

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до виконання лабораторних робіт
із навчальної дисципліни

«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ ТА МАШИН»

*(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
денної форми навчання зі спеціальності 133 – Галузеве машинобудування)*

Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2024

Методичні рекомендації до виконання лабораторних робіт із навчальної дисципліни «Теорія механізмів та машин» (для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної форми навчання зі спеціальності 133 – Галузеве машинобудування) / Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова ; уклад. : В. В. Блажко, А. І. Аніщенко. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2024. – 44 с.

Укладачі: канд. техн. наук, доц. В. В. Блажко,
канд. техн. наук, доц. А. І. Аніщенко

Рецензент

О. Ю. Крот, кандидат технічних наук, професор кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Рекомендовано кафедрою автоматизації і комп'ютерно-інтегрованих технологій, протокол № 8 від 28.12.2023

Методичні рекомендації призначені для здобувачів спеціальності 133 – Галузеве машинобудування. Зазначено вимоги щодо оформлення завдань, засоби та послідовність їх виконання, список рекомендованих джерел, наведено приклади оформлення робіт.

ЗМІСТ

Вступ.....	4
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1 Креслення евольвентних профілів нульових і коригованих зубчастих коліс методом обкатування (огинання).....	5
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2 Креслення й аналіз евольвентного зачеплення циліндричних зубчастих коліс.....	10
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3 Розшифрування зубчастих зачеплень.....	16
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4 Кінематичне дослідження зубчастих механізмів.....	22
Список рекомендованих джерел.....	33
Додатки.....	34

ВСТУП

Сучасний інженер-конструктор повинен володіти сучасними методами розрахунку та конструювання нових швидкохідних та автоматизованих машин. Раціонально спроектована машина також повинна задовольняти соціальні вимоги – безпеки обслуговування та створення зручних умов для обслуговуючого персоналу, а також експлуатаційні, економічні, технологічні та виробничі вимоги. Ці вимоги становлять складний комплекс задач, які мають бути розв'язаними в процесі проєктування нової машини.

Для виконання цих задач майбутній інженер повинен опанувати основні положення теорії машин, а також загальні методи аналізу й синтезу механізмів, набути навичок застосування цих методів із метою дослідження та проєктування машин різних типів.

Таким чином, знання, одержані при вивченні курсу теорії механізмів і машин, необхідні й інженеру-конструктору, щоб раціонально спроектувати машину, й інженеру-технологу, щоб ефективно використовувати машину, й інженеру з експлуатації, щоб правильно експлуатувати машини й механізми.

Наукові основи та технічні прийоми, що вивчаються в теорії механізмів, базуються на загальних законах теоретичної механіки. Однак курс теорії механізмів використовує ці закони для розроблення не лише методів аналізу механізмів, але й для їх синтезу. У цьому полягає інженерна спрямованість курсу теорії механізмів – його головна відмінність від курсу теоретичної механіки.

Методи синтезу та аналізу схем є обов'язковою первинною складовою частиною проєктування будь-якого реального механізму. Ця обставина ставить теорію механізмів і машин в один ряд з такими загальноінженерними дисциплінами, як «Опір матеріалів», «Деталі машин» тощо, які в сукупності формують фундамент знань у галузі механіки.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

Креслення евольвентних профілів нульових і коригованих зубчастих коліс методом обкатування (огинання)

Мета роботи – подання теоретичного підґрунтя нарізання евольвентних зубчастих коліс методом обкатування, вивчення геометрії некоригованих (нульових) і коригованих коліс.

Теоретичні положення

Найпоширенішим методом нарізання зубчастих коліс є метод обкатки (огинання) за допомогою інструментальної рейки.

За методом обкатки колеса нарізають або інструментальними рейками (гребінками) на зубостругальних верстатах, або черв'ячними фрезами (у перерізі площиною, перпендикулярною до напрямку гвинтової лінії, мають профіль рейки) на зубофрезерних верстатах, або довб'яками (спеціальними інструментами, що мають форму зубчастого колеса із зовнішніми зубцями) на зубодовбальних верстатах. На зубодовбальних верстатах здійснюється, головним чином, нарізання коліс із внутрішніми зубцями, тому що рейкою колесо із внутрішніми зубцями не може бути оброблено.

Метод обкатки полягає в тому, що інструменту (наприклад, рейці) і заготовці надають такого ж відносного руху, який був би під час нормального зачеплення колеса з рейкою.

У процесі утворення зубців рейка здійснює зворотно-поступальний рух у вертикальній площині, паралельній до осі оброблюваного колеса, а заготовка за допомогою спеціального механізму здійснює складний рух обкату, що складається з горизонтального поступального руху і обертального навколо вертикальної осі. Переміщення заготовки відбувається в перерві між двома стругальними рухами інструмента. Після сходження заготовки з останнього зубця рейки вона відсувається назад під перший зубець рейки, і процес нарізання повторюється.

Метод обкатки має універсальне застосування, тому що крім нормальних (нульових) зубчастих коліс дозволяє нарізати кориговані зубчасті колеса, точність виготовлення яких вища, ніж під час методу копіювання.

Позитивною властивістю інструментальної рейки є простота форми ріжучої крайки – пряма лінія. Завдяки цьому досягається висока точність виготовлення інструмента й евольвентного профілю коліс, а також спрощується переточування рейки.

Під час виконання цієї лабораторної роботи використовуються такі поняття теорії зубчастих зачеплень:

1. Модульна (середня) пряма рейки – пряма, на якій товщина зубця дорівнює ширині впадини і становить половину кроку:

$$S = S_g = \frac{P}{2} = \frac{\pi m}{2},$$

де P – крок рейки;

m – модуль рейки;

S і S_g – відповідно, товщина зубця й ширина впадини рейки.

2. Ділильна окружність колеса – окружність, на якій крок зачеплення дорівнює кроку інструментальної рейки $P = \pi m$.

3. Діаметр ділильної окружності дорівнює добутку модуля m на кількість зубців Z колеса $d = m \cdot Z$.

Якщо під час нарізання зубця модульна пряма котиться вздовж ділильної окружності без ковзання, то профіль зубця буде нормальним (некоригованим), а нарізане колесо називається нульовим.

У такого колеса висота головки зубця h_a дорівнює модулю m , висота ніжки зубця h_f дорівнює $1,25 m$, а товщина зубця S вздовж ділильної окружності дорівнює ширині впадини S_b .

Лінія зачеплення – пряма, що проходить через полюс зачеплення перпендикулярно до профілю зубця рейки і дотична до основної окружності.

Радіус основної окружності – перпендикуляр, проведений із центра колеса на лінію зачеплення:

$$r_g = r \cdot \cos \alpha_t = \frac{mZ}{2} \cos \alpha_t,$$

де r_g – радіус основної окружності;

r – радіус ділильної окружності;

α_t – стандартний кут зачеплення, $\alpha_t = 20^\circ$.

Коригованими або виправленими називаються зубчасті колеса, що нарізаються із зміщенням інструментальної рейки. У цьому випадку ділильна окружність колеса не стикається з модульною прямою рейки. Уздовж ділильної окружності буде обкатуватися не модульна пряма, а одна з паралельних до неї прямих, що розташована від модульної на відстані v . Ця відстань називається абсолютним зміщенням рейки.

Зміщення рейки в напрямку від осі колеса називається додатним зміщенням «+», а в напрямку до центра – від'ємним зміщенням «-».

Відношення абсолютного зміщення до модуля рейки називається відносним зміщенням або коефіцієнтом зміщення:

$$\chi = \frac{v}{m},$$

де χ – коефіцієнт зміщення;

v – абсолютне зміщення;

m – модуль рейки.

Величина відносного зміщення рейки, необхідна для усунення підрізу зубця, визначається за формулою

$$\chi = \frac{2f - Z \cdot \sin^2 \alpha_t}{2},$$

де $f = h_a / m$ – коефіцієнт висоти головки зубця;

Z – кількість зубців колеса;

α_t – кут профілю рейки.

При $f = 1$ і $\alpha_t = 20^\circ$ розрахункова формула має такий вигляд:

$$\chi = 1 - \frac{Z}{17} = \frac{17 - Z}{17}.$$

Абсолютне зміщення рейки, необхідне для усунення підрізу:

$$v = \chi \cdot m.$$

Відмінність додатного колеса від нульового має такі особливості:

– висота ніжки (від ділильної окружності) менша, ніж у нульового колеса, на величину зміщення $\chi \cdot m$;

– товщина зубця вздовж ділильної окружності більша за ширину впадини:

$$S_d = \frac{\pi m}{2} + 2\chi m \cdot \operatorname{tg} \alpha_t,$$

– ширина впадини вздовж ділильної окружності додатного колеса

$$S_e = \frac{\pi m}{2} + 2\chi m \cdot \operatorname{tg} \alpha_t.$$

У від'ємного колеса товщина зубця вздовж ділильної окружності менша за ширину впадини. Формули для від'ємного колеса виходять із формул для додатного колеса зміною знака перед χ .

Усі колеса з однаковим модулем m , кутом α_t і числом зубців мають ту саму основну окружність незалежно від положення інструментальної рейки.

Опис приладу

Прилад ТММ–42 для креслення евольвентних профілів зубців методом обкатки має конструкцію, подану на рисунку 1.1.

Диск (1) відповідає заготовці, причому за діаметром цей диск більший за окружності виступів колеса, що нарізується, і служить для зачеплення місця паперу, на якому викреслюють профілі зубців.

Із протилежної сторони є диск меншого діаметра, що відповідає діаметру ділильної окружності колеса, зубці якого можуть бути нарізані на цьому приладі. За допомогою гнучкого зв'язку менший диск обкатують по прямій, що лежить нерухливій планці (3).

Рейка (2), перемінюючись вздовж напрямних основи, може займати щодо цієї планки різні положення, які встановлюються гвинтами (4).

На планці (3) нанесено шкалу, а на рейці – дві лінії, що дозволяє точно визначити положення рейки щодо планки. При збігу рисок з нульовим значенням шкали відбувається побудова профілю зубця нормального (нульового) колеса, тому що пряма планки збігається з модульною прямою рейки.

У разі зрушення рейки від центра або до центра колеса будуть нарізуватись кориговані колеса відповідно з позитивним або негативним зміщенням.

За вихідне положення під час креслення зубців приймається її крайнє праве положення. Послідовні повороти диска на декілька невеликих кутів (1–30) здійснюються за допомогою рукояті (6) і обведення зубців рейки вістря олівця, внаслідок чого утворюються повні профілі двох-трьох зубців колеса.

У процесі нарізання зубців рукоять (5) повинна бути поверненою за годинниковою стрілкою до упору в обмежник. Для можливості переміщення рейки ліворуч-праворуч потрібно цю рукоять повернути проти годинникової стрілки до упору в рукоять (6). Якщо необхідно повернути диск при нерухливій рейці або перемістити рейку при нерухливому диску, варто послабити гнучкий зв'язок. Це досягається шляхом розвороту рукояті (7) проти годинникової стрілки.

Для виконання роботи необхідно мати прилад для креслення евольвентних зубців, паперове коло (заготовка) відповідного розміру з ватману і рахунковий пристрій.

Порядок виконання роботи

1. На диску (1) зміцнити паперову заготовку. Для цього відвернути гвинт (8), зняти кришку (9) і помістити заготовку під кришку. Після цього кришку і гвинт установити у вихідне положення. Рейка ставиться в крайнє праве положення.

2. Для нарізання нульового колеса встановити рейку на приладі так, щоб модульна пряма рейки збіглася з нульовим розподілом на шкалі (3).

3. Зубці рейки, що перебувають над папером, обвести тонко загостреним олівцем. Потім рукояттю (6) перевести диск (1) на кут 30° і зубці рейки в новому (щодо паперу) положенні знову обвести олівцем. Провертати диск і обводити зубці рейки треба доти, поки не будуть накреслені повністю два-три зубці.

4. Для нарізання додатного або від'ємного колеса треба:

– визначити коефіцієнт корекції χ і величину абсолютного зміщення рейки χm ;

– змістити рейку на планці (3) на цю величину й накреслити два-три зубці.

5. Підрахувати основні параметри накреслених зубців.

6. Нанести на папір з накресленими зубцями окружності – ділильну, основну, виступи і впадини.

7. Виміряти товщину зубців уздовж зазначених окружностей і зрівняти результати вимірів з результатами обчислень.

8. Оформити протокол і прикласти до нього заготовку з накресленими профілями зубців коліс.

