

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО**

**СТРУКТУРНИЙ, КІНЕМАТИЧНИЙ ТА ДИНАМІЧНИЙ
АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ З ВИЩИМИ ПАРАМИ**

Посібник-практикум

для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр»
зі спеціальностей
131 «Прикладна механіка»
208 «Агроінженерія»

Мелітополь-Запоріжжя
2023

УДК [621.8+531.8](076)
С 87

Рекомендовано до друку рішенням вченої ради механіко-технологічного факультету Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного
(Протокол № __ від «__» _____ 2023 р)

Рецензенти:

- Дьоміна Н.А. - к.т.н., доцент кафедри «Вища математика і фізика» Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного
- Мацулевич О.Є. - к.т.н., доцент кафедри «Інженерна механіка та комп'ютерне проектування» Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

Структурний, кінематичний та динамічний аналіз механізмів з вищими парами: посібник-практикум. / Михайленко О. Ю., Вершков О. О., Галько С. В., Поспелов М. С., Тетервак І. Р. Мелітополь-Запоріжжя: ТДАТУ, 2023. 118 с.

Посібник-практикум призначений для вивчення основ інженерної механіки, а саме розділу теорії механізмів і машин, властивості окремих типів механізмів, що широко застосовуються у самих різних машинах, приладах і пристроях; розглядаються завдання вдосконалення сучасної техніки, створення нових високопродуктивних машин і систем, які звільняють людину від трудомістких процесів. ІМ ТММ базується на методах математичного аналізу, векторної та лінійної алгебри, диференціальної геометрії та інших розділів математики, тому посібник розрахований на студентів, які вже мають підготовку з вищої математики, теоретичної механіки, векторної алгебри, інформатики та ін.

УДК [621.8+531.8](076)
© Михайленко О.Ю., Вершков О.О.,
Галько С.В., Поспелов М.С., Тетервак І.Р.
© ТДАТУ, 2023

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
Практичне заняття №1 Утворення профілю зуба колеса за методом обкатки.....	6
Практичне заняття №2 Кінематичний аналіз планетарного механізму.....	23
Практичне заняття №3 Розрахунок геометричних параметрів зубчастого зачеплення	44
Практичне заняття №4 Синтез кулачкового механізму з плоским штовхачем	69
Практичне заняття №5 Синтез кулачкового механізму з роликовим штовхачем.....	97

ВСТУП

Початок третього тисячоліття нашої ери називають космічним, атомним або електроніки, проте основою технологічного прогресу були і залишаються машини. Саме розвинене машинобудування є важливою складовою і вінцем технологічної і економічної бази держави, в основі якої лежить сконцентрований інтелект минулих і сьогоденних поколінь.

Рівень розвитку машинобудування і ступінь досконалості машин в значній мірі визначають продуктивність і ефективність праці, рівень впливу на навколишнє середовище, рівень життя суспільства тощо. Машина повинна відповідати технологічним вимогам, вимогам по обмеженню матеріаломісткості та енерговитратам, і разом з тим повинна бути високопродуктивною, надійною в експлуатації. Для успішного розв'язання такого комплексу вимог спеціалісти галузі машинобудування повинні знати основи цілого ряду наук і в тому числі інженерну механіку – теорії механізмів і машин

Створення сучасної машини потребує від розробників всебічного аналізу її проекту. Такий аналіз мінімізує затрати і дозволяє в багатьох випадках забезпечити оптимізацію виконання технологічних операцій. Сучасні методи моделювання силових дій та пов'язаних з ними кінематичних параметрів в ланцюжку від двигуна до передавально-перетворювальних механізмів і до робочого органу або до кількох робочих органів дозволяють з великою точністю прогнозувати протікання різних механічних, електромеханічних, пневматичних та інших процесів.

Розв'язання задачі створення нової машини можливе різними шляхами, однак універсальним критерієм в її оцінці є питома вартість за інших рівних умов. Характерною для машин-автоматів є наявність кількох робочих органів, синхронізація дії яких забезпечується передачами з жорсткими кінематичними зв'язками. Саме тому в такому пристрої можуть використовуватись зубчасті, ланцюгові, черв'ячні, кулачкові механізми тощо. Застосування подібної сукупності механізмів потребує, з одного боку, виконання таких вимог як точність виконання переміщень, позиціонування, часу вистоїв тощо, а з іншого – мінімізування витрат матеріалів, маси рухомих частин, експлуатаційних витрат.

Названа сукупність факторів визначає відносну складність розв'язання вказаних задач, вимагає певних стадій їх виконання. Кількість стадій передбачена єдиною системою конструкторської документації (ЄСКД): технічне завдання, технічна пропозиція, ескізний проект, технічний і робочий проекти.

Виконання цих стадій ґрунтується на методах автоматизованого проєктування машин (САПР), базою яких є логічне формулювання завдання, математичні моделі процесів і об'єктів, вибір і обґрунтування системних моделей, обчислення на ЕОМ і аналіз результатів, складання прогнозів досягнення мети.

Можливість виконання розрахунків ґрунтується на формалізації задач і зав'язків, алгоритмах і програмах розрахунків та програмному забезпеченні, що дозволяє проєктанту вести діалог з ЕОМ.

Кінематична схема механізму є основою реальної машини, створення цієї схеми – перший і основний етап проєктування. Наступним етапом є вибір розмірів і матеріалів деталей майбутньої машини, а завершується проєктування вибором методів і засобів виготовлення складових і всієї конструкції. Зрозуміло, що другий і третій етапи ґрунтуються на першому, що підкреслює важливу роль інженерної механіки – теорії механізмів і машин.

Інженерна механіка, теорія механізмів і машин в сучасному вигляді є комплексною наукою, в якій проблеми структури, кінематики і динаміки щільно переплітаються з проблемами оптимізації і керування.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 1

Тема: УТВОРЕННЯ ПРОФІЛЮ ЗУБА КОЛЕСА ЗА МЕТОДОМ ОБКАТКИ

Мета роботи: Наочно вивчити теоретичні основи проектування зубчастих коліс з евольвентним профілем.

1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Студент має знати геометрію, елементи і методи виготовлення зубчастих коліс та параметри і властивості евольвентних зубчастих зачеплень. В наслідок того, що розміри зубчастих коліс і самого зачеплення щільно пов'язані з технологією виготовлення, треба детально розглянути зачеплення колеса з евольвентним профілем зуба з зубчастою рейкою. Слід засвоїти такі поняття, як: вихідний контур; кориговані колеса; нульове, від'ємне і додатне колесо; явища підрізу і загострення зубів та умови їх виникнення.

1.2 Питання для самопідготовки

1. Розкажіть про методи нарізання зубчастих коліс.
2. Розкажіть про рейкове верстатне зачеплення.
3. Поясніть явища підрізу зубів; при яких умовах воно виникає та як його уникнути..
4. Поясніть, чому бажано використання коліс з малим числом зубів і що перешкоджає в цих випадках застосовувати нормальні колеса.
5. Поясніть мету застосування коригованих зубчастих коліс і якими розмірами вони відрізняються від нормальних коліс того же модуля і числа зубів.
6. Дайте визначення нульових, додатних та від'ємних зубчастих коліс.
7. Зробити порівняльну оцінку нульових, додатних та від'ємних зубчастих коліс.

1.3 Рекомендована література

1. Єременко О.І. Інженерна механіка. Частина 2. Теорія механізмів і машин: Підручник /Єременко О.І. – Вінниця: Нова книга, 2009.- 368 с. – ISBN 978-966-382-217-4.
2. Попов С.В. Теорія механізмів технологічних машин: підручник. Збільшений формат В5 / Попов С.В., Бучинський М.Я., Гнітько С.М., Чернявський А.М. - Ліра-К: 2020.- 268 с. – ISBN 978-617-7910-90-8
3. Черниш О. М. Теорія механізмів і машин: Частина 1.: навч. пос. / Черниш О.М., Березовий М.Г., Яременко В.В. – ЦУЛ – 2019.- 464 с. – ISBN 978-611-01-1238-3
4. Кошель С. Технічна механіка. Розділ «Теорія механізмів і машин» /С. Кошель, Леонід Березін, Ганна Кошель – Центр навчальної літератури: 2020.- 156 с. – ISBN 978-611-01-2143-9
5. Конспект лекцій

2. ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

По заданому модулю і діаметру ділильної прямої або (ділильного кола) приладу ТММ-42 підрахувати основні параметри евольвентного нульового і додатного зубчастого коліс. Побудувати профіль нульового колеса на приладу для запису профілю зуба ТММ-42, встановити наявність підрізу ніжки зуба. Визначити зміщення рейки приладу, яке необхідне для усунення підрізу і побудувати додатне колесо; обміряти побудовані профілі зубів і порівняти результати обміру з розрахунковими.

2.2. Теоретичні відомості

2.2.1 Основні методи виготовлення зубчастих коліс

Методи виготовлення зубчастих коліс тісно пов'язані з теорією зачеплення. Зубчасті колеса з евольвентним профілем виготовляють головним чином методом нарізування на спеціальних зуборізальних верстатах двома методами: *методом*

копіювання (рис.1.1) і методом обкочування (обкатки, рис. 1.2). Нарізуванням зубів називають технологічну операцію, сутність якої складається у вирізанні матеріалу розташованого на місці майбутньої впадини. В наслідок на заготовці залишаються виступи – зубці. Заготівка прямозубого циліндричного колеса із зовнішніми зубцями уявляє із себе циліндр, діаметр якого дорівнює діаметру вершин зубців.

При застосуванні метода копіювання впадина між зубцями вирізується спеціально профільованим інструментом – фрезою, протяжкою, шліфувальним кругом. В процесі обробки фрези повідомляється обертальний рух, а заготівлі – поступальне, назустріч фрези. За один прохід фрези робиться нарізування однієї западини. Потім заготівлю повертають на кут $360^\circ/z$, де z – число зубів колеса, що виготовляється, і нарізують наступну западину. Цей процес автоматизований. При цьому використовується ділильна голівка, а також є набори фрез для нарізування коліс з різним модулем і різним числом зубів.

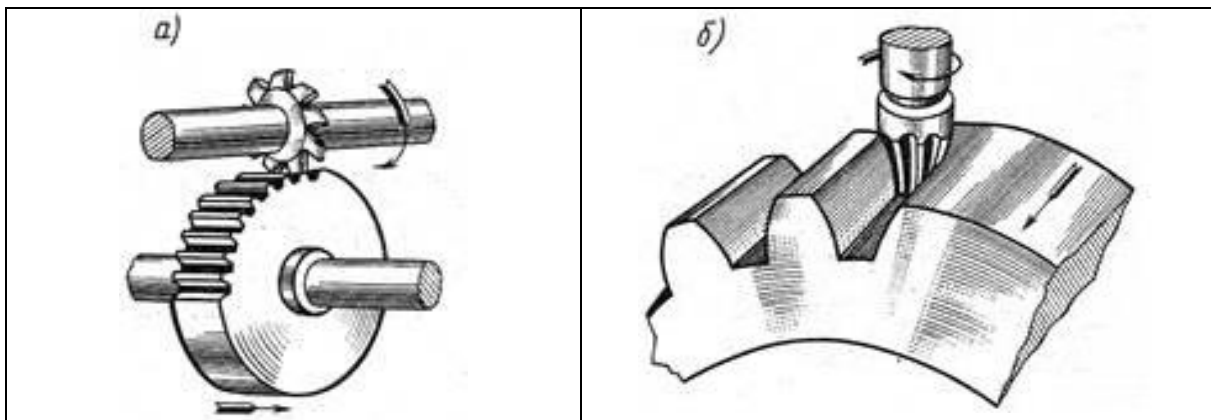


Рисунок 1.1 – Нарізування зубчастих колес за методом копіювання:

а – дисковою фрезою, *б* – пальцевою фрезою.

Основний недолік метода копіювання – використання фасонного інструмента (має криволінійні ріжучі кромки) і для точного виготовлення зубців треба багато різального інструменту. При його використанні похибки переносяться на колесо, що нарізується; цей метод мало виробничий і застосовується в дрібносерійному і одиничному виробництві.

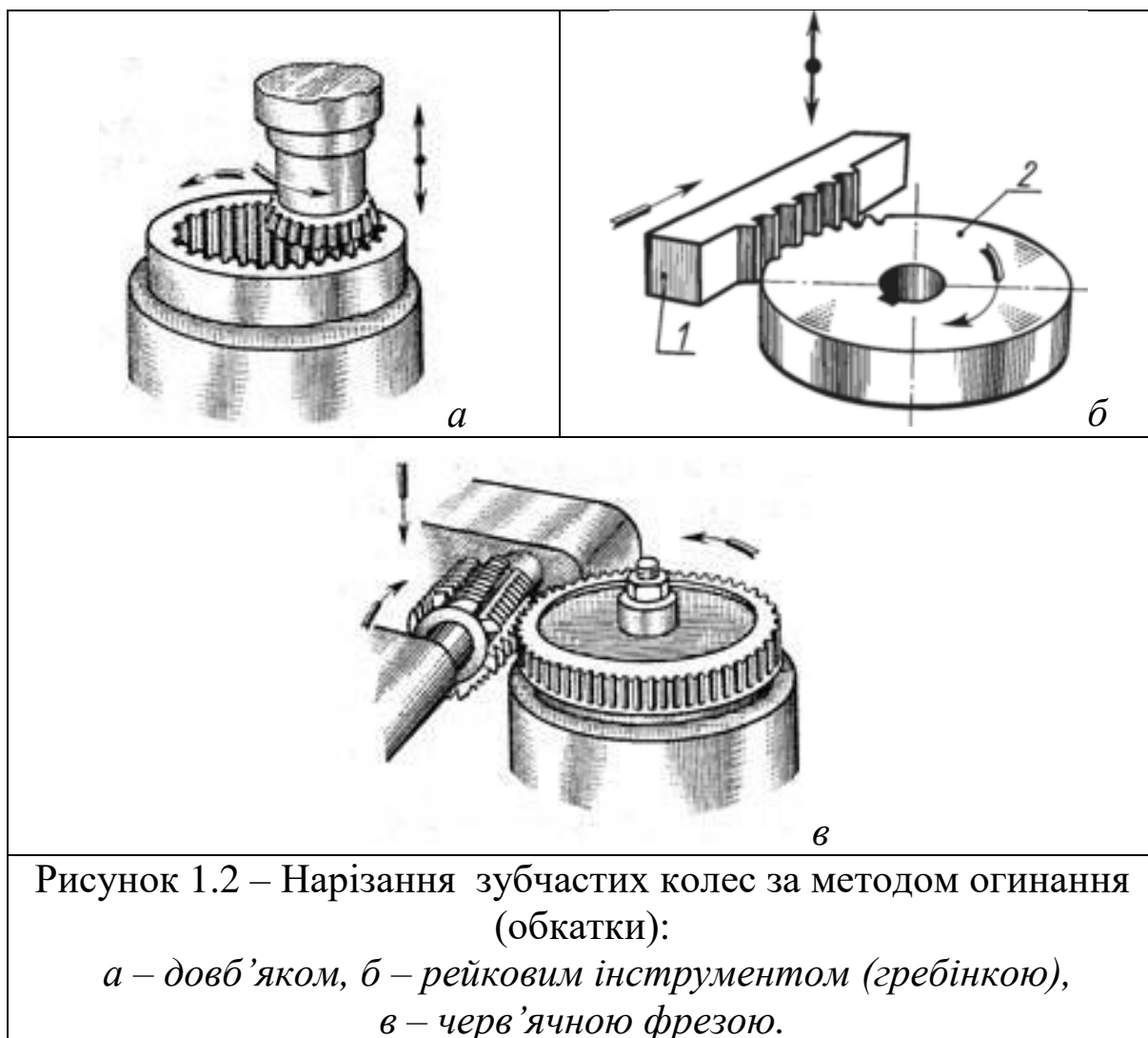


Рисунок 1.2 – Нарізання зубчастих колес за методом огинання (обкатки):
а – довб'яком, б – рейковим інструментом (гребінкою), в – черв'ячною фрезою.

Більш поширено виготовлення зубчастих коліс методом огинання (обкатки). В основі метода огинання лежить та властивість зубчатого зачеплення, що профілі зубів коліс, що знаходяться в зачепленні, є взаємно обгорненими кривими. Тому, якщо контур різальних краєк зубів довб'яку або рейки виконані по евольвентним кривим, то і зубчасте колесо отримаємо з зубцями евольвентного профілю. Для цього застосовують спеціальний різальний інструмент – *рейку* (або *гребінку*), *довб'як* (у формі *шестерні*) або *черв'ячну фрезу*. Параметри і положення різального інструменту відносно заготовки визначають геометрію зубчастого колеса.

На рисунку 1.2, б показано нарізування зубчастого колеса зубчастим довб'яком. Цей інструмент виконується у вигляді зубчастого колеса із зубами, заточеними знизу як різці. У площині

торця профіль зуба довб'яка обкреслюється по евольвенті. В процесі нарізування довб'яку і заготівлі повідомляється обертальний рух з кутовими швидкостями, обернено пропорційними до чисел їх зубів. Крім того, довб'яку повідомляється ще зворотно-поступальний рух уздовж його осі. При русі вниз (робочий хід) довб'як зрізає стружку з бічної поверхні зуба нарізуваного колеса. Після того, як заготівля зробить повний оберт, усі западини між зубами прорізатимуть.

Дуже часто описаний спосіб застосовується для остаточної обробки зубчастого колеса, западини якого заздалегідь (начорно) прорізаються яким-небудь іншим інструментом.

Верстати, на яких зубчасті колеса виготовляються за допомогою зубчастого довб'яка, називаються зубодовбежними.

На зубодовбежних верстатах можна виготовляти зубчасті колеса, як із зовнішнім, так і з внутрішнім розташуванням зубів. При цьому за допомогою одного і того ж зубчастого довб'яку можна виготовляти зубчасті колеса з будь-яким числом зубів (але одного і того ж модуля). Таким чином, при виготовленні зубчастих коліс методом обкату досить мати всього один інструмент потрібного модуля m , щоб робити колеса того ж модуля m з будь-яким числом зубів z . Крім того, верстати, що працюють по методу обкату, мають дуже високу продуктивність. Отже, метод обкату є досконалішим методом виробництва зубчастих коліс (порівняно з методом копіювання) і набув нині широкого поширення.

Менш продуктивним, але значно точнішим способом виготовлення коліс по методу обкату є спосіб нарізування зубів за допомогою інструментальної рейки (гребінки). Як відзначалося вище, при евольвентному зачепленні профіль зуба рейки має прямолінійний контур. Інструментальна рейка, маючи прямолінійний контур зубів, може бути виготовлена дуже точно.

В процесі нарізування гребінка здійснює зворотно-поступальний рух паралельно осі нарізуваного колеса (робочий і холостий хід). Заготівля має подвійний рух: обертаючись навколо своєї осі, вона одночасно переміщається уздовж гребінки. Швидкість обертання заготівлі і швидкість її поступального переміщення уздовж гребінки мають бути певним чином узгоджена один з одним. Це необхідно для того, щоб надати заготівлі і гребінці такий же відносний рух, яке було б у разі

зачеплення аналогічної рейки із зубчастим колесом з таким же числом зубів z , що і у нарізованого колеса. Тоді гребінка, рухаючись перпендикулярно площини креслення, зрізатиме все ті ділянки заготівлі, які заважають зачепленню, тобто прорізатиме западини між зубами.

За допомогою гребінки можуть бути виготовлені зубчасті колеса тільки із зовнішнім розташуванням зубів.

Нарізування за допомогою інструментальної рейки (гребінки) імітує рейкове зачеплення (рис. 1.2, б), де профіль зуба утворюється як огинаюча послідовних положень профілю інструменту, кут початкового контуру якого $\alpha=20^\circ$ (рис. 1.4, а). Зачеплення між різальним інструментом і нарізуваним колесом називається верстатним. У верстатному зачепленні початкове коло завжди співпадає з ділильним.

Перевага рейки над довб'яком полягає у тому, що зубці рейки мають прямолінійний профіль, що полегшує її виготовлення і заточку. Недоліком є те, що рейкою можна виготовляти тільки колеса зовнішнього зачеплення, а довб'яком – ще внутрішнього зачеплення.

Найпродуктивнішим з розглянутих методів є зубофрезерування за допомогою черв'ячних фрез, які знаходяться в зачепленні із заготівлею по аналогії з черв'ячною передачею (рис. 1.2, в). Черв'ячна фреза встановлюється по відношенню до торцевої площини заготівлі під кутом λ , рівним куту підйому середньої лінії гвинтової поверхні фрези (рис. 1.3).

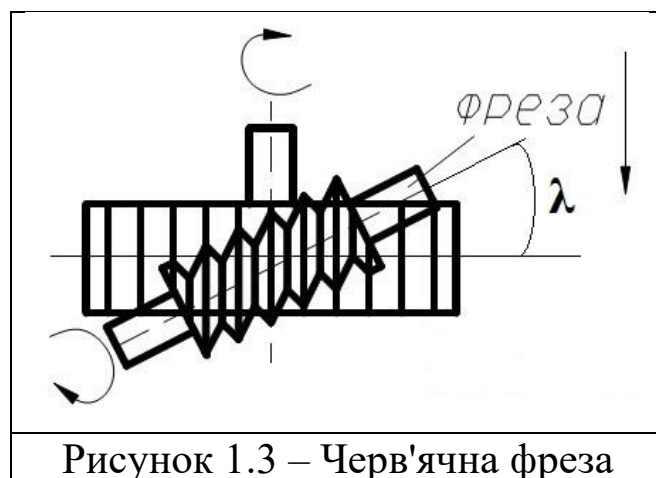


Рисунок 1.3 – Черв'ячна фреза

Черв'ячна фреза в перерізі площиною, перпендикулярній осі заготівлі, має контур евольвентної рейки. В процесі нарізування

зубів фрези і заготівлі повідомляються обертальні рухи з певним чином узгодженими, кутовими швидкостями. Обертанню фрези відповідає переміщення вказаного перерізу у напрямі пунктирної стрілки. Таким чином, процес нарізування зубів черв'ячною фрезою аналогічний процесу нарізування зубів гребінкою. Для нарізування зубів по усій ширині вінця заготівлі фрези повідомляється також рух, паралельний осі заготівлі.

Основна перевага методу огинання – висока точність і можливість одним тим самим інструментом нарізати евольвентні профілі з різними параметрами.

2.2.2 Вихідний контур зубчастої рейки

Зубчастий контур рейки, прийнятий за базовий для визначення теоретичних форм і розмірів зуборізального інструмента та колеса, називається *вихідним контуром* так званої основної рейки (рис.1.3 а; показаний основною лінією). Контршаблон до контуру основної рейки відповідає початковому контуру інструментальної рейки, який відрізняється від основного контуру довгастою головкою зубів для створення радіального зазору (штрихова лінія).

Параметри початкового контуру виражаються в частках модуля і регламентовані для циліндричних зубчастих передач для загального і важкого машинобудування ДСТУ ISO 53-2001 і ДСТУ ISO 54-2001. ДСТУ ISO 701-2001 – Міжнародна система позначень зубчастих передач.

Стандартом встановлені такі параметри і коефіцієнти:

- $\alpha=20^{\circ}$ – кут головного профілю;
- $h_l = 2h_a^* m$ – глибина заходу;
- $h_a^* = 1$ – коефіцієнт висоти головки зуба;
- $h_f^* = 1,25$ – коефіцієнт висоти ніжки зуба;
- $s = 0,5p$ – товщина зуба на ділильній прямій;
- $c = c^* m$ – радіальний зазор; $c^* = 0,25$ – коефіцієнт радіального зазору;
- $\rho_f = 0,38m$ – радіус округлення (фланця) у коріння зуба.

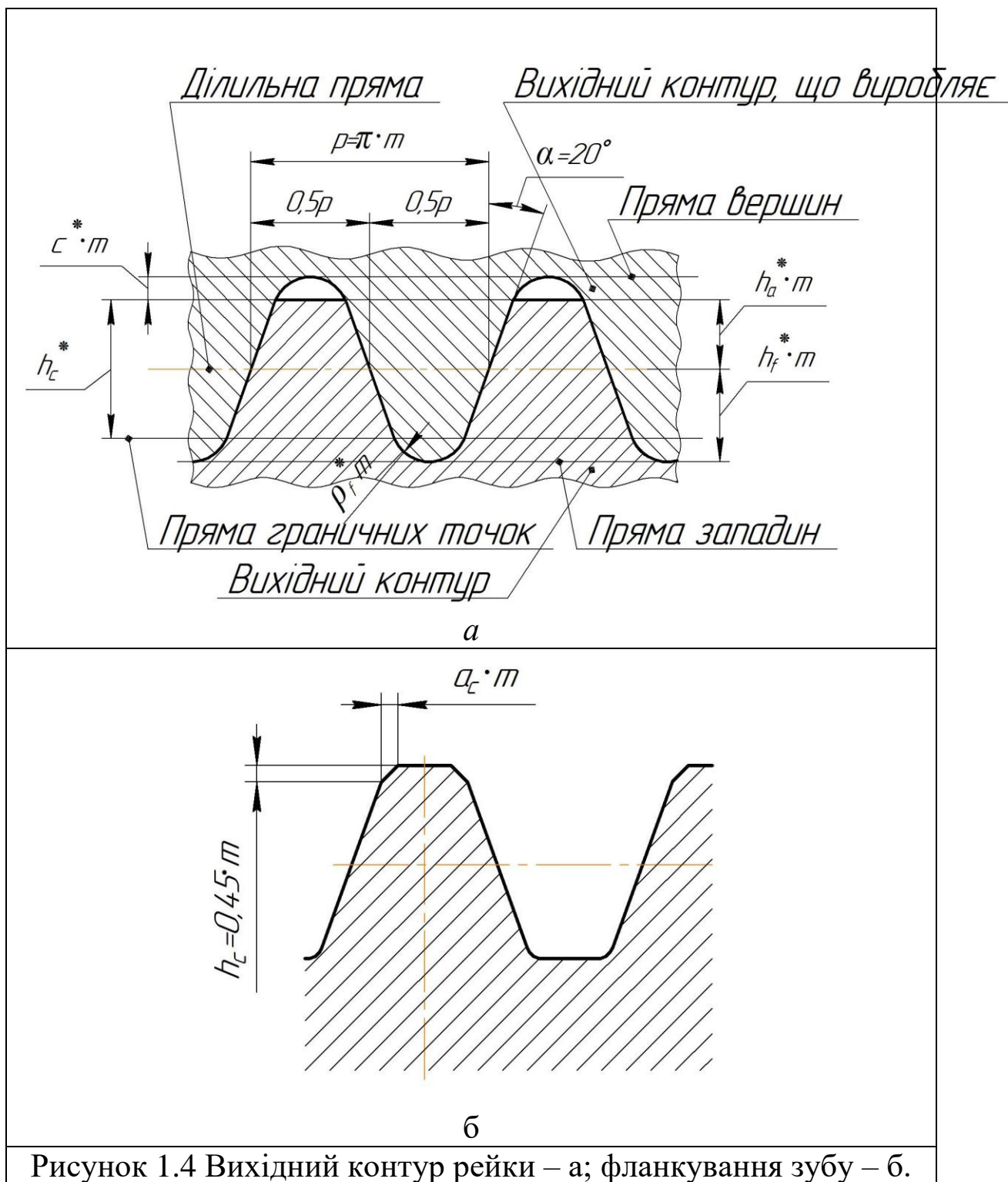


Рисунок 1.4 Вихідний контур рейки – а; фланкування зубу – б.

Для забезпечення плавного входження зубів в зачеплення і зниження динамічного тиску на вершині зубців (менше викришувались на вершинах) зуб на вершині вихідного контуру дещо потоншується – зрізується по прямій лінії. Зрізана частина профілю називається фланком, а процес зрізування –

фланкуванням. Щоб зробити фланки, на зубах інструменту роблять деякі потовщення на ніжці його біля округлення. $h_c=0,45m$ (рис.1.4, б).

Позитивна властивість інструментальної рейки є простота форми різальної кромки – пряма лінія.

При виконанні лабораторної роботи застосовуються наступні поняття теорії зубчастих зачеплень.

Модульна пряма рейки – середня пряма, на якій товщина зуба дорівнює ширині западини і складає половину кроку.

Ділильна пряма рейки – пряма, що дотикається ділильного кола колеса.

Ділильне коло колеса – коло, на якому крок зачеплення дорівнює кроку інструментальної рейки.

Крок рейки постійний для будь-якої прямій, що паралельна модульній прямій у межах прямолінійного профілю зуба; тому заготовку можна встановлювати так, що ділильне коло колеса дотикається будь-якої цієї прямої, яка і буде ділильною. Якщо ділильне коло колеса дотикається модульній прямій рейки, то профіль зуба буде *нормальним* (або *нульовим*). У такого колеса висота головки зуба дорівнює модулю, а товщина зуба по ділильному колу дорівнює ширині западини. Якщо інструментальну рейку зміщати, то у цьому випадку ділильне коло колеса з модульною прямою рейки не дотикаються. Відстань між модульною (середньою прямою) і той ділильною прямою, що в процесі огинання перекочується по ділильному колу колеса, називається *зміщенням рейки* - x . Зміщення рейки порівняно з її положенням для нормальних (нульових) коліс у напрямку від центра колеса називається *позитивним зміщенням* „+ x ” (отримуються *позитивні* або *додатні колеса*), а в напрямку до центра – *негативним зміщенням* „- x ” (отримуються *негативні* або *від’ємні колеса*).

$$x = \xi \cdot m, \quad (1.1)$$

де ξ - *коефіцієнт зміщення* або *відносне зміщення*

При нарізанні профілю зуба ділильна пряма котиться по ділильному колу без ковзання і, отож, обидві лінії є *центроїдами* у відносному русі рейки і колеса. Точка дотикання центроїд буде *полюсом зачеплення* при нарізанні зубчастого колеса.

2.2.3 Явище підрізу і загострення зуба

При нарізанні за методом обкатки нормального зубчастого колеса з кількістю зубів менш 17 виникає явище *підрізу зуба*. Це відбувається внаслідок того, що робоча ділянка лінії зачеплення виходить поза межі теоретичної лінії зачеплення; вершина ніжки зуба рейки накладається на ніжку зуба колеса (відбувається *інтерференція* або підріз зубців) На відміну від нормального зуба ділянка ніжки підрізаного зуба (рис.1.5) не буде обмежена не евольвентним профілем. Через те зуб виявиться ослабленим у кореневому перерізі.

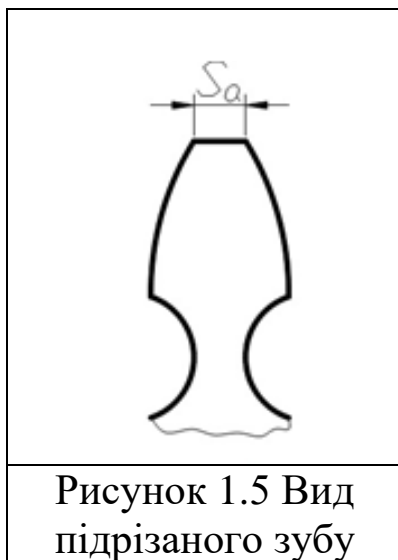


Рисунок 1.5 Вид підрізаного зуба

Явище підрізу зубів можна уникнути позитивним зміщенням інструментальної рейки. Мінімальний коефіцієнт відносного зміщення, необхідний для усунення підрізу ніжки зуба при коефіцієнті висоти головки зуба $h_a=1$ і куті профілю $\alpha = 20^\circ$ дорівнює

$$\xi_{\min} = \frac{17 - z}{17} \quad (1.2)$$

При виготовленні зубчастих передач необхідно уникати *загострення зубів коліс* (рис.1.5), бо зменшується міцність головок зубів. Загострення зубів коліс підсилюється з збільшенням коефіцієнта зміщення, прийнятого при його виготовленні. Максимальний коефіцієнт зміщення не може бути визначеним

безпосередньо – відсутність загострення може бути виявлено після підрахунку товщини зубів по окружностям вершин. Загострення зуба характеризується його товщиною S_a на окружності виступів. Необхідно, щоб товщина зубів на колі вершин $S_a \geq 0,3m$. Тому, проектуючи передачу, треба перевіряти цю умову. Разом ці умови можна записати так:

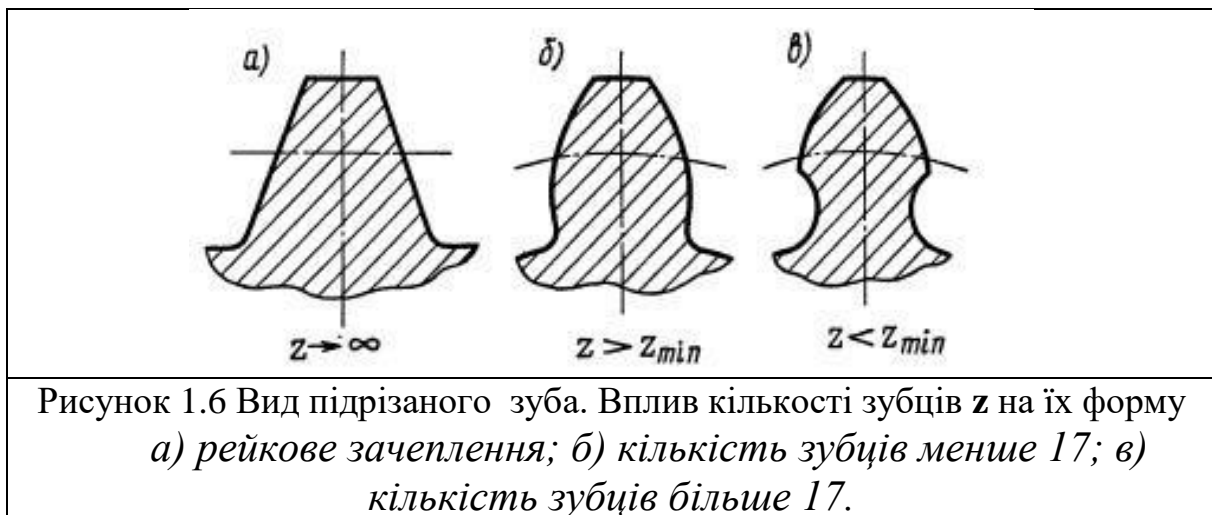
$$x_{0,3} \leq x \leq x_{\min} \quad (1.3)$$

Коефіцієнт зміщення виправлених зубчастих коліс має бути таким, щоб коефіцієнт перекриття був $\epsilon \geq 1,1$.

Коефіцієнти зміщення треба обрати такими, щоб не було заклинювання зубчастих коліс, тобто, щоб головки зубів одного з коліс не впиралися в галтелі зуба другого колеса.

Підбір коефіцієнтів зміщення, які задовольняють всім переліченим вимогам, уявляє собою важку задачу.

Зубчасті колеса, що виготовлені зі зміщеним інструментом називаються *коригованими*, а процес нарізання *коригуванням*. Коригування зубчастих коліс роблять з метою зменшення габаритів і поліпшення якості зачеплення: усунення підрізу ніжки зуба, збільшення коефіцієнта перекриття, зменшення зносу, збільшення міцності зуба.



При коригуванні остаються незмінними радіуси основних і ділільних кіл, крок зачеплення. Змінюються в залежності від коефіцієнта зміщення товщина зуба і ширина западини по ділільному колу.

Позитивне зміщення приводить до збільшення товщини зубу в основі і зменшенню кривини профілю, тому що зуб креслиться більш віддаленою від основного кола ділянкою евольвенти. Такі зміни форми додають підвищення його міцності. У позитивних коліс товщина зуба по ділильному колу збільшується порівняно з нормальним колесом, у негативних коліс – зменшується, тобто зміщення впливає тільки на товщину зуба по ділильному колу і на розташування ділянки евольвенти, яку використовують.

3 ПРОГРАМА РОБОТИ

3.1 Оснащення робочого місця

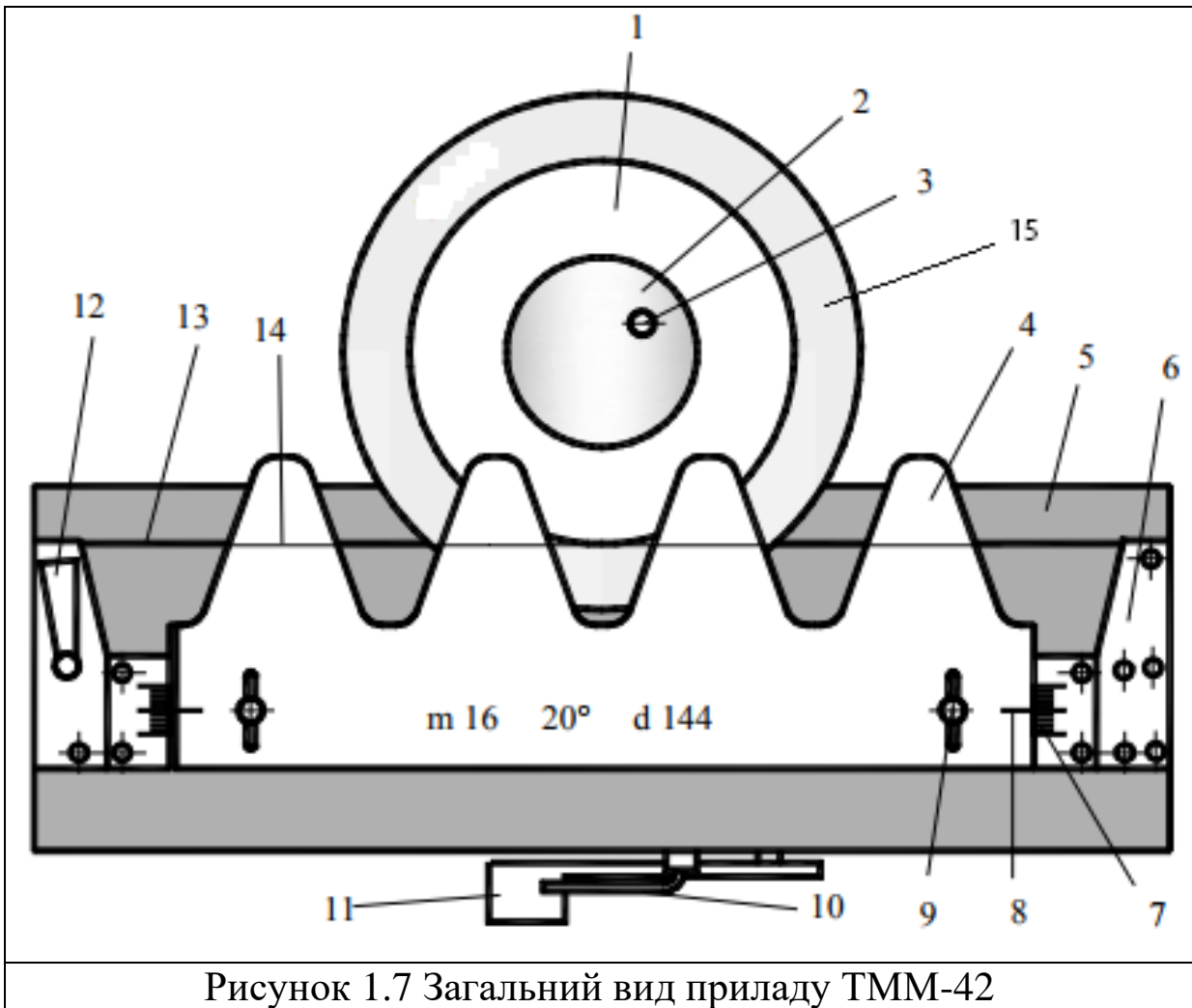
Прилад для креслення профілів евольвентних зубців методом обкатки ТММ-42, папірня заготівка з ватману (паперовий диск), олівець, циркуль.

