075\sigma_{зr} K_{FL}$

Приймаємо коефіцієнт довговічності $K_{FL} = 1,0$. Значення границі плинності σ_{11} і меж міцності при розтяганні σ_p і згинанні $\sigma_{зг}$ вибирають в табл.13.

3. Визначають міжосьову відстань передач:

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma]_H} \right)^2 T_2 K_H },$$

де z_2 – кількість зубів колеса

$$z_2 = z_1 \cdot U;$$

де z_1 – кількість заходів черв'яка, обумовлене табл.16;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, мінімальне значення якого визначають за формулою:

$$q_{\min} = 0,212z_2,$$

(отримане значення q_{\min} погоджують зі стандартним рядом значень: 7,1; 8,0; 9,0; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25);

T_2 – обертальний момент, що передається колесом, Н·мм .

K_H – коефіцієнт навантаження, що визначається за формулою

$$K_H = K_{H\beta} K_{HV},$$

де $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактної лінії; K_{HV} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, що виникає в зачепленні.

Значення коефіцієнта $K_{H\beta}$ розраховують за формулою:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^2 (1 - x),$$

де Θ – коефіцієнт деформації черв'яка, що визначають за табл.17;

x – допоміжний коефіцієнт, який можна приймати при незначних коливаннях навантаження $x = 0,6$.

Таблиця 16

Кількість заходів черв'яка

Передаточне відношення черв'чної передачі, U	8...14	14...30	Більше 30
Кількість заходів черв'яка, z_1	4	2	1

Таблиця 17

Значення коефіцієнта Θ

Кількість заходів черв'яка, z_1	Значення коефіцієнта Θ при коефіцієнті діаметра черв'яка q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	245
2	57	86	121	140	171	197
4	47	70	98	122	137	157

Значення коефіцієнта K_{HV} визначають за табл.18.

Таблиця 18

Значення коефіцієнта K_{HV}

Степінь точності	Значення коефіцієнта K_{HV} при швидкості ковзання V , м/с			
	до 1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12
6	1,00	1,00	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	—
9	1,25	—	—	—

4. Після визначення міжосьової відстані знайти модуль зачеплення зі співвідношення:

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2}$$

Отримане значення модуля округляють до найближчого стандартного значення (табл.19).

Таблиця 19

Значення модуля зачеплення m

$m, \text{мм}$	2,5; 3,15; 4,0; 5,0	6,3; 8,0; 10,0; 12,5	10
q	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 6

Після вибору стандартних значень m і q необхідно обчислити фактичне значення міжосьової відстані, що відповідає прийнятим параметрам:

$$a_w = \frac{m(q + z_2)}{2}$$

Бажано, щоб остаточне значення міжосьової відстані збігалось зі стандартними значеннями: 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 126; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500 мм.

5. Визначити геометричні розміри черв'яка і черв'ячного колеса:

ділительний діаметр черв'яка

$$d_1 = mq;$$

діаметр вершин витків черв'яка

$$d_{a1} = d_1 + 2m;$$

діаметр западин витків черв'яка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m;$$

довжину нарізаної частини черв'яка

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m + 3m \quad (\text{якщо } z_1 = 1;2);$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m + 3m \quad (\text{якщо } z_1 = 4);$$

ділительний діаметр черв'ячного колеса

$$d_2 = mz_2;$$

діаметр вершин зубів черв'ячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m;$$

діаметр западин зубів черв'ячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m;$$

ширина вінця черв'ячного колеса

$$b_1 \geq 0,75d_{a1} \quad (\text{якщо } z_1 = 1;2);$$

$$b_1 \geq 0,67d_{a1} \quad (\text{якщо } z_1 = 4);$$

найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

6. Розрахувати коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')},$$

де ψ – ділительний кут підйому витка черв'яка. Значення кута ψ залежно від q і z_1 наведені в табл.20;

ρ' – зведений кут тертя, який приймають залежно від швидкості ковзання

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \psi},$$

де V_1 – колова швидкість черв'яка

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60},$$

де n_1 – частота обертання вала черв'яка.