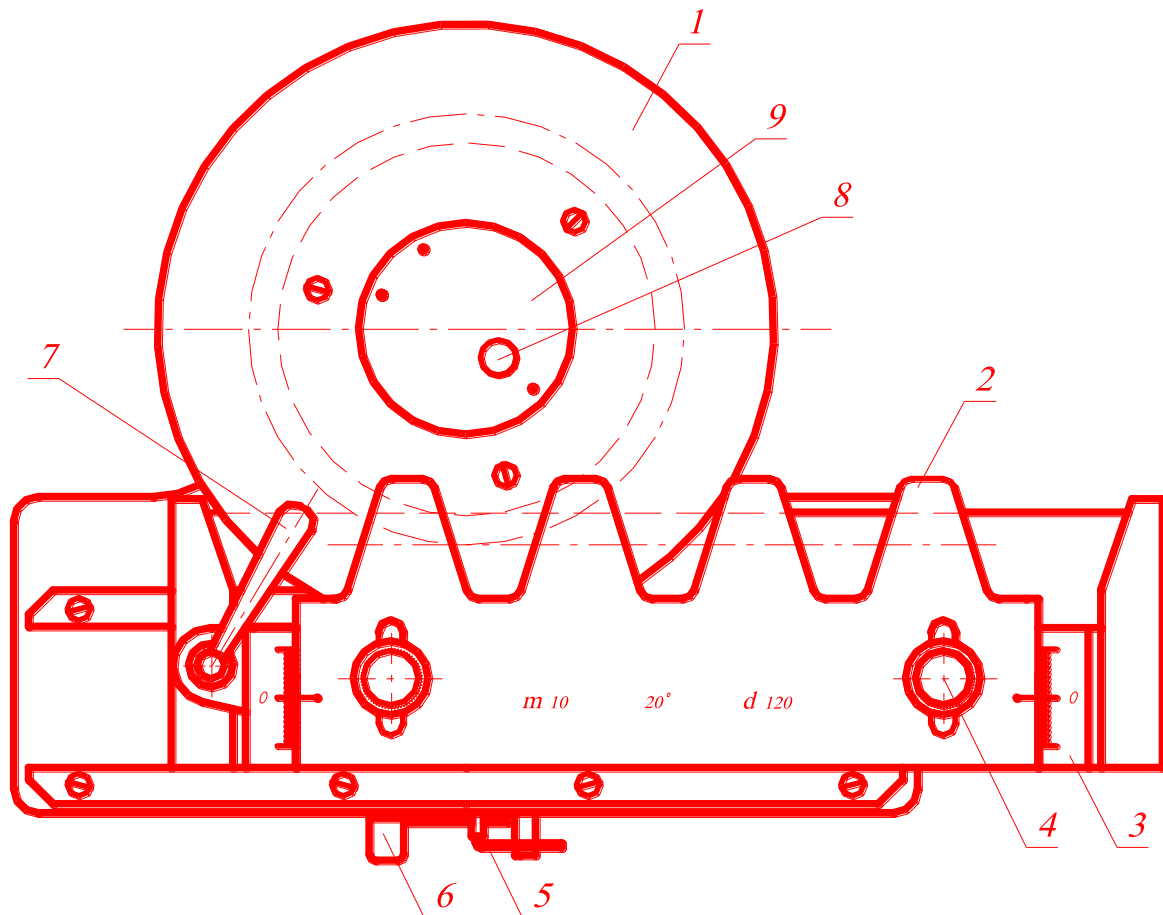


Рисунок 1.1 – Прилад ТММ–42 для креслення евольвентних профілів зубців методом обкатки

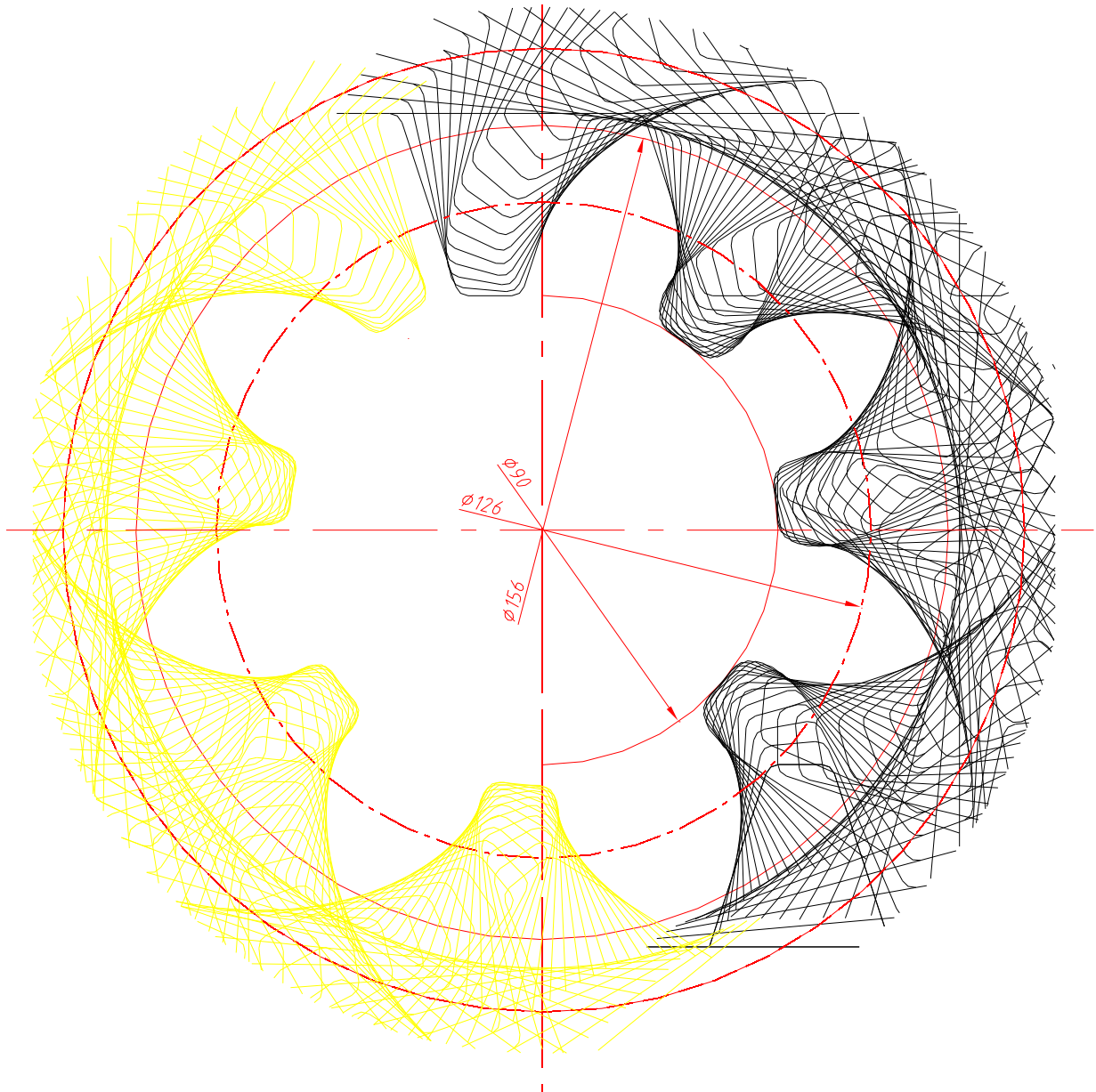


Рисунок 1.2 – Зубчасте колесо після креслення

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

Креслення й аналіз евольвентного зачеплення циліндричних зубчастих коліс

Мета роботи – креслення картини зачеплення циліндричних зубчастих коліс, нарізаних зі зміщенням інструментальної рейки, і визначення його геометричних параметрів та коефіцієнта покриття.

Загальні положення

На геометрію і якісні показники зубчастого зачеплення впливає положення рейкового інструмента щодо заготовки під час закінчення процесу нарізування зубців. Від коефіцієнтів зміщення залежать коефіцієнт перекриття, товщина зубців вздовж окружностей впадин та виступів, радіуси кривизни робочих ділянок профілю, наявність або відсутність підрізання, тобто фактори, що впливають на міцність зубців. Вибором сполучень коефіцієнтів зміщення можна впливати на швидкості ковзання і на питомі ковзання, тобто на фактори, що визначають зносостійкість.

При нарізуванні коліс із малим числом зубців для виключення можливого зменшення товщини вздовж окружностей впадин зубця застосовують додатне зміщення інструмента ($\chi > 0$). Збільшення коефіцієнтів зміщення підвищує міцність зубців, але в той же час веде до зниження коефіцієнта перекриття й зменшення товщини зубців у вершині. Зменшення товщини зубця до нуля називається загостренням.

Граничний максимальний коефіцієнт зміщення χ , обмежений умовою $S_{a \max} = 0,2 m$, визначається з формули

$$S_x = d_x \left(\frac{\pi}{2Z} + 2\chi \operatorname{tg} \alpha_t / Z + \operatorname{inv} V \alpha_t - \operatorname{inv} V \alpha_x \right) \quad (2.1)$$

Кут профілю α_x для точки евольвенти на окружності діаметра d_x

$$\alpha_x = \arccos \frac{d_e}{d_x}$$

Товщина зубця вздовж дуги окружності виступів

$$S_a = d_a \left(\frac{\pi}{2Z} + 2\chi \operatorname{tg} \alpha_t / Z + \operatorname{inv} V \alpha_t - \operatorname{inv} V \alpha_a \right) \geq 0,2m \quad (2.2)$$

де d_a – діаметр окружності виступів;

Z – кількість зубців;

χ – коефіцієнт зміщення;

α_t – стандартний кут зачеплення, $\alpha_t = 20^\circ$;

α_a – кут профілю α_a для точки евольвенти на окружності d_a $\alpha_a = \arccos \frac{d_e}{d_a}$.

Граничний мінімальний коефіцієнт зміщення визначиться умовою запобігання підрізу зубця.

Для стандартного інструмента при $f' = 1$ і $\alpha_t = 20^\circ$ мінімальна кількість зубців, яке можна нарізати без підрізання зубця при $\chi = 0$, $Z_{\min} = 17$,

$$\chi = \frac{17 - Z}{17}. \quad (2.3)$$

Якщо ввести в зачеплення два колеса, (рис. 2.1) нарізані зі зміщенням інструментальної рейки так, щоб зубці одного колеса входили у впадини іншого без бічного зазору, то окружності радіусами $O_1 P = r_{w1}$ і $O_2 P = r_{w2}$ називаються початковими і перекочуються одна по одній без ковзання.

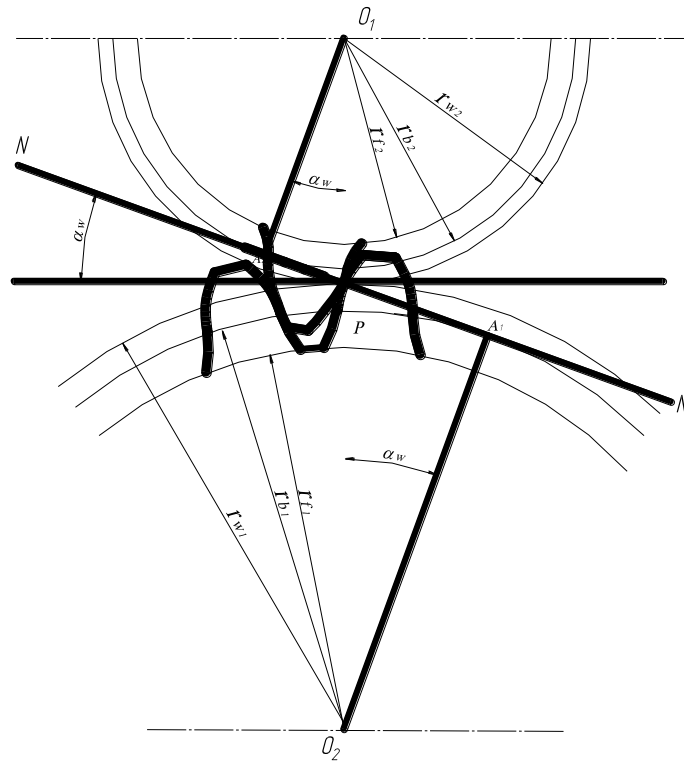


Рисунок 2.1 – До визначення радіусів початкових окружностей

Кут α_w між перпендикуляром O_1A або O_2A , проведеним на лінію зачеплення із центра колеса, і лінією центрів O_1O_2 називається кутом зачеплення в збірці.

У загальному випадку $\alpha_w \neq \alpha_t$.