Опис приладу

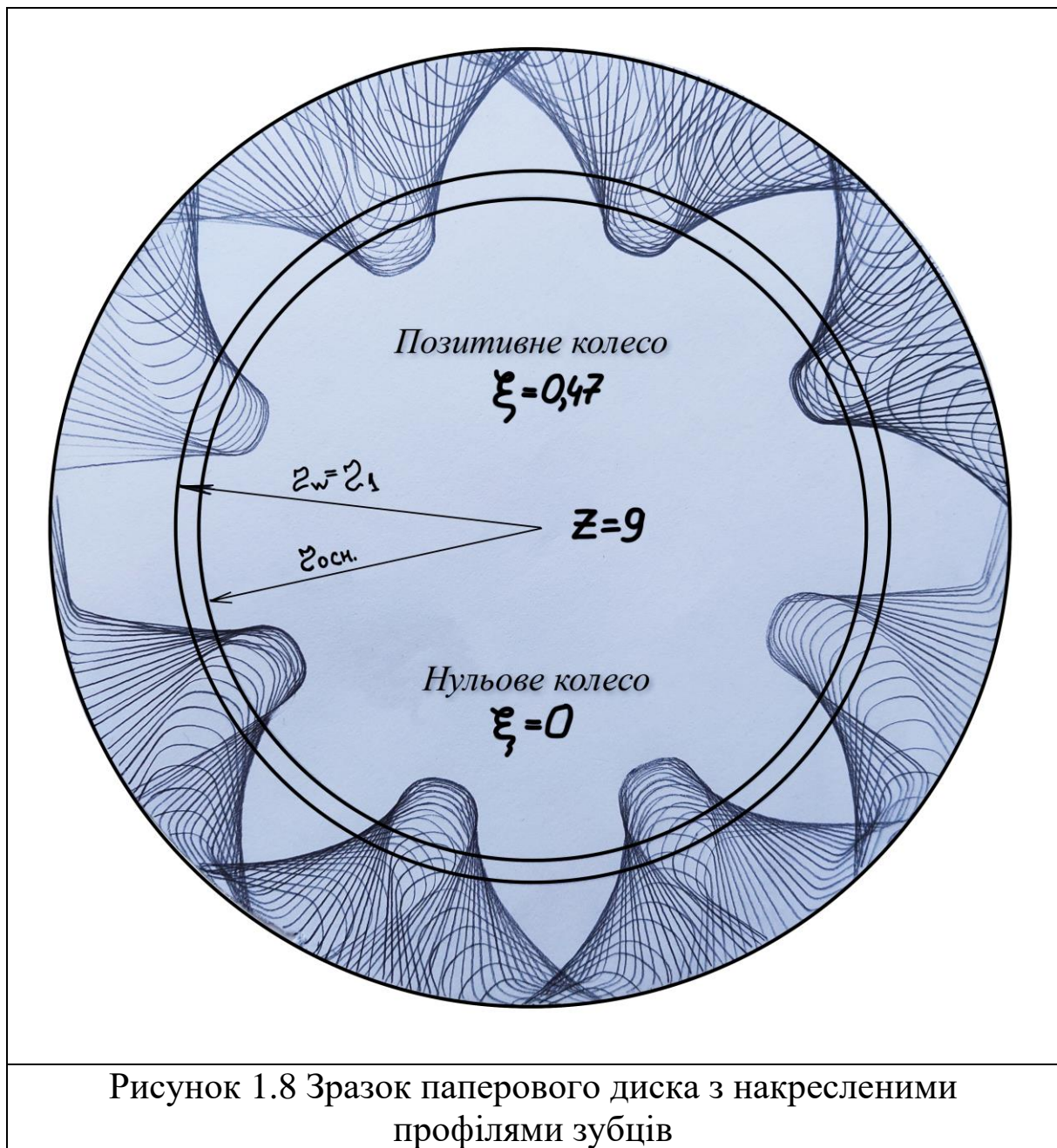
Загальний вид приладу надано на рисунку 1.7. На основі **5** змонтовані рейка **4** і диск, складений із двох кругів **3** і **15**, які жорстко з'єднані між собою на загальній осі. Верхній круг **15**, зроблений з органічного скла, призначений для встановлювання паперової заготівки, на якій викреслюються зубці. Паперова заготівка кріпиться на трьох голках верхнього круга за допомогою з'ємної шайби **2**, закріпленої гвинтом **3**.

Рейка **4** разом з кареткою **6** може переміщуватися поступально в напрямних основи за допомогою храпового механізму, які приводиться у дію клавішею **11**. Натиском на клавішу рейка переміщається ліворуч на 4-5 мм і фіксується. За допомогою важеля вільного руху **10** рейка може вільно переміщуватися праворуч і ліворуч від руки. Крім того, рейка може переміщуватися у перпендикулярному напрямку до центра диска або від нього; цей зсув відлічується по шкалі **7**, положення рейки на каретці фіксується гвинтами **9**. Для побудови зубців нульового колеса, необхідно щоб риски на рейці співпадали з нульовим відліком шкали **8** (тільки при цьому початкова пряма є ділильною (середньою) прямою рейки **14**). При зміщенні рейки від нульового

положення буде викреслюватися колесо зі зміщенням (позитивним або від'ємним в залежності від напрямку зміщення).



При поступальному русі рейки в напрямних одночасно обертається диск із заготовкою, при цьому ці рухи кінематично пов'язані: у відносному русі кола **1** (ділильне коло) перекочується без ковзання по початковій (ділильній) напрямній рейки. Такий зв'язок досягається за допомогою устрою, складеного з натягнутого дроту **13** і ексцентрикового механізму, що керується рукояткою **12**. Прозоре верхнє коло дозволяє спостерігати перекочування ділильного кола по початковій прямій.



3.2. Хід проведення

1) За заданими величинами, що вказані на рейці приладу, підрахувати основні параметри зубчастого колеса (нульового і додатного), підрахунки занести у таблиці звіту.

2) Ознайомитися з устроєм приладу.

3) Виставити прилад на нарізання нульового колеса. На диск **3** закріпити паперовий круг, у якого діаметр дорівнює діаметру заготовки колеса. Рейку **2** відвести у крайнє праве положення. Олівцем обвести контур зубців рейки, що насунулися на

паперовий круг. Натиснув на важіль **11**, переміщуємо рейку на один крок і знову окреслюємо контур зубців рейки. Так продовжуємо поки рейка **2** не займе крайнє лівє положення, а на паперовому крузі буде отримано контур 2-4 зубців.

4) Зняти паперовий круг з приладу, відмітити місця підрізу евольвентного профілю зубців.

5) На паперовому крузі накреслити кола: ділильне, основне, вершин та ніжок; заміряти параметри нульового колеса (товщину зубця і ширину западини) і занести у звіт.

6) Обчислити величини відносного і абсолютного зміщення рейки.

7) Налагодити прилад на позитивне зміщення, встановити паперовий диск чистою частиною до рейки та накреслити три зуби додатного колеса метолом, що вказано у п. 3.

8) Зняти паперовий аркуш і заміряти параметри додатного колеса.

9) Порівняти товщини зубів і ширину западин по ділильним колам з розрахованими по формулам, а також між нульовим і додатним профілями зубів.

3.3 Після виконання роботи, студент складає звіт, який вміщує дані

1. Найменування, номер та мету роботи;
2. Креслення паперового диска з накресленими профілями зубців;
3. Визначення параметрів нульового колеса;
4. Результати виміру накреслених профілів зубців;
5. Визначення параметрів колеса при позитивному зміщенні;
6. Результати виміру накреслених профілів зубців.

3.4 Форма звіту Практичне заняття № 1

Тема: УТВОРЕННЯ ПРОФІЛЮ ЗУБА КОЛЕСА ЗА МЕТОДОМ ОБКАТКИ

Мета роботи:

- 1). Вихідні дані приладу: модуль рейки – $m =$
 кут профілю рейки – $\alpha =$
 діаметр ділильного кола - $d =$

- 2). Параметри нульового колеса (коефіцієнт зміщення $x=0$)

Таблиця 1.1

Параметр	Формули і підрахунки	Результати
Число зубців колеса	$Z = \frac{d}{m} =$	
Діаметр основного кола	$d_b = d \cdot \cos \alpha =$	
Крок зачеплення	$P_t = \pi \cdot m =$	
Товщина зуба по ділильному колу	$S_t = 0,5 \cdot P_t =$	

Результати виміру накреслених профілів зубців:

Товщина зуба по ділильному колу: $S_t =$

Ширина западини по ділильному колу: $e_t =$

Крок по ділильному колу: $P_t = S_t + e_t =$

Товщина зуба по основному колу: $S_b =$

- 3). Коефіцієнт зміщення $x \neq 0$ (позитивне зміщення)

Таблиця 1.2

Величина	Формули і підрахунки	Результати
Коефіцієнт зміщення	$\xi = \frac{17 - z}{17} =$	
Зміщення рейки	$x = \xi \cdot m =$	
Товщина зубця по ділильному колу	$S_t = 0,5 \cdot P_t + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha =$	

Результати виміру накреслених профілів зубців:

Товщина зуба по ділильному колу: $S_t =$

Ширина западини по ділильному колу: $e_t =$

Крок по ділильному колу: $P_t = S_t + e_t =$

Товщина зуба по основному колу: $S_b =$

4) Підсумки зрівняння параметрів нульового і додатного коліс:

Виконав студент _____ *Дата* _____

Підпис викладача _____

3.5 Питання для самоконтролю

1. Які переваги і недоліки нарізання зубчастих коліс рейкою і довб'яком?

2. Що таке вихідний контур рейки?

3. Коли виникає явище підрізу зубів?

4. Що таке відносне і абсолютне зміщення інструменту?

5. По якій формулі визначається мінімальний коефіцієнт зміщення?

6. Як залежить товщина зуба колеса по ділильному колу від абсолютного зміщення ?

7. Чим відрізняється геометрія зуба коригованого колеса від нульового?

8. Яку мету має коригування зубчастих коліс?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 2

Тема: КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: Провести кінематичний аналіз планетарного зубчастого механізму аналітичним методом.

1. ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати: призначення зубчастих механізмів, їх види за різними ознаками (плоскі і просторові; рядові, ступінчасті, планетарні і диференціальні, тощо), структуру і задачі кінематичного аналізу зубчастих механізмів.

1.2 Питання для самопідготовки

1. Приведіть визначення механізму передач, зубчастого механізму; редуктора і мультиплікатора.
2. Наведіть ознаки, за якими поділяються зубчасті механізми.
3. Приведіть приклади плоских і просторових зубчастих механізмів.
4. Поясніть розподіл зубчастих механізмів на механізми з нерухомими і рухомими осями коліс.
5. Назвіть складові планетарного механізму.
6. Наведіть різницю між призначенням планетарного і диференціального механізмів; які ступені рухомості вони мають і чому.
7. Наведіть схеми елементарних планетарних редукторів (Джемса і Давида) і складіть формули для визначення їх передаточних відношень.
8. Поясніть яким чином з планетарного механізму можна зробити диференціальний і навпаки.
9. Наведіть формули для визначення передаточних відношень різних видів зубчастих передач (з нерухомими осями: рядових і

ступінчастих; з рухомими осями: планетарних і диференціальних); значення знаків в цих передаточних відношеннях.

10. Поясніть сенс метода обернення руху, де і для чого він застосовується.

1.3 Рекомендована література

1. Єременко О.І. Інженерна механіка. Частина 2. Теорія механізмів і машин: Підручник /Єременко О.І. – Вінниця: Нова книга, 2009.- 368 с. – ISBN 978-966-382-217-4.

2. Попов С.В. Теорія механізмів технологічних машин: підручник. Збільшений формат В5 / Попов С.В., Бучинський М.Я.,Гнітько С.М., Чернявський А.М. - Ліра-К: 2020.- 268 с. – ISBN 978-617-7910-90-8

3. Черниш О. М. Теорія механізмів і машин: Частина 1.: навч. пос. / Черниш О.М., Березовий М.Г., Яременко В.В. – ЦУЛ – 2019.- 464 с. – ISBN 978-611-01-1238-3

4. Кошель С. Технічна механіка. Розділ «Теорія механізмів і машин» /С. Кошель, Леонід Березін, Ганна Кошель – Центр навчальної літератури: 2020.- 156 с. – ISBN 978-611-01-2143-9

5. Конспект лекцій

2. ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

Для заданої моделі плоского планетарного механізму скласти схему, визначити ступінь рухомості і передаточне відношення кожного ступеня і механізму в цілому.

2.2 Короткі теоретичні відомості

2.2.1 Структура зубчастих механізмів з рухомими осями

Багатоланкові зубчасті механізми, які мають колеса з рухомими осями, називають *епіциклічними* (від слів “епіцикл” – коло, центр якого рівномірно рухається по іншому колу) або *зубчасто-важільними* або *сателітними*. Колеса з нерухомими

осями називають *центральними*, або сонячними. Колеса з рухомими осями називають *сателітами*, вони встановлені на ланці, яка обертається і називається *водилом*. Механізми з одним ступенем вільності мають одне нерухоме колесо, яке називається *опорним*.

Епіциклічні механізми отримали широке поширення у сучасному машинобудівництві, бо дають змогу при невеликій кількості зубчастих коліс відтворювати великі передаточні відношення. З їх допомогою можна здійснити передачу від двох незалежних валів, що обертаються третьому – веденому валу.

До епіциклічних механізмів належать *планетарні* і *диференціальні*.

Планетарний механізм – це епіциклічний механізм, у якого на одне з коліс накладений кінематичний зв'язок, тобто одне з коліс закріплене нерухомо.

Епіциклічна передача, ступінь рухомості якої дорівнює $W = 1$ і одне із коліс якої закріплене, називається *планетарним механізмом* (рух ланок нагадує рух планет у сонячній системі).

Епіциклічна передача, в якій обидва сонячних колеса рухомі і ступінь рухомості якої дорівнює двом, називається *диференціальною*.

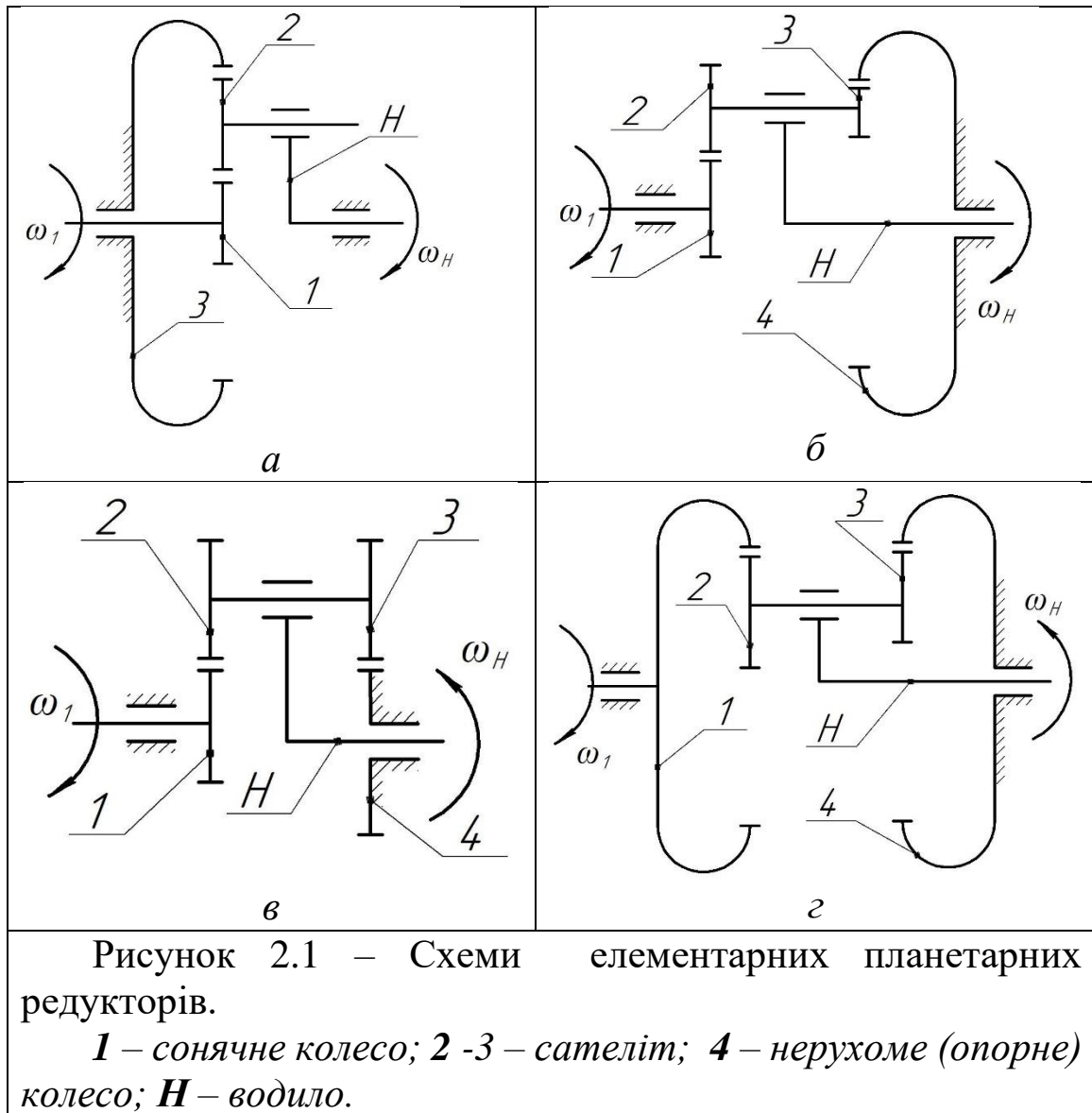
Цільове призначення цих двох механізмів різко відрізняється. Планетарний механізм виконує редуцію чи мультиплікацію.

Диференціальний механізм виконує складання кутових швидкостей від двох різних джерел або розкладення швидкості, яка передається від одної ведучої ланки, на дві ведені. Наприклад, автомобільний диференціал – при передачі руху від валу двигуна до ведучих коліс автомобіля: ці колеса повинні обертатися з однаковою швидкістю при прямолінійному русі і з різними швидкостями при повороті, коли зовнішнє колесо проходить більший шлях за внутрішнє.

Кінематичних схем планетарних передач існує в практиці багато і їх можна створювати незлічену кількість, різних як за структурою, так і за кінематичними та статичними властивостями.

У інженерній практиці найбільш використовуються 4 схеми елементарних співвісних планетарних редуктори з циліндричними колесами – рисунок 2.1: *а* – редуктор Джеймса; *б* – з одним зовнішнім і одним внутрішнім зачепленням; редуктори Давида: *в*

– з двома зовнішніми та 2 – з двома внутрішніми зачепленнями. Одне із коліс яке закріплене, називається *планетарним механізмом*.



Будь-який планетарний механізм можливо перетворити у диференціальний, якщо звільнити опорне (нерухоме) колесо від жорсткого зв'язку зі стояком та надати йому обертання та навпаки, будь-який диференціальний механізм можливо перетворити у планетарний, якщо закріпити одне з його центральних коліс. Ця обставина дає можливість застосовувати однакові методи кінематичного дослідження та проектування редукторів і диференціалів.

Недолік цих механізмів – відносна складність конструкції, яка потребує підвищеної точності обробки деталей і монтажу.

2.2.2 Ступінь рухомості плоских зубчастих механізмів

Ступінь рухомості плоских зубчастих механізмів (W) визначається за формулою Чебишова (2.1): [3]

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 \quad (2.1)$$

де n – кількість рухомих ланок (ланка в зубчастому зачепленні – це зубчасте колесо і вал, на якому воно закріплено; якщо два колеса на одному валу – це одна рухома ланка; на схемі механізму зручно рахувати по кількості рухомих осей зубчастих коліс);

p_5 – кількість кінематичних пар п'ятого класу («підшипник-вал»);

p_4 – кількість кінематичних пар четвертого класу (в даних випадках «зубчасте зачеплення»).

2.2.3 Кінематика рядових механізмів

Передавальне відношення окремої зубчастої пари позначається буквою u та рівно:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.2)$$

де ω_1 і ω_2 - кутова швидкість валу, що веде і веденого валу, 1/с;

z_1 і z_2 - числа зубів колеса, що веде і веденого колеса.

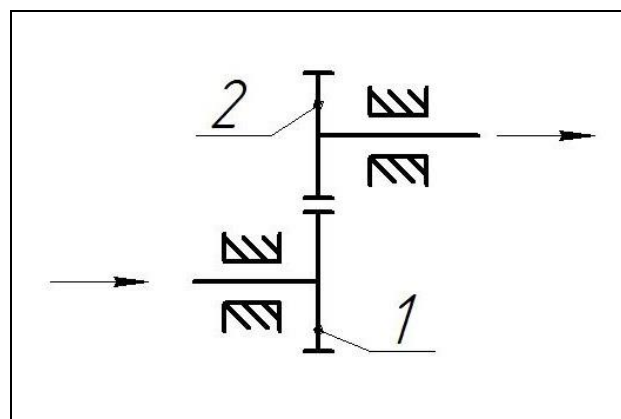
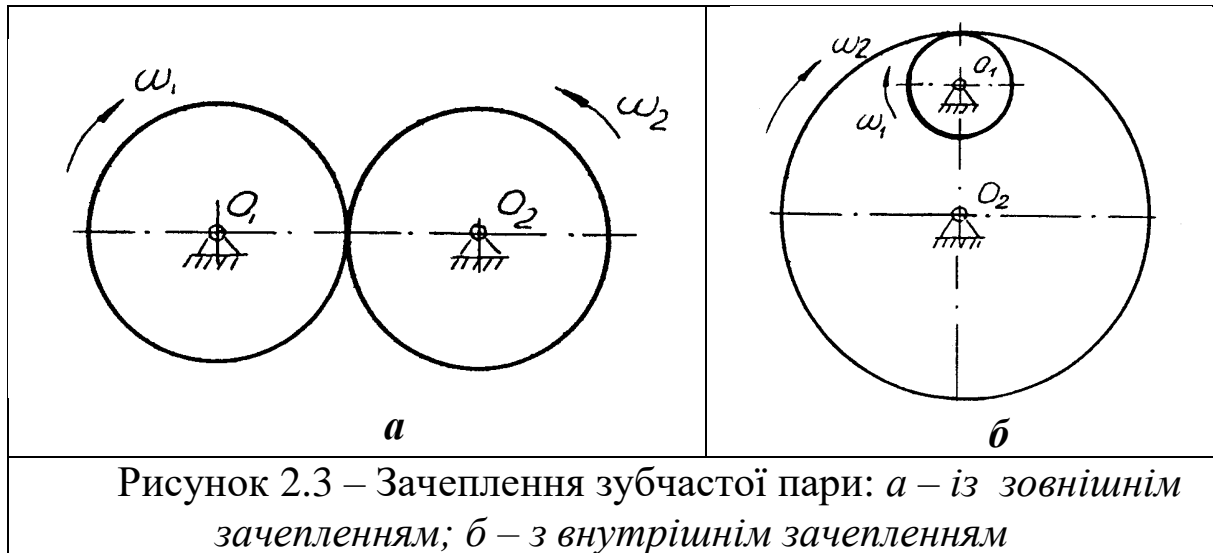


Рисунок 2.2 – Зубчаста пара

Передавальне відношення зубчастої пари із зовнішнім зачепленням (рис.2.3,а) має знак «мінус», оскільки колесо що веде і ведене колесо обертаються в протилежних напрямках, передавальне відношення пари з внутрішнім зачепленням (рис.2.3,б) знак «плюс».

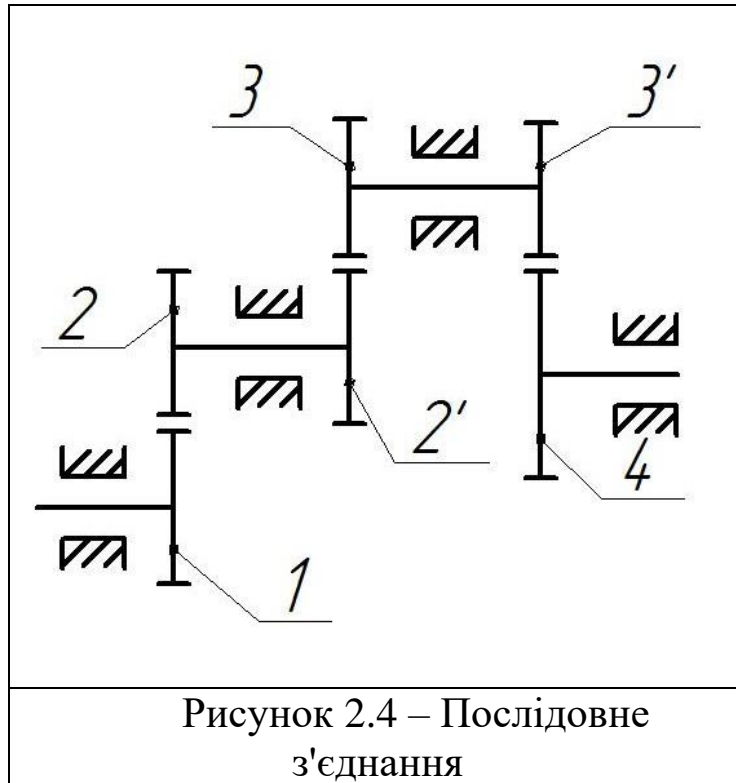


Загальне передавальне відношення послідовного кратного з'єднання визначається по формулі: (як множення)

$$u_{1n} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot \dots \cdot u_{(n-1)n} \quad (2.3)$$

- і природно зі своїм знаком.

На проміжних валах є по два колеса (рис.2.4). Загальне передавальне відношення $u_{заг}$ послідовного з'єднання дорівнює множенню окремих зубчастих пар, тобто



Спочатку визначаємо міру рухливості:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 3 = 1$$

- означає одна провідна ланка. Усі зачеплення коліс зовнішні, означає знак "мінус".

$$u_{14} = u_{12} \cdot u_{2'3} \cdot u_{3'4} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_{2'}} \right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_{3'}} \right) = -\frac{z_2 \cdot z_3 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_{2'} \cdot z_{3'}}$$

- підставляємо кількість зубів і рахуємо передавальне відношення цього зачеплення.

Рядове з'єднання коліс. На проміжних валах розташовано по одному колесу (рис.2.5). Загальне передавальне відношення рядового з'єднання рівне:

$$u_{заг} = u_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = (-1)^k \frac{z_4}{z_1} \quad (2.4)$$

- тобто передавальне відношення рівно зворотному відношенню чисел зубів крайніх коліс і не залежить від числа зубів проміжних коліс, які називаються паразитними.

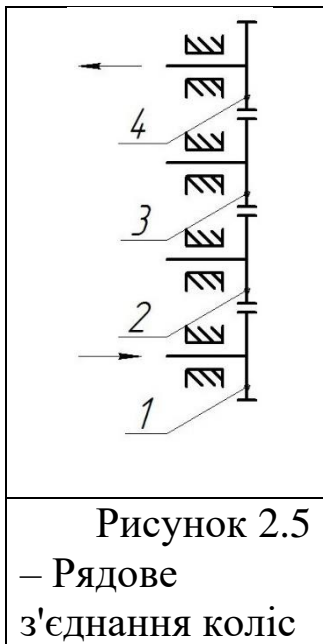


Рисунок 2.5
– Рядове
з'єднання коліс

Знак загального передавального відношення залежить від числа k пар зовнішнього зачеплення: при парному числі k «плюс», при непарному числі k - «мінус».

Спочатку визначаємо міру рухливості:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 3 = 1$$

- означає одна провідна ланка. Усі зачеплення коліс зовнішні, означає знак «мінус».

$$u_{14} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2} \right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3} \right) = -\frac{z_4}{z_1},$$

де z_2 і z_3 – називаються паразитними колесами. Підставляємо кількість зубів і рахуємо передавальне відношення цього зачеплення. Знак «мінус» означає, що вал останнього колеса обертається в протилежну сторону від ведучого.

2.2.4 Кінематика планетарних механізмів

До зубчастих механізмів з рухливими осями відносяться епіциклічні механізми: *планетарні* – зубчасті механізми (з одним ступенем свободи) і *диференціальні* зубчасті механізми (з двома ступенями свободи).

Планетарний механізм – це епіциклічний механізм, у якого на одне з коліс накладений кінематичний зв'язок, тобто одне з коліс закріплене нерухомо.

Щоб визначити передавальне відношення епіциклічного планетарного або диференціального механізму потрібно з одиниці відняти передавальне відношення цього ж механізму, визначуваного як рядового.

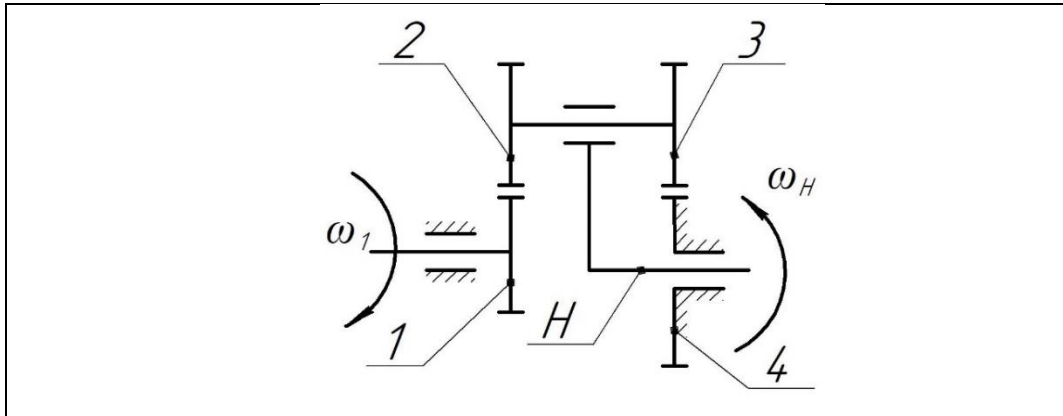


Рисунок 2.6 - Епіциклічний механізм 1 - сонячне колесо; 2-3 - сателіт; H - водило; 4 - нерухоме колесо (опорне).

$$u_{1H}^4 = 1 - u_{14}^H \quad (2.5)$$

Ця залежність про відношення кутових швидкостей у планетарному механізмі називається другою теоремою Вілліса.

Для цього застосовуємо метод звернення. Метод звернення полягає в тому, що, абстрагуючись, водило обертаємо в протилежну сторону з кутовою швидкістю $-\omega_H$. Тоді виходить, що водило зупинилося, а усі колеса змінили свою швидкість на $-\omega_H$. У 1-го колеса була швидкість ω_1 , у 4-го - ω_4 , тобто дорівнює нулю. Розглянемо таблицю 2.1.

Таблиця 2.1

№ колеса	до	потім
1	ω_1	$\omega_1 - \omega_H$
H	ω_H	$\omega_H - \omega_H = 0$
4	$\omega_4 = 0$	$\omega_4 - \omega_H = -\omega_H$

$$u_{14}^H = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = -\frac{\omega_H}{\omega_H} - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - u_{1H}^H$$

$u_{14} = 1 - u_{1H} \Rightarrow u_{1H}^4 = 1 - u_{14}^H$ – передавальне відношення від 1-го колеса до водила при зупиненому 4-му колесі, дорівнює одиниці мінус передавальне відношення від 1-го колеса до 4-го при зупиненому водили.

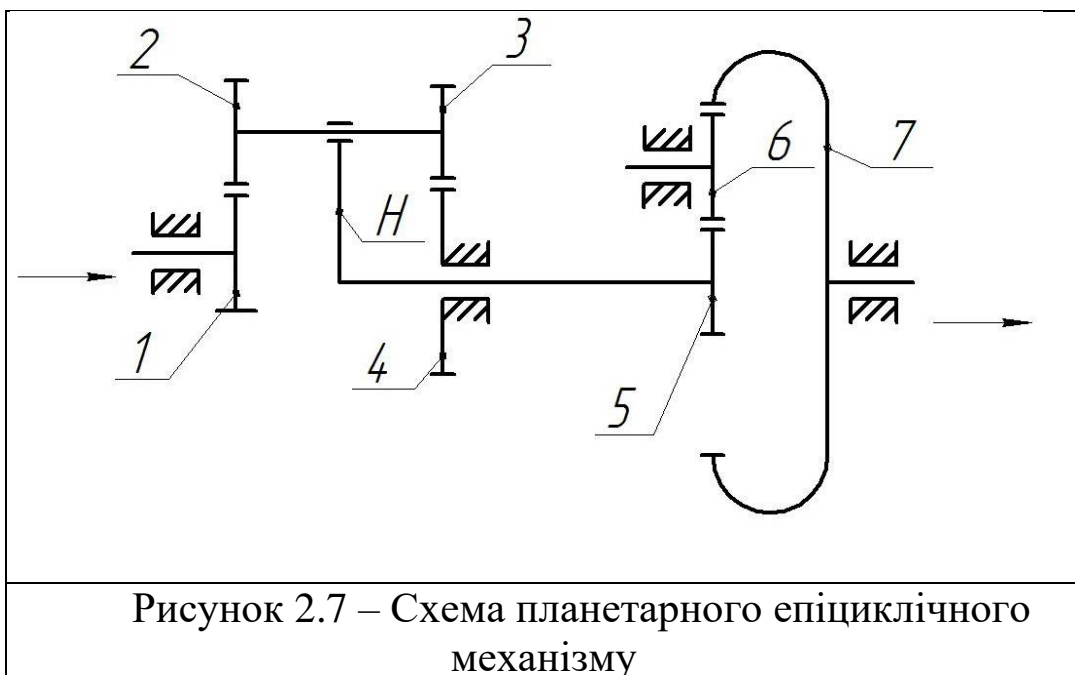
Задача про визначення передаточного відношення багатоланкової передачі треба вирішувати у такий послідовності:

- 1) визначити число ступенів передачі (з нерухомими осями і планетарних);
- 2) знайти передаточне відношення кожного ступеня (для планетарного ступеня застосувати метод “зупинки” або “обернення руху”);
- 3) перемножити передаточні відношення, знайдені у п. 2.

3. ПРИКЛАДИ РОЗВ’ЯЗАННЯ ЗАДАЧ

Приклад 1. Визначити ступінь рухомості та передаточне відношення зубчастого механізму.

Дано: $Z_1 = 88, Z_2 = 48, Z_3 = 4, Z_4 = 44, Z_5 = 25, Z_6 = 17, Z_7 = 100$.



1. Визначаємо міру рухливості за формулою Чебишова:

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

де n – кількість рухомих ланок, $n=5$;

p_5 – кількість кінематичних пар п'ятого класу («підшипник-вал»), $p_5=5$;

p_4 – кількість кінематичних пар четвертого класу (в даних випадках «зубчасте зачеплення»), $p_4=4$.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 5 - 4 = 1$$

2. Встановлюємо, що зубчаста передача двоступінчаста:

1 - сонячне колесо; 2-3 - сателіт; Н - водило; 4 - нерухоме колесо (опорне).

Перша ступінь (планетарна) – від колеса 1 до водила Н;

друга ступінь – двоступінчаста передача з нерухомими осями коліс – від колеса 5 до колеса 7.