Числові значення кута тертя між черв'яком і колесом приймають за табл.21.

Таблиця 20

Значення кута підйому ψ на ділильному циліндрі черв'яка

Кількість заходів черв'яка Z_1	Коефіцієнт q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	7°07'	5°43'	4°35'	4°05'	3°35'	2°52'
2	14°02'	11°19'	9°05'	8°07'	7°07'	5°43'
4	26°34'	21°48'	17°45'	15°57'	14°02'	11°19'

Таблиця 21

Значення кута тертя ρ'

Швидкість ковзання $V_s, \text{ м/с}$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
ρ'	3°10'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'
	3°40'	3°10'	2°50'	2°30'	2°20'
Швидкість ковзання $V_s, \text{ м/с}$	3	4	7	10	15
ρ'	1°30'	1°20'	1°00'	0°55'	0°50'
	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°10'

Менші значення кута тертя ρ' приймають для олов'яної бронзи, великі значення – для безолов'яної бронзи і чавуна.

7. Визначити сили в черв'ячному зачепленні:

колова сила на колесі дорівнює осьовій силі на черв'яку

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2};$$

окружна сила на черв'яку дорівнює осьовій силі на колесі

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{F_{t2}z_1}{q\eta};$$

радіальна сила на черв'яку і колесі (при $\alpha = 20^\circ$)

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\alpha.$$

8. Перевірити зуби колеса за контактними напругами.

Розрахункову контактну напругу в зачепленні визначають за формулою:

$$\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{F_{t2}K_H}{d_1d_2}} \leq [\sigma]_H.$$

Результат перевірконого розрахунку варто визнати незадовільним, якщо σ_H перевищує $[\sigma]_H$ більш ніж на 5% (передача перевантажена), а також у випадку, якщо розрахункова напруга нижча на 15% або більше (передача недовантажена). Треба змінити параметри передачі і повторити перевірку напруг.

9. Перевіряють зуби колеса за напругами згинання.

Розрахункова напруга згинання в підставі зуба визначається за формулою:

$$\sigma_F = 0,7 \frac{F_{t2}K_F Y_{F2}}{b_2 m} \leq [\sigma]_F,$$

де K_F – коефіцієнт навантаження; $K_F = K_H$; Y_{F2} – коефіцієнт форми зуба, прийнятий за табл.22 залежно від еквівалентно кількості зубів черв'ячного колеса:

$$Z_{E2} = \frac{z_2}{\cos^3 \psi}.$$

Значення коефіцієнта Y_F

Еквівалентна кількість зубів колеса Z_{E2}	28	30	35	40	45
Y_{F2}	2,43	2,41	2,32	2,27	2,22
Еквівалентна кількість зубів колеса Z_{E2}	50	65	80	100	152
Y_{F2}	2,19	2,12	2,09	2,08	2,04

Зазвичай розрахункові напруги згинання в зубах коліс виявляються значно нижчими за тих, що допускаються, тому що навантажувальна здатність закритих черв'ячних передач обмежується контактною міцністю.

10. Виконати тепловий розрахунок черв'ячного редуктора.

При роботі черв'ячної передачі виділяється велика кількість теплоти, що нагріває мастило, а воно через стінки корпусу передає цю теплоту навколишньому середовищу.

Визначити температуру мастила в редукторі за формулою:

$$t_m = t_n + \frac{P(1-\eta)}{K_T A} \leq [t]_m,$$

де t_n – температура повітря поза корпусом редуктора (звичайно $t_n = 20^\circ\text{C}$); K_T – коефіцієнт теплопередачі. Для чавунних корпусів редуктора $K_T = 12 \dots 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{C})$; A – площа поверхні корпусу редуктора, дорівнює сумі поверхонь всіх його стінок, крім поверхні дна.

Розміри стінок корпусу редуктора можна взяти за ескізним кресленням редуктора. Приблизно поверхню охолодження корпусу редуктора вибирають залежно від міжосьової відстані передачі за табл.23.