Оскільки центроїдами у відносному русі двох зубчастих коліс є початкові окружності, то при безщільному зачепленні товщина зубця S_w одного колеса, обмірювана вздовж дуги початкової окружності діаметром d_w , буде дорівнювати ширині впадини $S_{w2} = S_{w2}$ вздовж дуги окружності діаметром d_{w2} (рис. 2.1).

Товщина зубців по початкових окружностях з формули (2.1) з обліком $d_w = \frac{P_w Z}{\pi}$ буде дорівнювати:

$$S_{w1} = P_{w1} \left[\frac{\pi}{2Z} + 2\chi_1 \operatorname{tg} \alpha_t + Z_1 (\operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_w) \right], \quad (2.4)$$

$$S_{w2} = P_{w2} \left[\frac{\pi}{2Z} + 2\chi_2 \operatorname{tg} \alpha_t + Z_2 (\operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_w) \right].$$

Оскільки крок зачеплення вздовж дуг початкових окружностей обох зубчастих коліс однаковий: $P_{w1} = P_{w2} = S_{w1} + S_{en w2} = S_{w2} + S_{en w1} = S_{w1} + S_{w2}$, то з формули (2.4) для кута зачеплення одержимо:

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \frac{2(\chi_1 + \chi_2) \operatorname{tg} \alpha_t}{Z_1 + Z_2} + \operatorname{inv} \alpha_t \quad (2.5)$$

Формула (2.5) дозволяє знайти кут зачеплення в збірці пари коліс, нарізаних зі зміщенням інструментальної рейки.

Тепер можна обчислити радіуси початкових окружностей і міжосьову відстань за рисунком 2.2.

Радіуси початкових окружностей:

$$r_{w1} = \frac{r_{e1}}{\cos \alpha_w} = \frac{m \cdot Z_1 \cos \alpha_t}{2 \cos \alpha_w},$$

$$r_{w2} = \frac{r_{e2}}{\cos \alpha_w} = \frac{m \cdot Z_2 \cos \alpha_t}{2 \cos \alpha_w},$$

де r_{e1} і r_{e2} – радіуси основних окружностей 1-го й 2-го коліс;
 Z_1 і Z_2 – числа зубців;
 α_t – стандартний кут зачеплення, $\alpha_t = 20^\circ$;
 α_w – складальний кут зачеплення.

Міжосьова (міжцентрова) відстань

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = \frac{m \cos \alpha_t}{2 \cos \alpha_w} (Z_1 + Z_2) \quad (2.6)$$

Діаметри d_a окружностей головок повинні бути розраховані так, щоб між окружністю головок одного колеса й окружністю западин другого був радіальний зазор величиною 0,25 м (рис. 2.2):

$$r_{a1} = 0,02 - r_{f2} - 0,25 \text{ м} = a_w - r_{f2} - 0,25 \text{ м}, \text{ але } r_{f2} = r_{w2} - 1,25 \text{ м} + \chi_2 \text{ м},$$

де r_{w2} – радіус початкової окружності другого колеса;
 m – модуль;

χ_2 – коефіцієнт зміщення другого колеса.

Якщо $\chi_2 = 0$, то висота ніжки від ділильної окружності дорівнює 1,25 м;
 при $\chi > 0$ ця висота дорівнює $1,25 \text{ м} - \chi_2 \text{ м}$.

Отже:

$$r_{a1} = a_w - r_{w2} + m - \chi_2 \text{ м},$$

$$r_{a2} = a_w - r_{w1} + m - \chi_1 \text{ м}.$$

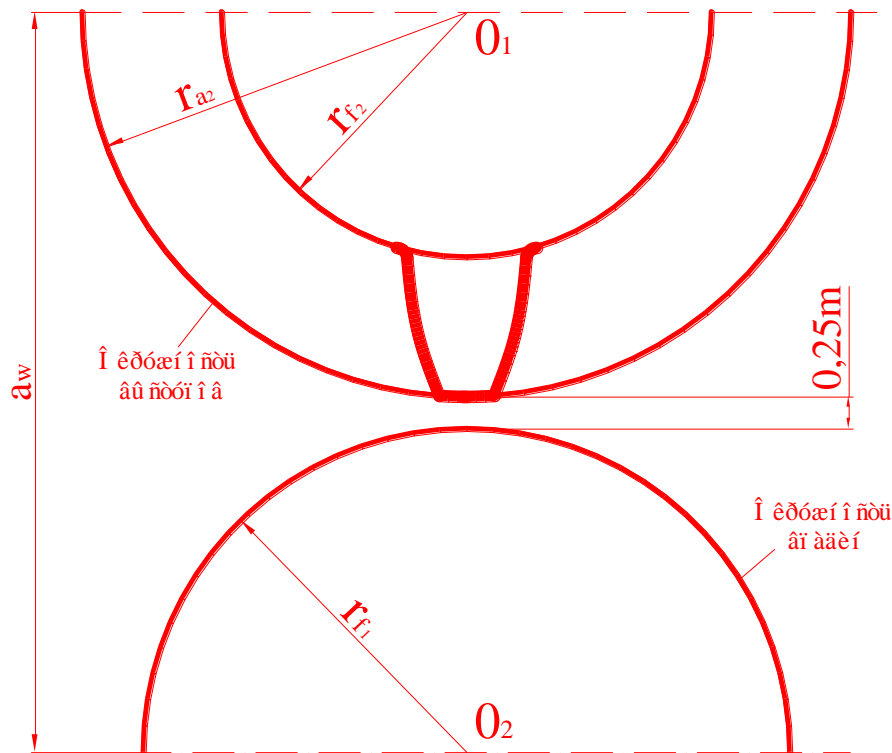


Рисунок 2.2 – До визначення міжосьової відстані

Коефіцієнт перекриття визначається за формулою

$$\varepsilon = \frac{Z_1}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) + \frac{Z_2}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w),$$

де Z_1 і Z_2 – числа зубців коліс;

α_{a1} і α_{a2} – кути профілю α_a для точки евольвенти на окружності d_a ;

α_w – складальний кут зачеплення.

Окремі випадки

Вище розглянуто загальний випадок зачеплення двох коліс. Розглянемо окремі випадки:

1. Якщо $\chi_1 = \chi_2$, то $\alpha_t (=20^\circ)$,

$$\alpha_w = \frac{m}{2} (Z_1 + Z_2).$$

Таке зачеплення називається нульовим ($\chi_1 + \chi_2 = 0$), хоча в ньому беруть участь ненульові колеса.

Його можна застосовувати в тому випадку, коли відстань між осями α_w не задана заздалегідь.

Бажаючи зменшити загальну вагу й габарити передачі, беремо мале колесо із числом зубців 17 і нарізаємо його з позитивним зміщенням ($\chi > 0$); щоб збільшити коефіцієнт перекриття ε , нарізаємо велике колесо при $\varepsilon < 0$. Два нульових колеса також роблять нульове зачеплення ($\chi_1 + \chi_2 = 0$).

2. $\chi_1 + \chi_2 > 0$; отримуємо додатне зачеплення. Тут $\alpha_w > \alpha_t$, тому коефіцієнт перекриття (за інших рівних умов) менший, ніж у нульового зачеплення.

3. $\chi_1 + \chi_2 < 0$; $\alpha_w < \alpha_t$; у деяких випадках це зачеплення може виявитися кращим, ніж нульове.

Порядок виконання роботи

За допомогою приладу для креслення зубців методом обкатки (ТММ–42) можна викреслити картину зачеплення пари коліс із евольвентними профілями:

1. За заданим значенням модуля інструментальної рейки, числом зубців коліс і коефіцієнтів зміщення на приладі «нарізають» по два-три зубці на кожному колесі.

2. Розраховують: кут зачеплення у збірці, міжцентрова відстань, радіуси окружностей виступів і коефіцієнт перекриття.

3. На кальці креслять картину зачеплення в такому порядку:

3.1 Проводять відрізок між центрами коліс, що дорівнює міжцентровій відстані (відрізок O_1O_2). Розділивши цей відрізок на дві частини у співвідношенні Z_2/Z_1 , знаходять полюс зачеплення P .

3.2 Із центрів O_1 і O_2 проводять дуги основних окружностей; через полюс P проводять лінію зачеплення NN дотичну до основних окружностей.

3.3 Із центрів коліс опускають перпендикуляри на лінію зачеплення, що утворюють із нею кут зачеплення α_w ; цей кут визначається за тангенсом і порівнюється з раніше розрахованим значенням (розбіжність не повинна перевищувати 30°).

3.4 Під кальку підкладають кружечки з накресленими зубцями, і профілі зубців переводять на кальку так, щоб зубці одного колеса ввійшли у впадини іншого й контакт спряжених профілів був на лінії зачеплення.

3.5 Перетином окружностей виступів з лінією зачеплення знаходять її робочу частину – вона обводиться жирно.

3.6 Перетинанням евольвенти з окружностями радіусами, рівними відстаням від центрів коліс до меж робочої частини лінії зачеплення, знаходять робочі частини профілів зубців. Довжини робочих ділянок бічних профілів зубців різні, що підтверджує наявність відносного ковзання профілів.

3.7 Будується дуга зачеплення; із креслення визначається коефіцієнт перекриття ($\varepsilon = \frac{\text{довжина дуги зачеплення}}{P}$), що порівнюється з раніше підрахованим його значенням.

3.8 Показати на кресленні: теоретичну лінію зачеплення, дійсну лінію зачеплення, робочі ділянки профілів, дугу зачеплення вздовж основної окружності.

3.9 Оформити протокол і прикласти до нього кальку з накресленим зубчастим евольвентним зачепленням зубчастих коліс, нарізаних зі зміщенням інструментальної рейки.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3

Розшифрування зубчастих зачеплень

Мета роботи – ознайомлення з елементарними методами визначення основних параметрів циліндричних евольвентних зубчастих коліс.

Загальні положення

Для забезпечення сполучення евольвентних зубчастих коліс, виготовлених у різних умовах, необхідно, щоб будь-яке колесо відповідало вимогам стандарту, що встановлює основні параметри зачеплення.

Основними параметрами зубчастого зачеплення є m , мм; α_t ; Z_1 ; Z .

Для того щоб діаметри коліс виражалися раціональними числами, основу стандарту має становити модуль. Модуль зубчастого зачеплення – це кількість одиниць довжини ділительного діаметра, що припадає на один зубець. Модуль вимірюється в міліметрах, його значення стандартизовані за ГОСТ 9563–60 (табл. 3.1).

$$m = \frac{d}{Z} = \frac{P}{\pi}, \text{ мм,}$$

де m – модуль зачеплення;

d – діаметр ділительної окружності;

Z – кількість зубців;

P – крок зачеплення.

Модуль – базова величина, у частках якої виражаються всі лінійні розміри зубчастих коліс (табл. 3.2).

Для зубчастих коліс загальномашинобудівного застосування кут профілю (зачеплення) встановлений стандартом – $\alpha_t = 20^\circ$.

Нульовими називаються зубчасті колеса, нарізані без зміщення інструментальної рейки.

Таблиця 3.1 – Значення модуля зачеплення (m) за ГОСТ 9563–60

Ряди							
1	2	1	2	1	2	1	2
Значення модуля , мм							
1	1,25	3	3,5	10	11	32	36
1,25	1,375	4	4,5	12	14	40	45
1,5	1,75	5	5,5	16	18	50	55
2	2,25	6	7	20	22	60	70
2,5	2,75	8	9	25	28	80	9

Примітка. При призначенні величин модулів перший ряд переважає другий.

Таблиця 3.2 – Геометричні параметри прямозубчастої циліндричної передачі залежно від модуля за ГОСТ 6922–60

Параметри	Розрахункові формули
Модуль, m	$m = \frac{P}{\pi}; \quad m = \frac{d}{Z};$ $m = \frac{2a_w}{Z_{\text{сум}}}; \quad m = d_f (Z + 2)$
Діаметр окружності виступів, d_a	$d_a = m (Z + 2)$
Діаметр ділильної окружності, d	$d = m \cdot Z$
Діаметр основної окружності, d_b	$d_b = m \cdot Z \cos \alpha_t$
Діаметр окружності впадин, d_f	$d_f = m (Z - 2,5)$
Висота зубця	$h = 2,25 m$
Висота головки зубця	$h_a = m$
Висота ніжки зубця	$h_f = 1,25 m$
Окружна товщина зубця, S	$S = \frac{\pi m}{2}$
Окружна ширина впадини, S_b	$S_b = \frac{\pi m}{2}$
Радіальний зазор, z	$c = 0,25 m$
Окружний крок, P	$P = \pi m$
Міжосьова відстань	$a_w = \frac{mZ_{\text{сум}}}{2}$

Додатними називаються зубчасті колеса, нарізані зі зміщенням інструментальної рейки від осі колеса, що нарізується.