Загальне передавальне відношення для цього механізму:

$$u_{заг} = u_{еп} \cdot u_{ряд}$$

Визначаємо передаточне відношення планетарного ступеня та другого ступеня за формулою

$$u_{17} = u_{1H} \cdot u_{57} = (1 - u_{14}) \cdot u_{57} = \left[1 - \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3} \right) \right] \cdot \left(-\frac{z_6}{z_5} \right) \cdot \frac{z_7}{z_6}$$

Отже, передаточне відношення планетарного та другого ступенів дорівнює

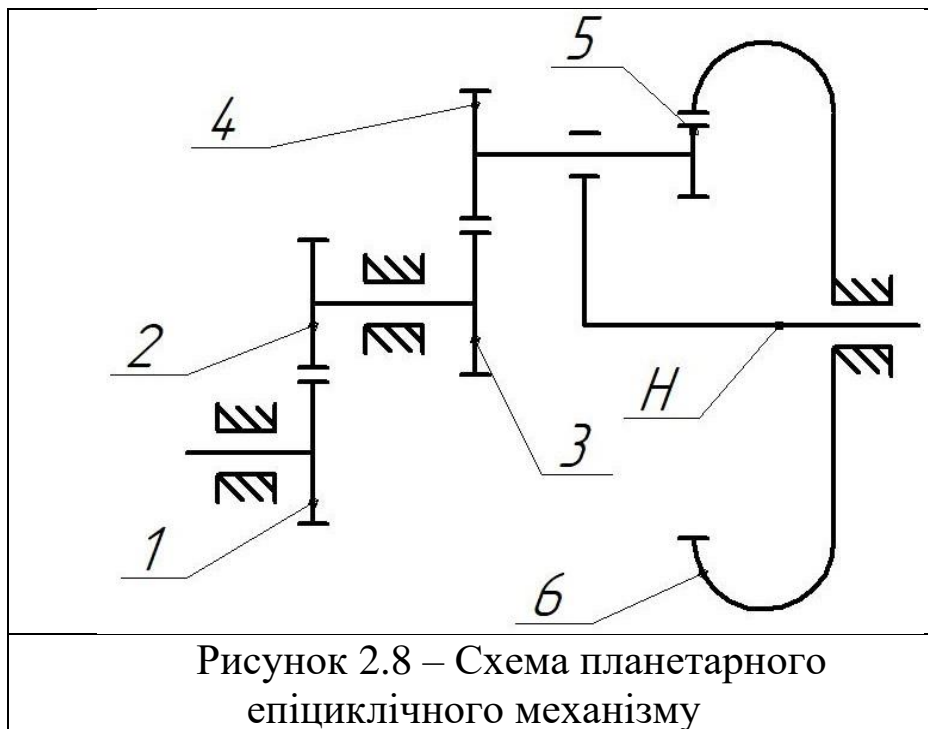
$$u_{17} = u_{1H} \cdot u_{57} = (1 - u_{14}) \cdot u_{57} = \left[1 - \left(-\frac{48}{88} \right) \cdot \left(-\frac{44}{4} \right) \right] \cdot \left(-\frac{17}{25} \right) \cdot \frac{100}{17}$$

Загальне передаточне відношення зубчастого механізму дорівнює

$$u_{17} = u_{1H} \cdot u_{57} = (1 - u_{14}) \cdot u_{57} = [1 - 6] \cdot (-4) = 20$$

Приклад 2. Визначити ступінь рухомості та передаточне відношення зубчастого механізму:

Дано: $Z_1 = 13$, $Z_2 = 52$, $Z_3 = 15$, $Z_4 = 33$, $Z_5 = 11$, $Z_6 = 45$.



1. Визначаємо міру рухливості за формулою Чебишова (2.1):
де n – кількість рухомих ланок, $n=4$;

p_5 – кількість кінематичних пар п'ятого класу («підшипник-вал»), $p_5=4$;

p_4 – кількість кінематичних пар четвертого класу (в даних випадках «зубчасте зачеплення»), $p_4=3$.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 3 = 1$$

2. Встановлюємо, що зубчаста передача двоступінчаста:

3 - сонячне колесо; 4-5 - сателіт; H - водило; 6 - нерухоме колесо (опорне).

Перша ступінь – двоступінчаста передача з нерухомими осями коліс – від колеса 1 до колеса 2;

друга ступінь (планетарна) – від колеса 3 до водила H.

Загальне передавальне відношення для цього механізму:

$$u_{заг} = u_{ряд} \cdot u_{еп}$$

Визначаємо передаточне відношення першого ступеня та планетарного ступеня для цього механізму за формулою:

$$u_{1H} = u_{12} \cdot u_{3H} = u_{12} \cdot (1 - u_{36}) = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \left[1 - \left(-\frac{z_4}{z_3} \right) \cdot \left(-\frac{z_6}{z_5} \right) \right]$$

$$u_{1H} = u_{12} \cdot u_{3H} = u_{12} \cdot (1 - u_{36}) = -\frac{52}{13} \cdot \left[1 - \left(-\frac{33}{15} \right) \cdot \left(-\frac{45}{11} \right) \right]$$

Загальне передаточне відношення зубчастого механізму дорівнює

$$u_{1H} = u_{12} \cdot u_{3H} = u_{12} \cdot (1 - u_{36}) = -4 \cdot [1 - 6] = 20$$

Приклад 3. Визначити ступінь рухомості та передаточне відношення зубчастого механізму.

Дано: $Z_1 = 25$, $Z_2 = 100$, $Z_3 = 20$, $Z_4 = 30$, $Z_5 = 80$.

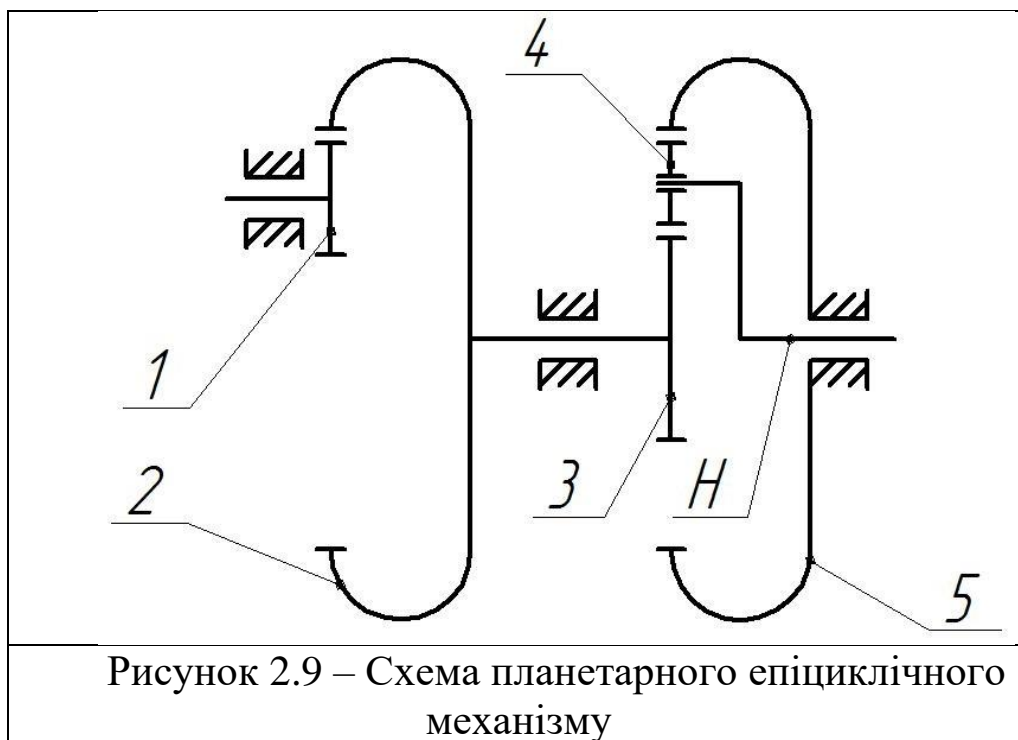


Рисунок 2.9 – Схема планетарного епіциклічного механізму

1. Визначаємо міру рухливості за формулою Чебишова (2.1):
де n – кількість рухомих ланок, $n=4$;

p_5 – кількість кінематичних пар п'ятого класу («підшипник-вал»), $p_5=4$;

p_4 – кількість кінематичних пар четвертого класу (в даних випадках «зубчасте зачеплення»), $p_4=3$.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 3 = 1$$

2. Встановлюємо, що зубчаста передача двоступінчаста:

3 - сонячне колесо; 4 - сателіт; Н - водило; 5 - нерухоме колесо (опорне).

Перша ступінь – двоступінчаста передача з нерухомими осями коліс – від колеса 1 до колеса 2;

друга ступінь (планетарна) – від колеса 3 до водила Н.

Загальне передавальне відношення для цього механізму:

$$u_{заг} = u_{ряд} \cdot u_{ен}$$

Визначаємо передаточне відношення першого ступеня та планетарного ступеня для цього механізму за формулою:

$$u_{1H} = u_{12} \cdot u_{3H} = u_{12} \cdot (1 - u_{35}) = \frac{z_2}{z_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{z_4}{z_3} \right) \cdot \left(-\frac{z_5}{z_4} \right) \right]$$

$$u_{1H} = u_{12} \cdot u_{3H} = u_{12} \cdot (1 - u_{35}) = \frac{100}{25} \cdot \left[1 - \left(\frac{30}{20} \right) \cdot \left(-\frac{80}{30} \right) \right]$$

Загальне передаточне відношення зубчастого механізму дорівнює

$$u_{1H} = u_{12} \cdot u_{3H} = u_{12} \cdot (1 - u_{35}) = 4 \cdot [1 - (-4)] = 20$$

3.1. Оснащення робочого місця

Моделі планетарних зубчастих механізмів.

3.2 Хід проведення

1. Ознайомитися з будовою механізму, скласти його кінематичну схему, пронумерувати колеса та осі; виділити ступені в механізмі (з нерухомими осями та планетарну);

2. Визначити ступінь рухомості механізму за формулою Чебишова (див. формулу 2.1);

3. Обчислити за формулами передаточні відношення для кожного ступеня та загальне передаточне відношення механізму.

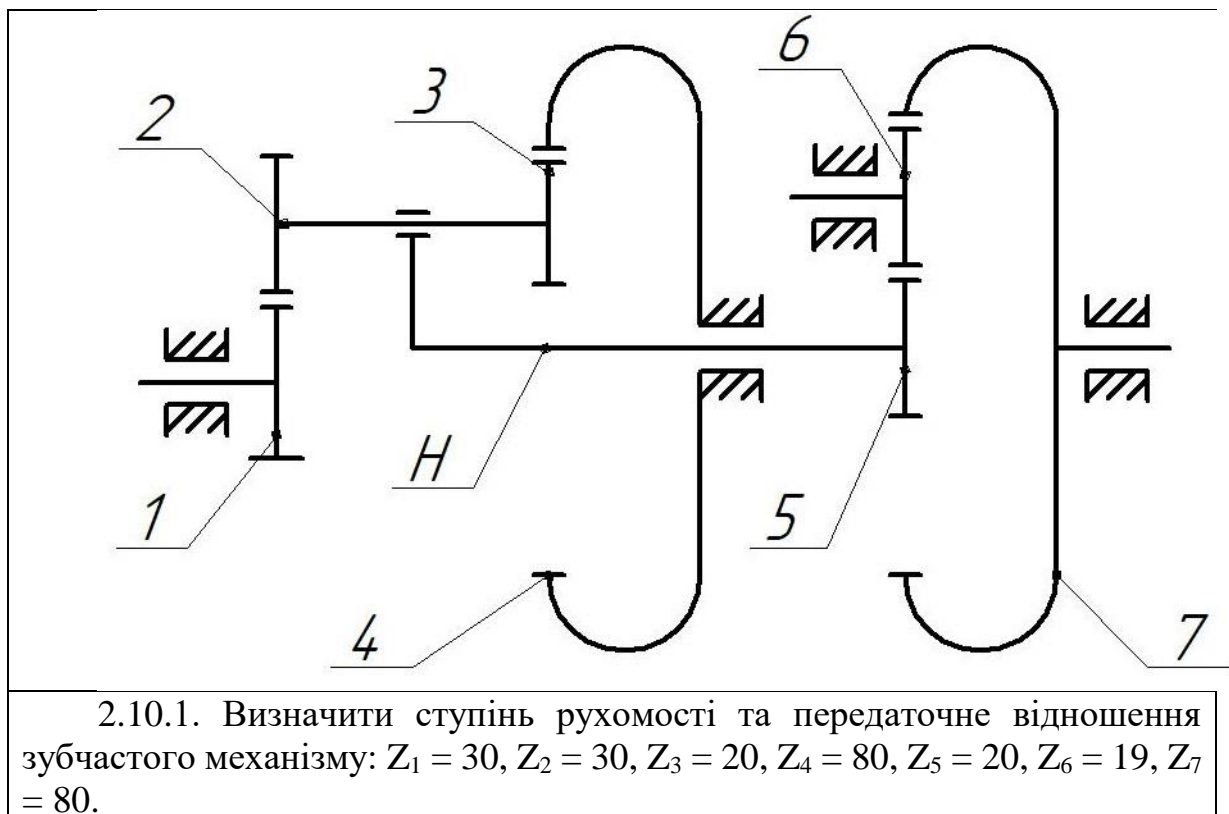
При підрахунку передаточного відношення планетарного ступеня механізму застосувати метод обернення руху.

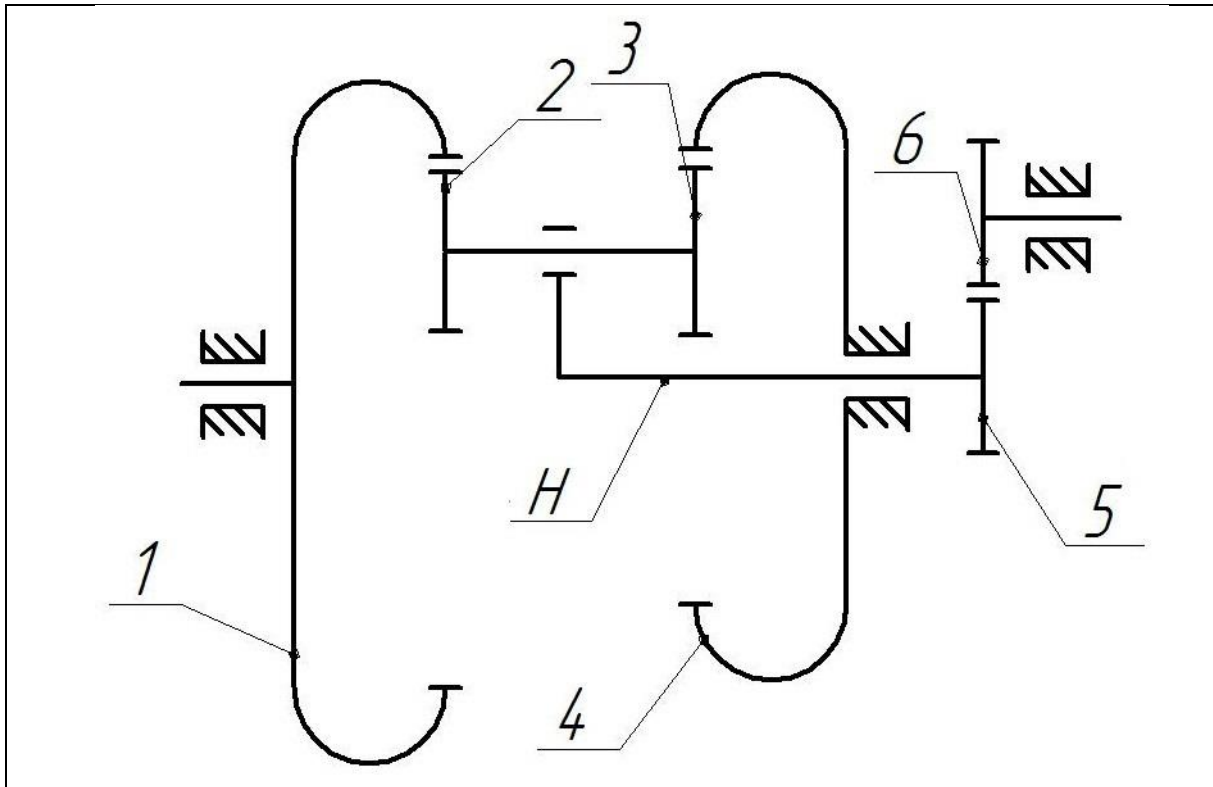
4. Одержані дані перевірити експериментально (прокручуванням механізму). Для цього підрахувати число обертів веденого (вихідного) колеса, що відповідає одному обертю ведучого колеса. Порівняти результат з теоретичним.

3.3 Після виконання роботи, студент складає звіт, який вміщує дані

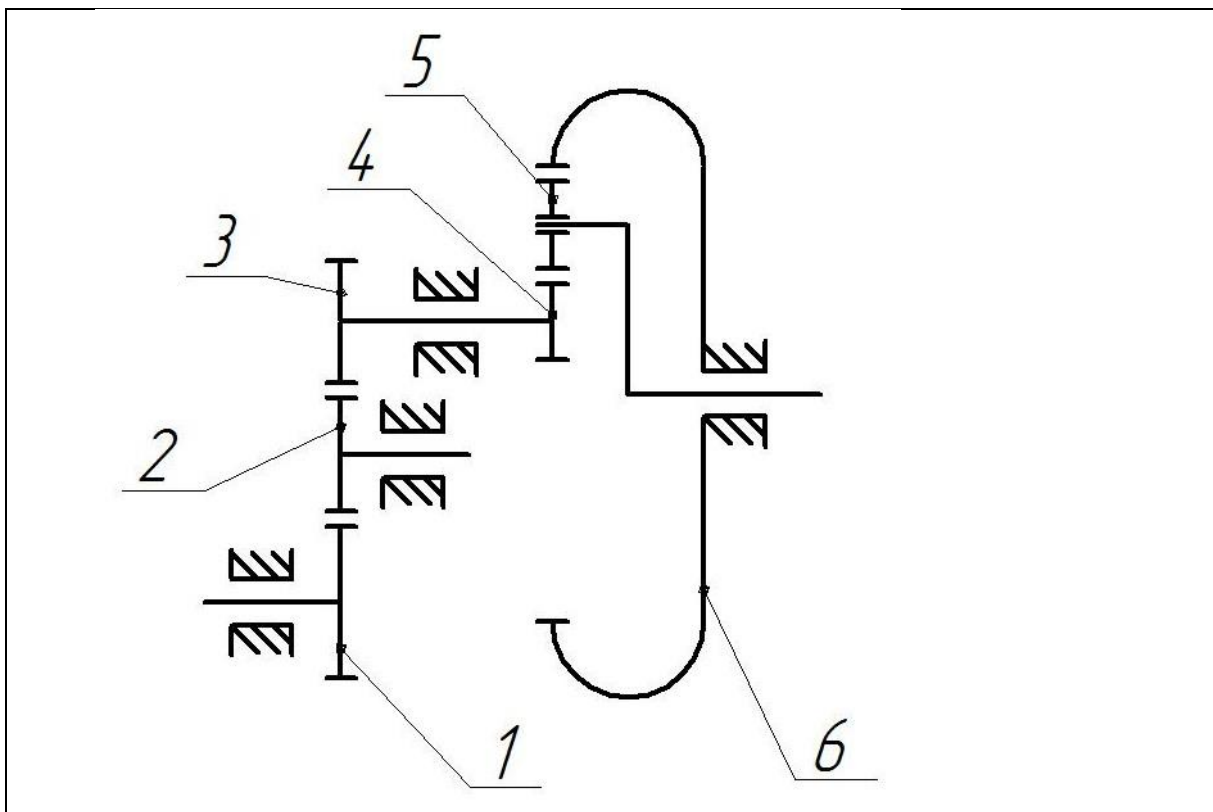
1. Найменування, номер та мету роботи;
2. Креслення кінематичної схеми та свій варіант даних;
3. Визначення ступня рухомості механізму;
4. Передаточні відношення для кожного ступеня;
5. Загальне передаточне відношення механізму;
6. Експериментальна перевірка передаточного відношення

3.4 Завдання для самостійного вирішення

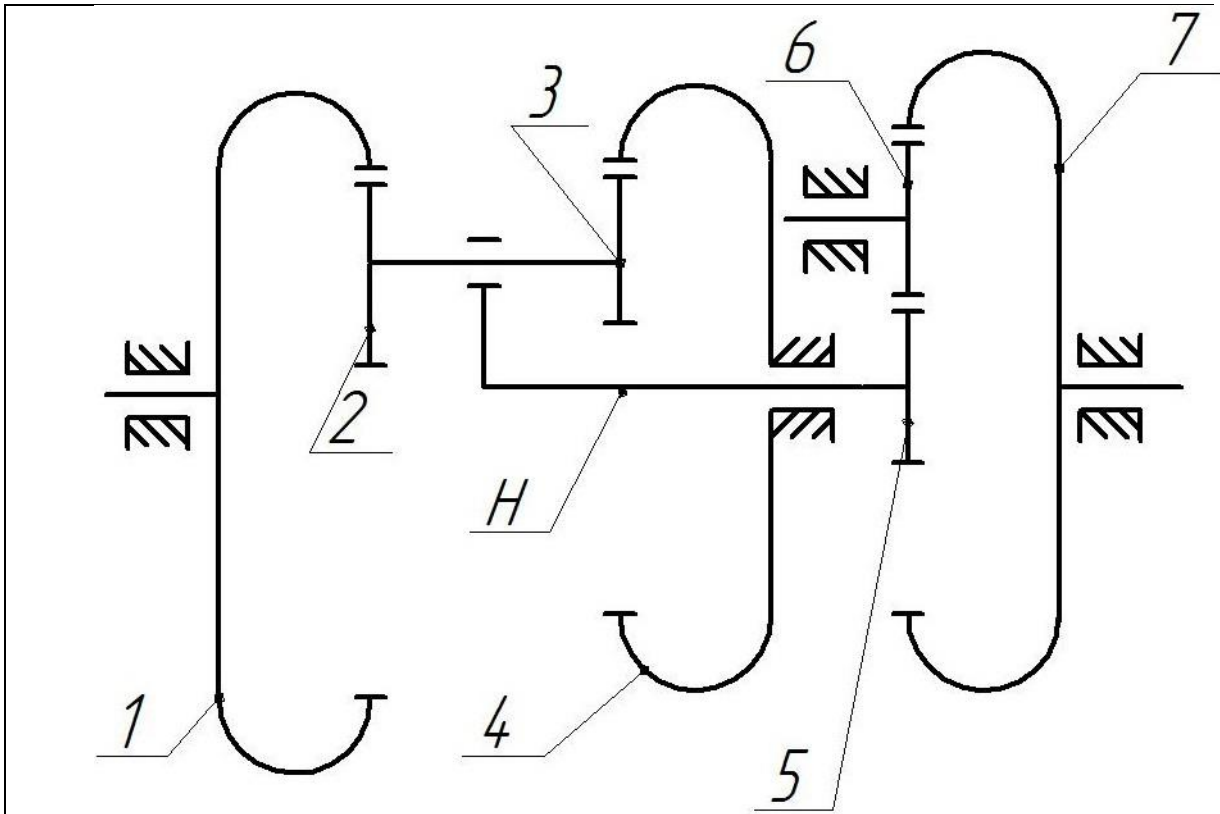




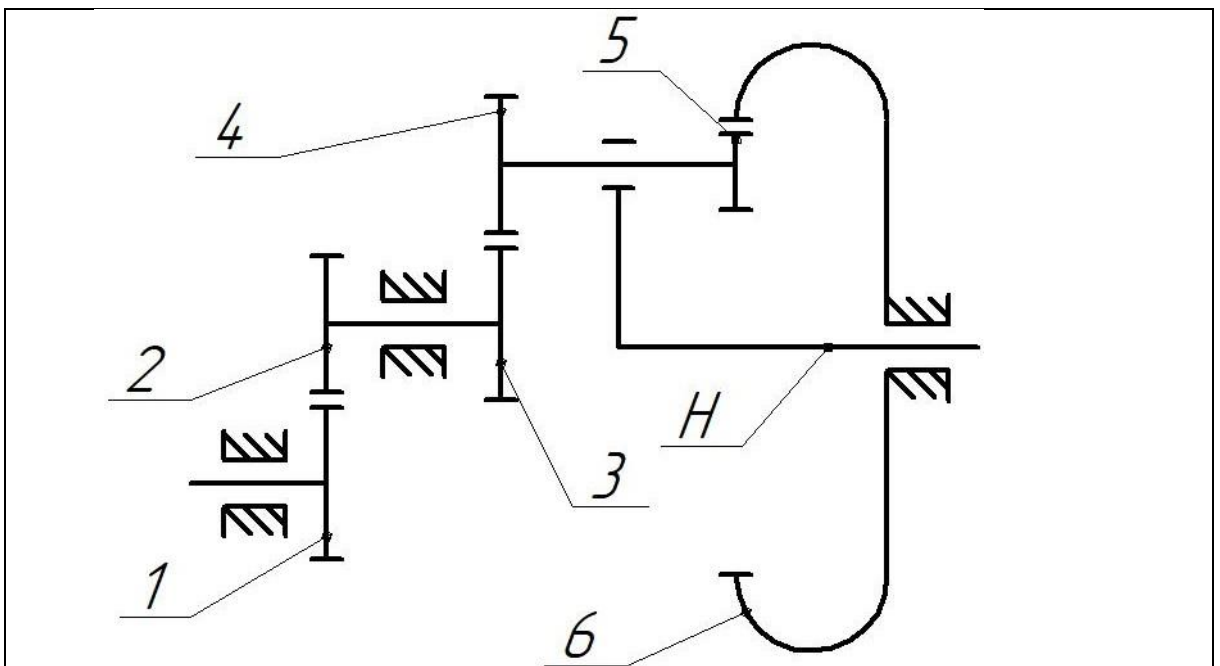
2.10.2. Визначити ступінь рухомості та передаточне відношення зубчастого механізму: $Z_1 = 440$, $Z_2 = 240$, $Z_3 = 20$, $Z_4 = 220$, $Z_5 = 20$, $Z_6 = 80$.



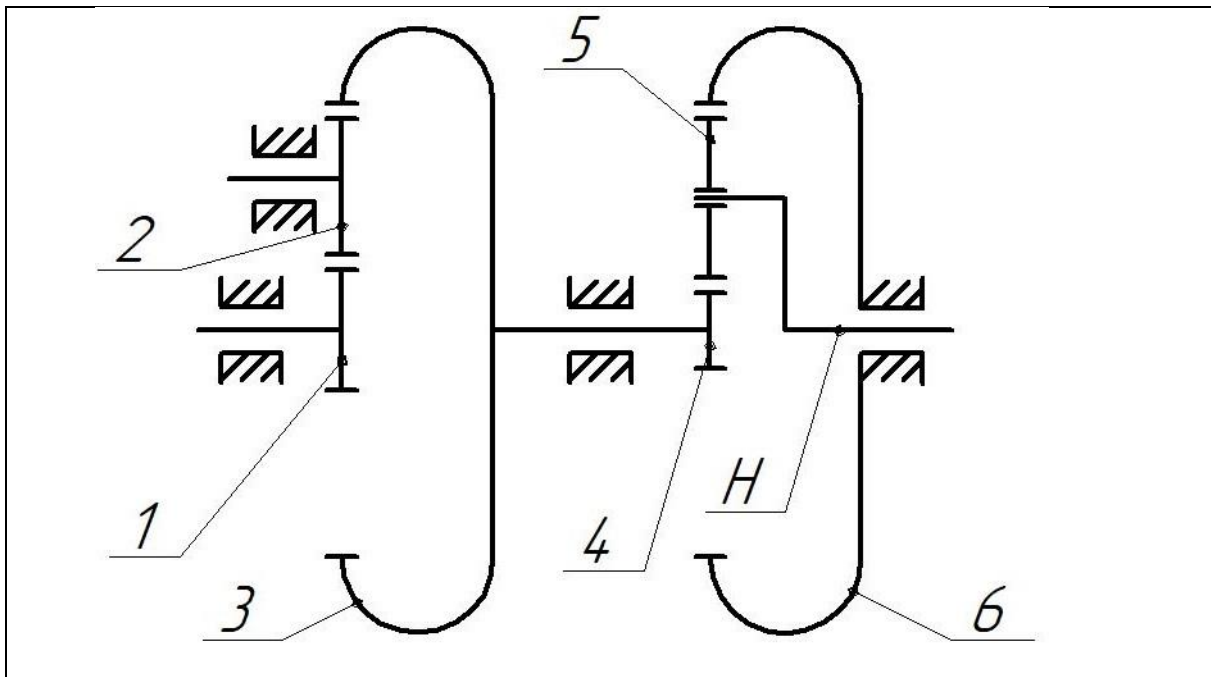
2.10.3. Визначити ступінь рухомості та передаточне відношення зубчастого механізму: $Z_1 = 15$, $Z_2 = 19$, $Z_3 = 30$, $Z_4 = 40$, $Z_5 = 20$, $Z_6 = 80$.



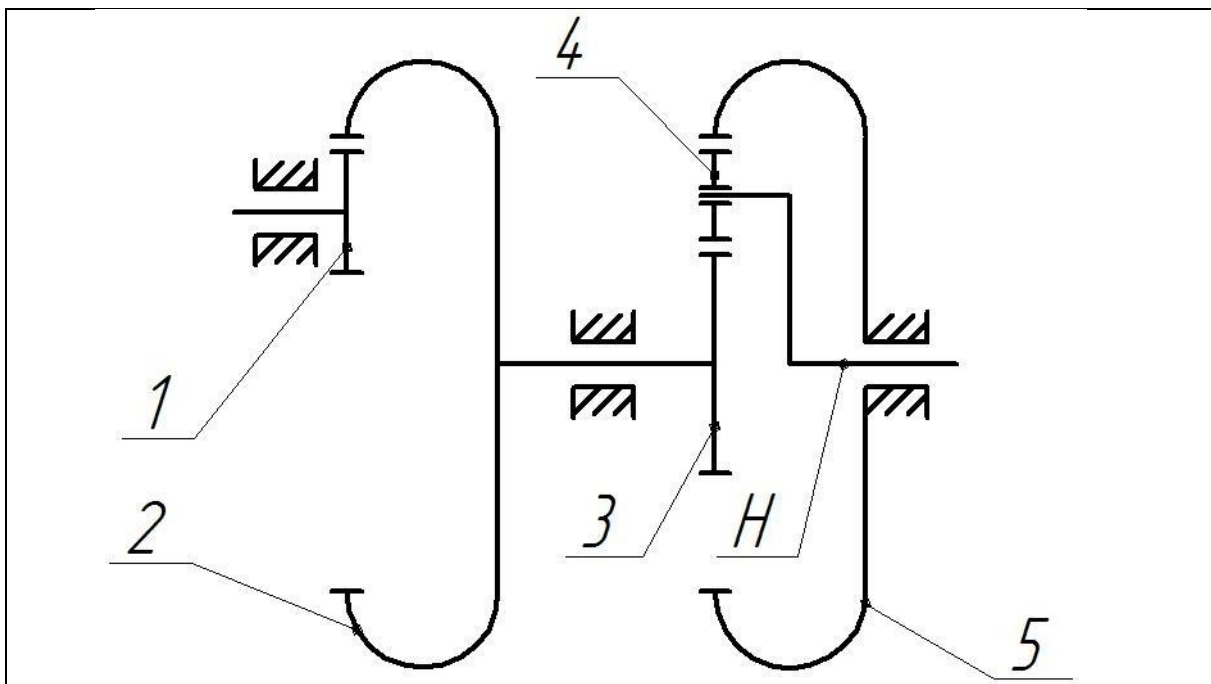
2.10.4. Визначити ступінь рухомості та передаточне відношення зубчастого механізму: $Z_1 = 440$, $Z_2 = 240$, $Z_3 = 20$, $Z_4 = 220$, $Z_5 = 20$, $Z_6 = 19$, $Z_7 = 80$.



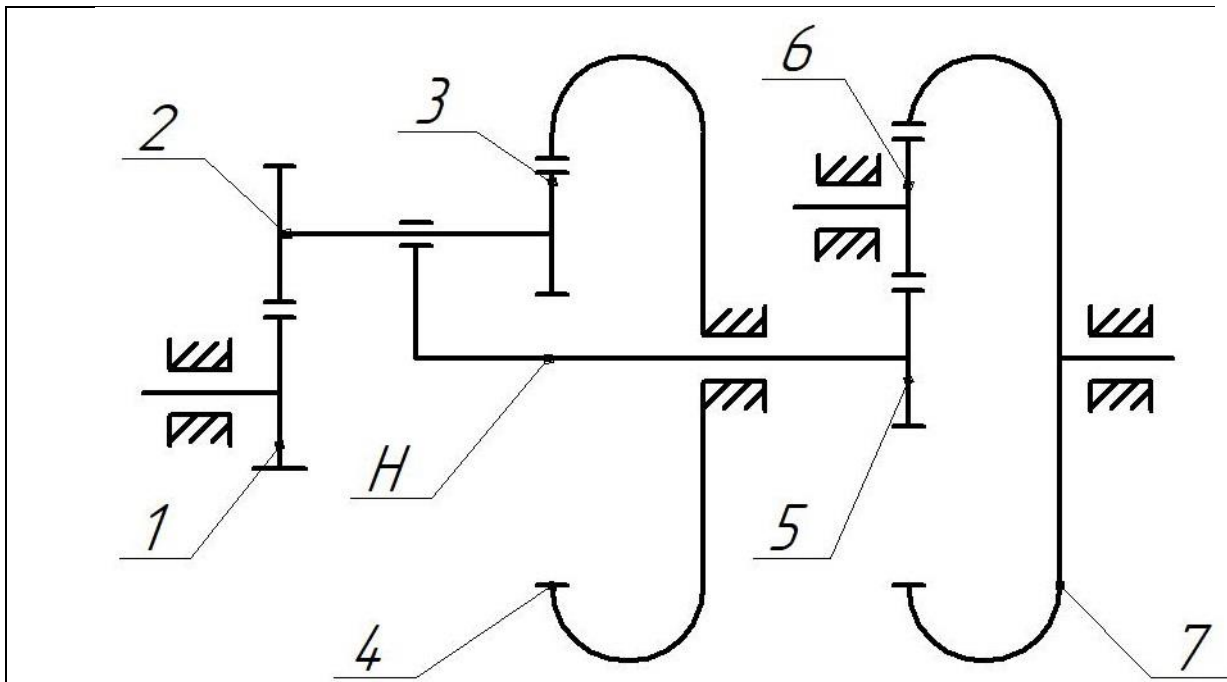
2.10.5. Визначити ступінь рухомості та передаточне відношення зубчастого механізму: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 80$, $Z_3 = 30$, $Z_4 = 30$, $Z_5 = 20$, $Z_6 = 80$.



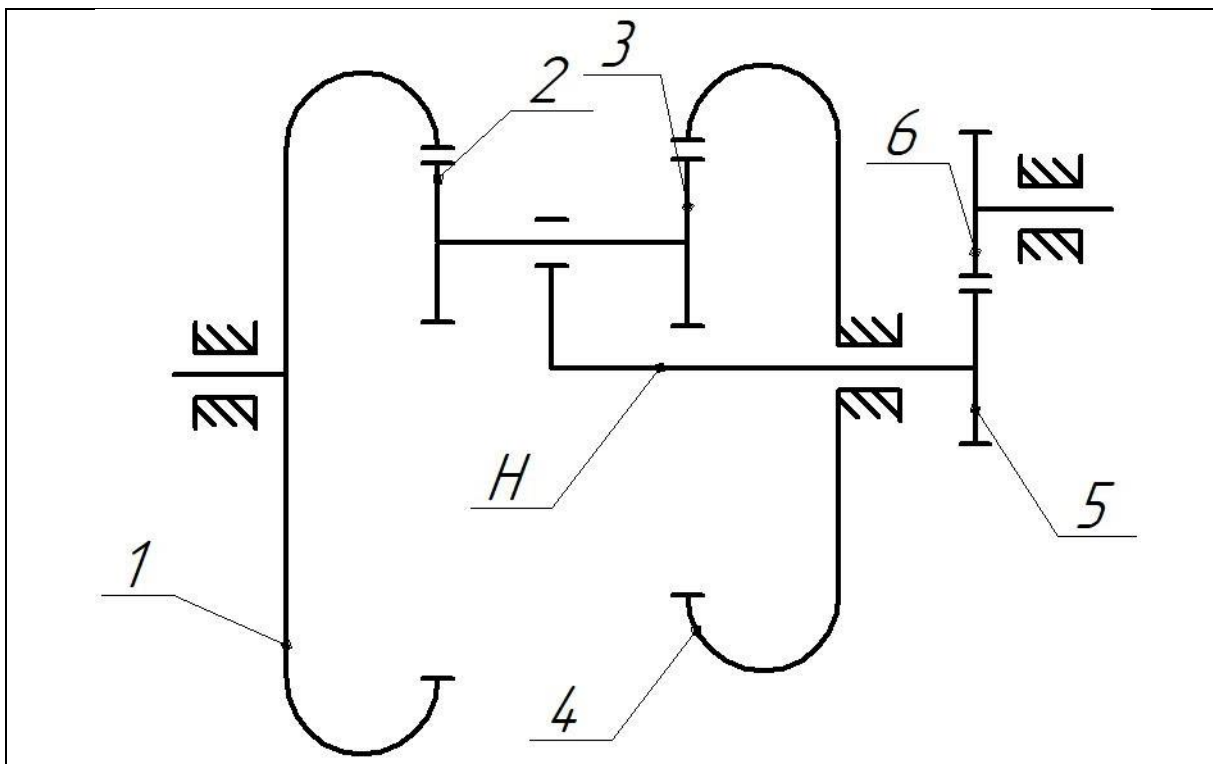
2.10.6. Визначити ступінь рухомості та передаточне відношення зубчастого механізму: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 19$, $Z_3 = 80$, $Z_4 = 40$, $Z_5 = 20$, $Z_6 = 80$.