Площа поверхні охолодження редуктора

Міжосьова відстань $a_{\text{вс}}$, мм	80	100	125	140	160
A , м ²	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54
Міжосьова відстань $a_{\text{вс}}$, мм	180	200	225	250	280
A , м ²	0,67	0,80	1,00	1,20	1,40

Значення допустимої температури мастила залежить від його марки. Зазвичай приймають $[t]_{\text{м}} = 80 \dots 95^{\circ}\text{C}$.

Якщо при розрахунку виявиться, що $t_{\text{м}} > [t]_{\text{м}}$, то необхідно або збільшити поверхню охолодження A , застосовуючи охолодження ребра, або застосувати штучне охолодження.

1.5. Проектний розрахунок валів редуктора та їхнє конструювання

Під час виконання проектного розрахунку на початковому етапі відомі лише деталі, що розміщуються на валах, та діючі зовнішні навантаження: крутний момент і сили у зубчастому зачепленні. Виходячи з умов роботи вала та деяких вимог, що висуваються до конструкції вала, вибирають матеріал для їхнього виготовлення. Наприклад, назначають нормалізовану сталь 45, для якої $\sigma_{\text{T}} = 363$ МПа і $\sigma_{\text{в}} = 598$ МПа.

Надалі орієнтовно визначають діаметр вала у характерних його перерізах за умовою міцності на кручення

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{T_{\text{кр}}}{W_{\text{р}}} \leq [\tau]_{\text{кр}}$$

Беручи полярний момент опору перерізу

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3,$$

можна визначити потрібний діаметр вала

$$d_v \geq \sqrt[3]{\frac{T_{кр}}{0,2[\tau]_{кр}}},$$

Діаметр вала визначають для перерізів, у яких діє тільки крутний момент, до того ж у цьому випадку для сталевих валів допустиме напруження беруть заниженим

$$[\tau]_{кр} = 20...30 \text{ МПа.}$$

Наприклад, у конструкції редуктора вихідні ділянки валів зазнають тільки деформації кручення, тому значення цього діаметра попередньо можна оцінити за умовами міцності на кручення.

Маючи розміри деталей, що розміщуються на валах, та враховуючи зручність їхнього монтажу і способів фіксації, надалі розробляють усю конструкцію вала.

Як приклад розглянемо розрахунок діаметрів вала, конструкція якого наведена на рис. 2.

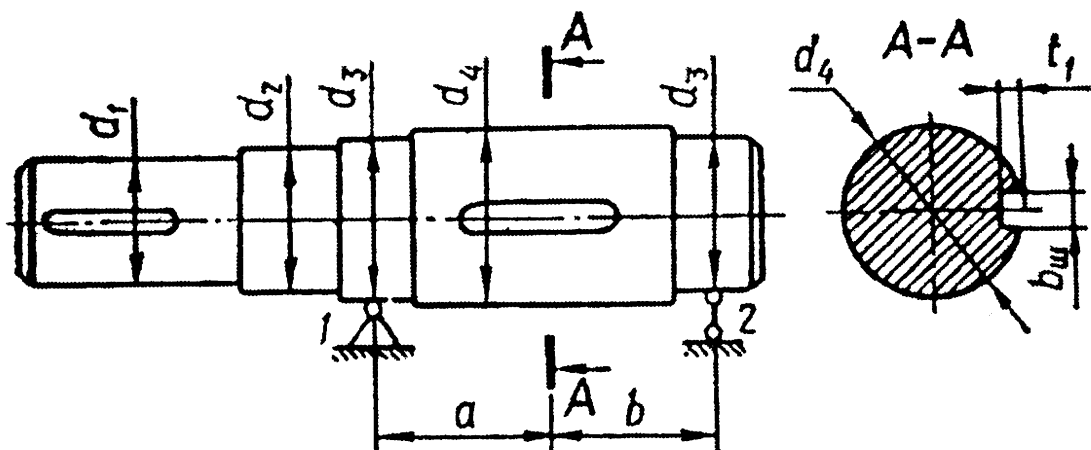


Рис. 2

У конструкції цього вала ділянка вала діаметром d_1 зазнає тільки деформації кручення, тому значення діаметра попередньо

визначаємо за умовою міцності на кручення

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_{кр}}{0,2[\tau]_{кр}}}$$

Розрахункове значення діаметра округляємо до стандартного значення з ряду лінійних розмірів: 16, 18, 22, 25, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 63, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100.