Від'ємними називаються зубчасті колеса, нарізані зі зміщенням інструментальної рейки у бік осі колеса, що нарізується.

Зубчасті колеса, нарізані зі зміщенням інструментальної рейки, називаються коригованими. Основними параметрами коригованого зачеплення є: m ; α_t ; f' (задають вихідний контур рейки), χ_1 і χ_2 (визначають зміщення рейки щодо кожного колеса пари. Буквою m позначається модуль зачеплення, буквою α_t – кут верстатного зачеплення (20°), буквою f' – коефіцієнт висоти головки зубця рейки $f' = \frac{h_a}{m}$, де h_a – висота головки зубця; χ_1 і χ_2 означають коефіцієнти зміщення рейки щодо коліс пари.

Усі згадані вище параметри не можна знайти шляхом безпосереднього обмірювання, тому для розв'язання цього завдання варто застосувати методи непрямих вимірів. Такі виміри не потребують спеціального інструмента, їх можна зробити універсальним штангенциркулем.

Якщо губки штангенциркуля встановити, як показано на рисунку 3.1, то пряма MN , що проходить через точки контакту зубців колеса з губками штангенциркуля, буде дотичною до основної окружності, місцем центрів кривизни евольвенти.

Охопимо губками штангенциркуля спочатку n зубців, а потім $(n + 1)$ зубців і заміряємо довжини відрізків S_n і S_{n+1} .

Кількість зубців, що охоплюють при кожному вимірі, вибирається так, щоб губки інструмента дотикались не перехідної кривої зубця, а робочої частини профілю, описаного евольвентою. Кількість залежить від загального числа зубців колеса й кута α_t верстатного зачеплення і вибирається за таблицею 3.3.

Таблиця 3.3 – Кількість зубців

Кількість зубців шестірні	Кількість зубців, охоплених штангенциркулем
$12 \leq Z \leq 18$	2
$19 \leq Z \leq 27$	3
$28 \leq Z \leq 36$	4
$37 \leq Z \leq 45$	5
$46 \leq Z \leq 54$	6
$55 \leq Z \leq 63$	7

Для відрізків S_n і S_{n+1} можна встановити такі залежності:

$$\begin{aligned} S_n &= S_g + (n - 1) \cdot P_g, \\ S_{n+1} &= S_g + n P_g, \end{aligned} \quad (3.1)$$

де S_g і P_g – дугова товщина зубців і крок на основній окружності.

Розв'язавши систему рівнянь (3.1) щодо невідомих S_g і P_g , одержимо:

$$\begin{aligned} S_g &= n S_n - (n - 1) S_{n+1}, \\ P_g &= S_{n+1} - S_n. \end{aligned} \quad (3.2)$$

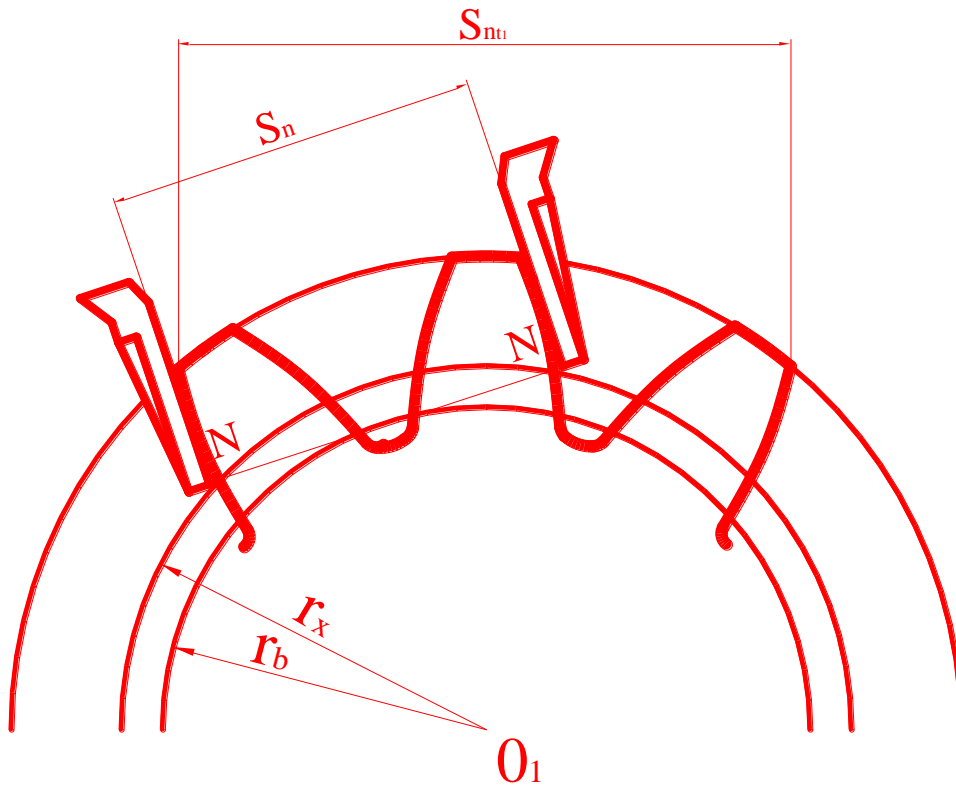


Рисунок 3.1 – Установлення штангенциркуля при обмірюванні зубчастого колеса

Відомо, що $r_e = r \cos \alpha_t$, де r_e і r – радіуси основної і ділильної окружностей. Тоді для кроку за основною окружністю можна записати:

$$P_e = P \cos \alpha_t = \pi m \cos \alpha_t. \quad (3.3)$$

Друге рівняння системи (3.2) набуде такого вигляду:

$$\pi m \cos \alpha_t = S_{n+1} - S_n. \quad (3.4)$$

Права частина рівняння (3.4) визначається відразу за даними діаметрів, у лівій же частині маємо два шукані параметри – модуль і кут верстатного зачеплення.

Оскільки розшифрування має на меті аналіз системи зачеплення, то один із цих параметрів можна задати довільно, а другий знайти за допомогою рівняння (3.4). Якщо спочатку $\alpha_t = 20^\circ$, а потім $\alpha_t = 15^\circ$, одержимо:

$$m = \frac{S_{(n+1)} - S_n}{\pi \cos 20^\circ} \quad \text{або} \quad m = \frac{S_{(n+1)} - S_n}{\pi \cos 15^\circ}.$$

У підсумку одержимо два значення модуля. Порівнюючи результати з рядом нормальних модулів за евольвентою 9563–61 (табл. Б.1), обираємо більш близьке до стандартного значення. Якщо ж обидва результати не

збігаються, то, мабуть, зачеплення буде нестандартним, і, отже, нарізати ці зубчасті колеса стандартним різальним інструментом неможливо.

Відомо, що товщина зубця вздовж окружності радіуса r_x коригованого зачеплення визначається за формулою:

$$S_x = \frac{S_\partial \cdot r_x}{r} + 2r_x (\text{inv}\alpha_t - \text{inv}\alpha_x), \quad (3.5)$$

де S_∂ – товщина зубця вздовж ділильної окружності;
 r_x і r – відповідно, радіуси окружностей шуканої і ділильної;
 $\text{inv}\alpha_t$ і $\text{inv}\alpha_x$ – відповідно, евольвенти функції кутів α_t і α_x .

$$S_\partial = \frac{\pi m}{2} + 2\chi m \text{tg}\alpha_t, \quad (3.6)$$

де χ – коефіцієнт зміщення;
 m – модуль зачеплення;
 α_t – кут зачеплення.

Підставивши в рівняння (3.5) значення S_∂ , одержимо:

$$S_x = \frac{mZ}{2} \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_x} \left[\frac{\pi + 4\chi \text{tg}\alpha_t}{Z} + 2(\text{inv}\alpha_t - \text{inv}\alpha_x) \right]. \quad (3.7)$$

Товщина зубця вздовж основної окружності (при $\alpha_\partial = 0$ і $\text{inv}\alpha_\partial = 0$):

$$S_\partial = \frac{mZ}{2} \cos\alpha_t \left[\frac{\pi + 4\chi \text{tg}\alpha_t}{Z} + 2\text{inv}\alpha_t \right]. \quad (3.8)$$

Подамо формулу (3.8) у такий спосіб:

$$S_\partial = \pi m \cos\alpha_t \left(\frac{1}{2} + \frac{2}{\pi} \text{tg}\alpha_t + \frac{Z}{\pi} \text{inv}\alpha_t \right),$$

оскільки $P_\partial = \pi m \cos\alpha_t$ то S_∂ можна виразити в такому вигляді:

$$S_\partial = P_\partial \left(\frac{1}{2} + \frac{2}{\pi} \chi \text{tg}\alpha_t + \frac{Z}{\pi} \text{inv}\alpha_t \right). \quad (3.9)$$

Розділимо обидві частини рівняння (3.9) на P_∂ і одержимо:

$$\frac{S_\partial}{P_\partial} = \frac{1}{2} + \frac{2\chi \text{tg}\alpha_t + Z \text{inv}\alpha_t}{\pi} \quad (3.10)$$

або

$$\frac{S_\partial}{P_\partial} - \frac{1}{2} = \frac{2\chi \text{tg}\alpha_t + Z \text{inv}\alpha_t}{\pi}.$$

Позначимо ліву частину рівняння (3.10) буквою K : $K = \frac{S_\epsilon}{P_\epsilon} - \frac{1}{2}$, тоді рівняння набуде такого вигляду:

$$K = \frac{2\chi \operatorname{tg} \alpha_t + Z \operatorname{inv} \alpha_t}{\pi}, \quad (3.11)$$

звідки

$$\chi = \frac{\pi K - Z \operatorname{inv} \alpha_t}{2 \operatorname{tg} \alpha_t}. \quad (3.12)$$

Для визначення коефіцієнта висоти зубця вихідного контуру рейки нагадаємо, що умова щільного зачеплення має такий вигляд:

$$\operatorname{inv} \alpha_x = \operatorname{inv} \alpha_t + \frac{\chi_1 + \chi_2}{Z_{cp}} \operatorname{tg} \alpha_t, \quad \text{де } Z_{cp} = \frac{Z_1 + Z_2}{2}$$

або, відповідно до (3.12),

$$\operatorname{inv} \alpha_x = \frac{\pi(K_1 + K_2)}{Z_1 + Z_2}. \quad (3.13)$$

Радіуси окружностей виступів колеса визначаються за такими формулами:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= m(Z_1 + 2f' + 2a - 2\chi_2), \\ d_{a2} &= m(Z_2 + 2f' + 2a - 2\chi_1), \end{aligned} \quad (3.14)$$

де a – коефіцієнт зміни міжосьової відстані;

$$a = Z \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_x} - 1 \right). \quad (3.15)$$

Коефіцієнт f' можна визначити, користуючись рівнянням (3.15) і кожним із двох рівнянь (3.14), або двома рівняннями (3.14), тобто

$$f' = 0,5 \left(\left(\frac{d_{a1} - d_{a2}}{2m} \chi_1 + \chi_2 - Z_{cp} - 2a \right) \right). \quad (3.16)$$

Діаметри d_{a1} і d_{a2} визначають шляхом обмірювання коліс. Для стандартного інструмента за ГОСТ 16532–70 задані два значення f' : $f' = 0,8$ або $f' = 1$.

Порядок виконання роботи

1. Підрахувати кількість зубців на шестірні й колесі.
2. Користуючись таблицею 3.1, підібрати найменшу кількість зубців шестірні й колеса, охоплюваних губками штангенциркуля.
3. Зобразити в протоколі схему установки штангенциркуля при вимірі S_n (рис. 3.1).

4. Зробити на шестірні й колесі по три виміри відрізків S_n і $S_{(n+1)}$, охоплюючи губками штангенциркуля щораз інші зуби. Виміри вести з точністю до 0,02 мм. Знайти середнє арифметичне значення кожного з відрізків S_n і $S_{(n+1)}$.
5. Знайти P_e і S_e за формулами (3.2) і (3.3).
6. Приймаючи, що $\alpha_t = 20^\circ$ і $\alpha_t = 15^\circ$, знайти за формулою (3.4) модуль зачеплення й уточнити його значення за таблицею 3.1.
7. Визначити коефіцієнти зміщення χ_1 і χ_2 за формулою (3.12), попередньо обчисливши K_1 і K_2 за формулою (3.11).
8. Визначити кут α_x за формулою (3.13).
9. Визначити коефіцієнт зміни міжосьової відстані a , користуючись формулою (3.15).
10. Трикратним обмірюванням знайти середнє значення діаметрів виступів шестірні й колеса d_{a1} і d_{a2} .
11. Знайти коефіцієнт висоти головки зубця вихідного контуру за формулою (3.16).