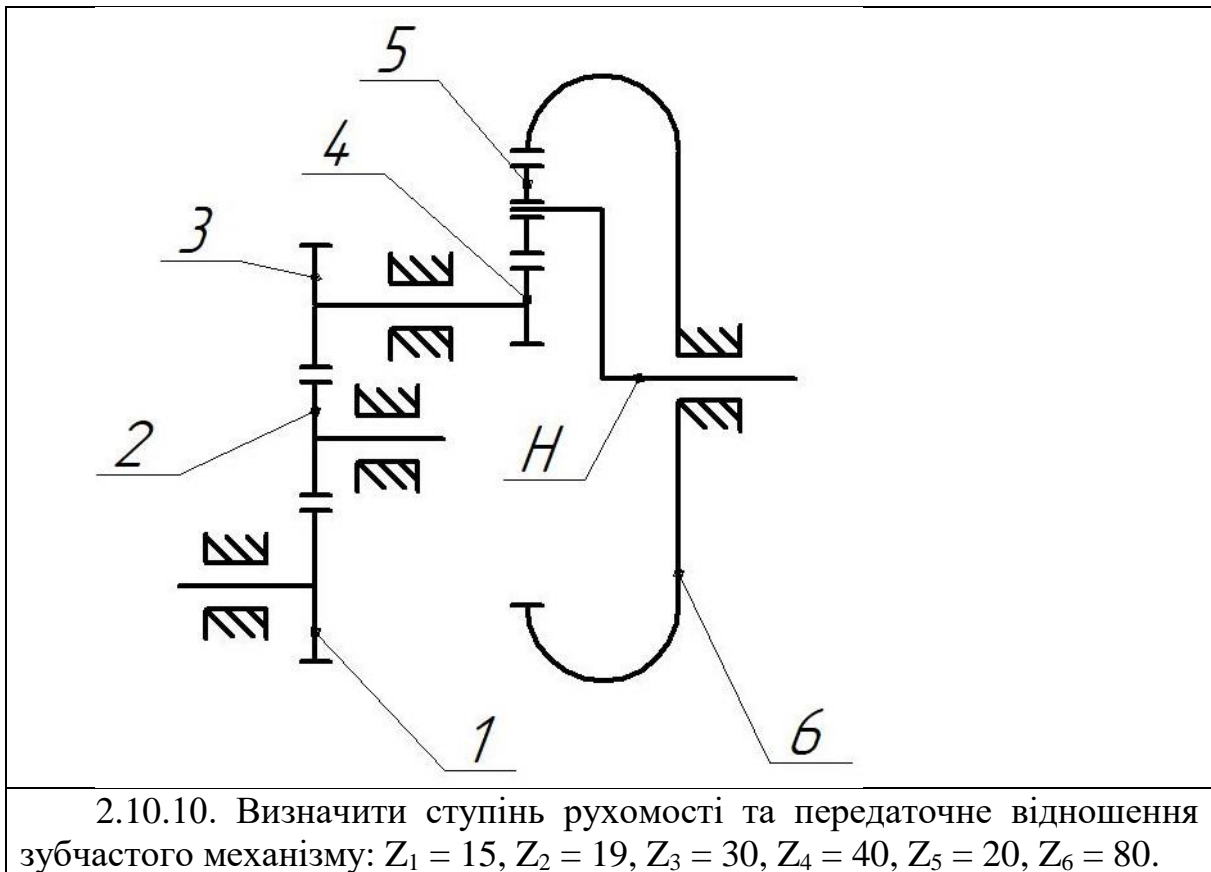
2.10.7. Визначити ступінь рухомості та передаточне відношення зубчастого механізму: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 90$, $Z_3 = 40$, $Z_4 = 20$, $Z_5 = 80$.



2.10.8. Визначити ступінь рухомості та передаточне відношення зубчастого механізму: $Z_1 = 30$, $Z_2 = 30$, $Z_3 = 20$, $Z_4 = 80$, $Z_5 = 20$, $Z_6 = 19$, $Z_7 = 80$.



2.10.9. Визначити ступінь рухомості та передаточне відношення зубчастого механізму: $Z_1 = 440$, $Z_2 = 240$, $Z_3 = 20$, $Z_4 = 220$, $Z_5 = 20$, $Z_6 = 80$.



3.5 Форма звіту

Практичне заняття № 2.

Тема: КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ

Мета роботи:

1). Схема механізму:

Число зубців на колесах: _____

2). Визначення ступеня рухомості механізму

3). Визначення передаточного відношення механізму:

▪ ступеня з нерухомими осями
коліс: _____

▪ планетарного
ступеня: _____

▪ загальне:

Напрямки обертів ведучого і вихідного коліс _____

4). Експериментальна перевірка передаточного відношення

Виконав студент _____ *Дата* _____

Підпис викладача _____

3.6 Контрольні запитання

1. Чому дорівнює ступінь рухомості зубчастих механізмів з нерухомими осями, планетарних і диференціальних?
2. У чому полягає кінематичний аналіз зубчастих механізмів?
3. За якою формулою визначається передаточне відношення багатоланкових зубчастих механізмів з нерухомими осями?
4. За якою формулою визначається передаточне відношення рядової передачі?
5. За якою формулою визначається передаточне відношення ступінчастої передачі?
6. За якою формулою визначається передаточне відношення планетарних механізмів?
7. Який метод застосовується для визначення передаточного відношення зубчастих механізмів з рухомими осями?
8. Яка послідовність кінематичного аналізу багатоланкового зубчастого механізму?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №3

Тема: РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

Мета роботи: По заданому модулю і кількості зубців визначити геометричні параметри зовнішнього евольвентного зачеплення. Визначити теоретичний коефіцієнт зачеплення.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання з самостійної підготовки до роботи

Студент має знати вимоги, яким повинні задовольняти пов'язані профілі зубів для збереження постійного передавального відношення. Треба мати уявлення про геометричні параметри зубчастих коліс і зачеплення. Треба знати принцип утворення евольвенти і її властивості. Треба знати, що розміри зубчастих коліс і передачі визначаються у функції модуля і числа зубів. Слід засвоїти такі поняття як: евольвента, сполучені профілі, модуль зачеплення, основна теорема зубчастого зачеплення.

1.2 Питання для самопідготовки

1. Що називається вищої кінематичної парою.
2. Назвіть відомі вам механізми з вищими кінематичними парами.
3. Дайте визначення основної теоремі зачеплення.
4. Сформулюйте умову роботи зубчастого зачеплення.
5. Що називається евольвентою кола.
6. Розкажіть методику побудови евольвенти.
7. Сформулюйте основні властивості евольвенти.
8. Чи змінюється передавальне відношення в евольвентній передачі при зміні міжосьової відстані.

1.3 Рекомендована література

1. Єременко О.І. Інженерна механіка. Частина 2. Теорія механізмів і машин: Підручник /Єременко О.І. – Вінниця: Нова книга, 2009.- 368 с. – ISBN 978-966-382-217-4.
2. Попов С.В. Теорія механізмів технологічних машин: підручник. Збільшений формат В5 / Попов С.В., Бучинський М.Я.,Гнітько С.М., Чернявський А.М. - Ліра-К: 2020.- 268 с. – ISBN 978-617-7910-90-8
3. Черниш О. М. Теорія механізмів і машин: Частина 1.: навч. пос. / Черниш О.М., Березовий М.Г., Яременко В.В. – ЦУЛ – 2019.- 464 с. – ISBN 978-611-01-1238-3
4. Кошель С. Технічна механіка. Розділ «Теорія механізмів і машин» /С. Кошель, Леонід Березін, Ганна Кошель – Центр навчальної літератури: 2020.- 156 с. – ISBN 978-611-01-2143-9
5. Конспект лекцій

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

По заданому модулю і кількості зубців визначити геометричні параметри зовнішнього евольвентного зачеплення. Побудувати картину зачеплення. Визначити робочі поверхні профілів зубів і практичну лінію зачеплення. Визначити теоретичний і практичний коефіцієнт зачеплення.

2.2 Теоретичні відомості

Обертальний рух від ведучого зубчастого колеса до веденого передається безпосереднім тиском бічній поверхні зуба ведучого колеса на пов'язану (що складаються в певному співвідношенні між собою) з нею бічну поверхню зуба веденого колеса.

Однією з найважливіших умов роботи зубчастого зачеплення є збереження заданого передавального відношення, тобто щоб початкові окружності котилися одна по одній без ковзання. В іншому випадку будуть мати місце коливання швидкості веденої ланки при постійній швидкості ведучої і внаслідок, додаткова динамічне навантаження на зубці. Вимоги, яким повинні

задовольняти пов'язані профілі зубців для збереження постійного передавального відношення, визначаються основною теоремою зачеплення (теорема Вілліса), яка встановлює зв'язок між заданим передавальним відношенням і геометричними характеристиками сполучених профілів.

Якщо розглянути зворотний рух початкових кіл, коли усієї системі задана кутова швидкість $(-\omega_2)$, то друге колесо буде умовно нерухомим і точка P є миттєвим центром відносного обертання коліс (рис. 31.(а)). Ця точка, звана полюсом зачеплення, де контактують початкові кола, ділить міжцентрову відстань на відрізки, обернено пропорційні кутовим швидкостям, т. я.

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w_2}}{r_{w_1}} = const \quad (3.1)$$

де ω_1, ω_2 – кутові швидкості першого і другого колеса, відповідно, 1/с;

r_{w_1}, r_{w_2} – радіуси початкових кіл, мм.

Розглянемо зворотний рух профілів зубців зубчастих коліс (рис.3.1.(б)).

Точка контакту зубців (точка K), що належить першому колесу, обертається навколо точки P , яка буде миттєвим центром швидкостей. Швидкість $V_k \perp PK$ і збігається із загальною дотичною до профілів в точці K за умови сталості цього контакту.

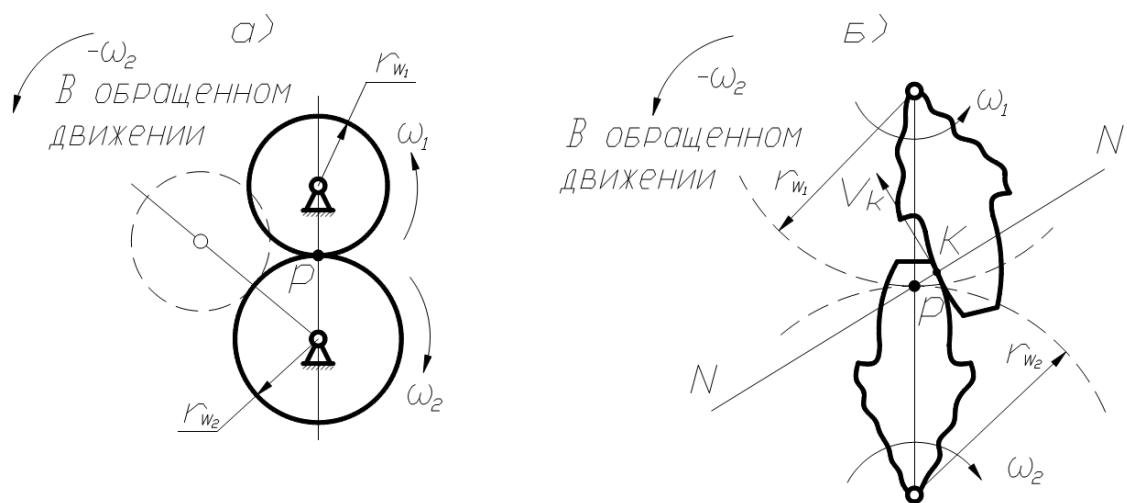


Рисунок 3.1 - Схема зубчастих коліс в зворотному русі

Так як розглядається довільне положення зубів, то можна сформулювати **основну теорему зачеплення**: *нормаль NN до профілів зубців, що дотикаються, яка проведена через точку їх торкання в точці P (полюс зачеплення), ділить міжцентрову відстань на частини, обернено пропорційні кутовим швидкостям.*

Ця теорема, сформульована Віллісом в 1841 р, визначає основний закон зачеплення профілів, які не можуть бути довільними, а повинні бути спеціально підібрані.

Взаємодіючі профілі, для яких у будь-який момент зачеплення при $u_{12} = const$ виконується співвідношення (3.1), називають сполученими.

Для побудови головного профілю зубів циліндричних зубчастих коліс, що використовуються в машинобудуванні, насамперед, застосовують евольвентний профіль. **Евольвентною кола називається крива, яку описує будь-яка точка прямої, що котиться без ковзання по колу.**

Побудова евольвенти.

Нехай дана основна коло радіуса r_0 (рис. 3.2, *a*) і деяка точка P поза нею. Потрібно побудувати евольвенту, що проходить через цю точку. Для вирішення завдання проведемо через точку P дотичну до основного кола і відстань між точкою P і точкою дотику розділимо на кілька рівних частин (наприклад, на 5). Довжину отриманого в результаті поділу малого відрізка позначимо через b . Далі, вправо від точки дотику розчином циркуля, рівним b , робимо 5 зарубок по основній окружності. Отримані на колі точки нумеруємо по порядку (останню крапку позначаємо цифрою 0, а точку дотику цифрою 5). Через всі проміжні точки на колі (1, 2, 3, 4) також проведемо дотичні. На кожній з цих дотичних відкладаємо стільки відрізків b , скільки позначає цифра, якою пронумерована відповідна точка на колі. Отримані на дотичних точки 1', 2', 3' и т. д. (а також нульову точку і точку P) з'єднуємо плавною кривою, яка і буде шуканої евольвентою.

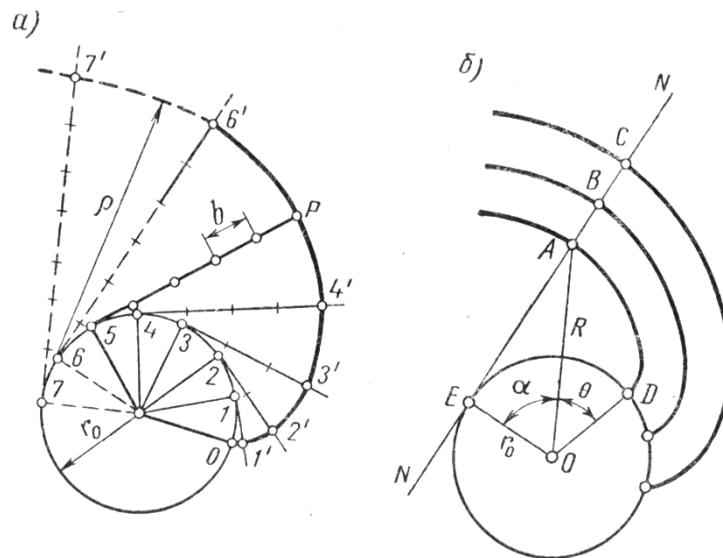


Рисунок 3.2 – Схема побудови евольвенти.

Якщо потрібно продовжити евольвент далі за точку P , то потрібно вже вліво від точки 5 зробити шосту, сьому і т. ін. Зарубки, провести ще ряд дотичних і відкласти на них відповідне число відрізків b .

Широке використання евольвенти при проектуванні профілів зубів пояснюється рядом важливих властивостей. Відзначимо основні властивості евольвенти.

1. Твірна пряма є нормаллю до евольвенті дотичній до основного кола.

2. Евольвента є кривою без перегинів.

3. Форма евольвенти залежить тільки від радіуса основного кола.

4. Евольвент починається на основному колі і завжди розташована за його межами.

5. Радіус кривизни на початку евольвенти (на основному колі r_0) дорівнює нулю.

6. Дві евольвенти одного основного кола є рівновіддаленими (еквідистантними) кривими.

7. При евольвентному зачепленні профіль зуба рейки має прямолінійний обрис.

Розміри коліс, а також всього зачеплення, залежать від чисел z_1 і z_2 зубів коліс, від модуля m зачеплення (який визначається з розрахунку зуба колеса на міцність), загального для обох коліс, а також від методу їх обробки.

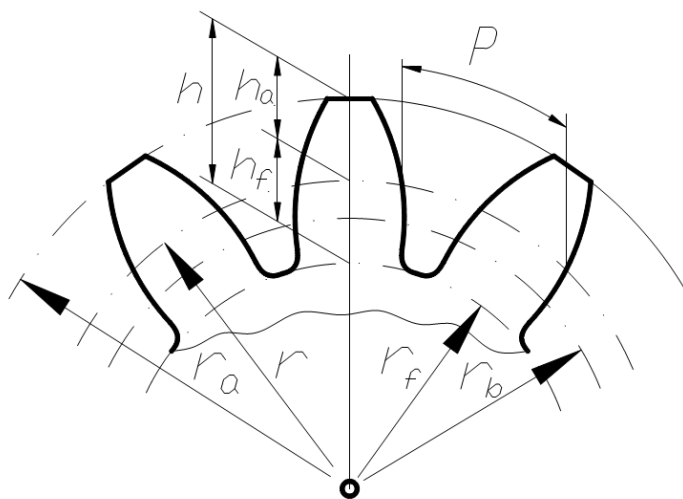


Рисунок 3.3 – Геометричні параметри зубчастого колеса

Основними параметрами зубчастого колеса є (рис. 3.3): z – число зубів;
 r_a – радіус кола виступів;
 r_f – радіус кола западин;
 r_b – радіус основного кола;
 r_w – радіус початкового кола (r – радіус ділительного кола) – при нарізці нормального

колеса ці радіуси збігаються;

S – товщина зуба по ділительному колу;

e – ширина западини по ділительному колу;

p_t – крок по ділительному колу;

h – висота зуба, рівна $h = h_a + h_f$,

де: h_a – висота головки зуба;

h_f – висота ніжки зуба;

ε_a – коефіцієнт перекриття;

m – модуль зачеплення, який визначається з умови: $m = \frac{p_t}{\pi}$.

Модуль зачеплення - це число міліметрів діаметра ділительного кола, яке припадає на один зуб колеса.

Величина модуля m визначається з розрахунку зубів на міцність за формулами, що наводиться в курсі деталей машин

$$m = \frac{p_t}{\pi} \quad [2]$$

Знайдена за допомогою такого розрахунку величина модуля m обов'язково замінюється найближчій величиною, взятої з таблиці стандартних модулів. Модуль коліс необхідно приймати мінімальним, так як з його збільшенням збільшуються габарити і маса передач. З іншого боку, приймати значення модуля менше 1,5 мм ($m \geq 1,5$) на силових передачах не рекомендується.

3. ПРИКЛАДИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ

3.1. Розрахунок геометричних параметрів зубчастого зачеплення:

Дано: $z_1=13$, $z_2=21$, $m=10$ мм

Підраховуємо передаточне відношення з формули:

$$U_{12} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (3.2)$$
$$U_{12} = \frac{21}{13} = 1,615.$$

Отримуємо, що $2 > U_{12} > 1$. Тепер з таблиці (додаток В), згідно числу зубців знаходимо коефіцієнти відносного зсуву $x_1 = 0,694$, $x_2 = 0,384$.

Визначаємо інволюту кута зачеплення з формули:

$$\text{inv } \alpha_w = \frac{2 \cdot (x_1 + x_2) \cdot \text{tg } \alpha}{z_1 + z_2} + \text{inv } \alpha, \quad (3.3)$$

де α – кут профілю рейки, дорівнює $\alpha=20^\circ$, $\text{tg } \alpha = \text{tg } 20^\circ = 0,364$; $\text{inv } 20^\circ$ – евольвентна функція 20° , визначаємо її з таблиці (додаток Д) $\text{inv } 20^\circ = 0,014904$. Підставляємо дані у формулу (3.3):

$$\text{inv } \alpha_w = \frac{2 \cdot (0,694 + 0,384) \cdot 0,364}{13 + 21} + 0,014904 = 0,037985.$$

Тепер знову з додатку Д, але вже по числу 0,037985 визначаємо кут $\alpha_w = 26^\circ 55'$ – кут між лінією зачеплення і дотичної до початкових кіл називається **кутом зачеплення**.

Визначаємо міжосьову відстань a_w передачі:

$$\alpha_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}, \quad (3.4)$$
$$a_w = \frac{10 \cdot (13 + 21)}{2} \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 26,92^\circ} = 170 \cdot \frac{0,9397}{0,8836} = 180,79 \text{ мм.}$$

Визначаємо радіуси початкових кіл r_{w1} , r_{w2} :

$$r_{w1} = \frac{a_w}{U_{12} + 1}, \quad (3.5)$$

$$r_{w1} = \frac{180,79}{1,615 + 1} = 69,14 \text{ мм,}$$

$$r_{w2} = \frac{a_w \cdot U_{12}}{U_{12} + 1}, \quad (3.6)$$

$$r_{w2} = \frac{180,79 \cdot 1,615}{1,615 + 1} = 111,65 \text{ мм.}$$

Визначаємо радіуси ділительних кіл r_1, r_2 :

$$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2}, \quad (3.7)$$

$$r_1 = \frac{10 \cdot 13}{2} = 65 \text{ мм.}$$

$$r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2}, \quad (3.8)$$

$$r_2 = \frac{10 \cdot 21}{2} = 105 \text{ мм.}$$

Визначаємо радіуси основних кіл r_{b1}, r_{b2} :

$$r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha, \quad (3.9)$$

$$r_{b1} = 65 \cdot \cos 20^\circ = 65 \cdot 0,9397 = 61,06 \text{ мм}$$

$$r_{b2} = r_2 \cdot \cos \alpha, \quad (3.10)$$

$$r_{b2} = 105 \cdot \cos 20^\circ = 105 \cdot 0,9397 = 98,67 \text{ мм.}$$

Визначаємо радіуси кіл вершин r_{a1}, r_{a2} :

$$r_{a1} = r_1 + (h_a^* + x_1 - \Delta y) \cdot m, \quad (3.11)$$

$$r_{a1} = 65 + (1 + 0,694 - 0,160) \cdot 10 = 80,34 \text{ мм}$$

$$r_{a2} = r_2 + (h_a^* + x_2 - \Delta y) \cdot m, \quad (3.12)$$

$$r_{a2} = 105 + (1 + 0,384 - 0,160) \cdot 10 = 117,24 \text{ мм}$$

де h_a^* – коефіцієнт висоти головки зуба, $h_a^* = 1$;

Δy – коефіцієнт зрівняльного зсування. Визначаємо з додатку А, якщо $z_1 = 13$, $\Delta y = 0,160$.

Визначаємо радіуси кіл западин r_{f1}, r_{f2} :

$$r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^* - x_1) \cdot m, \quad (3.13)$$

$$r_{f1} = 65 - (1 + 0,25 - 0,694) \cdot 10 = 59,44 \text{ мм,}$$

$$r_{f2} = r_2 - (h_a^* + c^* - x_2) \cdot m, \quad (3.14)$$

$$r_{f2} = 105 - (1 + 0,25 - 0,384) \cdot 10 = 96,34 \text{ мм,}$$

де c^* – коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,25$.

Визначаємо крок по ділительному колу p_t :

$$p_t = \pi \cdot m, \quad (3.15)$$

$$p_t = 3,14 \cdot 10 = 31,4 \text{ мм}$$

Визначаємо товщину зубців по ділільним колам S_1, S_2 :

$$S_1 = 0,5 \cdot p_t + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.16)$$

$$S_1 = 0,5 \cdot 31,4 + 2 \cdot 0,694 \cdot 10 \cdot 0,364 = 20,75 \text{ мм},$$

$$S_2 = 0,5 \cdot p_t + 2 \cdot x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.17)$$

$$S_2 = 0,5 \cdot 31,4 + 2 \cdot 0,384 \cdot 10 \cdot 0,364 = 18,49 \text{ мм}.$$

Визначаємо кути профілів зубців по колам вершин:

$$\alpha_{a_1} = \arccos \frac{r_{b_1}}{r_{a_1}}, \quad (3.18)$$

$$\alpha_{a_1} = \arccos \frac{61,06}{80,34} = 40,53^\circ,$$

$$\alpha_{a_2} = \arccos \frac{r_{b_2}}{r_{a_2}}, \quad (3.19)$$

$$\alpha_{a_2} = \arccos \frac{98,67}{117,24} = 32,69^\circ.$$

Визначаємо коефіцієнт перекриття ε_α :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a_1} + z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a_2} - (z_1 + z_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{2 \cdot \pi}, \quad (3.20)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{13 \cdot \operatorname{tg} 40,53^\circ + 21 \cdot \operatorname{tg} 32,69^\circ - (13 + 21) \cdot \operatorname{tg} 26,92^\circ}{2 \cdot 3,14} = 1,14.$$

3.2. Побудова картини зовнішнього евольвентного зачеплення

Побудова картини зовнішнього евольвентного зачеплення представлена на рисунках 3.4 – 3.13.

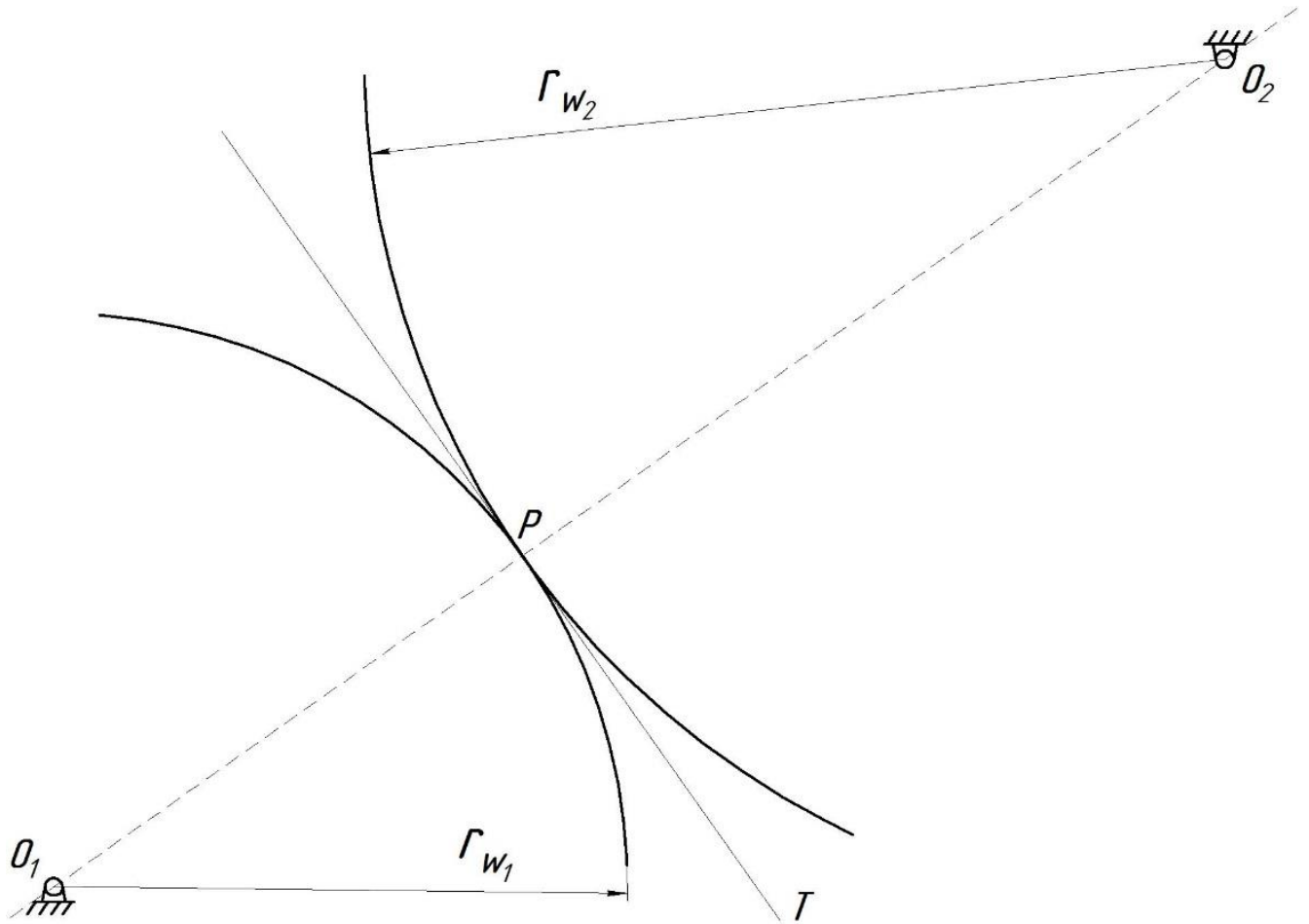


Рисунок 3.4 – Побудова картини зовнішнього евольвентного зачеплення

Проводимо лінію центрів і в обраному масштабі відкладаємо міжосьову відстань $a_w = 180,79$ мм. З точки O_1 і O_2 проводимо початкові кола r_{w1} , r_{w2} . Вони повинні торкатися одне одного на лінії центрів. Отримуємо точку торкання P – полюс зачеплення. Через полюс P проводимо спільну дотичну $T-T$ (рис. 3.4).

Проводимо лінію зачеплення $N-N$ під кутом $\alpha_w = 26^\circ 55'$ до лінії $T-T$ відповідно до рисунка 3.5.

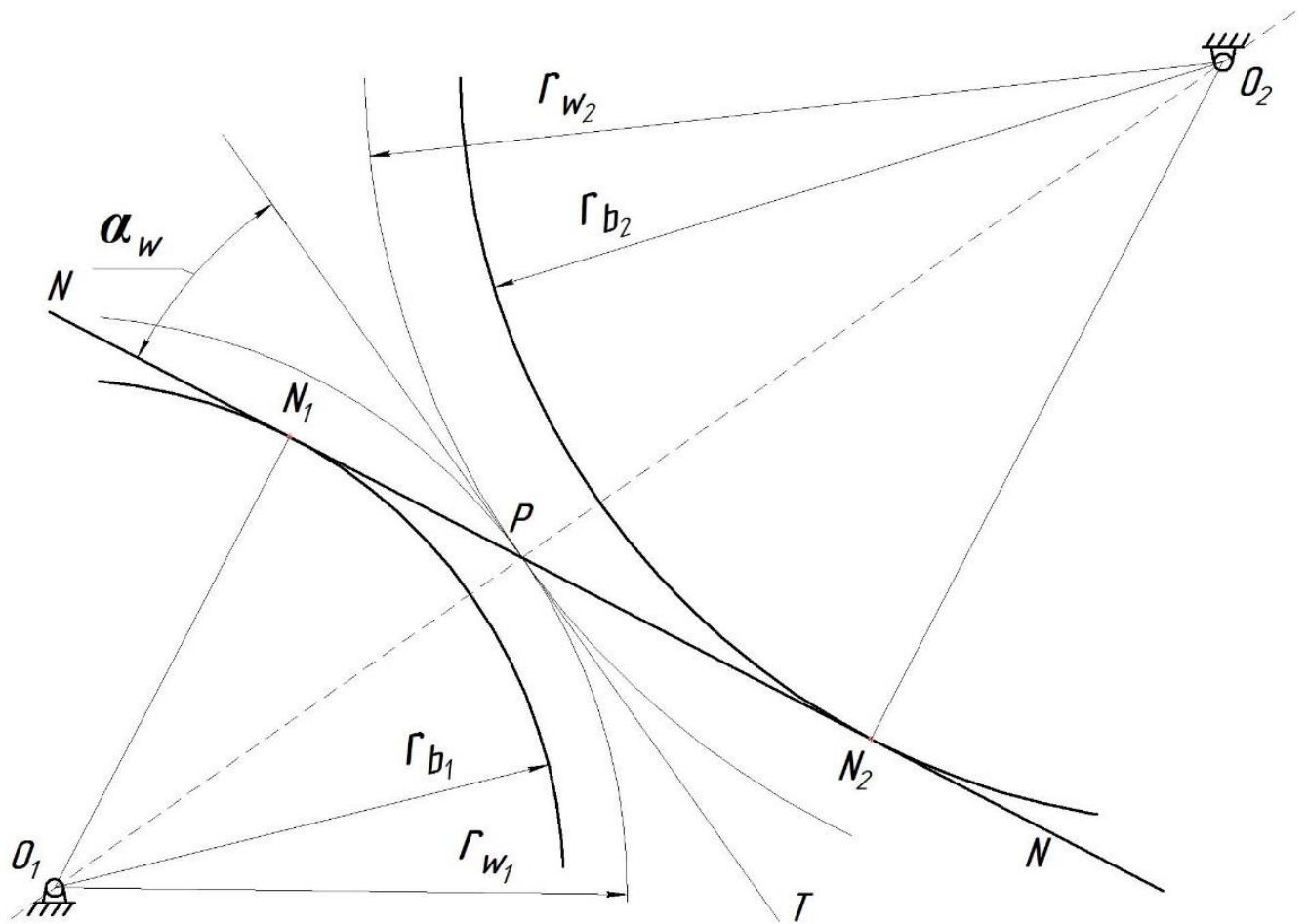


Рисунок 3.5 – Побудова картини зовнішнього евольвентного зачеплення

Проводимо основні кола радіусами r_{b_1} , r_{b_2} . Перевірка: ці кола повинні торкатися лінії $N-N$ (але не перетинатися). Точки дотику позначимо N_1 і N_2 . Відрізок N_1-N_2 теоретична лінія зачеплення (рис. 3.5).

Далі проводимо кола (рис.3.6): ділильні r_1 , r_2 , вершин r_{a_1} , r_{a_2} і западин r_{f_1} , r_{f_2} .

Ділимо відрізок N_1-P та N_2-P на рівні (на чотири) частини і будуємо евольвенти для обох коліс (рис. 3.6).

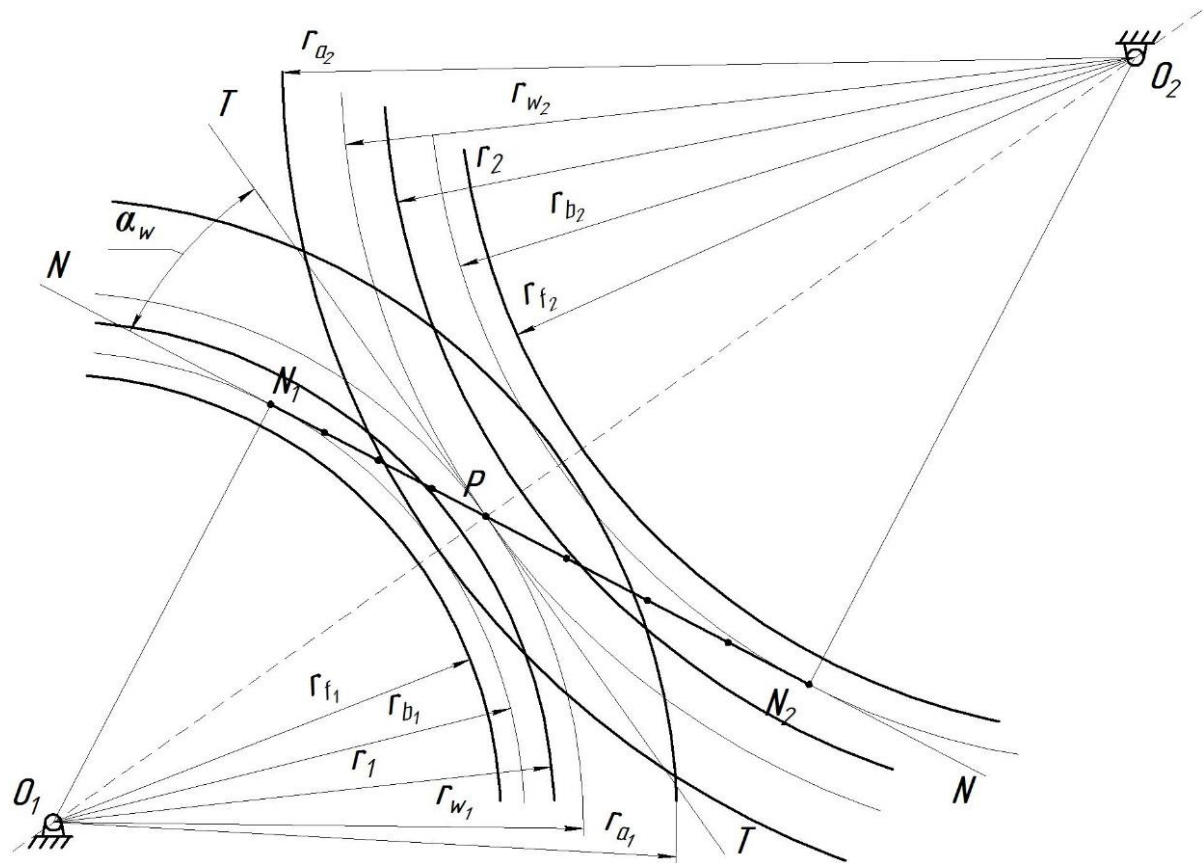


Рисунок 3.6 – Побудова картини зовнішнього евольвентного зачеплення

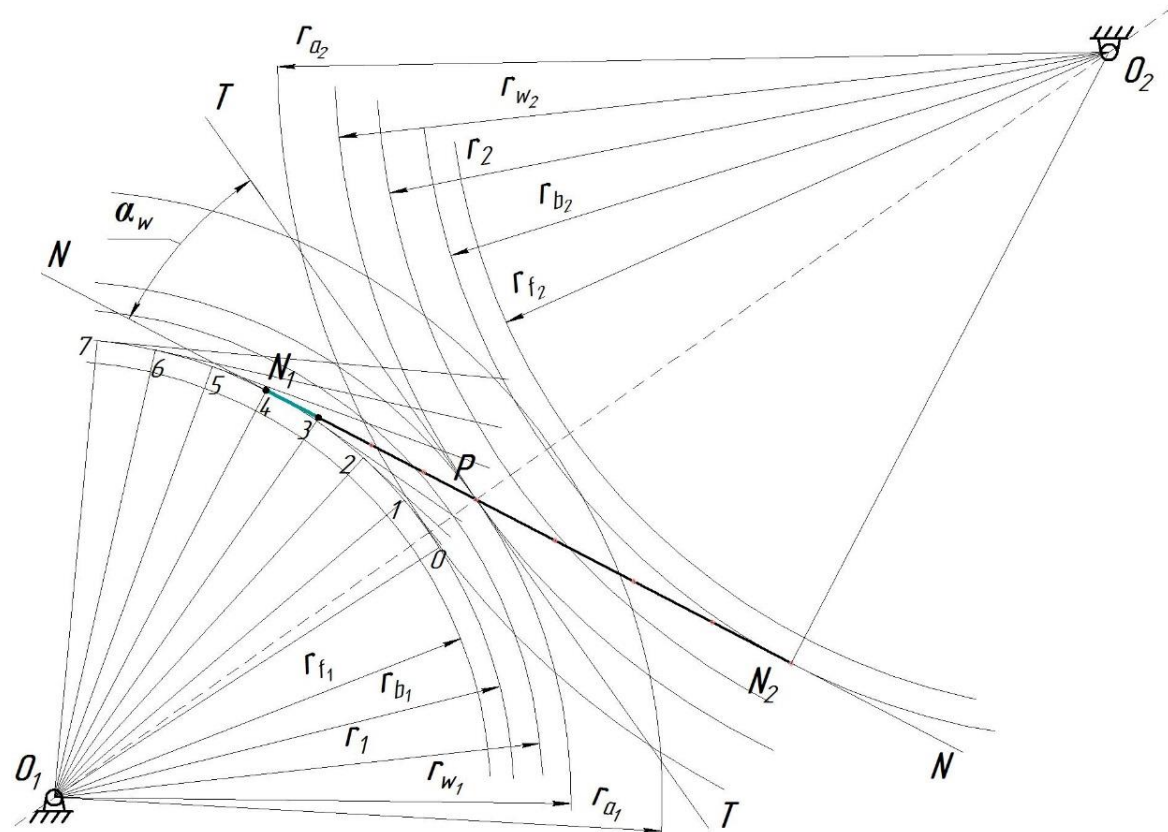


Рисунок 3.7 – Побудова картини зовнішнього евольвентного зачеплення

Для цього від точки N_1 відкладаємо на основному колі хорди N_1-3 , $3-2$, $2-1$, $1-0$, відповідно рівні довжині четвертої частини відрізка N_1-P (рис. 3.7).