Діаметр вала під ущільнення d_2 збільшуємо на 2...5 мм та округляємо до стандартного значення з ряду лінійних розмірів.

$$d_2 = d_1 + (2...5) \text{ мм.}$$

Діаметр вала під підшипники d_3 збільшуємо також на 2...5 мм, але значення цього діаметра необхідно мати закінчення цифрами 0 або 5.

$$d_3 = d_2 + (2...5) \text{ мм.}$$

Діаметр вала під зубчасте колесо збільшуємо ще на 2...5 мм та округляємо до стандартного значення з ряду лінійних розмірів.

$$d_4 = d_3 + (2...5) \text{ мм.}$$

При цьому розрахунку слід забезпечувати мінімальні перепади діаметрів сусідніх ступенів вала, але достатні для створення упорних буртиків, потрібних для осьової фіксації деталей.

У результаті попередньої розробки конструкції вала достають розміри всіх його конструктивних елементів. За цими розмірами виконують перевірні розрахунки. Якщо результати розрахунків будуть незадовільні, то розміри вала слід коректувати.

1.6. Конструктивні розміри зубчастих коліс

Конструкція зубчастих коліс залежить від їхніх розмірів. Якщо діаметр кола впадин зубів колеса мало відрізняється від діаметра вала, шестерню виготовляють із валом як одну деталь. Зубчасті колеса, що допускають посадку та закріплення на валу, виготовляють насадними. На рис. 3 показані конструкції зубчастих коліс.

Зубчасті колеса, які мають дискову конструкцію, складаються з трьох частин: обода, на якому нарізані зуби; маточини, в якій

роблять отвір для посадки на вал; диска, який з'єднує обід з маточиною. Наближені розміри елементів цих коліс такі: діаметр маточини $d_m = (1,8 \dots 2,0) d_0$; довжина маточини $l_m = (1,2 \dots 1,5) d_0$, де d_0 – діаметр отвору маточини; товщина диска $\delta_d = (0,25 \dots 0,35) b$, де b – ширина зубчастого вінця колеса; товщина обода $\delta_0 = (3 \dots 4)t$, де t – модуль зачеплення.