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4

Кінематичне дослідження зубчастих механізмів

Мета роботи – ознайомлення зі складанням кінематичних схем і аналітичним визначенням передаточних чисел багатоланкових зубчастих механізмів.

Загальні положення

Часто кутова швидкість вала машини – двигуна не відповідає кутовій швидкості вала робочої машини. У таких випадках між цими машинами встановлюють спеціальні передатні пристрої – механізми, які називаються механічними передачами. Зубчаста передача є одним із найпоширеніших механізмів, призначених для передачі обертання від одного вала до іншого із заданим відношенням кутових швидкостей.

Передача обертання супроводжується передачею крутного моменту, а отже, передачею механічної роботи й потужності. У більшості транспортних та інших машин ведучою ланкою є вал двигуна, що передає рух веденій ланці цієї машини. Зі збільшенням швидкості двигунів виробіток енергії на одиницю ваги двигуна збільшується: двигуни легшають, стають більш економічними, дешевшими. Швидкості робочих органів технологічних машин значно нижчі, що пов'язано з вимогами технологічного процесу, який виконується машиною, або в транспортуючих машинах – припустимими

швидкостями переміщуваних мас. Наприклад, вал електродвигуна візка мостового крана, що приводить у рух механізм підйому вантажу, обертається зі швидкістю 960 об./хв, а барабан цього механізму – зі швидкістю 10–20 об./хв, тому між електродвигуном і барабаном встановлюється проміжний передавальний механізм (зубчаста передача). Зубчаста передача у вигляді пари зчпних коліс (триланкова або одноступінчаста) може відтворити невеликі передатні відношення. Передатним відношенням називається відношення кутових швидкостей або чисел обертів за хвилину двох ланок (валів) машин і механізмів.

Передатне відношення позначається буквою U з індексами, що вказують номери відповідних ланок. Наприклад, якщо нас цікавить відношення кутових швидкостей ланок «а» і «в», то

$$U_{av} = \frac{\omega_a}{\omega_v} \quad \text{або} \quad U_{va} = \frac{\omega_v}{\omega_a}.$$

Отже,

$$U_{av} = U_{va}^{-1}.$$

Для зубчастих передач, що складаються з двох зубчастих коліс,

$$U_{1-2} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (4.1)$$

Знак «плюс» передатного відношення приймається при однаковому напрямку обертання ланок (внутрішні зачеплення). Якщо ведуча та ведена ланки обертаються в різних напрямках, то передатне відношення буде мати знак «мінус».

Таким чином, за допомогою рівняння (4.1) визначається перетворення швидкості обертального руху в напрямку від ланки 1 до ланки 2.

Передатне відношення характеризує процес передачі енергії і перетворення руху з кількісної сторони, не визначаючи напрямку передачі енергії й руху.

За ГОСТ 16530–70 для зубчастих передач введено ще поняття передатного числа. Передатне число – це відношення кутової швидкості ведучої ланки (шестірні) до кутової швидкості веденої ланки (колеса) або відношення числа зубців веденої ланки (колеса) до числа зубців ведучої ланки (шестірні).

На рисунку 4.1, а показана кінематична схема циліндричної зубчастої передачі зовнішнього зачеплення. Відомо, що під час роботи зубчастої передачі початкові окружності коліс перекочуються одна по одній без ковзання. Отже, окружна швидкість V точки дотику A початкових окружностей обох коліс однакова:

$$\omega_1 r_{w1} = \omega_2 r_{w2}, \quad \text{звідки} \quad \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = U_{12},$$

де ω_1 і ω_2 – кутові швидкості коліс (1) і (2);

r_{w1} і r_{w2} – радіуси початкових окружностей коліс (1) і (2);
 U_{12} – передаточне число зубчастої передачі.

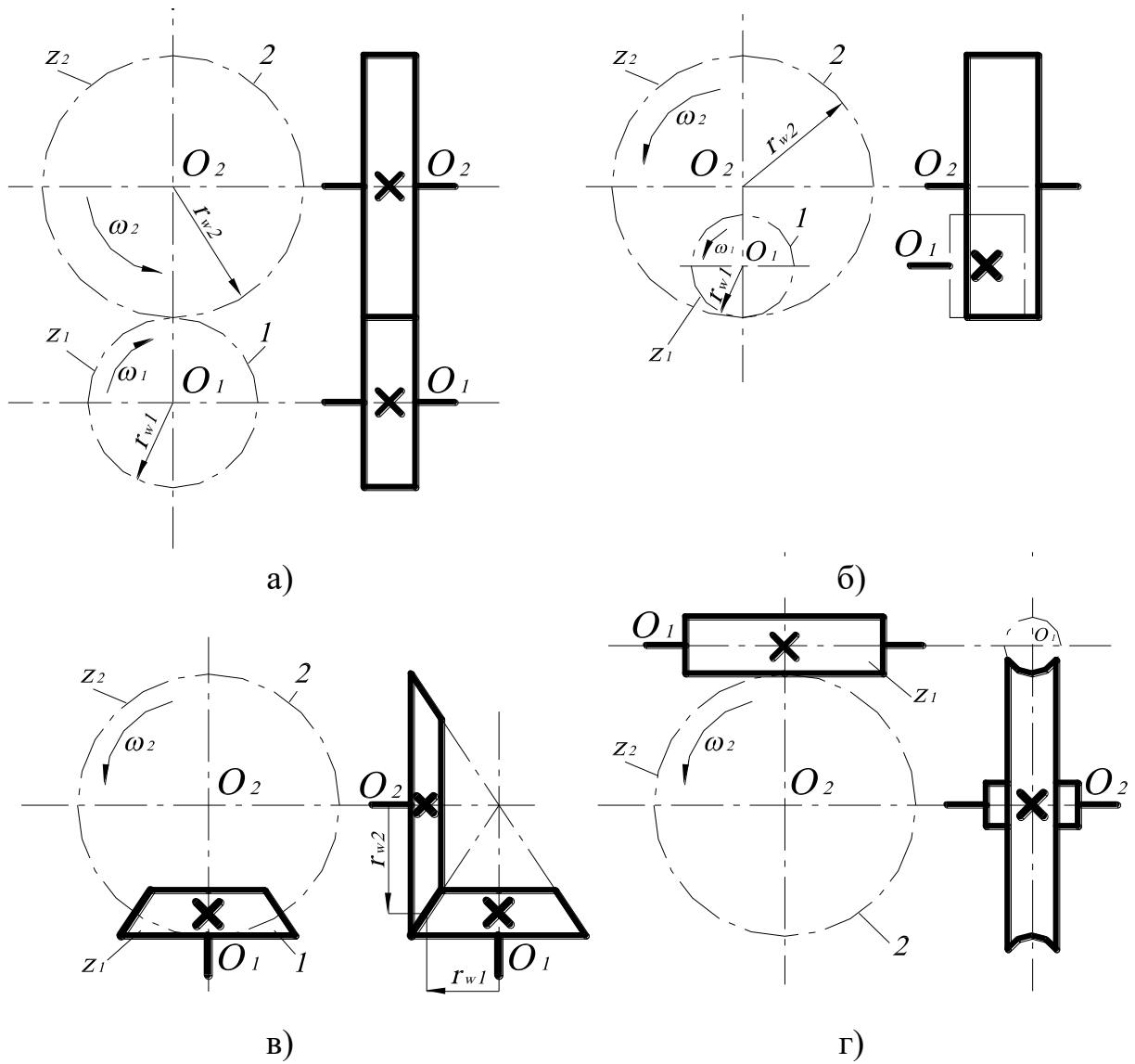


Рисунок 4.1 – Кінематичні схеми зубчастих передач

Таким чином, передаточне число можна виразити не тільки через швидкості, але й через розміри зубчастих коліс. Виразивши радіуси початкових окружностей ($r_w = \frac{mZ}{2}$), після скорочення одержимо:

$$U_{12} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Передаточне число U_{12} пари зубчастих коліс визначається за формулою

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (4.2)$$

Отже, з конструктивної сторони величина U_{12} залежить від числа зубців Z_1 і Z_2 . Щоб одержати компактну й легку передачу, число зубців Z_1 на меншому колесі має бути найменшим. Найменше (граничне) число зубців Z_1 обмежується явищем підрізання і найменшою припустимою величиною коефіцієнта перекриття ε . У середньому можна прийняти, що

$$Z_{1 \min} = 14-17.$$

У процесі вибору числа зубців Z_2 на більшому колесі варто виходити з обмежень габаритних розмірів і ваги конструкції. У металообробних верстатах, підйимально-транспортних та інших машинах приймають, що

$$Z_{2 \min} = 125-150.$$

Теоретично в середньому можна прийняти межу передатного числа для однієї пари зубчастих коліс $U_{\max} \approx 10$. У практиці машинобудування для механічних (від електродвигуна) передач приймають ще менші значення U_{12} , приблизно $U_{12} = 1-6$.

При більших передаточних числах зубці малого колеса мають значно більше кількість циклів навантаження, ніж зубці більшого, і тому зношуються швидше.

З обліком викладеного вище, передатні числа одноступінчастих (триланкових) зубчастих передач визначаємо за наступними формулами:

– для передач із зовнішнім зачепленням зубчастих коліс (рис. 4.1, а)

$$U_{12} = -\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{n_1}{n_2} = -\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = -\frac{Z_2}{Z_1}; \quad (4.3)$$

– для передач із внутрішнім зачепленням зубчастих коліс (рис. 4.1, б)

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{Z_2}{Z_1}; \quad (4.4)$$

– для передач із конічними зубчастими колесами (рис. 4.1, в)

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{Z_2}{Z_1}; \quad (4.5)$$

– для черв'ячних передач (рис. 4.1, г)

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (4.6)$$

де Z_1 – кількість заходів черв'яка;

Z_2 – кількість зубців черв'ячного колеса.

На практиці часто доводиться застосовувати передаточні числа більші, ніж це можливо при використанні однієї пари зубчастих коліс. У цих випадках застосовуються багатоланкові зубчасті механізми, які поділяються на дві групи:

- механізми, до складу яких входять тільки колеса з нерухомими геометричними осями;
- механізми, до складу яких входять і колеса з рухомими (бігаючими) геометричними осями (диференціальні й планетарні).

Механізми першої групи можуть бути двох видів:

- рядові: на кожній з осей насаджено по одному колесу (рис. 4.2);
- східчасті: на кожній із осей, крім крайніх (ведучої і веденої), насаджено по два колеса (рис. 4.3).

Загальне передаточне число багатоланкового механізму дорівнює добутку передаточних чисел окремих зубчастих пар коліс, що входять у цей механізм.

Передаточне число рядового (паразитного) зачеплення дорівнює:

$$U_{1-3} = U_{1-2} \cdot U_{2-3} = \left(-\frac{Z_2}{Z_1}\right) \left(-\frac{Z_3}{Z_2}\right) = \frac{Z_3}{Z_1},$$

де U_{1-2} – передаточне число пари зубчастих коліс 1 і 2;

U_{2-3} – передаточне число пари зубчастих коліс 2 і 3;

Z_1, Z_2, Z_3 – числа зубців коліс.

Кількість зубців «паразитного» колеса (2) не впливає на абсолютну величину передаточного числа.

У загальному вигляді формула для визначення передаточного числа «паразитного» зачеплення виглядає так:

$$U_{\text{загал.}} = (-1)^q \cdot \frac{Z_n}{Z_1},$$

де $U_{\text{загал.}}$ – загальне передаточне число;

q – кількість зовнішніх зачеплень;

Z_1 – кількість зубців ведучої ланки;

Z_n – кількість зубців веденої останньої ланки.

Проміжні колеса застосовують для передачі обертання з одного вала на інший при великій міжосьовій відстані, а також для зміни напрямку обертання веденого вала.