З'єднуємо точки $1, 2$ і т. ін. з точкою O_1 і до ліній $O_1 1, O_1 2$, і т. ін. проводимо перпендикуляри, на котрих відкладаємо таку кількість відрізків, який номер перпендикуляра. Наприклад, перпендикуляр 2 , значить два відрізки (рис. 3.7).

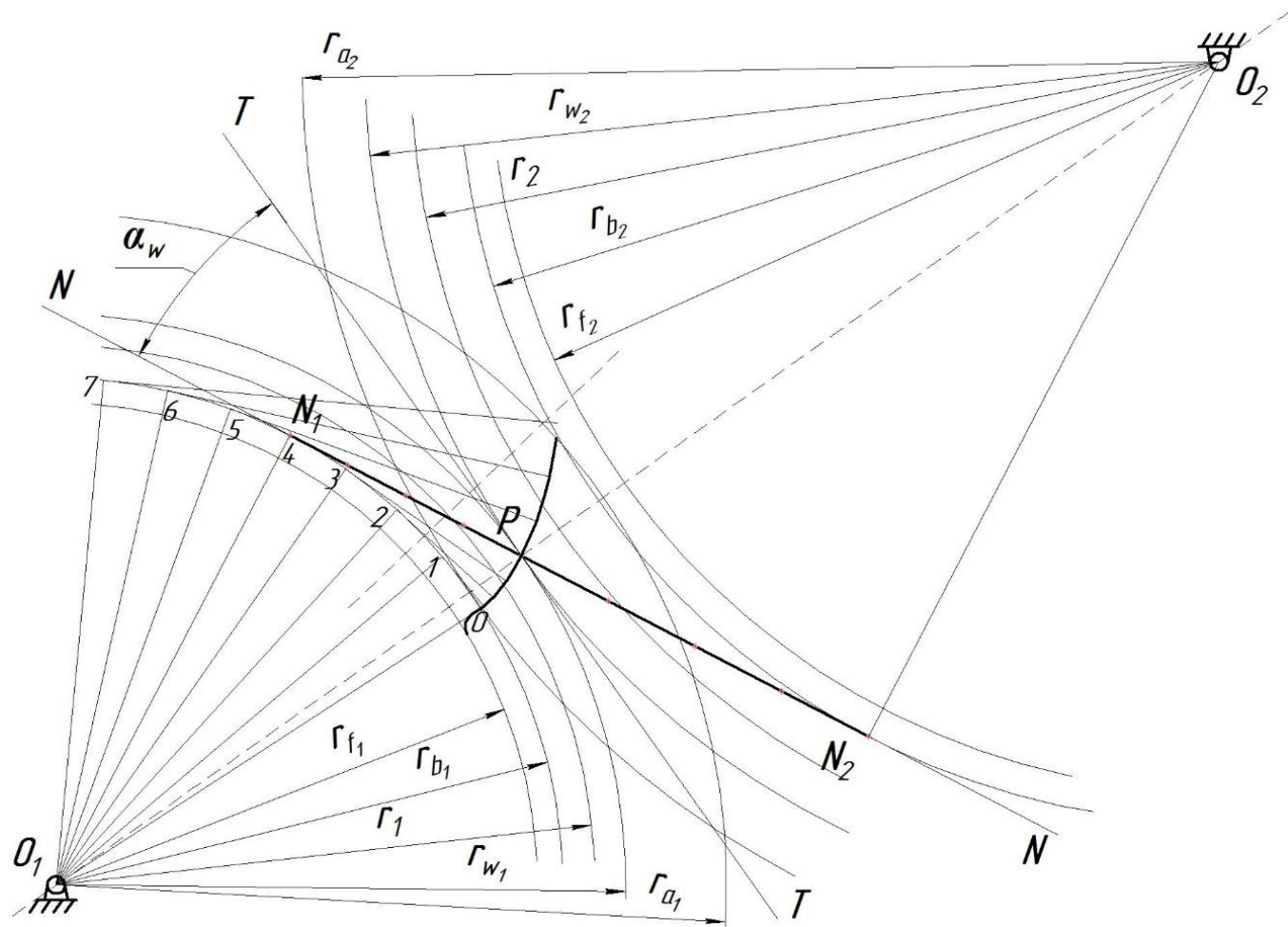


Рисунок 3.8 – Побудова картини зовнішнього евольвентного зачеплення

Кінці перпендикулярів з'єднуємо плавною лінією (рис. 3.8).

Від полюса P по ділільному колу відкладаємо крок зачеплення $p_t=14,13$ мм і товщину зубця $S_1 (S_2)$ (рис. 3.9).

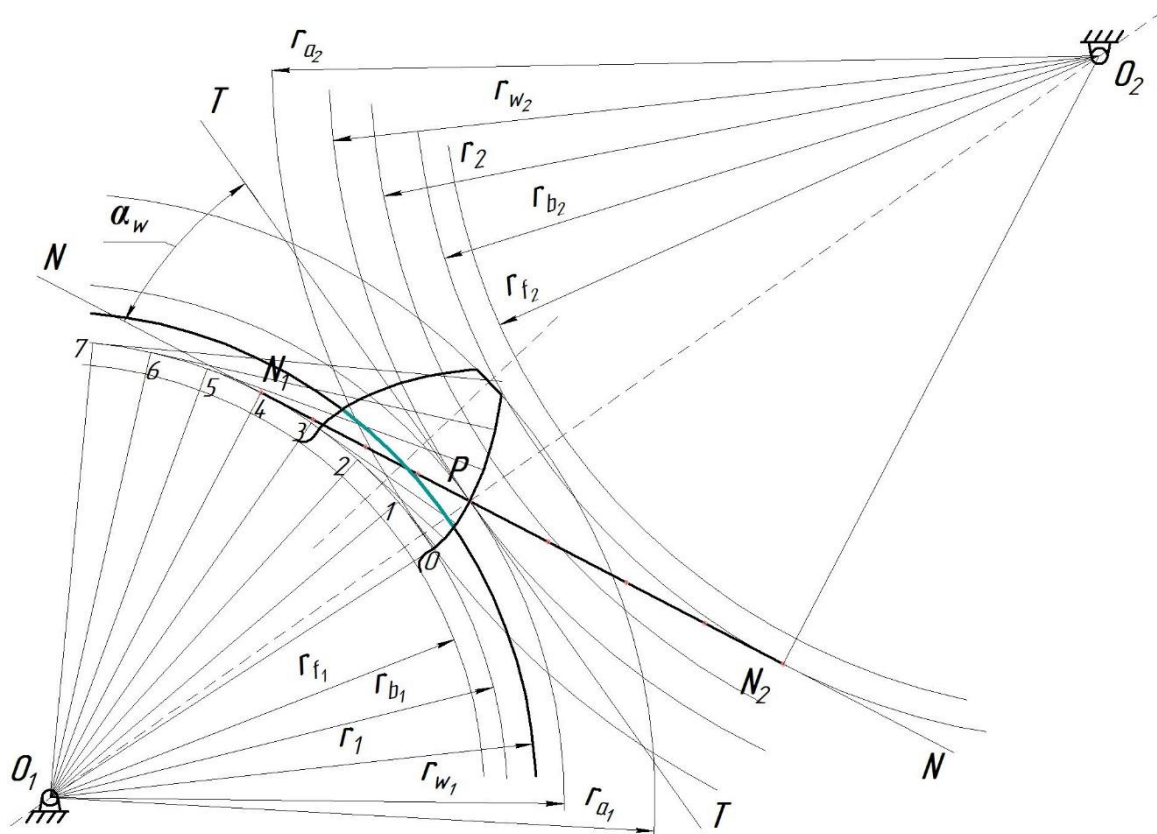


Рисунок 3.9 – Побудова картини зовнішнього евольвентного зачеплення

Побудова евольвенти для другого колеса аналогічне (рис. 3.10).

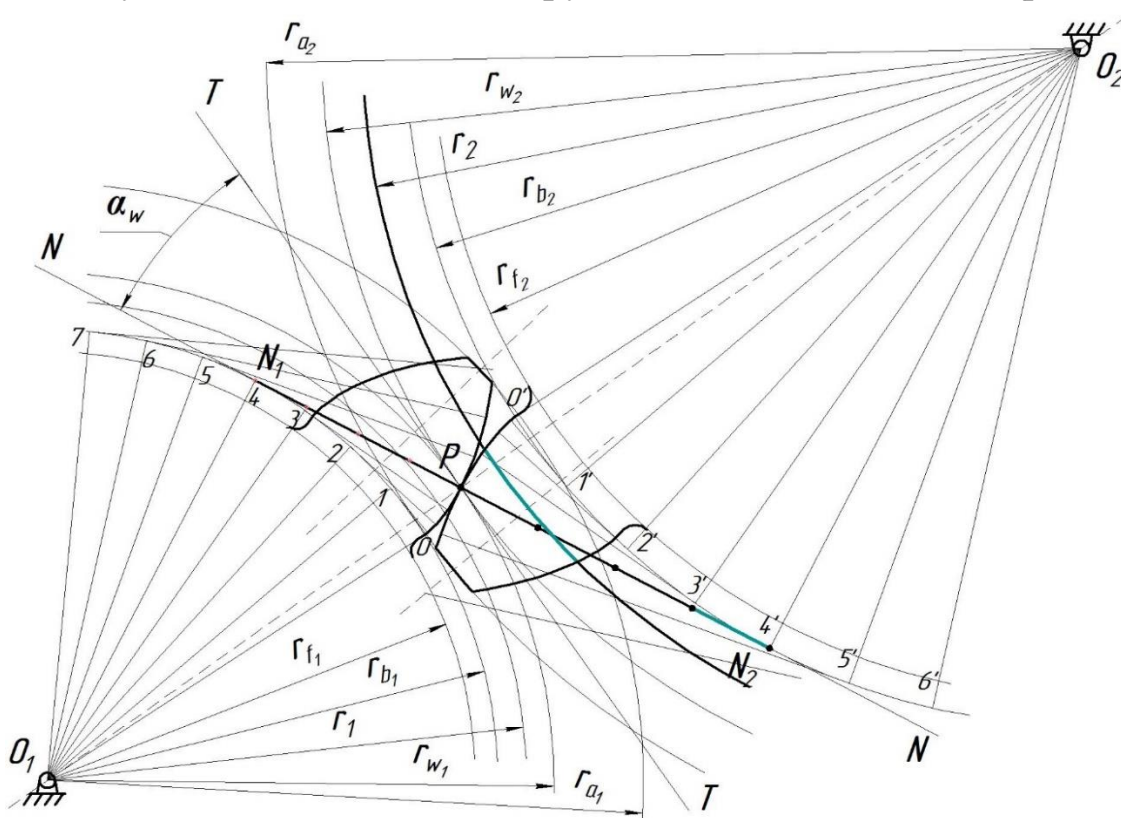


Рисунок 3.10 – Побудова картини зовнішнього евольвентного зачеплення

Бокові профілі решти зубців будуюмо по шаблону (рис. 3.11).

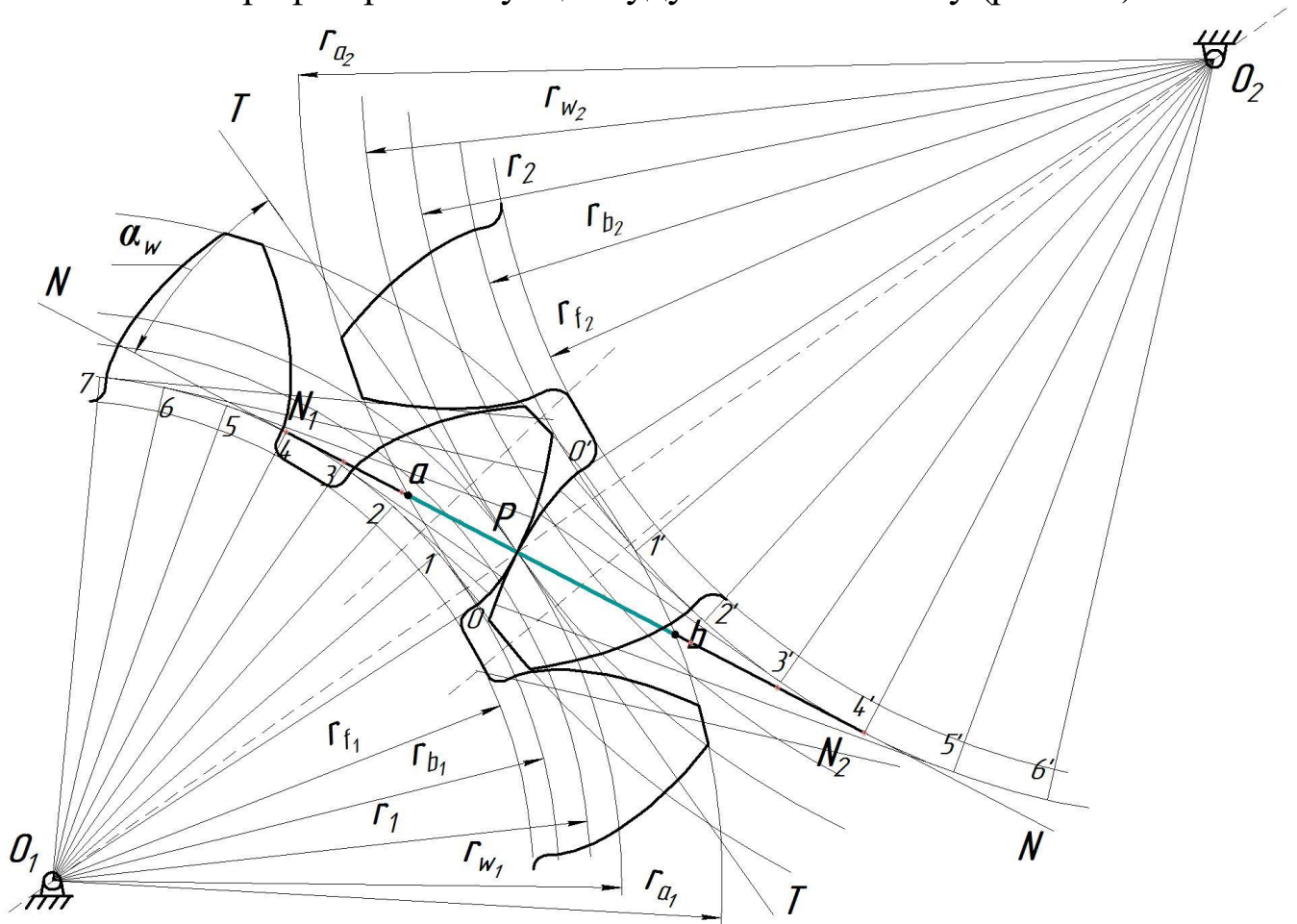


Рисунок 3.11 – Побудова картини зовнішнього евольвентного зачеплення

Точки перетинання кіл вершин з теоретичною лінією зачеплення дадуть відрізок **ab** – практичну лінію зачеплення (рис. 3.11).

Визначаємо робочі ділянки профілів (рис. 3.12). Радіусом, який дорівнює відрізку O_1a , з центру O_1 проводимо дугу до перетину з боковим профілем зуба. Точка перетину є кінцем робочої ділянки профілю зуба малого колеса. Робоча ділянка виділена чорно-білим кольором (штрихуванням). Аналогічно визначається робоча ділянка для іншого колеса.

Визначаємо коефіцієнт перекриття (рис. 3.13). p_w – крок зачеплення за початковим колом. Визначаємо дугу зачеплення.

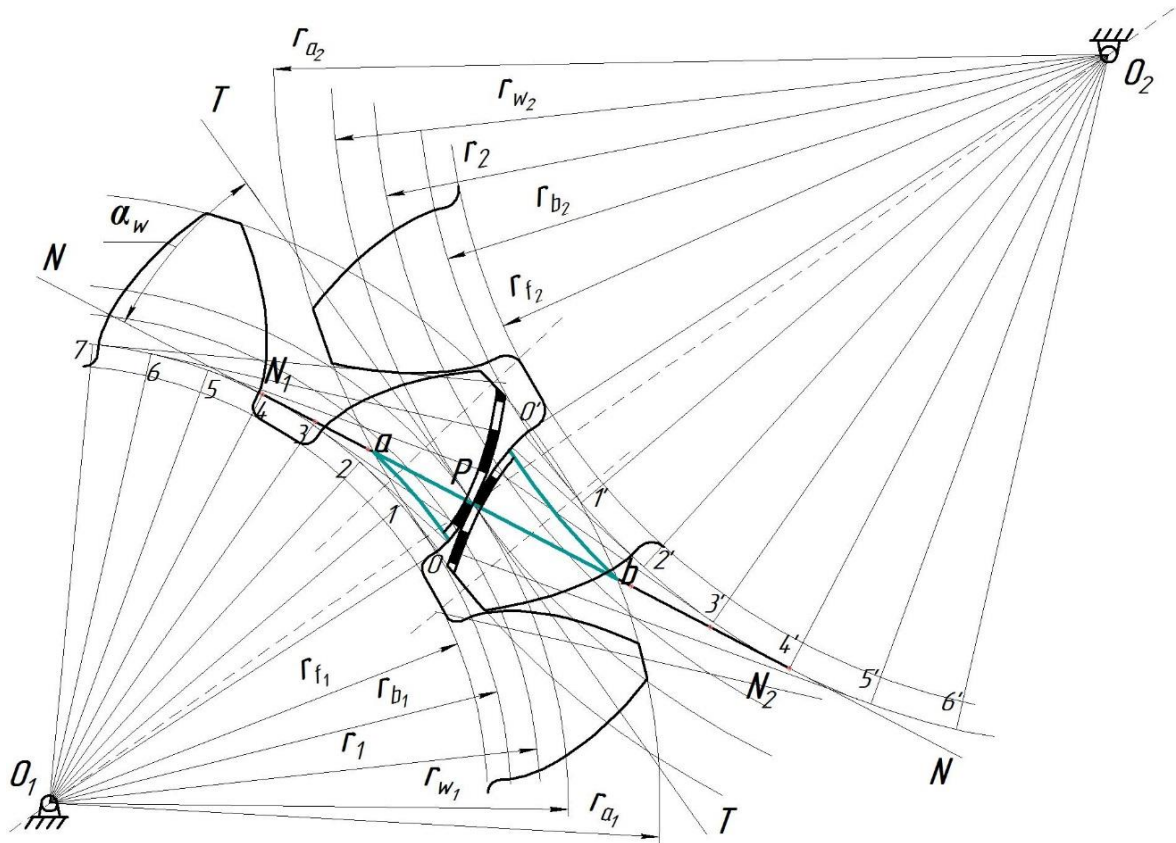


Рисунок 3.12 – Побудова картини зовнішнього евольвентного зачеплення

Зображуємо бічний профіль зуба (показаний штриховими лініями) на початку і в кінці практичної лінії зачеплення, тобто проходить через точки *a* і *b*. Дуга *dd'* початкової окружності, відтята бічним профілем, є дугою зачеплення.

Використовуючи дугу зачеплення, визначаємо коефіцієнт перекриття за формулою

$$\varepsilon'_\alpha = \frac{dd'}{p_w}, \quad (3.21)$$

$$\varepsilon'_\alpha = \frac{169,84}{149,36} = 1,137.$$

Порівнюємо результати розрахунків коефіцієнта перекриття ε_α

$$\Delta = \left| \frac{\varepsilon'_\alpha - \varepsilon_\alpha}{\varepsilon_\alpha} \right|, \quad (3.22)$$

$$\Delta = \frac{1,137 - 1,14}{1,14} \cdot 100\% = 0,2\%.$$

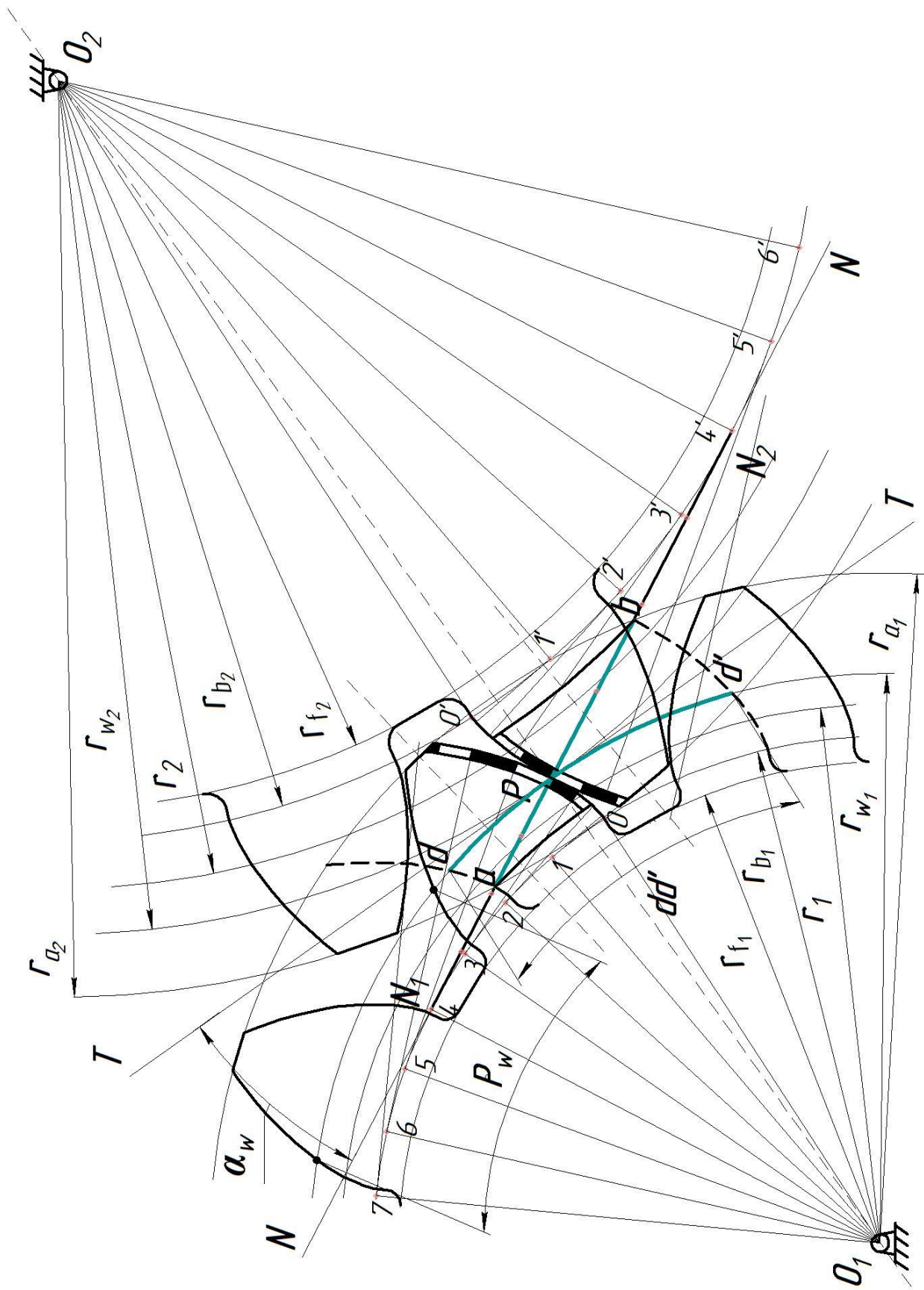


Рисунок 3.13 – Побудова картини зовнішнього евольвентного зачеплення

3.3. Оснащення робочого місця

Методичний посібник, калькулятор, вихідні та довідкові дані.

3.4 Рекомендації щодо виконання роботи й оформлення звіту

3.4.1 Правила техніки безпеки

1. На кожному занятті послідовного модуля учбового семестру пройти інструктаж з техніки безпеки і суворо виконувати усі рекомендації.

2. Не можна працювати в аудиторії студентів одному.

3. Не можна знаходитися в аудиторію у верхньому одягу.

4. Працювати тільки з обладнанням, що відноситься до заданого завдання, у присутності викладача або учбового майстра. Інше обладнання і моделі механізмів чіпати забороняється. Питання, що виникають, вирішувати з викладачем або учбовим майстром кафедри. Студенти, що не виконують цієї умови, звільняють аудиторію.

5. У разі нещасного випадку прийняти усі заходи до надання першої допомоги.

3.4.2 Порядок виконання роботи

1. Використовуючи число зубців зубчастих коліс і значення модуля визначити передавальне відношення зачеплення.

2. Використовуючи таблиці в додатку визначити коефіцієнти відносного зсуву.

3. Інвалюту кута зачеплення визначити за формулою і використовуючи додатки визначити кут зачеплення.

4. Розрахувати за формулами все радіуси, крок зачеплення і товщину обох коліс.

5. Побудувати картину зачеплення.

6. Оформити звіт по практичній роботі.

3.4.3 Після виконання роботи, студент складає звіт, який вміщує дані

1. Найменування, номер та мету роботи.

2. Розрахунок за кількістю зубців та модулю зубчастих коліс значення передавальне відношення зачеплення.

3. Використовуючи таблиці в додатку, визначити коефіцієнти відносного зсуву.

4. Інвалюту кута зачеплення визначити за формулою і використовуючи додатки визначити кут зачеплення.

5. Розрахувати за формулами все радіуси, крок зачеплення і товщину зубців обох коліс.

6. Побудувати картину зачеплення.

3.5 Форма звіту Практичне заняття № 3.

РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

Мета роботи:

Роботу виконав _____ *Дата* _____

Підпис викладача _____

3.6 Питання для самоконтролю

1. Дайте визначення лінії зачеплення і евольвентної передачі.
2. Назвіть геометричні характеристики зубчастого колеса.
3. Як визначаються коефіцієнти відносного зсуву?
4. Дайте визначення модуля зачеплення.
5. Як визначаються робочі ділянки профілів зубів?
6. Розкажіть про основні елементи евольвентної зубчастої передачі.
7. За допомогою яких елементів визначається практичний коефіцієнт перекриття?
8. Який мінімальний може бути коефіцієнт перекриття?

Додаток А
(довідковий)

Значення коефіцієнта зрівняльного зміщення

Таблиця А.1 – Значення коефіцієнта зрівняльного зміщення
 Δy при $2 \geq U_{12} > 1$ по В. Н. Кудрявцеву

z_1	Δy	z_1	Δy	z_1	Δy	z_1	Δy	z_1	Δy
10	0,110	17	0,215	24	0,278	31	0,319	38	0,341
11	0,127	18	0,227	25	0,285	32	0,323	39	0,344
12	0,145	19	0,239	26	0,292	33	0,328	40	0,347
13	0,160	20	0,250	27	0,298	34	0,332	41	0,350
14	0,175	21	0,257	28	0,303	35	0,335	42	0,351
15	0,190	22	0,265	29	0,308	36	0,338	43	0,352
16	0,202	23	0,272	30	0,315	37	0,341	44	0,353

Додаток Б
(довідковий)

Значення коефіцієнта зрівняльного зміщення

Таблиця Б.1 – Значення коефіцієнта зрівняльного зміщення Δy і відносного зсуву x_1 при $5 \geq U_{12} > 2$ по В. Н. Кудрявцеву

z_1	Δy	x_1	z_1	Δy	x_1	z_1	Δy	x_1
10	0,15	0,59	20	0,25	1,22	30	0,25	1,63
11	0,16	0,66	21	0,25	1,27	31	0,25	1,67
12	0,17	0,73	22	0,25	1,31	32	0,25	1,71
13	0,18	0,80	23	0,25	1,35	33	0,25	1,74
14	0,19	0,86	24	0,25	1,39	34	0,25	1,77
15	0,20	0,92	25	0,25	1,43	35	0,25	1,81
16	0,21	0,98	26	0,25	1,47	36	0,25	1,85
17	0,22	1,04	27	0,25	1,51	37	0,25	1,88
18	0,23	1,10	28	0,25	1,55	38	0,25	1,92
19	0,24	1,16	29	0,25	1,59	39	0,25	1,96

Додаток В
(довідковий)

Таблиця В.1 – Значення коефіцієнтів x_1 і x_2 при $2 \geq U_{12} \geq 1$ по В. Н. Кудрявцеву

Z_2	Порядок	$Z_1=11$		$Z_1=12$		$Z_1=13$		$Z_1=14$		$Z_1=15$		$Z_1=16$		$Z_1=17$		$Z_1=18$	
		x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
11	0,	395	395	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
12	0,	432	372	444	444	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
13	0,	464	354	479	423	486	486	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
14	0,	490	341	515	400	524	462	525	525	–	–	–	–	–	–	–	–
15	0,	513	330	543	386	557	443	565	506	571	571	–	–	–	–	–	–
16	0,	534	392	566	376	588	426	600	485	609	547	608	608	–	–	–	–
17	0,	551	317	589	365	614	414	631	468	644	526	644	586	646	646	–	–
18	0,	568	312	609	358	636	405	661	452	677	508	678	566	683	624	684	684
19	0,	584	308	626	353	659	394	686	441	706	492	716	542	720	601	723	658
20	0,	601	303	646	345	676	389	706	433	731	481	744	528	756	580	756	639
21	0,	617	299	663	341	694	384	726	426	754	472	766	519	781	568	792	617
22	0,	630	297	679	337	714	376	745	419	775	463	793	507	809	554	814	609
23	0,	–	–	673	334	730	372	763	414	792	458	815	497	833	543	849	588
24	0,	–	–	706	333	745	369	780	409	813	449	834	491	856	534	871	579
25	0,	–	–	–	–	758	368	796	405	830	445	854	483	878	525	898	566
26	0,	–	–	–	–	773	365	813	400	848	440	860	480	898	517	916	561
27	0,	–	–	–	–	–	–	826	399	862	438	892	470	916	511	937	552
28	0,	–	–	–	–	–	–	840	397	881	431	907	467	936	504	958	543
29	0,	–	–	–	–	–	–	–	–	894	430	921	465	952	500	976	537
30	0,	–	–	–	–	–	–	–	–	908	426	936	462	968	496	994	532
31	0,	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	951	459	981	494	1,011	528
32	0,	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	967	455	999	490	1,026	525
33	0,	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	951	459	1,041	522
34	0,	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	967	455	1,059	516
35	0,	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	1,072	515

П р и к л а д визначення коефіцієнтів x_1 і x_2 : $Z_1=12, Z_2=18; x_1=609 \cdot 10^{-3}=0,609, x_2=0,358$

Додаток Г
(довідковий)

Значення коефіцієнта відносного зсуву

Таблиця Г.1 – Значення коефіцієнта відносного зсуву x_1 при $5 \geq U_{12} \geq 2$ по В. Н. Кудрявцеву

Z_2	Z_1															
	порядок	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
20	0,	397	381	364	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
25	0,	458	442	425	409	401	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30	0,	517	501	486	471	463	458	451	445	—	—	—	—	—	—	—
35	0,	571	556	542	528	522	518	512	505	499	493	—	—	—	—	—
40	0,	625	610	596	582	577	575	569	564	560	553	547	509	481	—	—
45	0,	673	661	618	635	632	628	624	620	616	611	606	566	538	508	481
50	0,	721	709	696	689	684	682	677	674	671	667	662	623	594	564	535
55	0,	—	754	745	734	732	731	728	727	722	720	716	677	647	618	588
60	0,	—	—	789	782	780	779	778	777	773	772	769	729	697	668	636
65	0,	—	—	—	822	825	826	827	825	823	821	820	778	748	719	687
70	0,	—	—	—	—	866	870	872	874	871	869	868	828	797	768	736
75	0,	—	—	—	—	—	909	914	917	920	919	916	876	846	816	786
80	0,	—	—	—	—	—	—	954	957	961	962	965	925	991	859	828

Додаток Д
(довідковий)

Значення евольвентної функції

Таблиця Д.1 – Значення евольвентної функції $inv \alpha = \Theta = tg$

α — α , рад

Кут	Порядок	0'	10'	20'	30'	40'	50'
20	0,0	149	153	157	161	165	169
21	0,0	173	178	182	187	191	196
22	0,0	200	205	210	215	220	225
23	0,0	230	236	241	247	252	258
24	0,0	263	269	275	281	287	293
25	0,0	300	306	313	319	326	333
26	0,0	339	346	353	361	368	375
27	0,0	383	390	398	406	414	422
28	0,0	430	438	447	455	464	473
29	0,0	482	491	500	509	518	529
30	0,0	537	547	557	567	577	588
31	0,0	598	608	619	630	641	652
32	0,0	664	675	687	698	710	732
33	0,0	734	747	759	772	785	798
34	0,0	811	824	838	851	865	879
35	0,0	393	908	922	937	951	967
36	0,	098	100	101	103	1045	106
37	0,	108	109	111	113	1145	116
38	0,	118	120	122	123	125	127
39	0,	129	131	133	135	137	139
40	0,	141	143	145	147	149	151

Додаток Е
(довідковий)

Натуральні значення $\cos \alpha$

Таблиця Е.1 – Натуральні значення $\cos \alpha$

Угол	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'
20	0,940	0,939	0,938	0,937	0,936	0,935	0,934
21	0,934	0,932	0,931	0,930	0,929	0,928	0,927
22	0,927	0,926	0,925	0,924	0,923	0,922	0,920
23	0,920	0,919	0,918	0,917	0,916	0,915	0,913
24	0,913	0,912	0,911	0,910	0,909	0,907	0,906
25	0,906	0,905	0,904	0,903	0,901	0,900	0,899
26	0,899	0,897	0,886	0,895	0,894	0,892	0,891
27	0,891	0,890	0,888	0,887	0,886	0,884	0,883
28	0,883	0,882	0,880	0,879	0,877	0,876	0,875
29	0,875	0,873	0,872	0,870	0,869	0,867	0,866
30	0,866	0,865	0,863	0,862	0,860	0,859	0,857

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №4

Тема: СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ З ПЛОСКИМ ШТОВХАЧЕМ

Мета роботи: Опанувати практичні навички в побудові профілю кулачка з мінімальним радіусом кулачкової шайби

1. ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1. Завдання з самостійної підготовки до роботи

Студент має знати які пари відносяться до вищих кінематичних пар, за якими ознаками класифікуються кулачкові механізми. Треба вміти визначати число ступенів вільності механізмів, тому що воно завжди дорівнює числу вхідних (ведучих) ланок механізму. Треба знати фазові кути кулачкового механізму.

Треба мати уявлення про метод хорд та дотичних. Треба знати метод визначення кінематичних та динамічних характеристик кулачкового механізму. Як для заданого графіку аналога прискорення вихідної ланки побудувати діаграми швидкості і переміщення.

1.2 Питання для самопідготовки

1. Як визначити нижчі кінематичні пари?
2. Як визначити вищі кінематичні пари?
3. По якій формулі визначається ступінь рухомості плоского механізму?
4. Як класифікувати кулачковий механізм по характеру замикання?
5. Як класифікувати кулачковий механізм по формі штовхача?
6. Як класифікувати кулачковий механізм по характеру руху штовхача?
7. Як класифікувати кулачковий механізм по характеру руху кулачка?
8. Який штовхач називається штангою?

9. Який штовхач називається коромислом?
10. Який штовхач називається шатуном?
11. На які фазові кути поділяється кут повороту кулачка?

1.3. Рекомендована література

1. Єременко О.І. Інженерна механіка. Частина 2. Теорія механізмів і машин: Підручник /Єременко О.І. – Вінниця: Нова книга, 2009.- 368 с. – ISBN 978-966-382-217-4.
2. Попов С.В. Теорія механізмів технологічних машин: підручник. Збільшений формат В5 / Попов С.В., Бучинський М.Я.,Гнітько С.М., Чернявський А.М. - Ліра-К: 2020.- 268 с. – ISBN 978-617-7910-90-8
3. Черниш О. М. Теорія механізмів і машин: Частина 1.: навч. пос. / Черниш О.М., Березовий М.Г., Яременко В.В. – ЦУЛ – 2019.- 464 с. – ISBN 978-611-01-1238-3
4. Кошель С. Технічна механіка. Розділ «Теорія механізмів і машин» /С. Кошель, Леонід Березін, Ганна Кошель – Центр навчальної літератури: 2020.- 156 с. – ISBN 978-611-01-2143-9
5. Конспект лекцій

2. ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1. Програма роботи

- У завдання до синтезу кулачкового механізму входять:
- закон руху веденої ланки – штовхача (задається у вигляді графіка – аналога прискорень);
 - фазові кути (визначаються циклограмою машини);
 - хід штовхача (задається конструктором або технологом);
 - зміщення штовхача (визначається призначенням машини або її конструктивними особливостями);
 - кут передачі руху γ_{min} .