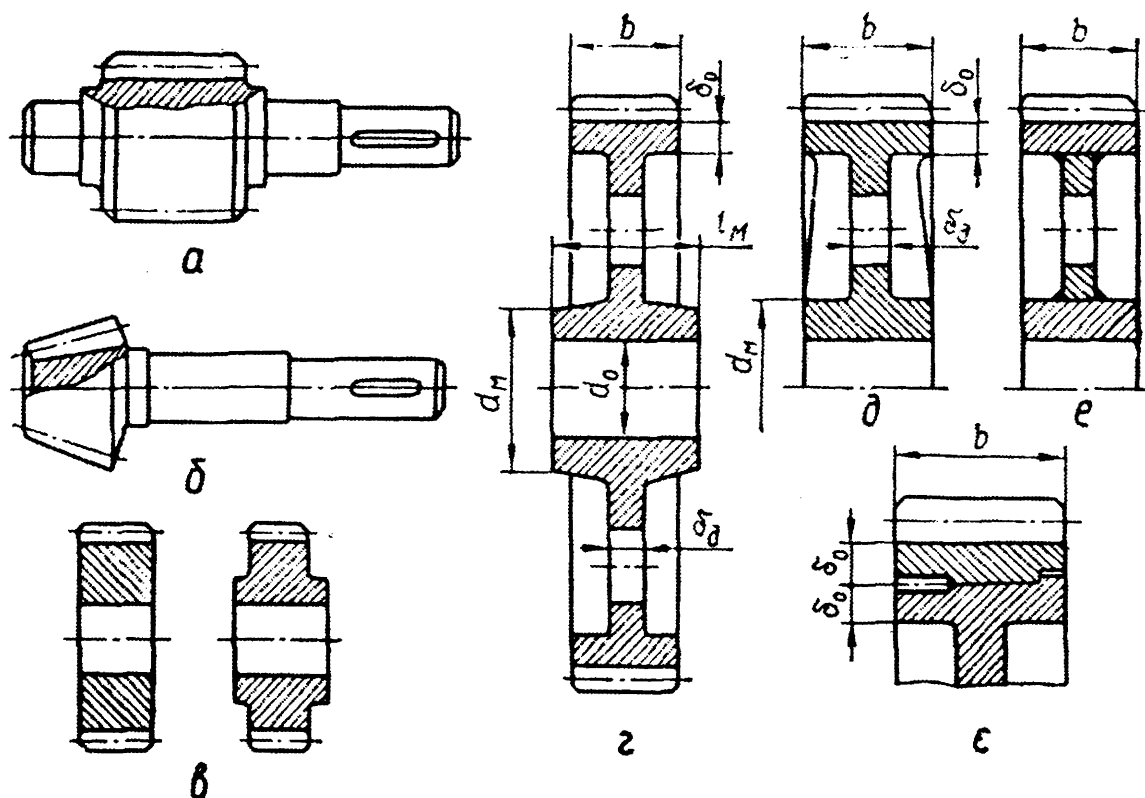


Рис. 3

1.7. Шпонкові з'єднання

З'єднання вала з маточиною колеса здійснюється за допомогою шпонок. Шпонкою називають деталь, яку вставляють у пази вала і маточини колеса з метою утворення з'єднання, здатного передавати обертальний момент від маточини до вала (або навпаки). На рис. 4 зображені деталі шпонкового з'єднання: 1 – шпонка призматична, 2 – вал і 3 – маточина.

Найбільше застосування знайшли призматичні шпонки. Згідно із стандартом ширину призматичної шпонки b і висоту h

вибирають залежно від діаметра вала d . Стандарт також регламентує глибину паза на валу t_1 і у маточини t_2 (табл. 24). Довжину шпонки ℓ вибирають за шириною деталі, розміщеної на валу. Робоча довжина призматичної шпонки з округленими торцями $\ell_0 = \ell - b$, а для шпонки з плоскими торцями $\ell_0 = \ell$.