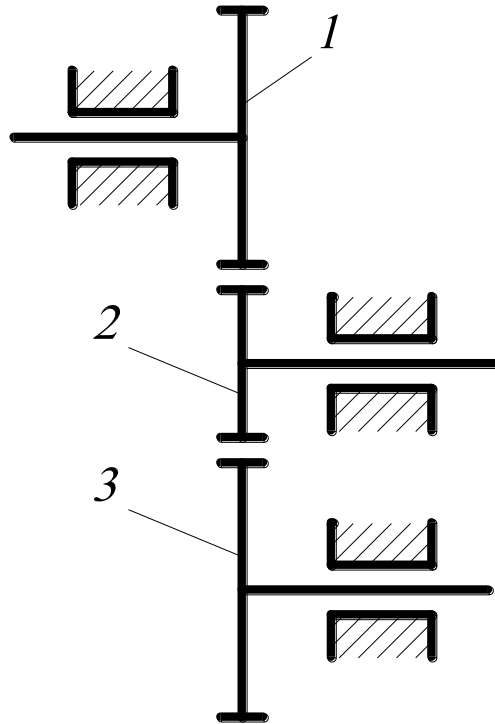


Рисунок 4.2 – Рядове («паразитне») зачеплення

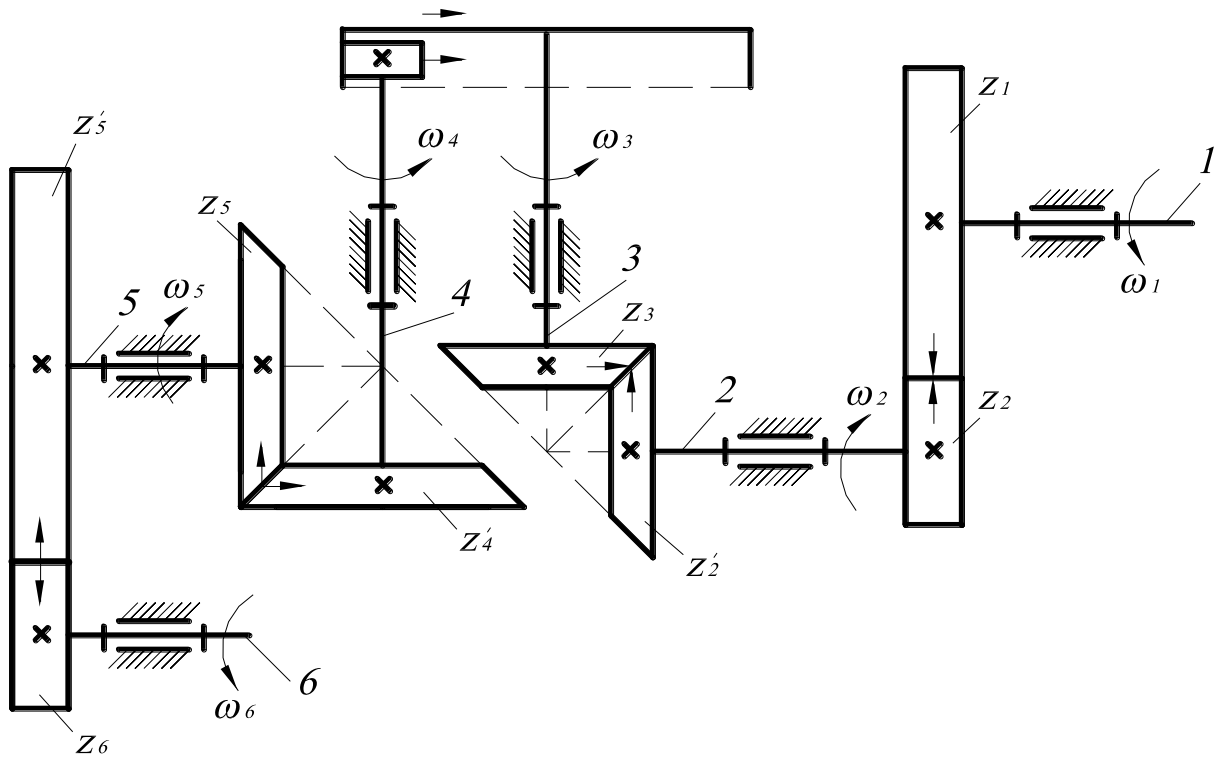


Рисунок 4.3 – Ступінчата зубчаста передача

Передаточне число східчастого зубчастого механізму дорівнює добутку передаточних чисел зубчастих передач, що входять до складу механізму.

На відміну від «паразитного», передаточне число східчастого зубчастого механізму залежить від числа зубців усіх коліс, що входять до його складу. Східчасті механізми застосовують у тих випадках, коли треба забезпечити більші передаточні числа.

Для механізму, представленого на рисунку 4.3, передаточне число визначається за формулою

$$U_{(1-6)} = \frac{\omega_1}{\omega_6} = \frac{n_1}{n_6} = U_{12} \cdot U_{23} \cdot U_{34} \cdot U_{45} \cdot U_{56},$$

де ω_1, ω_6 – кутові швидкості ведучих і ведених ланок механізму;

n_1, n_6 – частота обертання ведучих і ведених ланок механізму;

$U_{12}, U_{23}, U_{34}, U_{45}, U_{56}$ – передаточні числа триланкових зубчастих передач.

Замінивши у формулі кожне окреме передаточне число U_{12}, U_{23} відповідним співвідношенням чисел зубців, можна записати в загальному вигляді формулу для визначення передаточного числа східчастого зубчастого механізму, що складається з n ланок:

$$U_{\text{загал.}} = (-1)^q \cdot \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2} \cdot \dots \cdot \frac{Z_n}{Z_{n-1}},$$

де q – число зовнішніх зачеплень;

Z_1, Z_2, Z_3, \dots – числа зубців коліс;

Z_n – кількість зубців останньої ланки (веденого);

Z_{n-1} – кількість зубців передостанньої ланки.

Напрямок обертання будь-якого колеса передачі визначається правилом, відомим за назвою стрілок. На рисунку 4.3 напрям обертання коліс показано прямою стрілкою (у бік руху зубців, помітних спостерігачеві). Наприклад, стрілка на колесі Z_1 показує, що його зубці, помітні спостерігачеві, рухаються зверху вниз.

Для триланкових механізмів, осі коліс яких непаралельні, знак передаточного числа не враховується.

Епіциклічні передачі

Зубчасті передачі, до складу яких входять рухливі (бігаючі) осі зубчастих коліс, називаються епіциклічними. Вони поділяються на планетарні та диференціальні.

Ознаками планетарної передачі є:

- наявність осей, що переміщуються у просторі (бігають);
- ступінь рухомості (w) дорівнює одиниці;
- одне із центральних коліс нерухоме (рис. 4.4, а, б).

Основне призначення планетарних передач – створення більших (або малих) передатних чисел.

Ознаки диференціальних передач (рис. 4.4, в, г):

- наявність осей, що переміщуються у просторі (бігають);
- ступінь рухомості (w) більше одиниці;
- всі зубчасті колеса рухливі.

Призначення диференціальних передач – складання й розкладання рухів.

У зазначених механізмах зубчасте колесо Z_2 , вісь якого переміщається в просторі, називається сателітом. Зубчасте колесо Z_1 , навколо осі якого обертається сателіт, називається сонячним або центральними.

Ланка H , що несе на собі вісь сателіта, називається водило.

Під час кінематичного аналізу епіциклічних механізмів для визначення передатного числа використовують наступні формули:

- для елементарної диференціальної передачі (рис. 4.4, в, г)

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = U_{1-2}^H,$$

де U_{1-2}^H – передатне число від колеса 1 до колеса 2 при зупиненому водилі H .

Для передачі із зовнішнім зачепленням коліс (рис. 4.4, в)

$$U_{12}^{(H)} = -\frac{Z_2}{Z_1},$$

а для передачі із внутрішнім зачепленням (рис. 4.4, г)

$$U_{12}^H = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Оскільки ступінь рухомості диференціального механізму дорівнює двом, то він має дві ведучі ланки і одну ведену.

Для визначення кутової швидкості веденої ланки (с) за заданими кутовими швидкостями двох ведучих (а) і (в) використовують формулу

$$\omega_c = U_{C-A}^{(6)} \omega_a + U_{C-B}^{(a)} \omega_b,$$

де $U_{C-A}^{(6)}$ – передаточне число від ланки (с) до ланки (а) при зупиненому (в);

$U_{C-B}^{(a)}$ – передаточне число від (с) до (в) при зупиненому (а).

Для диференціального механізму (рис. 4.5) маємо:

$$\omega_H = \omega_1 U_{H-1}^3 + \omega_3 U_{H-3}^1.$$

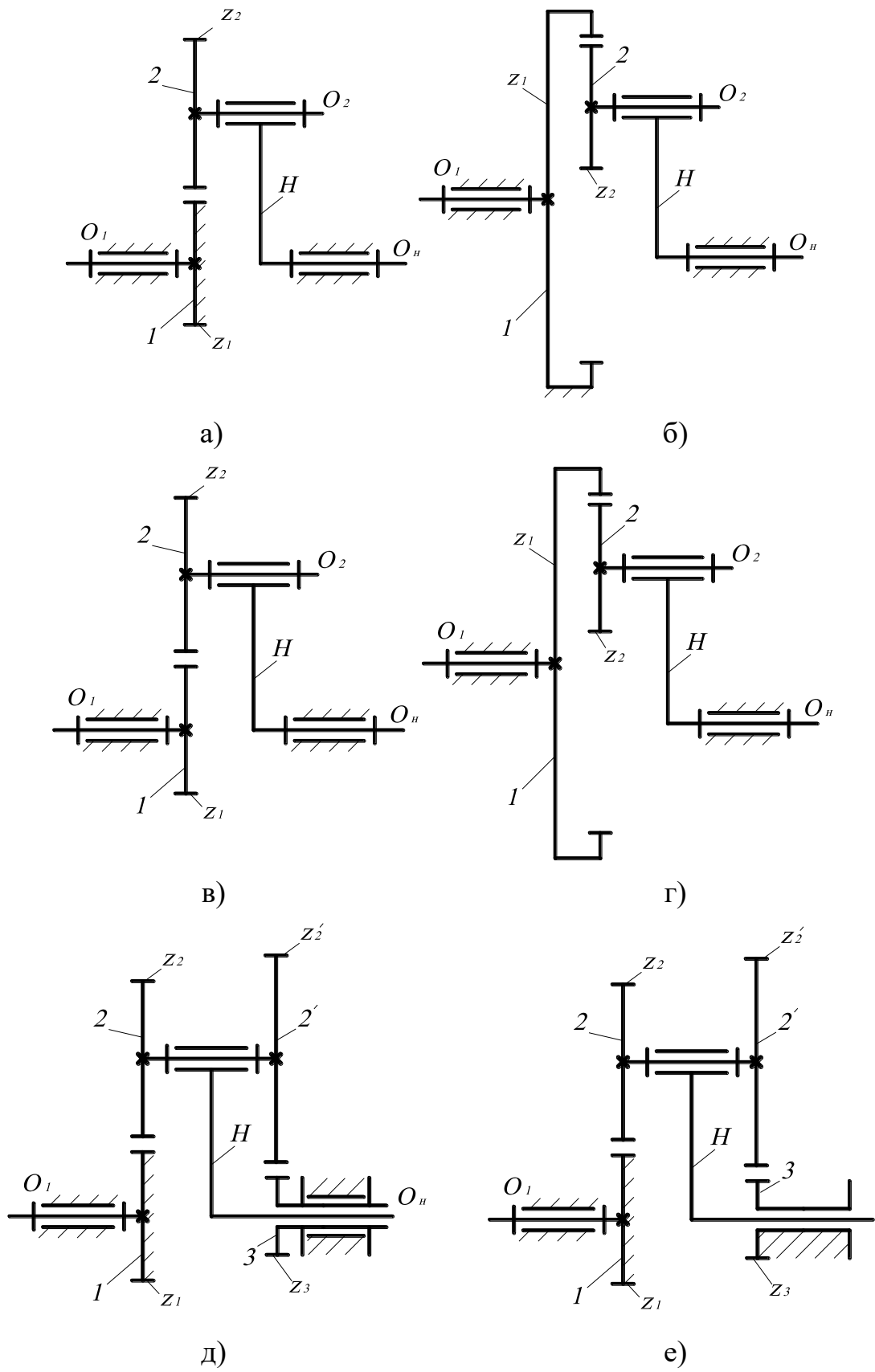


Рисунок 4.4 – Епіциклічні передачі

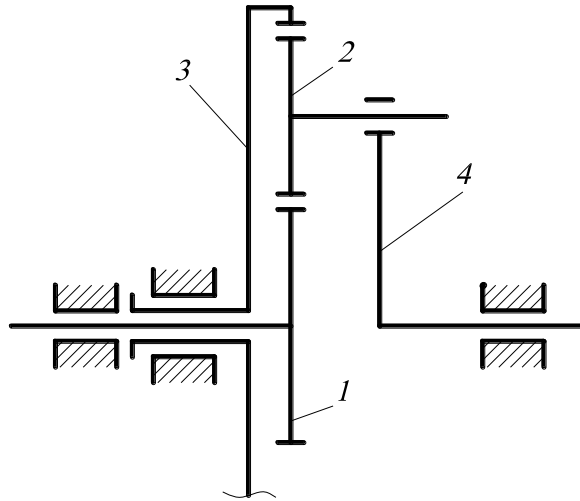


Рисунок 4.5 – Диференційний механізм

Для диференційного механізму (рис. 4.4, д)

$$U_{1-3}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H},$$

де $U_{1-3}^{(H)}$ – передаточне число від центрального колеса (1) до центрального колеса (3) при зупиненому водилі Н.