1. Побудувати задану діаграму аналога прискорень штовхача.

2. Методом графічного інтегрування побудувати діаграму аналога швидкостей штовхача.

3. Методом графічного інтегрування побудувати діаграму аналога переміщень штовхача.

4. Побудувати сумісну діаграму та за її допомогою визначити мінімальний радіус кулачкової шайби.

5. Визначившись масштабом, побудувати профіль кулачка з мінімальним радіусом кулачкової шайби.

2.2. Теоретичні відомості

2.2.1. Динамічний синтез кулачка

Кулачкові механізми містять хоч би одну вищу кінематичну пару і складаються з кулачка, штовхача і стійки. Міра рухливості такого механізму рівна одиниці.

Кулачкові механізми, подібно до інших механізмів, служать для перетворення одного виду руху (на вході), що змінюється за певним законом, в інший вид руху (на виході) іншого закону з одночасним перетворенням силових параметрів, що передаються (сил, моментів).

Гідністю кулачкових механізмів є володіння деякими важливими властивостями, яких немає у розглянутих раніше важільних механізмів. З їх допомогою можна легко отримувати переривчасті рухи веденої ланки, тобто його рух з зупинками, і практично будь-який закон руху штовхача за допомогою кулачка. Різновид кулачкових механізмів в залежності від характеру руху кулачка, взаємного розташування кулачка і вихідної ланки, геометричних форм елемента, що належить вихідній ланці.

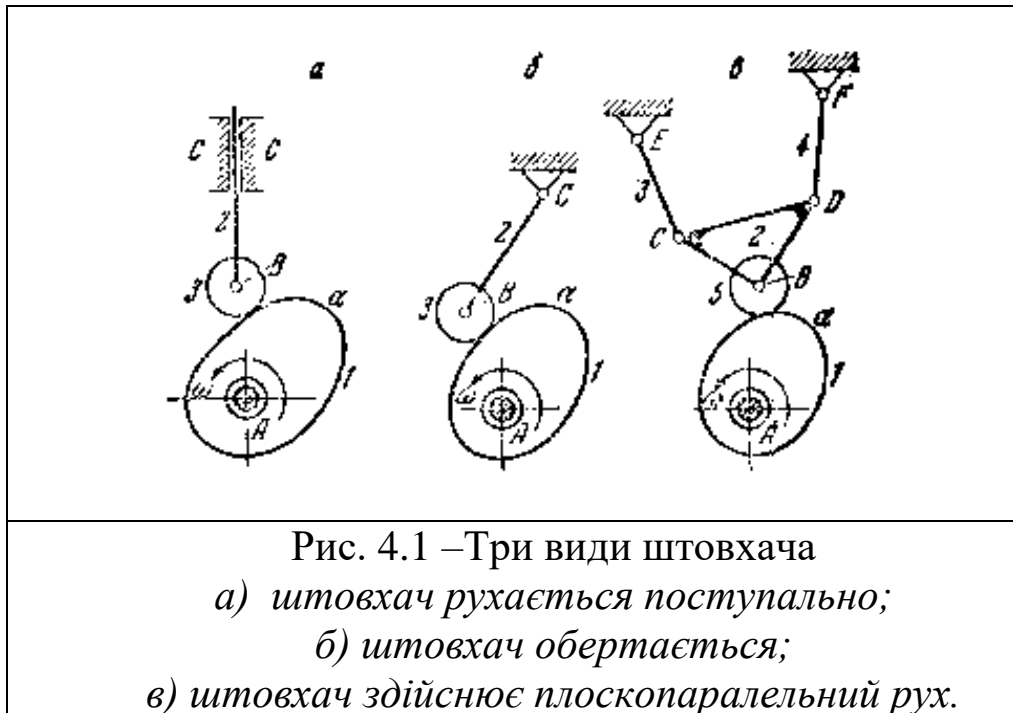
Кінематичний ланцюг простого кулачкового механізму складається з двох рухливих ланок (кулачка і штовхальника), що утворюють вищу кінематичну пару, і стійки, з якою кожна з цих ланок входить в нижчу кінематичну пару.

Провідною ланкою механізму зазвичай є кулачок, який в більшості випадків здійснює безперервний обертальний рух. Кулачок володіє складним профілем (бічна поверхня), форма

якого залежить від заданої схеми механізму і закону руху веденої ланки.

Ведена ланка, звана штовхачем, залежно від здійснюваного руху, відносно стійки, діляться на три види:

- 1) штовхач рухається поступально;
- 2) штовхач обертається;
- 3) штовхач здійснює плоскопаралельний рух.



Кулачок 1 , обертається навколо осі A із заданою кутовою швидкістю ω . Діючи на ролик 3 , що вільно обертається навколо осі, кулачок 1 змушує штовхач 2 рухатися поступально в тих, що направляють $3 - C$. Крива a - профіль кулачка (рис.4.1а).

На рис.4.1б показаний другий вид кулачкового механізму. Кулачок 1 обертається із заданою кутовою швидкістю ω . Діючи на ролик 3 , кулачок 1 примушує штовхач 2 обертатися навколо осі C . Штовхач 2 , що обертається навколо нерухомої осі, носить назву коромисла.

На рис.4.1в показаний третій вид кулачкового механізму. Кулачок 1 обертається навколо осі з кутовою швидкістю ω . Діючи на ролик 5 , кулачок 1 примушує штовхач 2 здійснювати

плоскопаралельний рух (штовхач 2, називається шатуном), в тій час, як ланки 3 і 4 обертаються відповідно навколо осей E і F .

Найбільшого поширення набули кулачкові механізми з роликовим штовхачем що рухається прямолінійно (рис. 4.2, в) і з коромислом роликовим штовхачем (рис. 4.2, д).

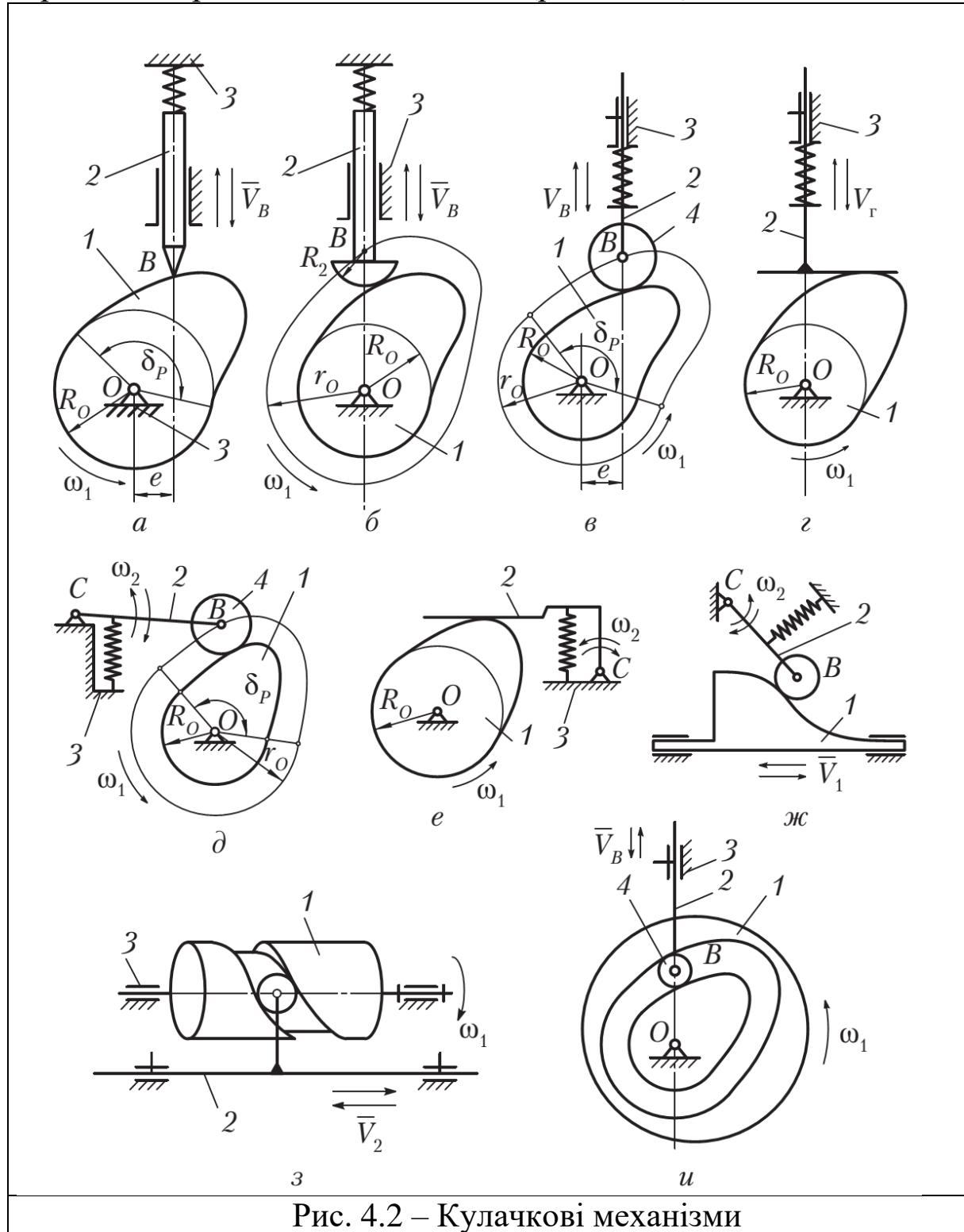


Рис. 4.2 – Кулачкові механізми

На рис. 4.2 приведені приклади кулачкових механізмів. Кулачок 1 утворює вищу кінематичну пару з штовхачем 2 (рис. 4.2 *a, б, и, г, е*) або з роликом 4, шарнірно встановленим на штовхачі (рис. 4.2 *в, д, ж, е, з, и*). Контакт ланок може бути лінійним або точковим.

Класифікація за способом замикання елементів вищої пари: силове і геометричне замикання. Постійне з'єднання елементів вищої кінематичної пари здійснюється, як правило, під дією пружини (силове замикання). У деяких механізмах на куркульці виконують паз (рис. 4.2, *з, и*), усередині якого переміщається ролик штовхача (геометричне замикання); такі кулачки складніше виготовити, вони мають великі габарити.

Класифікація по характеру руху кулачка: обертальний, зворотно-поступальний і гвинтовий рух. Зазвичай кулачок здійснює обертальний рух, котрий перетвориться в зворотно-поступальне прямолінійний або в зворотньо-обертальний рух штовхача. У деяких механізмах кулачок здійснює зворотно-поступальний рух (рис. 4.2, *ж*). У плоских кулачкових механізмах, як правило, застосовуються дискові куркульки (рис. 4.2, *а - е, и*), в просторових – циліндричні (рис. 4.2, *з*), конічні, сферичні, глобоїдальні.

Класифікація за формою робочої поверхні штовхача:

- тарілчасті;
- загострені;
- роликові;
- грибоподібні.

Для зниження зносу елементів вищої кінематичної пари і для зменшення втрат на тертя замість загострених штовхальників (рис. 4.2, *а*) застосовують штовхачі із закругленим кінцем (рис. 4.2, *б*), плоскі (рис. 4.2, *е*) або роликові (рис. 4.2, *в, д, же, з, и*).

У плоских механізмах з штовхачем, що прямолінійно рухається, останній може бути центральним (рис. 4.2, *г, и*) або позавісним (рис. 4.2, *а, в*).

Поняття теоретичного профілю кулачка. При кінематичному дослідженні і проектуванні механізмів з роликовим або закругленим штовхачем вводять поняття теоретичного профілю

кулачка (на рис. 4.2 б, и, в, д він показаний тонкою лінією). Теоретичний профіль проходить через центр B ролику або закруглення і еквідистантен (еквідистантна пряма до теоретичного профілю) конструктивному профілю кулачка. Це дає можливість умовно виключити ролик із складу механізму або ліквідувати закруглення штовхача і розглядати точку як точку, що знаходиться на кінці штовхача і безпосередньо контактує з теоретичним профілем, що замінив конструктивний. В результаті схема механізму спрощується. Наприклад, замість схеми на рис. 4.2, в розглядають схему, яка показана на рис. 4.2, а. Такий перехід від конструктивного профілю кулачка до теоретичного допустимий, оскільки не змінюється закон руху штовхача.

Основні параметри кулачкового механізму.

Більшість кулачкових механізмів відносяться до циклових механізмів з періодом циклу рівним 2π . В циклі руху штовхач в загальному випадку можна виділити чотири фази: видалення, дальнього відстою, наближення і ближнього відстою.

Згідно з цим, кути повороту кулачка або фазові кути діляться на:

- $\varphi_{\text{від}}$ – кут видалення;
- $\varphi_{\text{д.в.}}$ – кут дальнього відстою;
- $\varphi_{\text{н}}$ – кут наближення;
- $\varphi_{\text{б.в.}}$ – кут ближнього відстою.

Розглянемо кулачковий механізм (рис.4.3) з центральним штовхачем, що рухається поступально. Лінія руху штовхача в такому механізмі проходить через вісь обертання кулачка. Розрізняють елементи кулачка:

1. Основне коло, обкреслене найменшим радіусом r_0 .
2. Профіль видалення – ділянка av із зростаючими радіусами-векторами. Кут повороту кулачка, що відповідає проходженню цього кулачка під вістрям штовхача, називається кутом видалення і позначається $\varphi_{\text{від}}$. Штовхач за цей час піднімається з крайнього нижнього положення в крайнє верхнє положення і проходить шлях h , званий ходом штовхача.

3. Профіль дальнього відстою – ділянка bc , обкреслена максимальним радіусом r_{max} . Йому відповідає кут повороту

кулачка $\varphi_{д.в.}$, званий кут дальнього відстою. Штовхач в цей час залишається нерухомим в крайньому верхньому положенні.

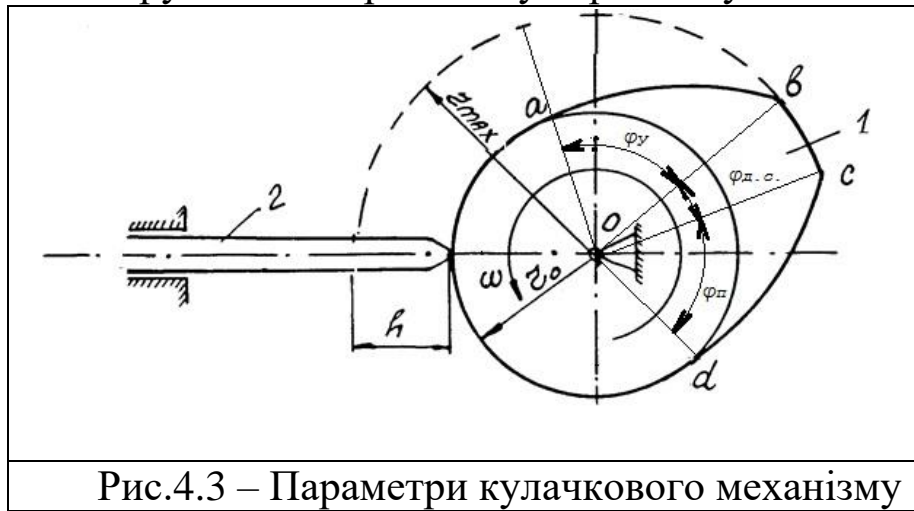


Рис.4.3 – Параметри кулачкового механізму

4. Профіль наближення – ділянка cd з радіусами-векторами, що зменшуються. При проходженні під вістрям штовхача цієї ділянки, штовхач опускається з крайнього верхнього в крайнє нижнє положення, а кулачок обертається на кут наближення $\varphi_{н.}$

5. Профіль ближнього відстою – ділянка da , обкреслена найменшим радіусом r_o . Під час проходження цієї ділянки під вістрям штовхача останній залишається нерухомим в крайньому нижньому положенні. Кут повороту кулачка, що відповідає цій ділянці профілю, називається кутом ближнього відстою і позначається $\varphi_{б.в.}$

6. Профіль кулачка, обкреслений кривими ab , bc і cd називається робочим профілем, а сума кутів повороту кулачка, що відповідають цьому профілю, зветься робочим кутом, тобто:

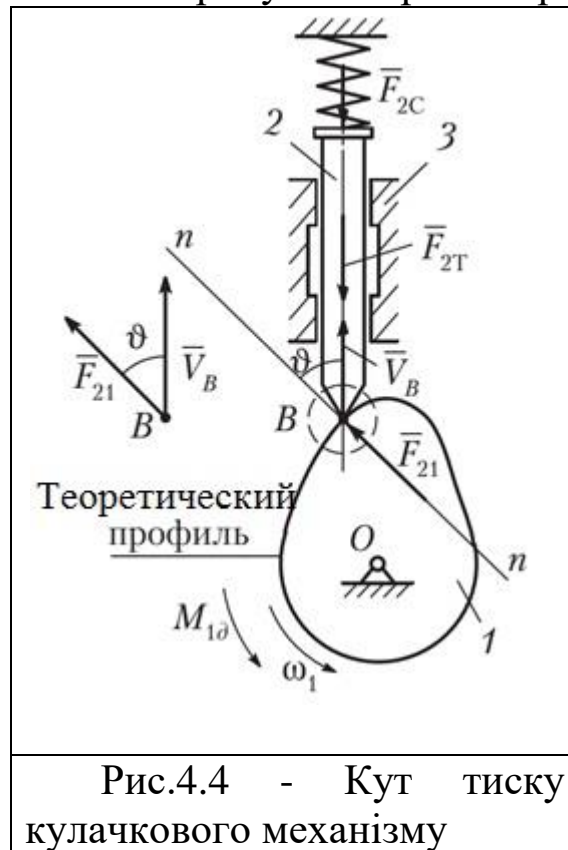
$$\varphi_{роб} = \varphi_{від} + \varphi_{д.в.} + \varphi_{наб.}$$

Теоретично кулачковими механізмами можна здійснювати самі різні закони руху, але на практиці користуються тільки тими, які забезпечують простішу технологію обробки профілю кулачка і задовольняють кінематичним і динамічним вимогам до кулачкового механізму. Розгляд цих законів вестимемо для чотирьох характерних фаз руху вихідної ланки: фази віддалення $\varphi_{від}$ (підйому), фази верхнього відстою $\varphi_{в.в.}$, фази наближення $\varphi_{наб.}$ (опускання), і фази нижнього відстою $\varphi_{н.в.}$. Сума цих кутів дорівнює 2π . Фази верхнього або нижнього положень в деяких випадках можуть бути відсутніми.

Кут тиску і його вплив на працездатність механізму.

Відповідно до напрямку руху штовхача - від центру обертання кулачка або до центру - розрізняють чотири фази циклу роботи кулачкового механізму: видалення, дальнього відстою, наближення і ближнього відстою.

Рух штовхача 2 на фазі його видалення відбувається під дією сили, діючої з боку кулачка 1 (рис. 4.4). При цьому штовхальник, долаючи силу опору і силу тертя в тих, що направляють стійкі (на рис.4.4), умовно показана на осі штовхача), переміщається із швидкістю. Сила в механізмі з роликівим штовхачем спрямована практично по нормалі $n-n$ до теоретичного профілю кулачка, оскільки тертя кочення в парі кулачок-ролик трохи.



Кут ϑ між вектором сили, діючої з боку провідної ланки на ведену, і вектором швидкості точки ведомої ланки, в якій прикладена сила, називається кутом тиску (рис. 4.4).

Неспівпадіння напрямку рушійної сили і напрямлення руху штовхача на фазі його видалення визиває перекид штовхача в тих, що направляють стійкі. Чим більше кут тиску, тим сильніше притиснутий штовхач до напрямної, тим більше тертя в них і їх

знос. При цьому збільшення сили тертя викликає необхідність збільшити рушійну силу, внаслідок чого зростають вигиниста і контактна напруга в ланках механізму. При більшому значенні кута тиску сила тертя настільки збільшується, що штовхач заклинюється в напрямних і залишається нерухомим, скільки великою не була б рушійна сила – механізм стає непрацездатним. Кут тиску, при якому відбувається заклинювання, називається кутом заклинювання.

У механізмах з штовхачем (рис. 4.4) коромисла збільшення кута тиску на фазі видалення також небажано, а при великих кутах ϑ механізм стає недієздатним.

На фазі зближення, коли кулачок не є провідною ланкою і штовхач переміщається від пружини (у механізмах з силовим замиканням), заклинювання не відбувається.

Взаємозв'язок кута тиску і розмірів кулачкового механізму.

Величина кута тиску ϑ змінюється впродовж циклу і залежить від геометричних і кінематичних параметрів кулачкового механізму.

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{V_{qB} \mp e}{\sqrt{r_0^2 - e^2 + s_B}}$$

формула показує, що при постійному ексцентриситеті e і заданих змінах S_B) зменшення початкового радіусу r_0 викликає збільшення кута тиску (оскільки r_0 в знаменнику). І навпаки, щоб зменшити кут тиску, доводиться збільшувати габарити кулачкового механізму. Взаємозв'язок кута тиску і розмірів в кулачковому механізмі з штовхачем коромисла аналогічний.

Слід враховувати, що в різних положеннях механізму кут тиску не однаковий. Тому при проектуванні кулачкового механізму зазвичай прагнуть до того, щоб величина цього кута ні в одному з положень не перевершувала деякої величини $\vartheta_{\text{дон}}$.

Із сказаного вище ясно, наскільки бажано, щоб робота механізму відбувалася з можливо меншими кутами тиску. Проте треба мати на увазі, що зменшення значення $\vartheta_{\text{дон}}$ спричиняє за собою збільшення габаритів кулачкового механізму. Дійсно, якщо при повороті кулачка на кут φ_1 штовхача повинне переміститися на відстань H , то чим менше кулачок, тим крутіше буде його профіль і тим більшим буде кут тиску.

В процесі проєктування кулачкового механізму прагнуть зменшити розміри його ланок за рахунок збільшення кута тиску ϑ , враховуючи при цьому, що збільшення кута тиску ϑ можливо лише до деякої максимальної допустимої межі (допустимого кута тиску ϑ_{don} , що гарантує надійну і довговічну роботу механізму). Таким чином, обов'язковою умовою проєктування являється виконання нерівності $\vartheta \leq \vartheta_{don}$ (1).

У механізмах з силовим замиканням (рис. 4.2 а - ж) ця умова повинна виконуватися тільки на фазі видалення, коли кулачок є провідною ланкою. У механізмах з геометричним замиканням (рис. 4.2 з, и) обов'язкову умову (1) необхідно виконувати і на фазі віддалення, і на фазі наближення.

Величина допустимого кута тиску значно менше величини кута заклинювання. Багаторічна практика рекомендує наступні значення ϑ_{don} : для механізмів з роликівим штовхачем $\vartheta_{don} = 30^\circ.. 35^\circ$, що прямолінійно рухається, для механізмів з коромислом штовхачем (рис. 4.2, в, з) $\vartheta_{don} = 40^\circ.. 50^\circ$.

До початкових даних для проєктування кулачкових механізмів відноситься також вибір основних розмірів їх ланок. Тут спочатку потрібно відмітити бажаність отримання найменших габаритів механізму, досить високого його ККД, встановлення розмірів напрямної для штовхачів, визначення діаметру ролика або розмірів плоскої тарілки штовхача і коромисла і т. д. Основні конструктивні розміри ланок кулачкових механізмів також пов'язані і з розрахунку на міцність цих ланок, зносом профілів елементів вищої кінематичної пари, надійності роботи механізму і т. д.

Як завжди, при конкретному проєктуванні важко спроекувати кулачковий механізм, який задовольняв би усім необхідним показникам однаковою мірою. Тому в процесі проєктування конструктор зазвичай прораховує декілька варіантів схем механізму і вибирає з них оптимальний варіант або прагне, враховуючи технологічне завдання, задовільнити в тій або іншій мірі основним кінематичним, динамічним, конструктивним і технологічним вимогам до раціональної конструкції механізму.

Задача синтезу кулачкових механізмів складається в побудові профілю кулачкової шайби, який задовольняється потребам технологічного процесу. Для цього задаються: закон руху кулачка в формі $\varphi = \varphi(t)$ або $\omega = \omega(t)$, закон змінення прискорення штовхача, деякі розміри, які дозволяють вибрати серед багатьох рішень одне повністю визначене рішення. Якщо задається допустиме мінімальне значення кута передачі руху γ_{min} виконується рішення задачі «динамічний синтез кулачкового механізму» при якому знаходимо значення мінімального радіуса кулачка r_{min} що дає мінімальні розміри механізму та є прийнятним з конструктивної точки зору та по відношенню міцності. Закон змінення прискорення штовхача задається в параметричній формі з аргументом у вигляді кута повороту кулачка φ , аргументом якого є час t . При такому способі завдання закону руху штовхача радіус-вектор кулачка та профіль кулачка будується безпосередньо по куту повороту φ .

У відповідності методиці динамічного синтезу задану діаграму аналогу прискорень $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$ необхідно графічно інтегрувати, получивши діаграму аналогу швидкості $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$, інтегрувати ще раз, получить діаграму переміщень штовхача $S = f(\varphi)$. Якщо кулачок симетричний, кут віддалення дорівнює куту наближення $\varphi_{від} = \varphi_{наб}$, на осі абсцис достатньо відкласти тільки кут віддалення та на ньому будувати діаграми. Якщо кулачок асиметричний на осі абсцис необхідно відкладати $\varphi_{від} + \varphi_{д.в} + \varphi_{наб}$.

Рекомендовано визначати масштаби кінематичних діаграм по наступним формулам:

- нехай по осі абсцис відкладено відрізок довжиною L , мм, який представляє кут повороту кулачка $\varphi_{від}$ переведений в радіанну міру

$$\mu_{\varphi} = \frac{\pi \cdot \varphi_{від}}{180^\circ \cdot l}, \left[\frac{\text{рад}}{\text{мм}} \right] \quad (4.1)$$

- для визначення масштабу діаграми переміщень задано максимальний хід штовхача h [м], та вимірюємо максимальну ординату переміщень Y_{max} [мм] на діаграмі

$$\mu_S = \frac{H}{y_{max}}, \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right] \quad (4.2)$$

- для визначення масштабу діаграми швидкості використаємо масштаб діаграми переміщень, масштаб діаграми кута повороту кулачка та H_2 – відстань полюсу від точки O на осі абсцис діаграми

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{\mu_S}{H_1 \cdot \mu_\varphi}, \left[\frac{1}{\text{мм}} \right] \quad (4.3)$$

- для визначення масштабу діаграми прискорень використаємо масштаб діаграми швидкостей, масштаб діаграми кута повороту кулачка та H_1 – відстань полюсу від точки O на осі абсцис діаграми

$$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}}{H_2 \cdot \mu_\varphi}, \left[\frac{1}{\text{рад} \cdot \text{мм}} \right] \quad (4.4)$$

Мінімальний радіус кулачка визначається за допомогою сумісної діаграми яка будується графічним виключенням параметру φ з двох відомих діаграм:

- для кулачкового механізму з роликівим штовхачем поєднується діаграма переміщень та діаграма аналога швидкості,

- для кулачкового механізму з плоским штовхачем поєднується діаграма переміщень та діаграма аналога прискорень.

В усіх випадках методика побудови аналогічна:

1) В системі координат SO $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ по осі S відкладаються ординати S_i , а по осі $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ відкладаються значення які визначаються по формулі

$$b_i = y_i'' \cdot \frac{\mu \frac{d^2 S}{d\varphi^2}}{\mu_S}, i=1,2,3,\dots,n \quad (4.5)$$

2) По координатам $(\frac{d^2 S}{d\varphi^2})_i$ і S_i будуються n точок, з'єднуючи які послідовно плавною кривою, отримуємо діаграму $S = f(\frac{d^2 S}{d\varphi^2})$.

3) Проводимо під кутом γ_{min} до осі $\frac{d^2 S}{d\varphi^2}$ дотичну лінію до побудованої кривої. Перетинаючи ось S дотична і ось обмежують деяку частину площини. Кожна точка, що знаходиться в цій частині може слугувати центром обертання кулачка. Відстань від точки S_0 сумісної діаграми до точки перетину осі S та дотичної є мінімальним радіусом кулачка в масштабі побудови сумісного графіка.

2.2.2. Кінематичний синтез кулачка

Рішення задачі кінематичного синтезу кулачкового механізму значно полегшується якщо при її рішенні використовувати метод обертання руху, який складається з наступного:

- якщо системі, яка складається з декількох тіл, додати загальний для всіх тіл рух, то відносний рух системи тіл не змінюється:

- в задачі кінематичного синтезу кулачкових механізмів уявно додаємо механізму (кулачкової шайбі, штовхачу, стойці) обертання навколо центру обертання кулачка з кутовою швидкістю ($-\omega_k$), що дорівнює, але направленою у протилежний бік кутовий швидкості кулачка;

- в результаті кулачок умовно стає нерухомим, штовхач, окрім свого абсолютного руху, набуває додаткових рух – обертання навколо осі кулачка з кутовий швидкістю ($-\omega_k$);

- таким чином метод обертання руху дозволяє при проектуванні розглядати замість абсолютного руху штовхача його

рух відносно кулачка, кулачок при цьому стає умовно нерухомою ланкою.

3 ПРИКЛАД РІШЕННЯ ЗАДАЧІ

Виконуємо динамічний синтез – визначення мінімального радіуса кулачка за допомогою кінематичних діаграм штовхача.

3.1 Побудова кінематичних діаграм кулачка з плоским штовхачем, що рухається поступально

Задано залежність аналога прискорень штовхача від кута повороту кулачка у вигляді діаграми.

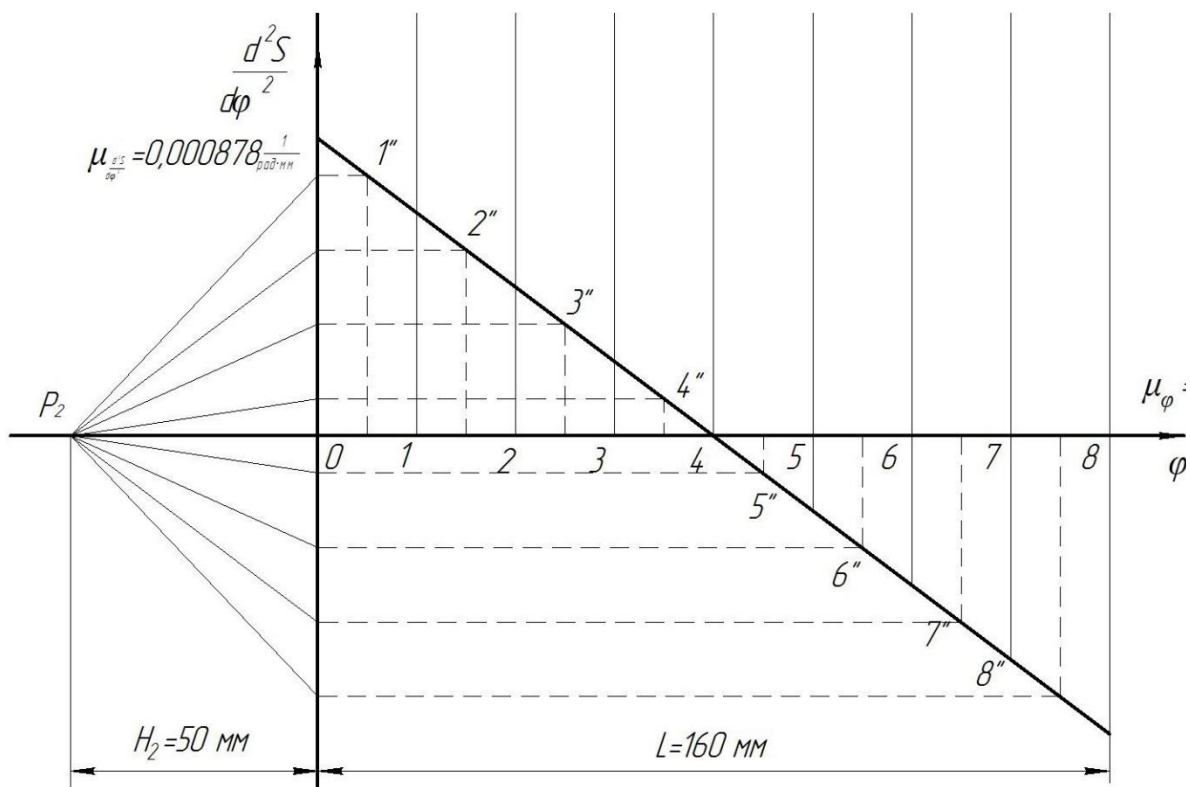


Рисунок 4.5 – Аналог прискорення штовхача

- 1) На осі абсцис відкладаємо відрізок довжиною L та ділимо його на 8 рівних частин $0-1, 1-2, 2-3, 3-4, 4-5, 5-6, 6-7, 7-8$.
- 2) Інтегруємо цю діаграму у наступній послідовності:

- на осі абсцис відмічаємо точки, що відповідають серединам інтервалів **0-1, 1-2, 2-3, 3-4, 4-5, 5-6, 6-7, 7-8**;

- з них проводимо вертикаль до перетину з графіком і отримуємо точки **1'', 2'', 3'', 4'', 5'', 6'', 7'', 8''**;

- визначаємо ординати графіка. Для цього з цих точок проводимо горизонталь до перетину з віссю ординат;

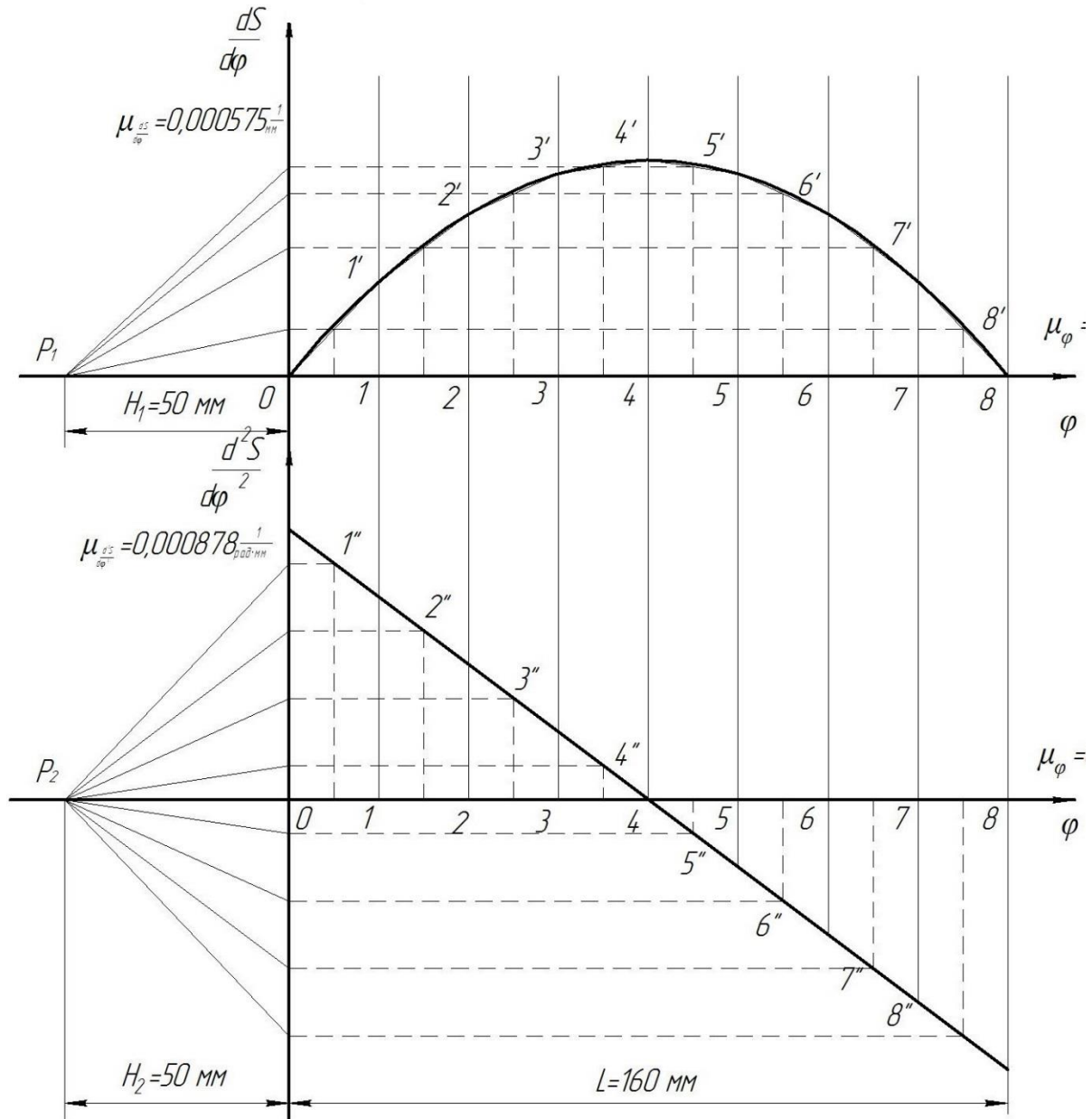


Рисунок 4.6 – Побудова діаграми аналога швидкості штовхача

- на осі абсцис зліва від точки нуль відкладаємо відрізок **0-H₁** та цю точку приймаємо за полюс графічного інтегрування **P₂**;

- з'єднуємо полюс P_2 з кожною точкою на осі ординат. Маємо похилі лінії P_2-1'' , P_2-2'' , ..., P_2-8'' ;

- на діаграмі аналога швидкості з точки O проводимо луч паралельно похилій лінії P_2-1'' до перетину з вертикальною лінією проведеною з точки 1 . На перетині маємо першу точку діаграми аналога швидкості ($1'$);

- з точки $1'$ проводимо луч паралельно похилій лінії P_2-2'' до перетину з вертикальною лінією проведеною з точки 2 . На перетині маємо другу точку діаграми аналога швидкості ($2'$);

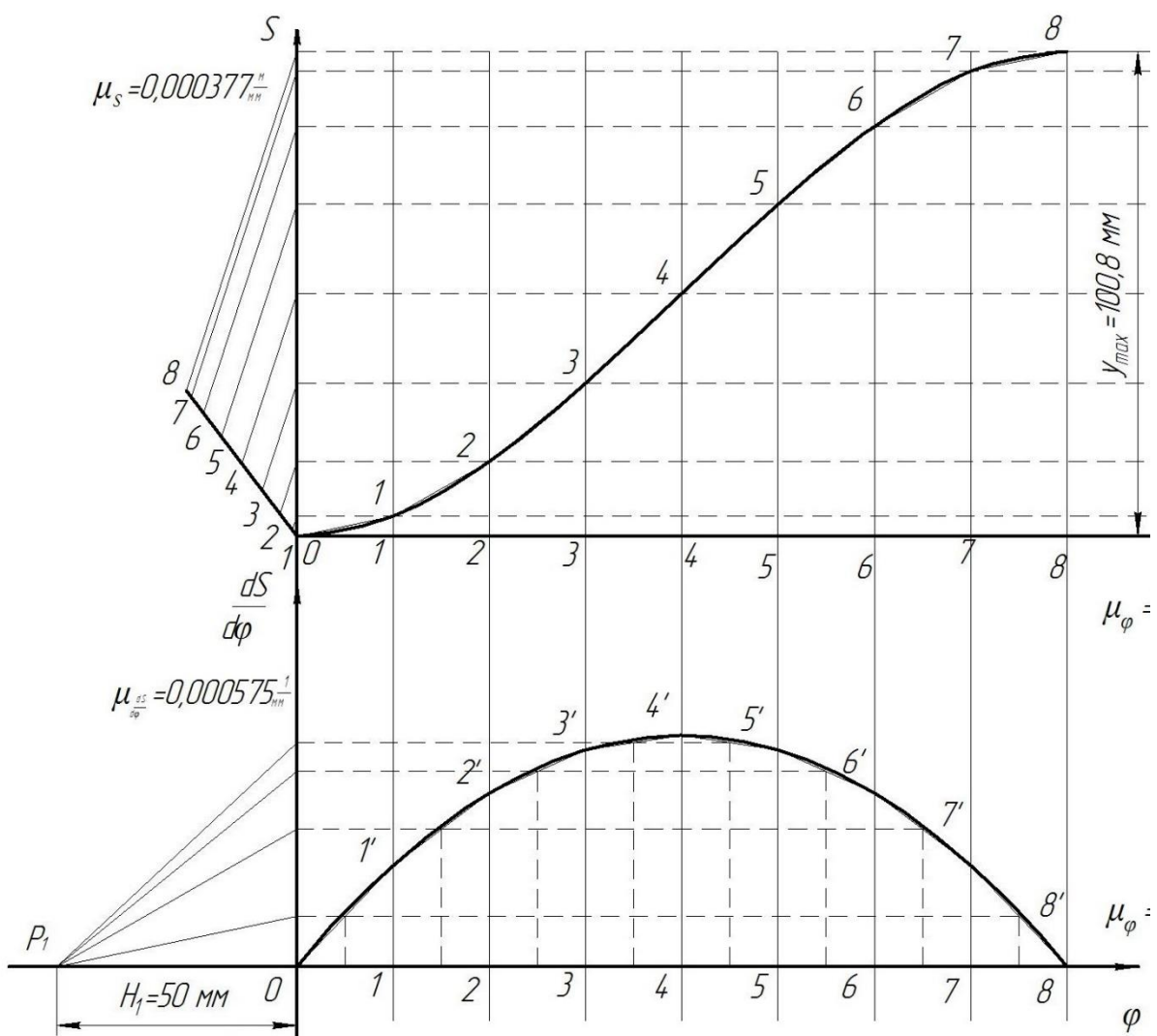


Рисунок 4.7 - Побудова діаграми аналога переміщення штовхача

Загальний вид усіх діаграм представлений на рисунку 4.8.