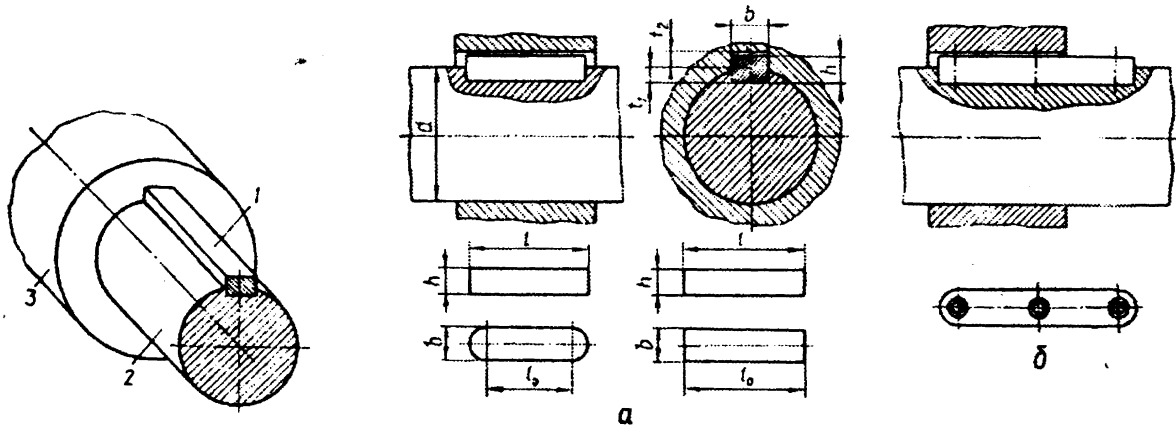


Рис. 4

Таблиця 24

Шпонки призматичні

Діаметр вала d , мм	Переріз шпонки		Глибина пазів		Гранична довжина	
	b , мм	h , мм	t_1 , мм	t_2 , мм	min	max
Від 12 до 17	5	5	3,0	2,3	10	56
« 17 » 22	6	6	3,5	2,8	14	70
« 22 » 30	8	7	4,0	3,3	18	90
« 30 » 38	10	8	5,0	3,3	22	110
« 38 » 44	12	8	5,0	3,3	28	140
« 44 » 50	14	9	5,5	3,8	36	160
« 50 » 58	16	10	6,0	4,3	45	180
« 58 » 65	18	11	7,0	4,4	50	200
« 65 » 75	20	12	7,5	4,9	56	220
« 75 » 85	22	14	9,0	5,4	63	250
« 85 » 95	25	14	9,0	5,4	70	280

Примітка. Ряд довжин шпонок, мм: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200.

Оскільки шпонкові з'єднання стандартизовані, розрахунок їх виконують як перевірний. Основним є розрахунок за умовами обмеження напружень зминання (рис. 5)

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{F}{A_{\text{зм}}} \leq [\sigma]_{\text{зм}},$$

де F – сила, що діє на навантажені поверхні; $A_{\text{зм}}$ – площа поверхні зминання; $[\sigma]_{\text{зм}}$ – допустимі напруження.

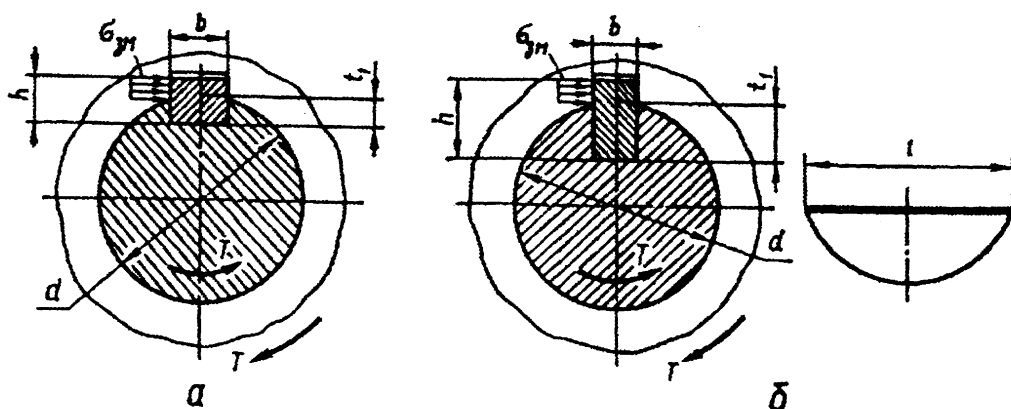


Рис. 5

Для даного з'єднання маємо наближено

$$F = \frac{2T}{d},$$

де T – обертальний момент; d – діаметр вала.

Площу поверхні зминання знаходять за формулою

$$A_{\text{зм}} = (h - t_1) \cdot d.$$

Таким чином, умову міцності шпонкового з'єднання записують у вигляді

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{2T}{d(h - t_1)} \leq [\sigma]_{\text{зм}}.$$

Допустимі напруження для нерухомих з'єднань беруть $[\sigma]_{\text{зм}} = (100 \dots 120)$ МПа.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Иванов М.Н.* Детали машин. – М.: Высш. шк. 1984. – 336 с.
2. *Павлище В.Т.* Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вища шк. 1993. – 556 с.
3. *Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М.* Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
4. *Цехнович Л.И., Петриченко И.П.* Атлас конструкций редукторов. – К.: Вища шк. 1990. – 151 с.
5. *Кирчан Н.Ф., Баласянян Р.А.* Расчет и проектирование деталей машин. – Х.: Основа. – 1991. – 276 с.