У цьому випадку

$$U_{1-3}^{(H)} = U_{1-2}^H \cdot U_{2'-3}^H = \left(-\frac{Z_2}{Z_1}\right) \left(-\frac{Z_3}{Z_2'}\right) = \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2'},$$

Для елементарної планетарної передачі (рис. 4.4, а, б) варто приймати $n_1 = 0$, тоді:

$$U_{21}^{(H)} = \frac{n_H}{n_2 - n_H}, \text{ звідки } \frac{n_2}{n_H} = U_{2H} = 1 - U_{2-1}^{(H)},$$

де $U_{2-1}^{(H)}$ – передаточне число від колеса (2) до колеса (1) при зупиненому водилі Н.

Для передачі, зображеної на рисунку 4.4, а,

$$U_{1-2}^{(H)} = -\frac{Z_2}{Z_1}, \text{ а для передачі, що зображена на рисунку 4.4, б, } U_{1-2}^{(H)} = \frac{Z_2}{Z_1};$$

Для одноступінчастого планетарного редуктора, у якому одне із центральних коліс нерухоме (рис. 4.3),

$$U_{13}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{-n}, \quad (n_3 = 0),$$

звідки

$$U_{1-H} = \frac{n_1}{n_H} = 1 - U_{13}^H,$$

де $U_{1-3}^{(H)}$ – передаточне число від колеса (1) до колеса (3) при зупиненому водилі Н та звільненому колесі (3).

У цьому випадку:

$$U_{1-3}^{(H)} = U_{1-2}^H \cdot U_{2'-3}^{(H)} = \left(-\frac{Z_2}{Z_1}\right) \left(-\frac{Z_3}{Z'_2}\right) = \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z'_2}.$$

При ведучому водилі Н передаточне число від водила Н до колеса (1)

$$U_{H1} = \frac{1}{U_{1-H}} = \frac{1}{1-U_{1-3}^H}.$$

Планетарні й диференціальні механізми практично майже ніколи не робляться з одним сателітом. Зазвичай кілька сателітів входять у зачеплення з тим самим центральним колесом. Це робиться для зрівноважування сил інерції й розвантаження зубчастих коліс передач. При цьому зменшуються модуль зачеплення і загальні габарити передач. Визначаючи ступінь рухомості, треба вважати всі додаткові сателіти (понад одного) пасивними зв'язками.

Порядок проведення роботи

1. Ознайомитися з приладом, запропонованим для дослідження зубчастих передач.

2. Скласти кінематичні схеми механізму.

3. Пронумерувати всі зубчасті колеса передачі Z_1, Z_2, \dots , починаючи із ведучої ланки. Якщо на одній осі закріплено два колеса, то вони одержують один номер, тому що в цих коліс та ж сама кутова швидкість. При цьому зубчасте колесо, більш віддалене від ведучого, додатково позначається штрихом, наприклад Z'_2 .

4. Підрахувати числа зубців усіх коліс.

5. Визначити за формулою Чебишева ступінь рухомості зубчастої передачі.

6. Обчислити передаточні числа окремих ступенів і загальне передаточне число.

7. Отримані дані перевірити експериментально. Для цього, повертаючи ведучий вал, визначають кути повороту веденого.

Для відліку кутів на веденому валу повинна бути прикріплена стрілка, а на рамі (стійці) механізму – нерухомий диск із поділками. Під час дослідження диференціального механізму визначають повний кут повороту його веденої ланки, повертаючи послідовно кожний ведучий.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Заховайко О. П. Теорія механізмів і машин. Курс лекцій для студентів спеціальності «Динаміка і міцність машин» / О. П. Заховайко. – Київ : НТУУ «КПІ», 2010. – 243 с.
2. Профілювання циліндричного евольвентного зачеплення з використанням персональних ЕОМ. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія механізмів і машин» / О. П. Заховайко, О. Б. Овсієнко, О. М. Протащук, А. П. Грабовський. – Київ : НТУ «КПІ», 2000. – 40 с.
3. Кореняко А. С. Теорія механізмів і машин / А. С. Кореняко ; за ред. М. К. Афанасьева. – Київ : Вища шк., 1987. – 206 с.
4. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : підручник / Я. Т. Кіницький. – Київ : Наукова думка , 2002. – 660 с.
5. Кірієнко О. А. Теорія механізмів і машин. Розділ «Кінетостатичний аналіз механізмів» : навч. посіб. з кредитного модуля / О. А. Кірієнко. – Київ : НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2019. – 64 с.
6. Кіницький Я. Т. Практикум із теорії механізмів і машин : навч. посіб. / Я. Т. Кіницький. – Львів, 2004. – 452 с.
7. Ніколайчук В. М. Теорія механізмів і машин та деталі машин : навч. посіб. / В. М. Ніколайчук, В. М. Стрілець. – Рівне : НУВГП, 2012. – 277 с.

ДОДАТОК А

ПРОТОКОЛ до лабораторної роботи «Креслення евольвентних профілів нульових і коригованих зубчастих коліс методом обкатки»

Група

Студент

Викладач

Прилад №

Задані величини:

1. Модуль рейки $m =$ мм
2. Кут профілю рейки $\alpha_t =$
3. Коефіцієнт висоти головок зубців $f = 1$
4. Діаметр ділильної окружності $d =$ мм

№ з/п	Величини, що підлягають визначенню	Розрахункова формула й підрахунок	Результат	Результат обмірювання накреслених коліс
1	2	3	4	5
Коефіцієнт зміщення $\chi = 0$				
1	Кількість зубців і колеса Z	$Z = \frac{d}{m}$		
2	Діаметр основної d_b окружності	$d_b = d \cos \alpha_t$		
3	Крок P	$P = \pi m$		
4	Товщина зубця вздовж ділильної окружності S	$S = \frac{\pi m}{2}$		
5	Товщина зубця вздовж основної окружності S_B	$S = d_b \left(\frac{S}{d} + \text{inv} \alpha_t \right)$		
6	Товщина зубця вздовж окружності виступів S_a	$S_a = d_a \left(\frac{S}{d} + \text{inv} \alpha_t \right)$		

1	2	3	4	5
Коефіцієнт зміщення $\chi \neq 0$				
1	Коефіцієнт зміщення χ	$\chi = \frac{17-Z}{17}$		
2	Зміщення рейки, ν	$\nu = \chi m, \text{ мм}$		
3	Товщина зубця вздовж ділильної окружності S , мм	$S_e = \frac{\pi m}{2} + 2\chi m \cdot \operatorname{tg} \alpha$		$S =$ мм
4	Товщина зубця вздовж основної окружності, S_B , мм	$S = d_e \left(\frac{S}{d} + \operatorname{inv} \alpha_t \right)$		$S_B =$ мм
5	Товщина зубця вздовж окружності виступів S_a , мм	$S_a = d_a$ $\left(\frac{S}{d} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_a \right)$ $\alpha_a = \arccos \frac{d_e}{d_a}$		$S_a =$ мм

ПРОТОКОЛ
до лабораторної роботи
«Креслення й аналіз евольвентного зачеплення зубчастих коліс»

Робота зарахована « » 20__ р.

Мета роботи:

Прилад №

Задані величини:

1. Модуль рейки $m =$ мм.
2. Кут профілю рейки $\alpha_t =$
3. Передатне число $U_{1-2} =$
4. Коефіцієнти зміщення $\chi^1 =$ $\chi^2 =$
5. Числа зубців коліс $Z_1 =$ $Z_2 =$

Розрахунок зубчастого зачеплення

№ з/п	Величини, що підлягають визначенню	Формули й підрахунок	Результат
1	Кут зачеплення α_w у збірці		
2	Міжцентрова відстань a_w		
3	Радіус ділильної окружності першого колеса r_1		
4	Радіус ділильної окружності другого колеса r_2		
5	Радіус окружності d_{a1} виступів першого колеса		
6	Радіус окружності d_{a2} виступів другого колеса		
7	Крок по основній окружності P_ϵ	$P_\epsilon = \frac{\pi r_\epsilon}{2Z}$	
8	Коефіцієнт перекриття ϵ		

Картина зачеплення
(виконується на кальці)

Робота виконана « »

дата

підпис

ПРОТОКОЛ
до лабораторної роботи
«Розшифрування зубчастих зачеплень»

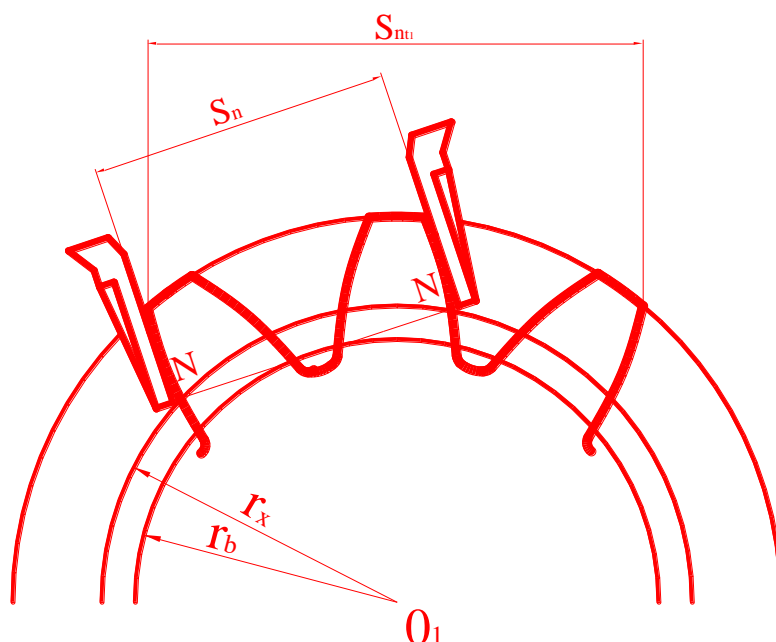
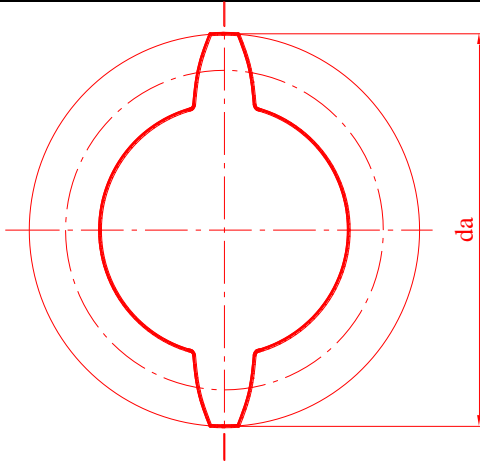
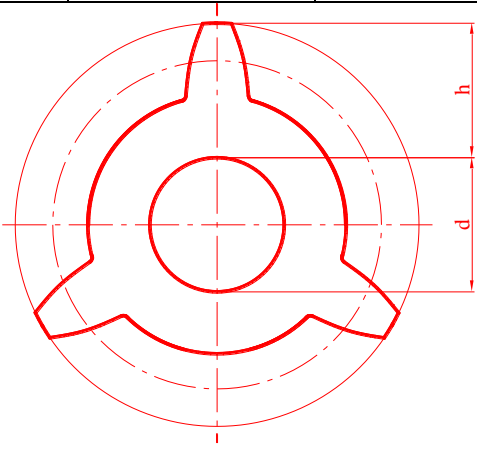


Схема установки штангенциркуля

Результати вимірів і обчислень					
1	2	3	4	5	6
1		Шестірня		Колесо	
		S_{n1}	$S_{(n1+1)}$	S_{n2}	$S_{(n2+1)}$
2	1				
	2				
	3				
	Середнє значення				
		Крок вздовж основної окружності			
		На шестірні		На колесі	
3	За даними виміру	$P'_e = S_{(n1+1)} - S_{n1}$		$P''_e = S_{(n2+1)} - S_{n2}$	
	Середнє	$P_e = \frac{P'_e + P''_e}{2}$			
4	Товщина зубця вздовж основної окружності за даними виміру: на шестірні $S_{e1} = S_{n1} \cdot n_1 - (n_1 - 1) \cdot S_{(n1+1)}$; на колесі $S_{e2} = S_{n2} \cdot n_2 - (n_2 - 1) \cdot S_{(n2+1)}$				
5	Кут верстатного зачеплення $\alpha_t = 20^\circ$				
6	Модуль зачеплення $m =$ мм				