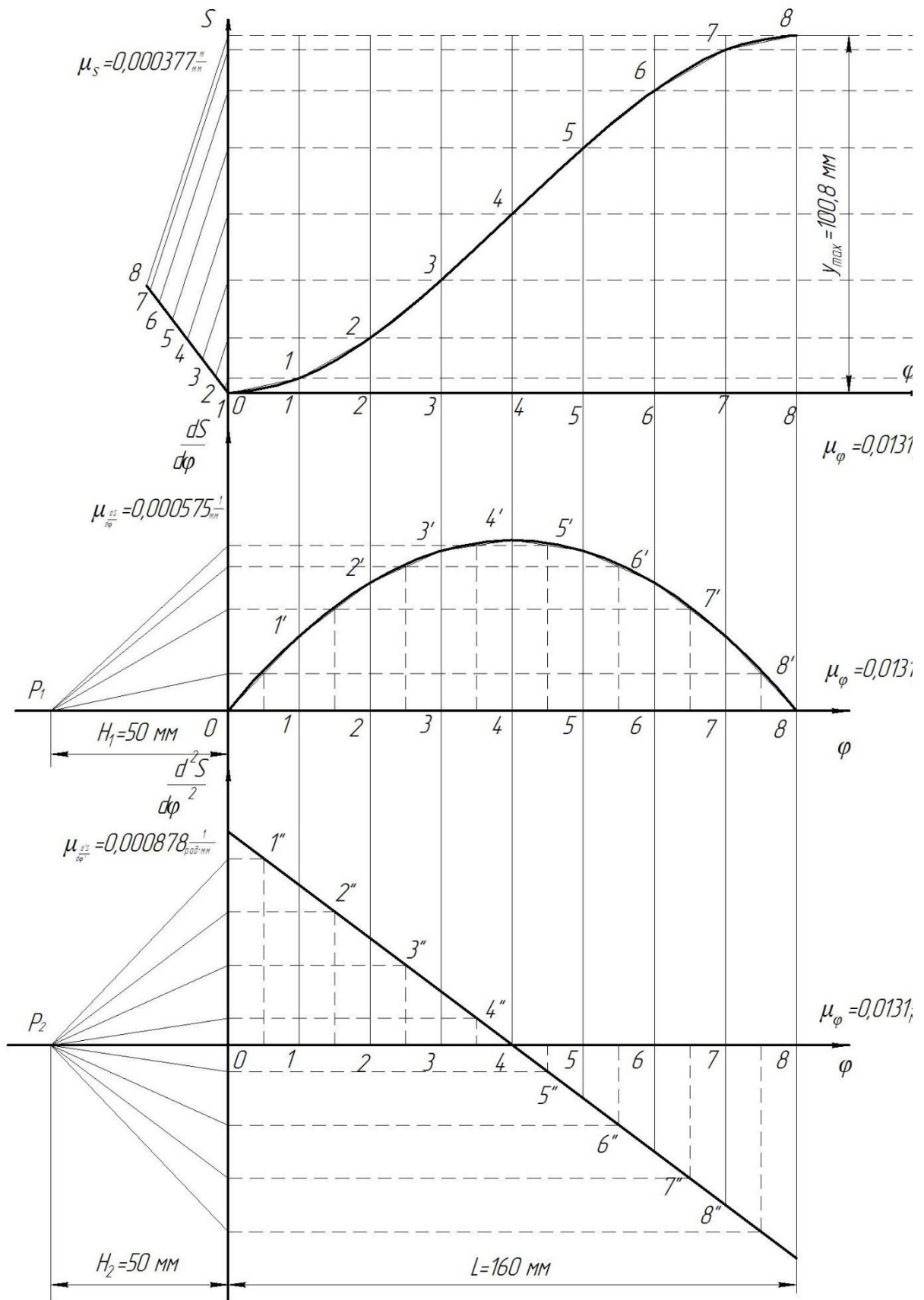


Рисунок – 4.8 Діаграма руху штовхача

- аналогічно знаходимо положення точок $3', 4', 5', 6', 7', 8'$;
- маємо ломану лінію, яка в графічному вигляді є першим інтегралом заданої залежності з урахуванням масштабу. Через точки $0, 1', 2', 3', \dots, 8'$ проводимо плавну криву лінію, яка відображує змінення швидкості в залежності від кута обертання кулачка;
- аналогічним способом, інтегруючи криву аналога швидкості маємо другу інтегральну криву переміщення штовхача з урахуванням масштабу;
- визначаємо масштаби кінематичних діаграм по формулам (1), (2), (3), (4.).

3.2 Побудова сумісної діаграми для плоского штовхача

- Сумісну діаграму для плоского штовхача $S = f(d^2S/d\varphi^2)$ будуємо в наступній послідовності:
- графічно виключаємо параметр φ з діаграм $S=f(\varphi)$ та $d^2S/d\varphi^2=f(\varphi)$ наступним чином: на осі S відкладаємо ординати S діаграми переміщень, на осі $d^2S/d\varphi^2$ значення абсцис, які визначаємо по формулі

$$x_i = y_i'' \frac{\mu_{d^2S}}{\mu_S};$$

де y_i'' – значення 1, 2, ..., 8 ординат діаграми аналога прискорень;

- $\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}}$ – масштаб діаграми аналога прискорень;
- μ_S – масштаб діаграми переміщень штовхача;
- в результаті маємо 8 точок сумісної діаграми, з'єднуймо послідовно ці точки плавною кривою, отримуємо діаграму;
- потім до сумісної діаграми проводимо дотичну під кутом $\gamma_{min} = 45^\circ$, яка на перетині з віссю ординат S дає точку O_I ;

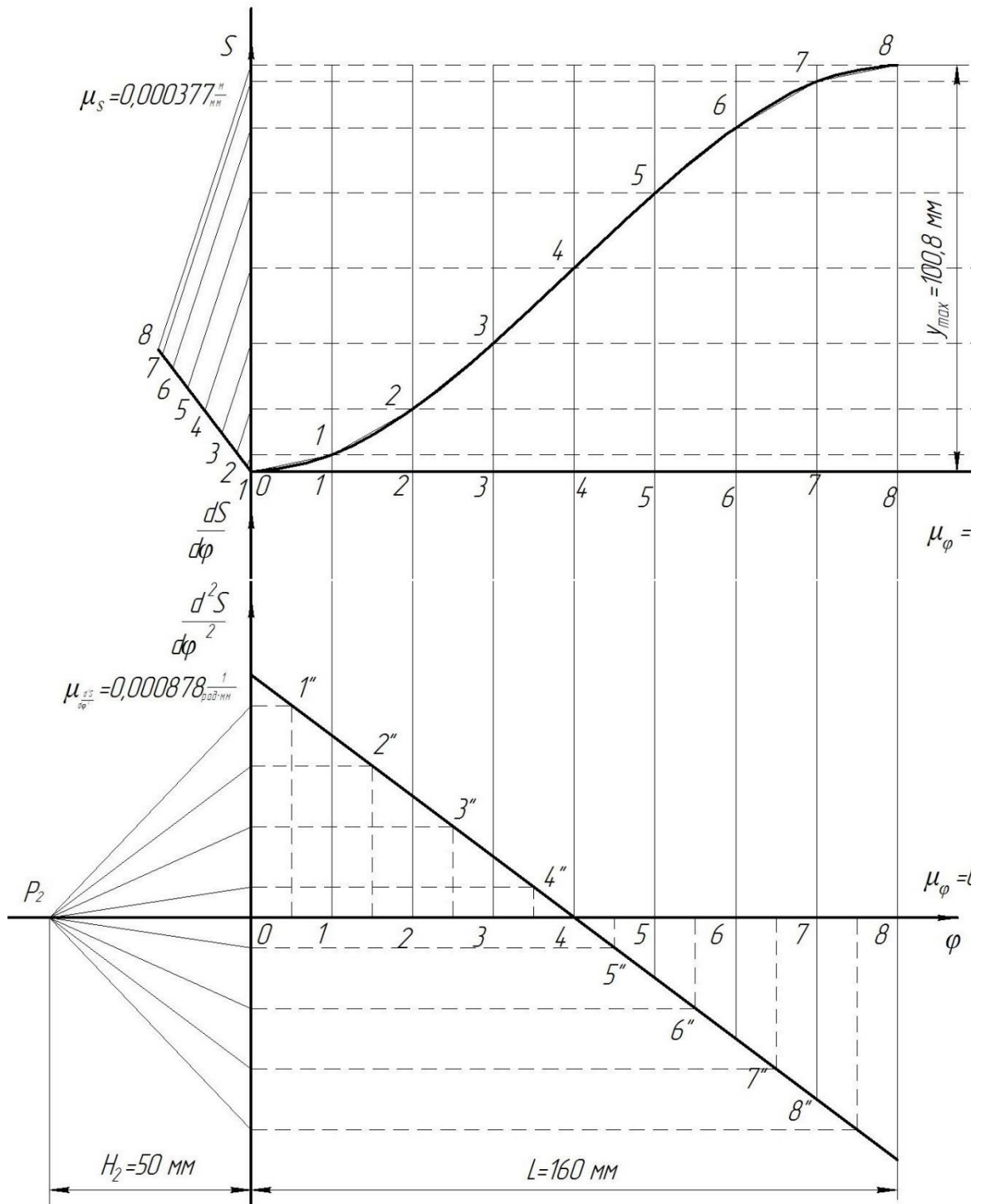


Рисунок 4.9 – Суміщення діаграм аналога прискорення та аналога переміщення

- проводимо вертикально додаткову ось ординат S' яка зміщена на відстань $E = \frac{e}{\mu_S}$ [мм] від осі S ;

- на перетині з додатковою віссю ординат S' отримуємо точку O'_1 , яка є центром обертання кулачка;

$$r_o = OO'_1 \cdot \mu_S, [\text{мм}]$$

- перетинаючись дотична та ось S' обмежують деяку частину площини, яку штрихуємо; кожна точка O'_1 , яка знаходиться на прямій S' у середині заштрихованої області, може бути центром обертання кулачка

$$\gamma \geq \gamma_{min}$$

- маємо $R_{min} = r_o + \rho$, де $\rho = 10 \dots 15$ мм

3.3. Побудова профілю кулачка

- Профіль кулачка будуємо по методу обертання руху умовно вважаючи кулачок нерухомим, а штовхач обертається відносно центру O у напрямку протилежному обертанню кулачка.

- Визначаємось масштабом побудови профілю кулачка, який вибираємо одним з стандартних машинобудівних масштабів;

- з довільно призначеного центру O проводимо три кола радіусами r_{min} , e (ексцентриситет) та $(r_{min} + h)$ у визначеному масштабі побудови;

- відштовхуючись від лінії руху штовхача відкладаємо послідовно кути: $\varphi_{від}$ – кут віддалення, $\varphi_{д.в.}$ - кут далекого відстою, $\varphi_{наб}$ – кут наближення, $\varphi_{б.в.}$ – кут ближнього відстою, які у сумі дають 360° ;

- поділимо кут віддалення $\varphi_{від}$ та кут повернення $\varphi_{наб}$ кожен на δ рівних частин;

- поділимо переміщення штовхача на δ рівних частин відповідно діаграми переміщення $S = f(\varphi)$;

-

Діаграми руху штовхача

Визначення мінімального радіусу кулачка

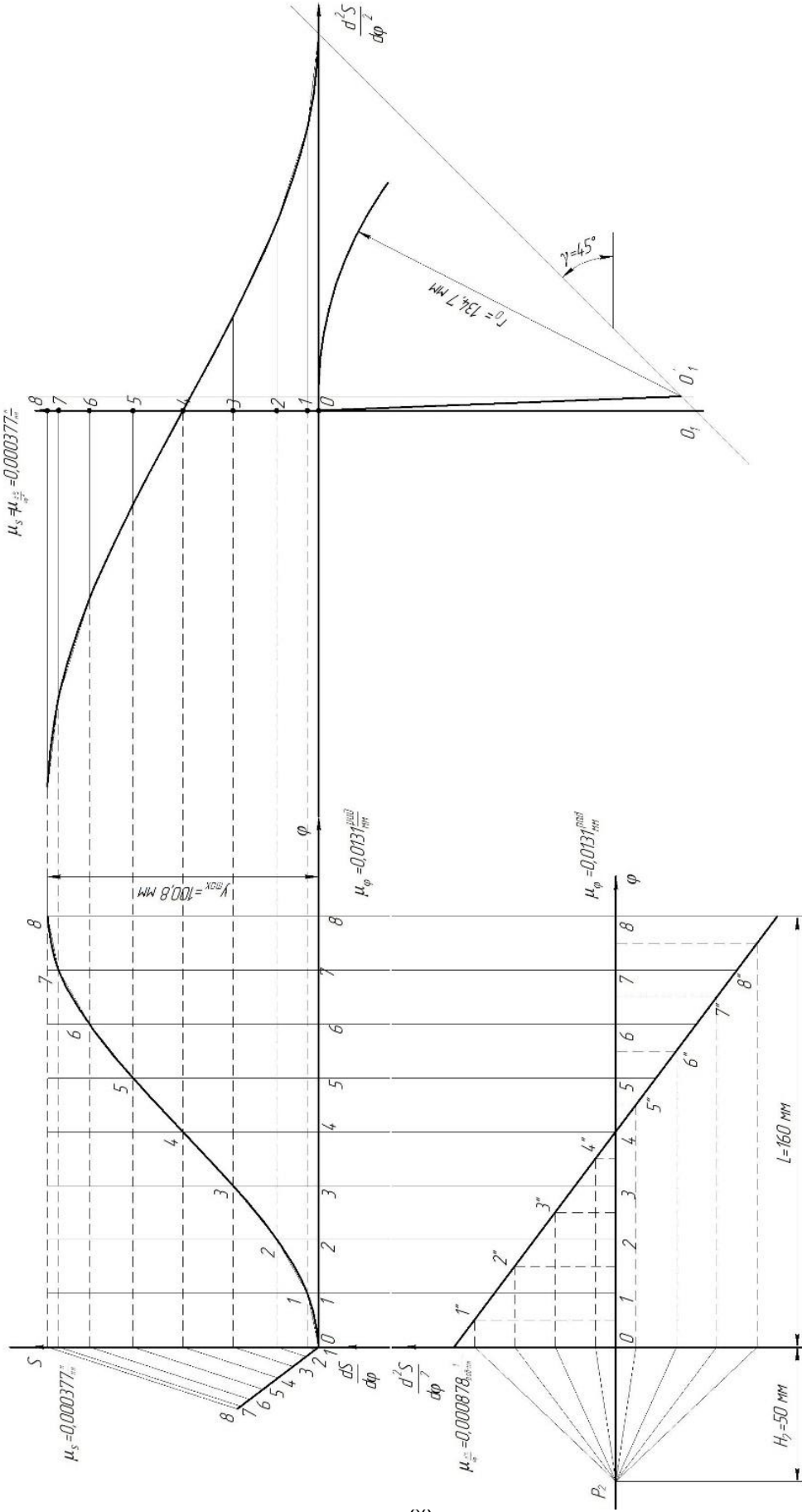


Рисунок 4.10 – Побудова сумісного графіку штовхача та визначення мінімального радіусу кулачка

- з першої точки ходу штовхача проводимо дугу до перетину з променем **1**, через цю точку перетину проводимо перпендикуляр який є положення площини штовхача в його оберненому руху;
- аналогічно з другої точки ходу штовхача проводимо дугу до перетину з променем **2**, через цю точку перетину проводимо перпендикуляр який є положення площини штовхача в його оберненому руху;
- аналогічно будуємо перпендикуляри для точок **3, 4, 5, 6, 7, 8**;
- таким же чином будуємо перпендикуляри від **8** до **0** положень на куту повернення $\varphi_{наб}$;
- вписуємо криву лінію дотичною до кожного перпендикуляра, яка є практичним профілем кулачка.

Побудова профілю кулачка М 1:1

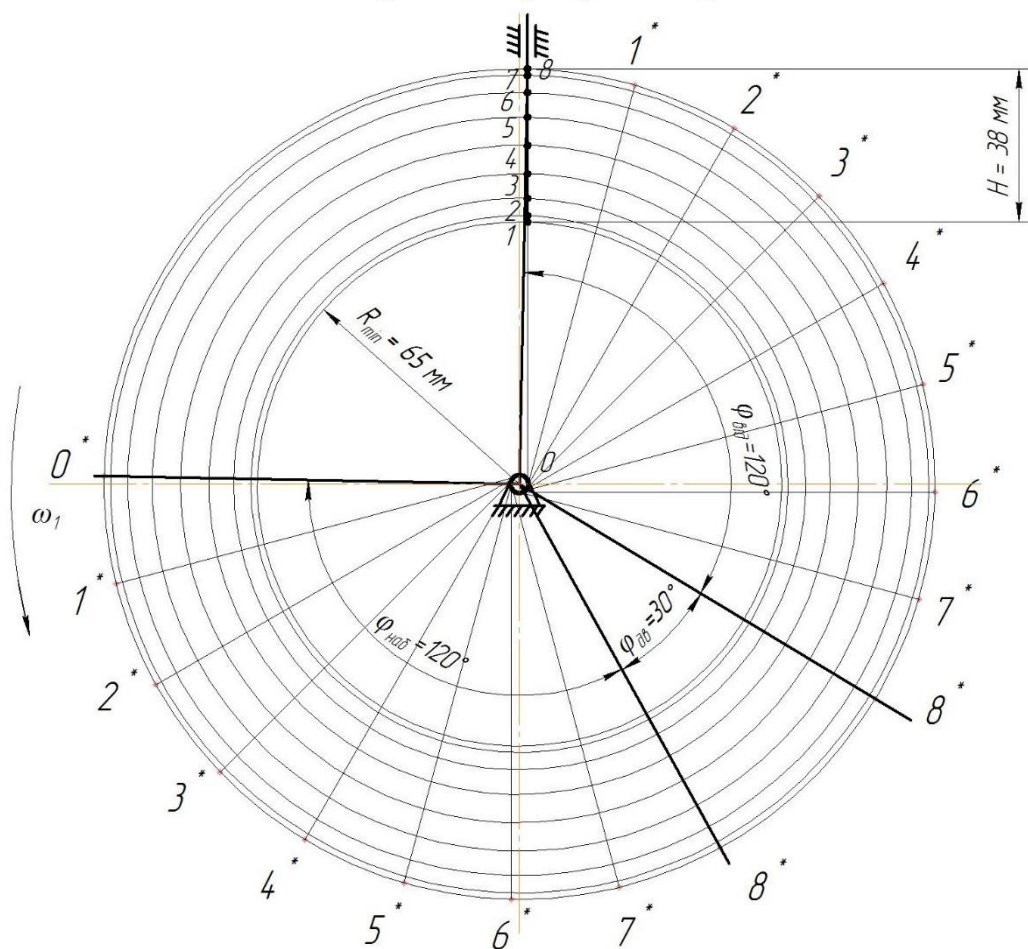
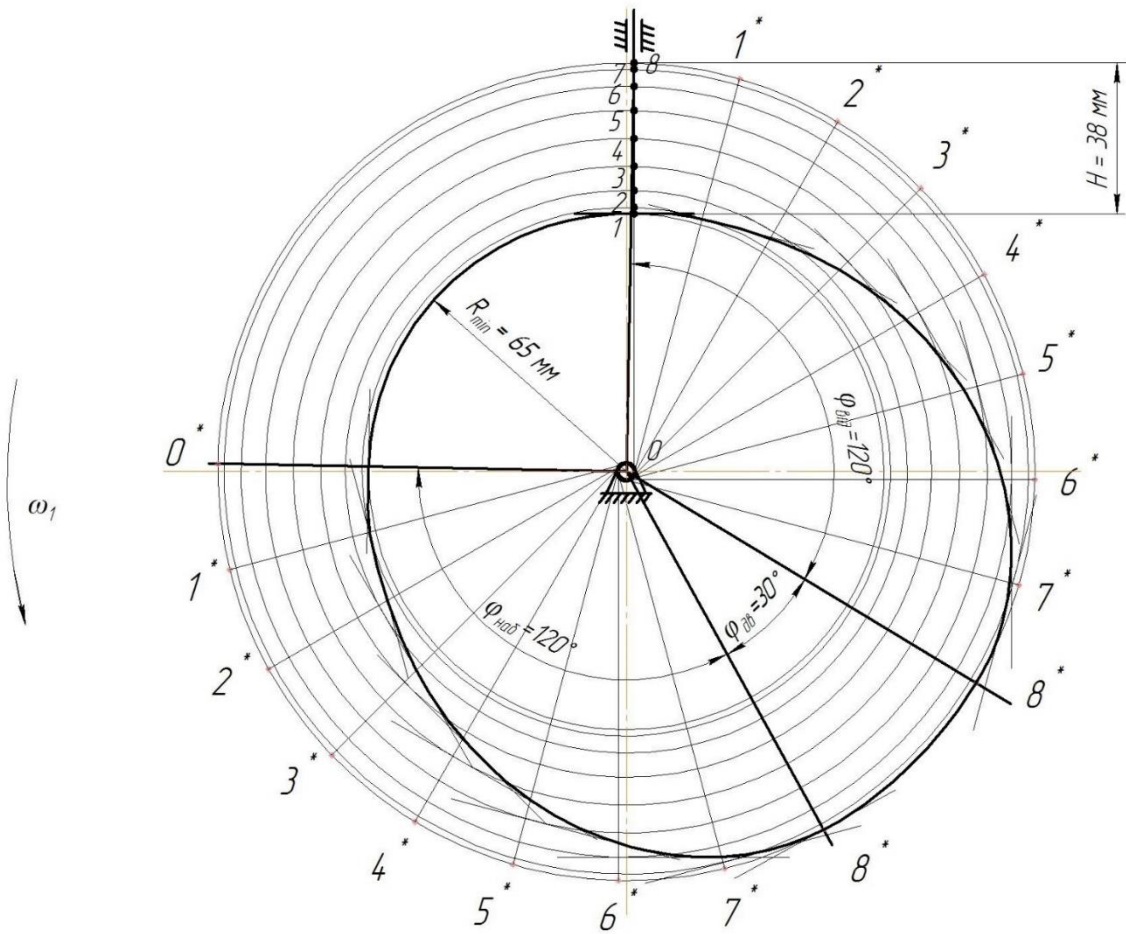


Рисунок 4.11 – Побудова профілю кулачка

Побудова профілю кулачка М 1:1



Характеристика кулачкового механізму

$H, \text{мм}$	$\varphi_{\text{вд}}$	$\varphi_{\text{зд}}$	$\varphi_{\text{с}}$	$E, \text{мм}$	$\gamma_{\text{пр}}$
38	120	30	120	2	45

Рисунок 4.12 - Побудова профілю кулачка

3.4. Оснащення робочого місця

Моделі кулачкових механізмів, лінійка, олівець, циркуль, плакати.

3.5. Правила техніки безпеки

1. Не можна працювати в аудиторії студентів одному.
2. Не можна знаходитися в аудиторії у верхньому одязі.
3. Працювати тільки з обладнанням, що відноситься до заданого завдання, у присутності викладача або учбового майстра. Інше обладнання і моделі механізмів чіпати забороняється. Питання, що виникають, вирішувати з викладачем або учбовим майстром кафедри. Студенти, що не виконують цієї умови, удаляються з аудиторії.
4. Не можна доторкатися руками до місць з'єднання проводів; під час монтажних робіт підключати обладнання до електромережі.
5. Не можна гальмувати вали і шківни руками. Необхідно слідкувати, щоб вільні кінці одяжі (шарфи, косинки, крилатки тощо) або волосся не були захвалені ланками, що обертаються.
6. У разі нещасного випадку прийняти усі заходи до надання першої допомоги.

3.6. Хід проведення

1. Перевірка викладачем самостійної підготовки студентів до практичного заняття (наявність письмових відповідей на надані питання).
2. Викладач знайомить студентів з метою, змістом даної роботи та вимогами до захисту.
3. Накреслити аналог прискорення штовхача від кута повороту кулачка у вигляді діаграми.
4. Визначити метод побудови діаграми аналога швидкості штовхача та діаграми аналога переміщення штовхача.
5. Після отримання діаграми руху штовхача визначити масштаби кута повороту кулачка, аналога прискорення штовхача, аналога швидкості штовхача, аналога переміщення штовхача.
6. Визначити послідовність побудови сумісної діаграми для плоского штовхача та масштаб сумісної діаграми для визначення мінімального радіусу кулачка.

7. Визначити масштаб та метод побудови профілю кулачка.
8. Самостійне опрацювання студентами теоретичних відомостей з даної теми та оформлення звіту.
9. захист практичної роботи за допомогою тестів наприкінці заняття, при умові правильного оформлення звіту.

3.7. Після виконання роботи, студент складає звіт, який вміщує дані

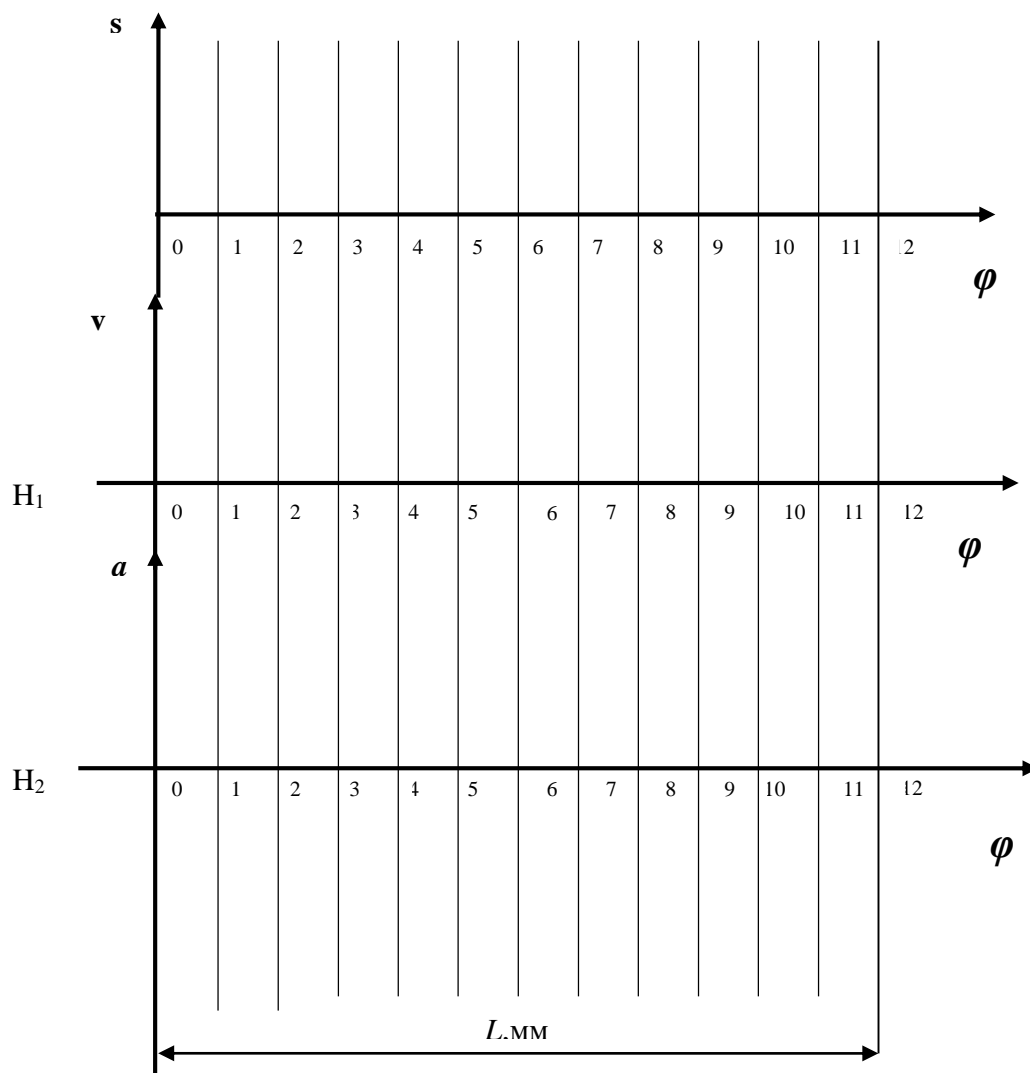
1. Найменування, номер та мету роботи;
2. Креслення аналога прискорення штовхача;
3. Креслення діаграми аналога швидкості штовхача та діаграми аналога переміщення штовхача;
4. Визначення масштабів креслення;
5. Визначення мінімального радіусу кулачка;
6. Побудова профілю кулачка.

3.8. Форма звіту

Практичне заняття № 4

Тема: СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ З ПЛОСКИМ ШТОВХАЧЕМ

Мета роботи:



Роботу виконав _____
 Роботу прийняв _____ Дата виконання _____

3.9. Контрольні питання

1. Види кулачкових механізмів за видом руху кулачка, за видом руху штовхача.
2. Перевага та недоліки кулачкових механізмів.
3. Параметри кулачкових механізмів.
4. Кути тиску та передачі руху.
5. Як впливає кут тиску на розміри кулачкового механізму?
6. Які бувають закони руху штовхача.

7. Побудова закону руху штовхача. Визначення масштабів.

8. Коли виникають удари в кулачковому механізмі. Які бувають удари?

9. У чому полягає метод обернення руху.

10. У чому полягають задачі динамічного і кінематичного синтезів кулачкових механізмів?

11. Графічне визначення мінімального радіуса кривини профіля кулачка з плоским штовхачем. Побудова можливої зони розташування осі обертання кулачка.

12. Графічне визначення мінімального радіуса кривини профіля кулачка з роликівим штовхачем, що рухається поступально. Побудова можливої зони розташування осі обертання кулачка.

13. Графічне визначення мінімального радіуса кривини профіля кулачка з коромисловим штовхачем. Побудова можливої зони розташування осі обертання кулачка.

14. В яких випадках виникає заклинювання в кулачковому механізмі.

15. Профілювання кулачкового механізму з роликівим штовхачем, що рухається поступально.

16. Профілювання кулачкового механізму з плоским штовхачем.

17. Профілювання кулачкового механізму з коромисловим штовхачем.

18. Як робиться вибір радіуса ролика?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 5

Тема: СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ З РОЛИКОВИМ ШТОВХАЧЕМ

Мета роботи: Опанувати практичні навички в побудові профілю кулачка з мінімальним радіусом кулачкової шайби

1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Студент має знати які пари відносяться до вищих кінематичних пар, за якими ознаками класифікуються кулачкові механізми. Треба вміти визначати число ступенів вільності механізмів, тому що воно завжди дорівнює числу вхідних (ведучих) ланок механізму. Треба знати фазові кути кулачкового механізму.

Треба мати уявлення про метод хорд та дотичних. Треба знати метод визначення кінематичних та динамічних характеристик кулачкового механізму. Як для заданого графіку аналога прискорення вихідної ланки побудувати діаграми швидкості і переміщення.

1.2. Питання для самопідготовки

1. Як визначити нижчі кінематичні пари?
2. Як визначити вищі кінематичні пари?
3. По якій формулі визначається ступінь рухомості плоского механізму?
4. Як класифікувати кулачковий механізм по характеру замикання?
5. Як класифікувати кулачковий механізм по формі штовхача?
6. Як класифікувати кулачковий механізм по характеру руху штовхача?

7. Як класифікувати кулачковий механізм по характеру руху кулачка?
8. Який штовхач називається штангою?
9. Який штовхач називається коромислом?
10. Який штовхач називається шатуном?
11. На які фазові кути поділяється кут повороту кулачка

1.3. Рекомендована література

1. Єременко О.І. Інженерна механіка. Частина 2. Теорія механізмів і машин: Підручник /Єременко О.І. – Вінниця: Нова книга, 2009.- 368 с. – ISBN 978-966-382-217-4.

2. Попов С.В. Теорія механізмів технологічних машин: підручник. Збільшений формат В5 / Попов С.В., Бучинський М.Я., Гнітько С.М., Чернявський А.М. - Ліра-К: 2020.- 268 с. – ISBN 978-617-7910-90-8

3. Черниш О. М. Теорія механізмів і машин: Частина 1.: навч. пос. / Черниш О.М., Березовий М.Г., Яременко В.В. – ЦУЛ – 2019.- 464 с. – ISBN 978-611-01-1238-3

4. Кошель С. Технічна механіка. Розділ «Теорія механізмів і машин» /С. Кошель, Леонід Березін, Ганна Кошель – Центр навчальної літератури: 2020.- 156 с. – ISBN 978-611-01-2143-9

5. Конспект лекцій

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

У завдання до синтезу кулачкового механізму входять:

- закон руху веденої ланки – штовхача (задається у вигляді графіка – аналога прискорень);
- фазові кути (визначаються циклограмою машини);
- хід штовхача (задається конструктором або технологом);
- зміщення штовхача (визначається призначенням машини або її конструктивними особливостями);
- кут передачі руху γ_{min} .

1. Побудувати задану діаграму аналога прискорень штовхача.
2. Методом графічного інтегрування побудувати діаграму аналога швидкостей штовхача.
3. Методом графічного інтегрування побудувати діаграму переміщень штовхача.
4. Побудувати сумісну діаграму та за її допомогою визначити мінімальний радіус кулачкової шайби.
5. Визначившись масштабом, побудувати профіль кулачка з мінімальним радіусом кулачкової шайби.