1	2	3	4	5	6
7	Коефіцієнт зміщення рейки				
7.1	Щодо шестірні	$\chi_1 = - \frac{S_{\epsilon 1}}{P_{\epsilon 1}} =$			
	де $K_1 = \frac{S_{\epsilon 1}}{P_{\epsilon 1}}$				
7.2	Щодо колеса	$\chi_2 = - \frac{S_{\epsilon 2}}{P_{\epsilon 2}} =$			
	де $K_2 = \frac{S_{\epsilon 2}}{P_{\epsilon 2}}$				
8	Кут зачеплення при щільному зачепленні				
	$inv \alpha_x = inv \alpha_t + \frac{\chi_1 + \chi_2}{Z_{cp}} tg \alpha_t = \alpha_x =$				
9	Коефіцієнт зміни міжосьової відстані				
	$a = Z \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_x} - 1 \right) =$				
10	Коефіцієнт висоти зубця вихідного контуру рейки				
	$f' = 0,5 \left(\frac{d_{a1} + d_{a2}}{2m} + \chi_1 + \chi_2 - Z_{cp} - 2a \right) =$				
11	Діаметр заготовки				
	При парному числі зубців				
	виміри	d_{a1} шестірні	d_{a2} колеса		
	1				
	2				
	3				
середнє					

1	2	3	4	5	6		
12	При непарному числі зубців						
	виміри	d_{a1} шестірні				d_{a2} колеса	
		d_1	h_1			d_2	h_2
	1						
	2						
	3						
	середнє						
	$d_{a1} = (2 h_1)_{порівн} + (d_1)_{порівн}$ $d_{a2} = (2 h_2)_{порівн} + (d_2)_{порівн}$						

Робота виконана « »

дата

підпис

ПРОТОКОЛ
до лабораторної роботи
«Кінематичне дослідження зубчастих механізмів»

Робота зарахована _____ « » _____ 20__ р.

Мета роботи: _____

ПРИЛАД №

1. Кінематична схема механізму	Номер колеса	Кількість зубців

2. Ступінь рухомості механізму

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 =$$

$n =$

$p_5 =$

$p_4 =$

3. Передатні відношення ступенів $U =$

4. Передатне відношення механізму

5. Досвідчена перевірка передатного числа

Кількість обертів ведучої ланки	Кількість обертів веденої ланки	Передатне число

Робота виконана _____ « » _____ 202__ р.
підпис дата

ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 – Інволюти значень евольвентної функції $\varphi = \operatorname{in} \theta = \operatorname{tg} \theta$

θ°	Частина числа, загальна для всього рядка	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	0,00	00 177	00 225	00 281	00 346	00 420	00 504	00 598	00 704	00 821	00 950	01 092	01 248
2	0,00	01 418	01 603	01 804	02 020	02 253	02 503	02 771	03 058	03 364	03 689	04 035	04 402
3	0,00	04 790	05 201	05 634	06 091	06 573	07 079	07 610	08 167	08 751	09 362	10 000	10 668
4	0,00	11 364	12 090	12 847	136 34	14 453	15 305	16 189	17 107	18 059	19 045	20 067	21 125
5	0,00	22 220	23 352	24 522	25 731	26 978	28 266	29 594	30 963	32 374	33 827	35 324	36 864
6	0,00	03 845	04 008	04 175	04 347	04 524	04 706	04 892	05 083	05 280	05 481	05 687	05 898
7	0,00	06 115	06 337	06 564	06 797	07 035	07 279	07 528	07 783	08 044	08 310	08 582	08 861
8	0,00	09 145	09 435	09 732	10 034	10 343	10 559	10 980	11 308	11 643	11 984	12 332	12 687
9	0,00	13 048	13 416	13 792	14 174	14 563	14 960	15 363	15 774	16 193	16 618	17 051	17 492
10	0,00	17 941	18 397	18 860	19 332	19 812	20 299	20 795	21 299	21 810	22 330	22 859	23 396
11	0,00	23 941	24 495	25 057	25 628	26 208	26 797	27 394	28 001	28 616	29 241	29 875	30 518
12	0,00	31 171	31 832	32 504	33 185	33 875	34 575	35 285	36 005	36 735	37 474	38 224	38 984
13	0,00	39 754	40 534	41 325	42 126	42 938	43 760	44 593	45 437	46 291	47 157	48 033	48 921
14	0,00	49 819	50 729	51 650	52 582	53 526	54 482	55 448	56 427	57 417	58 420	59 434	60 460
15	0,00	61 498	62 548	63 611	64 686	65 773	66 873	67 985	69 110	70 248	71 398	72 561	73 738
16	0,0	07 493	07 613	07 735	07 857	07 982	08 107	08 234	08 362	08 492	08 623	08 756	08 889
17	0,0	09 025	09 161	09 299	09 439	09 580	09 722	09 866	10 012	10 158	10 307	10 456	10 608
18	0,0	10 760	10 915	11 071	11 228	11 387	11 547	11 709	11 873	12 038	12 205	12 373	12 543
19	0,0	12 715	12 888	13 063	13 240	13 418	13 598	13 779	13 963	14 148	14 334	14 523	14 713
20	0,0	14 904	15 098	15 293	15 490	15 689	15 890	16 092	16 296	16 502	16 710	16 920	17 132
21	0,0	17 345	17 560	17 777	17 996	18 217	18 440	18 665	18 891	19 120	19 350	19 583	19 817

Продовження таблиці Б.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
22	0,0	20 054	20 292	20 533	20 775	21 019	21 266	21 514	21 765	22 018	22 272	22 529	22 788
23	0,0	23 049	23 312	23 577	23 845	24 114	24 386	24 660	24 936	25 214	25 495	25 778	26 062
24	0,0	26 350	26 639	26 931	27 225	27 521	27 820	28 121	28 424	28 729	29 037	29 348	29 660
25	0,0	29 975	30 293	30 613	30 935	31 260	31 587	31 917	32 249	32 583	32 920	33 260	33 602
26	0,0	33 947	34 294	34 644	34 997	35 352	35 709	36 069	36 432	36 796	37 166	37 537	37 910
27	0,0	38 287	38 666	39 047	39 432	39 819	40 209	40 602	40 997	41 395	41 797	42 201	42 607
28	0,0	43 017	43 430	43 845	44 264	44 685	45 110	45 537	45 967	46 400	46 837	47 276	47 718
29	0,0	48 164	48 612	49 064	49 518	49 976	50 437	50 901	51 368	51 838	52 312	52 788	53 268
30	0,0	53 751	54 238	54 728	55 221	55 717	56 217	56 720	57 226	57 736	58 249	58 765	59 285
31	0,0	59 809	60 336	60 866	61 400	61 937	62 478	63 022	63 570	64 122	64 677	65 236	65 799
32	0,0	66 364	66 934	67 507	68 084	68 665	69 250	69 838	70 430	71 026	71 626	72 230	72 838
33	0,0	73 449	74 064	74 684	75 307	75 934	76 565	77 200	77 839	78 483	79 130	79 781	80 437
34	0,0	81 097	81 760	82 428	83 100	83777	84 457	85 142	85 832	86 525	87 223	87 925	88 631
35	0,0	89 342	90 058	90 777	91 502	92 230	92 963	93 701	94 443	95 190	95 942	96 698	97 459
36	0,	09 822	09 899	09 977	10 055	10 133	10 212	10 292	10 371	10 452	10 533	10 614	10 696
37	0,	10 778	10 861	10 944	11 028	11 113	11 197	11 283	11 369	11 455	11 542	11 630	11 718
38	0,	11 806	11 895	11 985	12 075	12 165	12 257	12 348	12 441	12 534	12 627	12 721	12 815
39	0,	12 911	13 006	13 102	13 199	13 297	13 395	13 493	13 592	13 692	13 792	13 893	13 995
40	0,	14 097	14 200	14 303	14 407	14 511	14 616	14 722	14 829	14 936	15 043	15 152	15 261
41	0,	15 370	15 480	15 591	15 703	15 815	15 928	16 041	16 156	16 270	16 386	16 502	16 619
42	0,	16 737	16 855	16 974	17 093	17 214	17 336	17 457	17 579	17 702	17 826	17 951	18 076
43	0,	18 202	18 329	18 457	18 585	18 714	18 844	18 975	19 106	19 238	19 371	19 505	19 639
44	0,	19 774	19 910	20 047	20 185	20 323	20 463	20 603	20 743	20 885	21 028	21 171	21 315
45	0,	21 460	21 606	21 753	21 900	22 049	22 198	22 348	22 499	22 651	22 804	22 958	23 112

42

Закінчення таблиці Б.1

1	2	3	4	5	6	
46	0,	23 268	23 424	23 582	23 740	23

8	9	10	11	12	13	14
059	24 220	24 382	24 545	24 709	24 874	25 040

47	0,	25 206	25 374	25 543	25 713	25 883	26 055	26 228	26 401	26 576	26 752	26 929	27 107
48	0,	27 285	27 465	27 646	27 828	28 012	28 196	28 381	28 567	28 755	28 943	29 133	29 324
49	0,	29 516	29 709	29 903	30 098	30 295	30 492	30 691	30 891	31 092	31 295	31 498	31 703
50	0,	31 909	32 116	32 324	32 534	32 745	32 957	33 171	33 385	33 601	33 818	34 037	34 257
51	0,	34 478	34 700	34 924	35 149	35 376	35 604	35 833	36 063	36 295	36 529	36 763	36 999
52	0,	37 237	37 476	37 716	37 958	38 202	38 446	38 693	38 941	39 190	39 441	39 693	39 947
53	0,	40 202	40 459	40 717	40 977	41 239	41 502	41 767	42 034	42 302	42 571	42 843	43 116
54	0,	43 390	43 667	43 945	44 225	44 506	44 789	45 074	45 361	45 650	45 940	46 232	46 520
55	0,	46 822	47 119	47 419	47 720	48 023	48 328	48 635	48 944	49 255	49 568	49 882	50 199
56	0,	50 518	50 838	51 161	51 486	51 813	52 141	52 472	52 805	53 141	53 478	53 817	54 159
57	0,	54 503	54 849	55 197	55 547	55 900	56 255	56 612	56 972	57 333	57 698	58 064	58 433
58	0,	58 804	59 178	59 554	59 933	60 314	60 697	61 083	61 472	61 863	62 257	62 653	63 052
59	0,	63 454	63 858	64 265	64 674	65 086	65 501	65 919	66 340	66 763	67 189	67 618	68 050

Примітка. Таблиця значень $\varphi = \operatorname{inv} \theta$ дозволяє знаходити φ за θ і, навпаки, – вирішувати рівняння $\operatorname{tg} \theta - \theta = \varphi$, у якому φ дано, а θ – невідоме.

Знайдене θ у градусах і мінутах можна перевести в радіани. Приклади:

$$1) \operatorname{inv} 27^{\circ} 15' = 0,039\ 432; \operatorname{inv} 27^{\circ} 17' = 0,039\ 432 + \frac{2}{5} \cdot 0,000\ 387 = 0,039\ 432 + 0,000\ 155 = 0,039\ 587 \text{ (лінійна}$$

інтерполяція);

$$2) \operatorname{inv} \theta = 0,0\ 060\ 460; \text{ за таблицею } \theta = 14^{\circ} 55'.$$

Якщо значення $\operatorname{inv} \theta$ не міститься в таблиці, то, знайшовши найближче менше значення, обчислюють поправку (лінійною інтерполяцією).

Евольвентна функція використовується під час розрахунку зубця евольвентного зачеплення.

Електронне навчальне видання

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до виконання лабораторних робіт
із навчальної дисципліни

«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ ТА МАШИН»

*(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
денної форми навчання зі спеціальності 133 – Галузеве машинобудування)*

Укладачі: **БЛАЖКО** Володимир Володимирович,
АНИЩЕНКО Анна Ігорівна

Відповідальний за випуск *В. Є. Корсун*

Редактор *М. О. Гаман*

Комп'ютерне верстання *І. В. Волосожарова*

План 2024, поз. 293М

Підп. до друку 16.04.2024. Формат 60 × 84/16.

Ум. друк. арк. 2,6.

Видавець і виготовлювач:

Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, 61002.

Електронна адреса: office@kname.edu.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 5328 від 11.04.2017.