2.2. Теоретичні відомості

2.2.1. Динамічний синтез кулачка

Задача синтезу кулачкових механізмів складається в побудові профілю кулачкової шайби, який задовольняється потребам технологічного процесу. Для цього задаються: закон руху кулачка в формі $\varphi = \varphi(t)$ або $\omega = \omega(t)$, закон змінення прискорення штовхача, деякі розміри, які дозволяють вибрати серед багатьох рішень одне повністю визначене рішення. Якщо задається допустиме мінімальне значення кута передачі руху γ_{min} виконується рішення задачі «динамічний синтез кулачкового механізму» при якому знаходимо значення мінімального радіуса кулачка r_{min} що дає мінімальні розміри механізму та є прийнятним з конструктивної точки зору та по відношенню міцності. Закон змінення прискорення штовхача задається в параметричній формі з аргументом у вигляді кута повороту кулачка φ , аргументом якого є час t . При такому способі завдання закону руху штовхача радіус-вектор кулачка та профіль кулачка будується безпосередньо по куту повороту φ .

У відповідності методиці динамічного синтезу задану діаграму аналогу прискорень $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$ необхідно графічно інтегрувати, отримавши діаграму аналогу швидкості $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$, інтегрувати ще раз, отримати діаграму переміщень штовхача $S =$

$f(\varphi)$. Якщо кулачок симетричний, кут віддалення дорівнює куту наближення $\varphi_{від} = \varphi_{наб}$, на осі абсцис достатньо відкласти тільки кут віддалення та на ньому будувати діаграми. Якщо кулачок асиметричний на осі абсцис необхідно відкладати $\varphi_{від} + \varphi_{д.в} + \varphi_{наб}$.

Рекомендовано визначати масштаби кінематичних діаграм по наступним формулам:

- нехай по осі абсцис відкладено відрізок довжиною L , мм, який представляє кут повороту кулачка $\varphi_{від}$ переведений в радіанну міру

$$\mu_{\varphi} = \frac{\pi \cdot \varphi_{від}}{180^{\circ} \cdot l}, \left[\frac{\text{рад}}{\text{мм}} \right] \quad (5.1)$$

- для визначення масштабу діаграми переміщень задано максимальний хід штовхача h [м], та вимірюємо максимальну ординату переміщень Y_{max} [мм] на діаграмі

$$\mu_S = \frac{H}{y_{max}}, \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right] \quad (5.2)$$

- для визначення масштабу діаграми швидкості використаємо масштаб діаграми переміщень, масштаб діаграми кута повороту кулачка та H_2 – відстань полюсу від точки θ на осі абсцис діаграми

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{\mu_S}{H_1 \cdot \mu_{\varphi}}, \left[\frac{1}{\text{мм}} \right] \quad (5.3)$$

- для визначення масштабу діаграми прискорень використаємо масштаб діаграми швидкостей, масштаб діаграми кута повороту кулачка та H_1 – відстань полюсу від точки θ на осі абсцис діаграми

$$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}}{H_2 \cdot \mu_{\varphi}}, \left[\frac{1}{\text{рад} \cdot \text{мм}} \right] \quad (5.4)$$

Мінімальний радіус кулачка визначається за допомогою сумісної діаграми яка будується графічним виключенням параметру φ з двох відомих діаграм:

- для кулачкового механізму з роликівим штовхачем поєднується діаграма переміщень та діаграма аналога швидкості,

- для кулачкового механізму з плоским штовхачем поєднується діаграма переміщень та діаграма аналога прискорень.

В усіх випадках методика побудови аналогічна:

1) В системі координат $SO\frac{dS}{d\varphi}$ по осі S відкладаються ординати S_i , а по осі $\frac{dS}{d\varphi}$ відкладаються значення які визначаються по формулі

$$b_i = y_i \cdot \frac{\mu \frac{dS}{d\varphi}}{\mu_S}, i=1,2,3,\dots,n \quad (5.5)$$

2) По координатам $(\frac{dS}{d\varphi})_i$ і S_i будуються n точок, з'єднуючи які послідовно плавною кривою, отримуємо діаграму $S = f(\frac{dS}{d\varphi})$.

3) Проводимо під кутом γ_{min} до осі $\frac{dS}{d\varphi}$ дотичну лінію до побудованій кривої. Перетинаючи ось S дотична і ось обмежують деяку частину площини. Кожна точка, що знаходиться в цій частині може слугувати центром обертання кулачка. Відстань від точки S_0 сумісної діаграми до точки перетину осі S та дотичної є мінімальним радіусом кулачка в масштабі побудови сумісного графіка.

2.2.2. Кінематичний синтез кулачка

Рішення задачі кінематичного синтезу кулачкового механізму значно полегшується, якщо при її рішенні використовувати метод обертання руху, який складається з наступного:

- якщо системі, яка складається з декількох тіл, додати загальний для всіх тіл рух, то відносний рух системи тіл не змінюється:

- в задачі кінематичного синтезу кулачкових механізмів уявно додаємо механізму (кулачкової шайбі, штовхачу, стойці) обертання навколо центру обертання кулачка з кутовою швидкістю ($-\omega_k$), що дорівнює, але направленою у протилежний бік кутовий швидкості кулачка;

- в результаті кулачок умовно стає нерухомим, штовхач, окрім свого абсолютного руху, набуває додаткових рух – обертання навколо осі кулачка з кутовий швидкістю ($-\omega_k$);

- таким чином метод обернення руху дозволяє при проектуванні розглядати замість абсолютного руху штовхача його рух відносно кулачка, кулачок при цьому стає умовно нерухомою ланкою.

3. ПРИКЛАД РІШЕННЯ ЗАДАЧІ

Виконуємо динамічний синтез – визначення мінімального радіуса кулачка за допомогою кінематичних діаграм штовхача.

3.1 Побудова кінематичних діаграм кулачка з плоским штовхачем, що рухається поступально

Задано залежність аналога прискорень штовхача від кута повороту кулачка у вигляді діаграми.

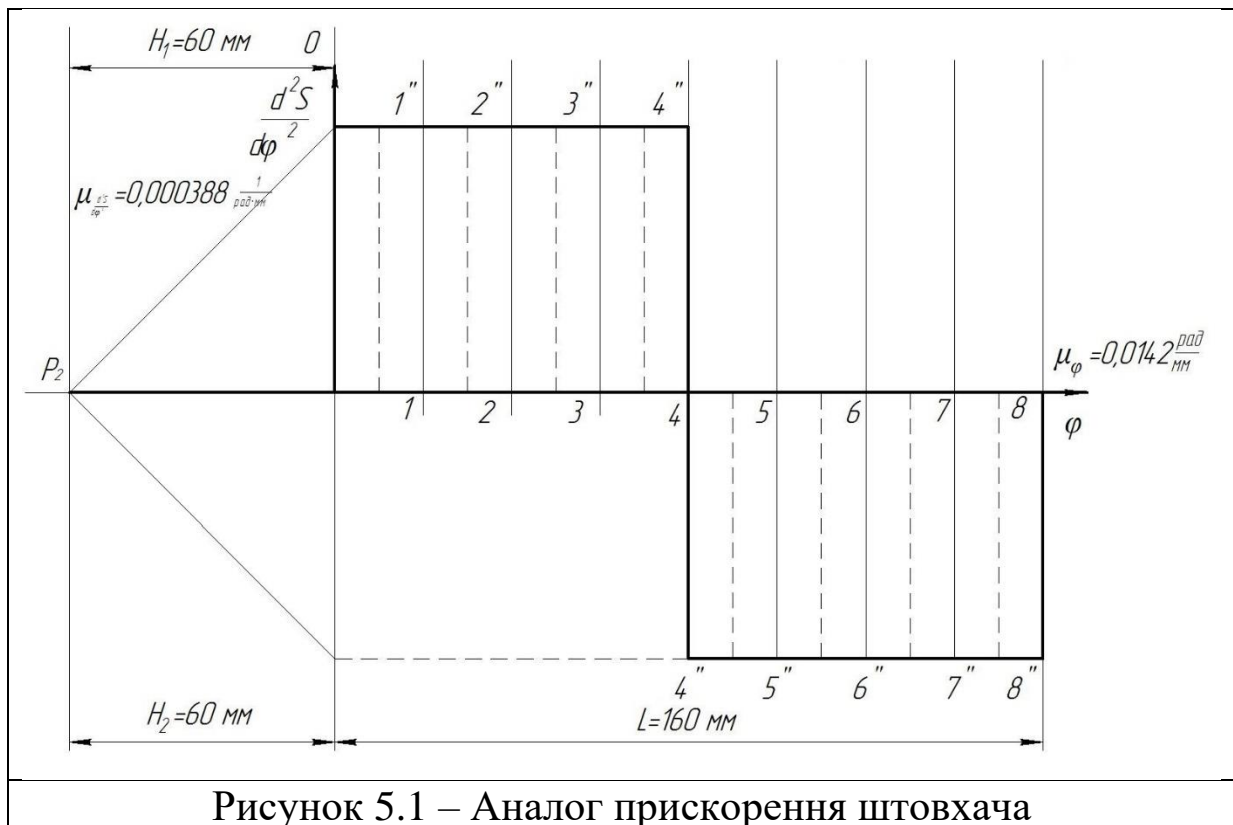


Рисунок 5.1 – Аналог прискорення штовхача

1. На осі абсцис відкладаємо відрізок довжиною L та ділимо його на 8 рівних частин $0-1$, $1-2$, $2-3$, $3-4$, $4-5$, $5-6$, $6-7$, $7-8$.

2. Інтегруємо цю діаграму у наступній послідовності:

- на осі абсцис відмічаємо точки, що відповідають серединам інтервалів $0-1$, $1-2$, $2-3$, $3-4$, $4-5$, $5-6$, $6-7$, $7-8$;

- з них проводимо вертикаль до перетину з графіком і отримуємо точки $1''$, $2''$, $3''$, $4''$, $5''$, $6''$, $7''$, $8''$;

- визначаємо ординати графіка. Для цього з цих точок проводимо горизонталь до перетину з віссю ординат;

- на осі абсцис зліва від точки нуля відкладаємо відрізок $0-H_1$ та цю точку приймаємо за полюс графічного інтегрування P_2 ;

- з'єднуємо полюс P_2 з кожною точкою на осі ординат. Маємо похилі лінії P_2-1'' , P_2-2'' , ..., P_2-8'' ;

- на діаграмі аналога швидкості з точки 0 проводимо луч паралельно похилій лінії P_2-1'' до перетину з вертикальною лінією проведеною з точки 1 . На перетині маємо першу точку діаграми аналога швидкості ($1'$);

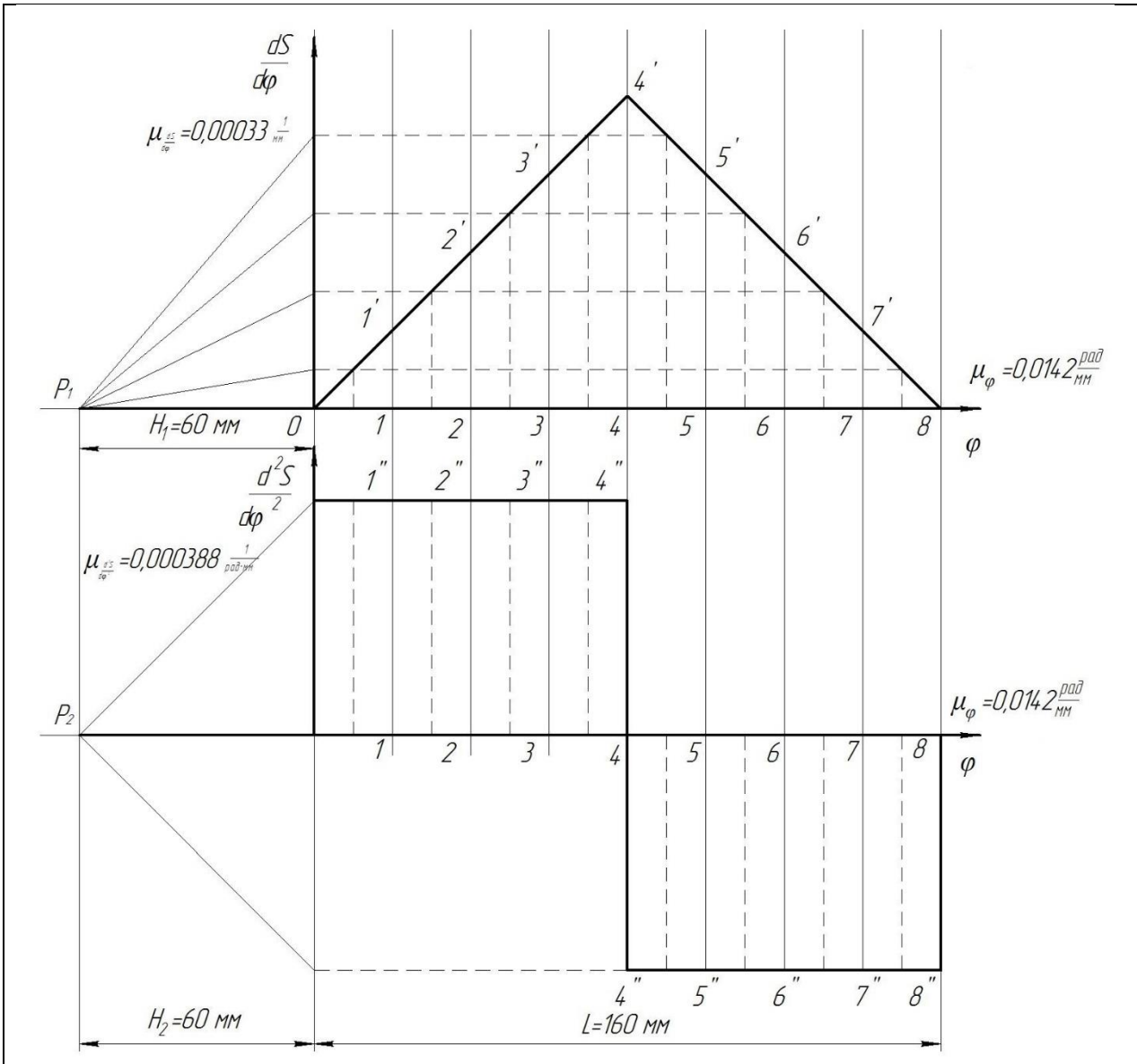


Рисунок 5.2 – Побудова діаграми аналога швидкості штовхача

- з точки $1'$ проводимо луч паралельно похилій лінії P_2-2'' до перетину з вертикальною лінією проведену з точки 2 . На перетині маємо другу точку діаграми аналога швидкості ($2'$);

Загальний вид усіх діаграм представлений на рисунку 5.4.

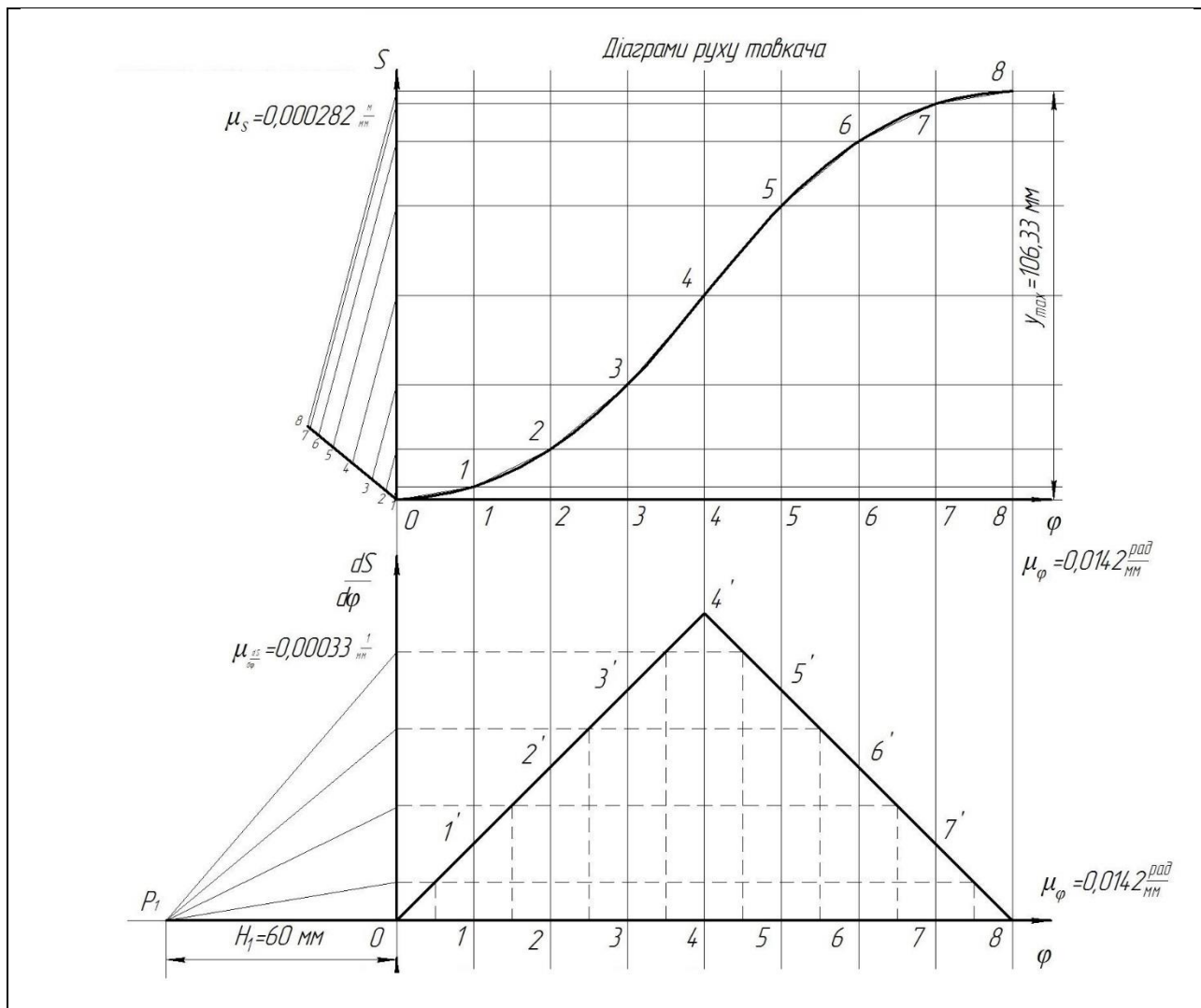


Рисунок 5.3 – Побудова діаграми аналога переміщення штовхача

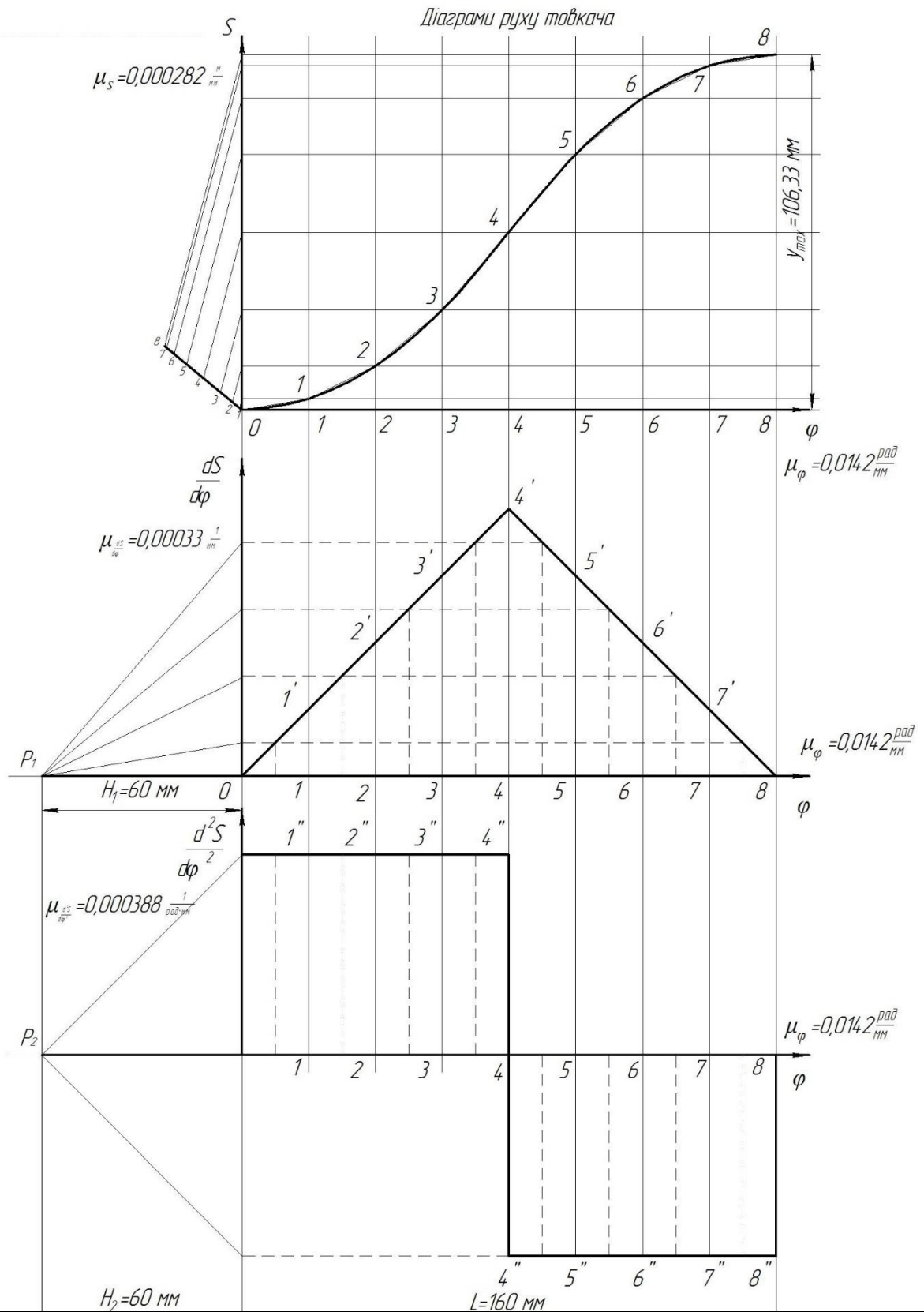


Рисунок 5.4 – Діаграма руху штовхача

- аналогічно знаходимо положення точок 3', 4', 5', 6', 7', 8';

- маємо ломану лінію, яка в графічному вигляді є першим інтегралом заданої залежності з урахуванням масштабу. Через точки $0, 1', 2', 3', \dots, 8'$ проводимо плавну криву лінію, яка відображує змінення швидкості в залежності від кута обертання кулачка;

- аналогічним способом, інтегруючи криву аналога швидкості маємо другу інтегральну криву переміщення штовхача з урахуванням масштабу;

- визначаємо масштаби кінематичних діаграм по формулам (1), (2), (3), (4.).

3.2. Побудова сумісної діаграми для плоского штовхача

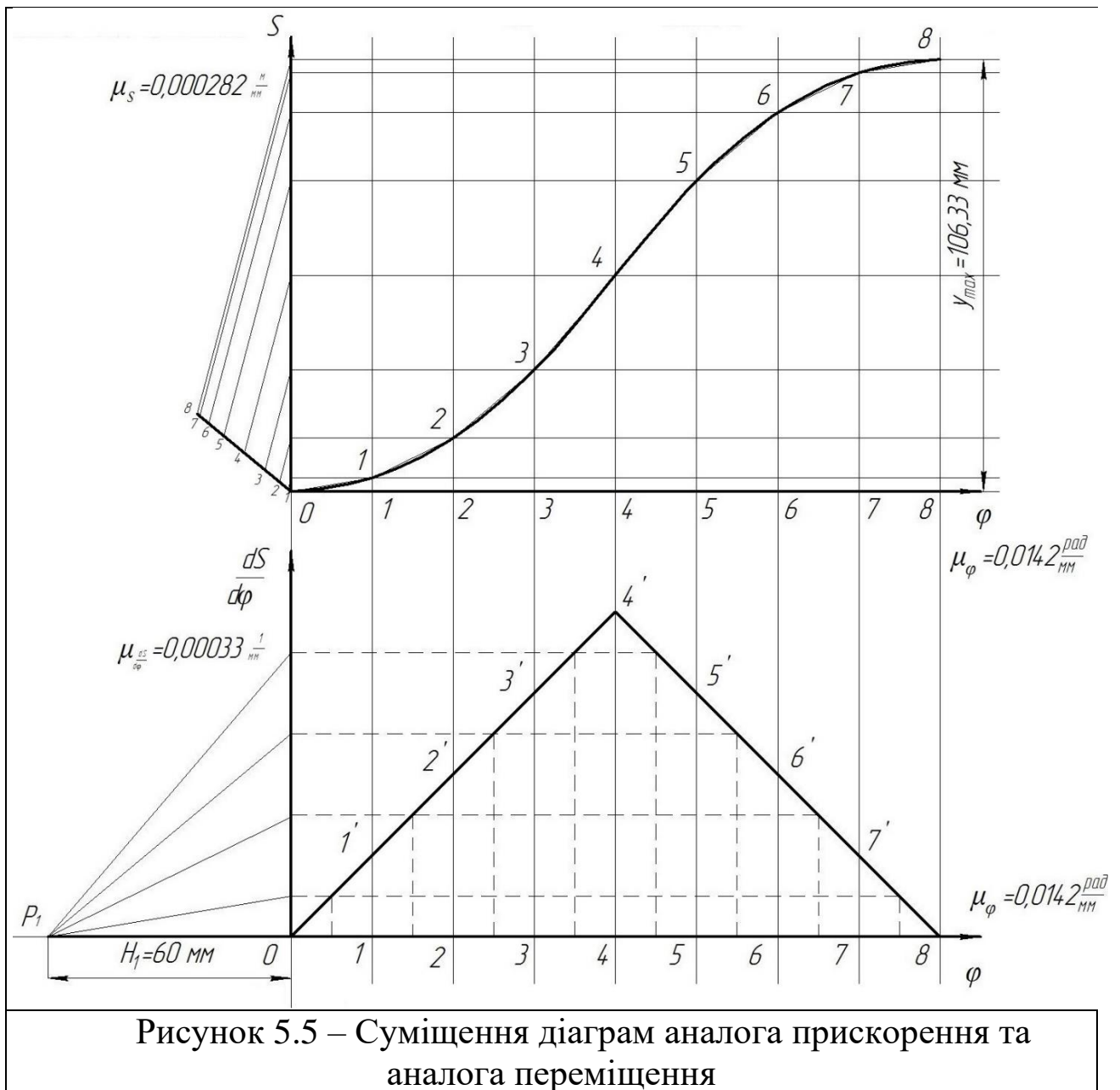
- Сумісну діаграму для плоского штовхача $S = f(dS/d\varphi)$ будуємо в наступній послідовності:

- графічно виключаємо параметр φ з діаграм $S = f(\varphi)$ та $dS/d\varphi = f(\varphi)$ наступним чином: на осі S відкладаємо ординати S діаграми переміщень, на осі $dS/d\varphi$ значення абсцис, які визначаємо по формулі

$$x_i = y_i' \frac{\mu \frac{dS}{d\varphi_{від}}}{\mu_S}$$

де y_i' – значення 1, 2, ..., 8 ординат діаграми аналога швидкості;

- $\mu \frac{dS}{d\varphi_{від}}$ – масштаб діаграми аналога швидкості;
- μ_S - масштаб діаграми переміщень штовхача;
- в результаті маємо 8 точок сумісної діаграми, з'єднуємо послідовно ці точки плавною кривою, отримуємо діаграму;
- потім до суміжної діаграми проводимо дотичну під кутом $\gamma_{min} = 60^0$, яка на перетині з віссю ординат S дає точку O_1 ;



- проводимо вертикально додаткову ось ординат S' яка зміщена на відстань $E = \frac{e}{\mu_S}$ [мм] від осі S ;

- на перетині з додатковою віссю ординат S' отримуємо точку O'_1 , яка є центром обертання кулачка;

$$r_o = OO'_1 \cdot \mu_S, [\text{мм}]$$

- перетинаючись дотична та ось S' обмежують деяку частину площини, яку штрихуємо; кожна точка O'_1 , яка знаходиться на прямій S' у середині заштрихованої області, може бути центром обернення кулачка

$$\gamma \geq \gamma_{min}$$

- маємо $R_{min} = r_o + \rho$, де $\rho = 10 \dots 15$ мм

3.3. Побудова профілю кулачка

- Профіль кулачка будуємо по методу обернення руху умовно вважаючи кулачок нерухомим, а штовхач обертається відносно центру O у напрямку протилежному оберненню кулачка.

- Визначаємось масштабом побудови профілю кулачка, який вибираємо одним з стандартних машинобудівних масштабів;

- з свавільно призначеного центру O проводимо три кола радіусами r_{min} , e (ексцентриситет) та $(r_{min} + h)$ у визначеному масштабі побудови;

- відштовхуючись від лінії руху штовхача відкладаємо послідовно кути: $\varphi_{від}$ – кут віддалення, $\varphi_{д.в.}$ – кут дальнього відстою, $\varphi_{наб}$ – кут наближення, $\varphi_{б.в.}$ – кут ближнього відстою, які у сумі дають 360° ;

- поділимо кут віддалення $\varphi_{від}$ та кут наближення $\varphi_{наб}$ кожен на δ рівних частин;

- поділимо переміщення штовхача на δ рівних частин відповідно діаграми переміщення $S = f(\varphi)$;

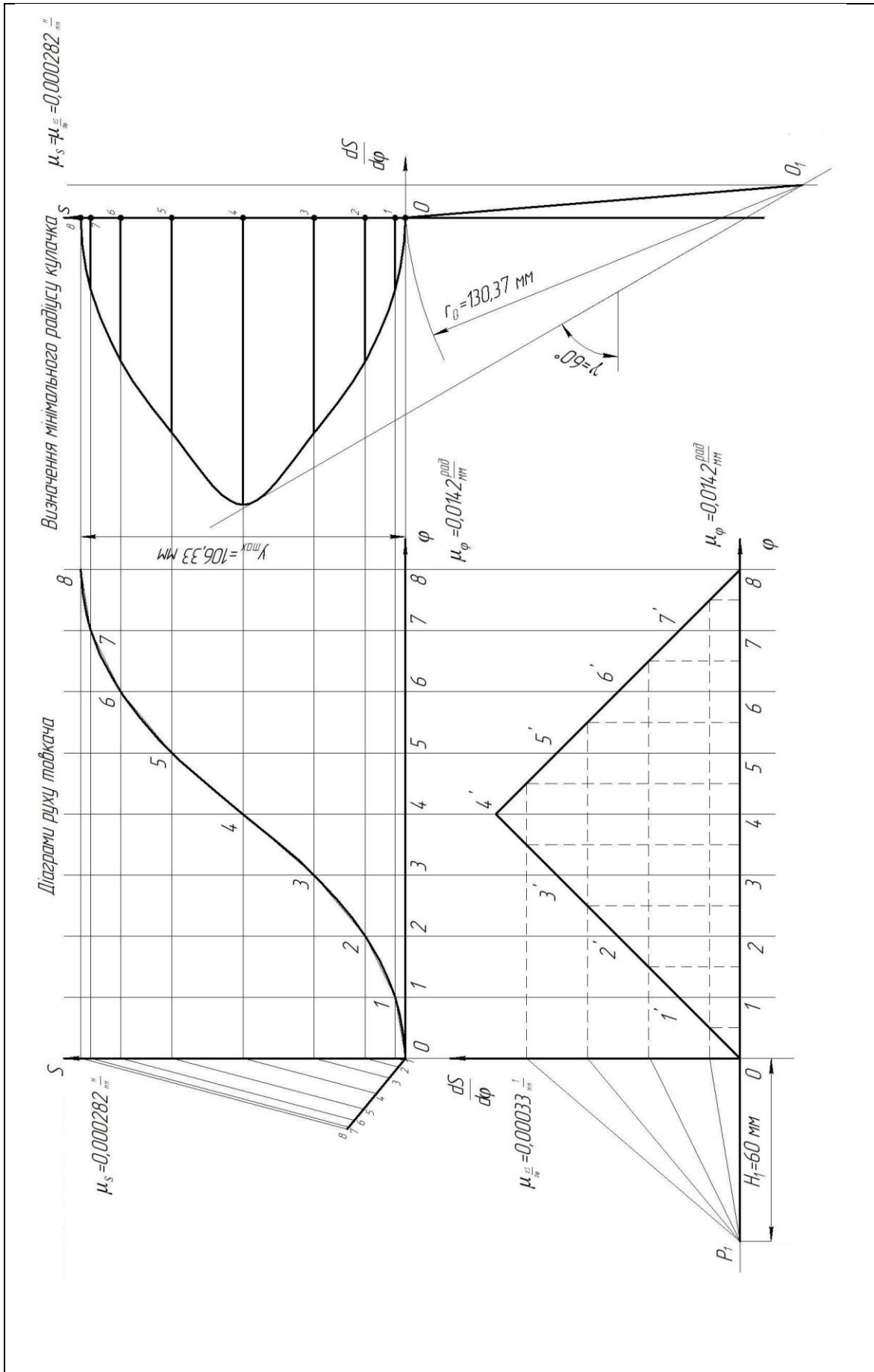


Рисунок 5.6 – Побудова сумісного графіку штовхача та визначення мінімального радіусу кулачка

- з першої точки ходу штовхача проводимо дугу до перетину з променем **1**, через цю точку перетину проводимо перпендикуляр який є положення площини штовхача в його оберненому руху;
- аналогічно з другої точки ходу штовхача проводимо дугу до перетину з променем **2**, через цю точку перетину проводимо перпендикуляр який є положення площини штовхача в його оберненому руху;
- аналогічно будуюмо перпендикуляри для точок **3, 4, 5, 6, 7, 8**;
- таким же чином будуюмо перпендикуляри від **8** до **0** положень на куту повернення $\varphi_{наб}$;
- вписуємо криву лінію дотичною до кожного перпендикуляра, яка є практичним профілем кулачка.

Побудова профілю кулачка М 1:1

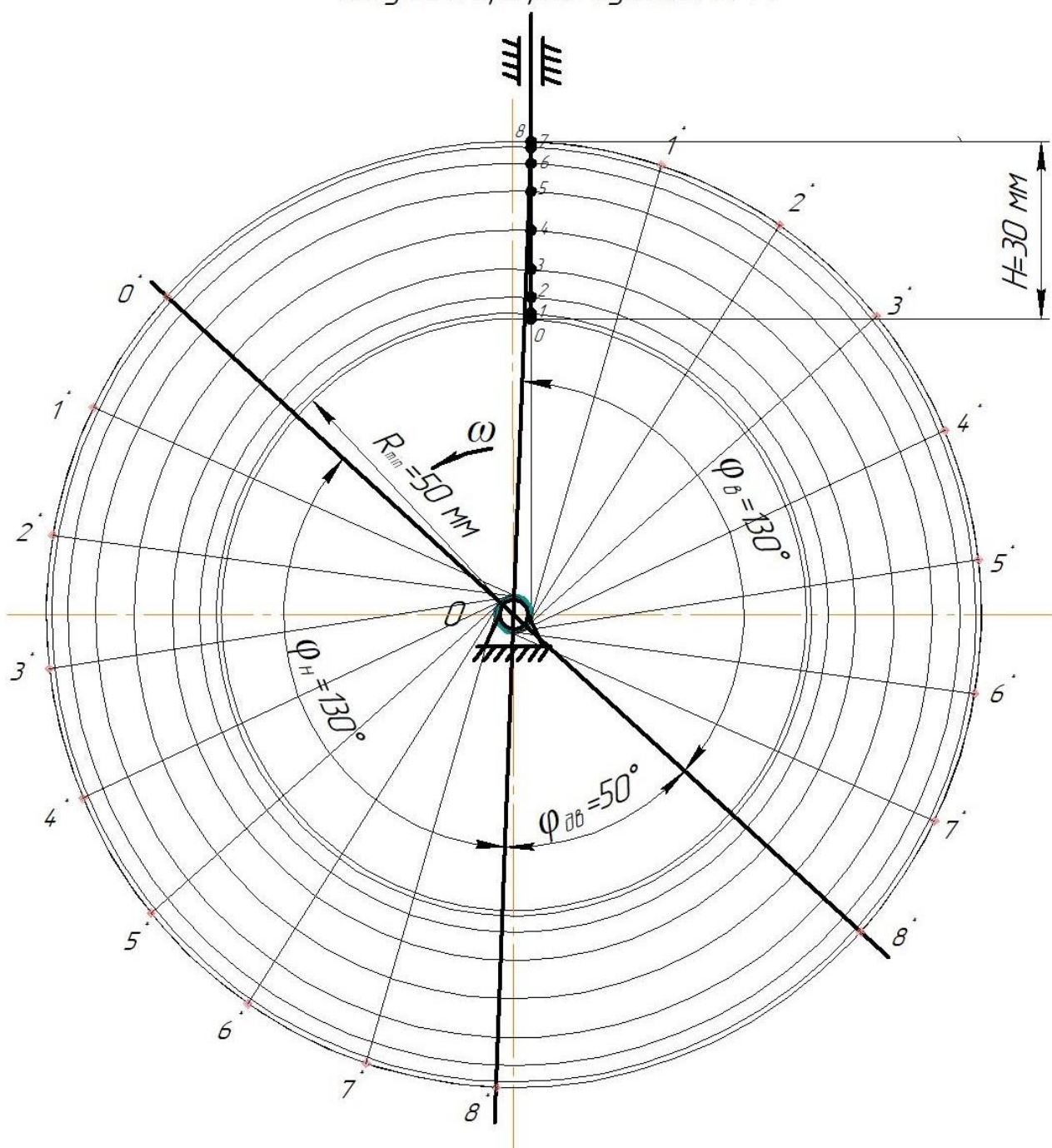


Рисунок 5.7 – Побудова профілю кулачка

Побудова профілю кулачка $M 1:1$

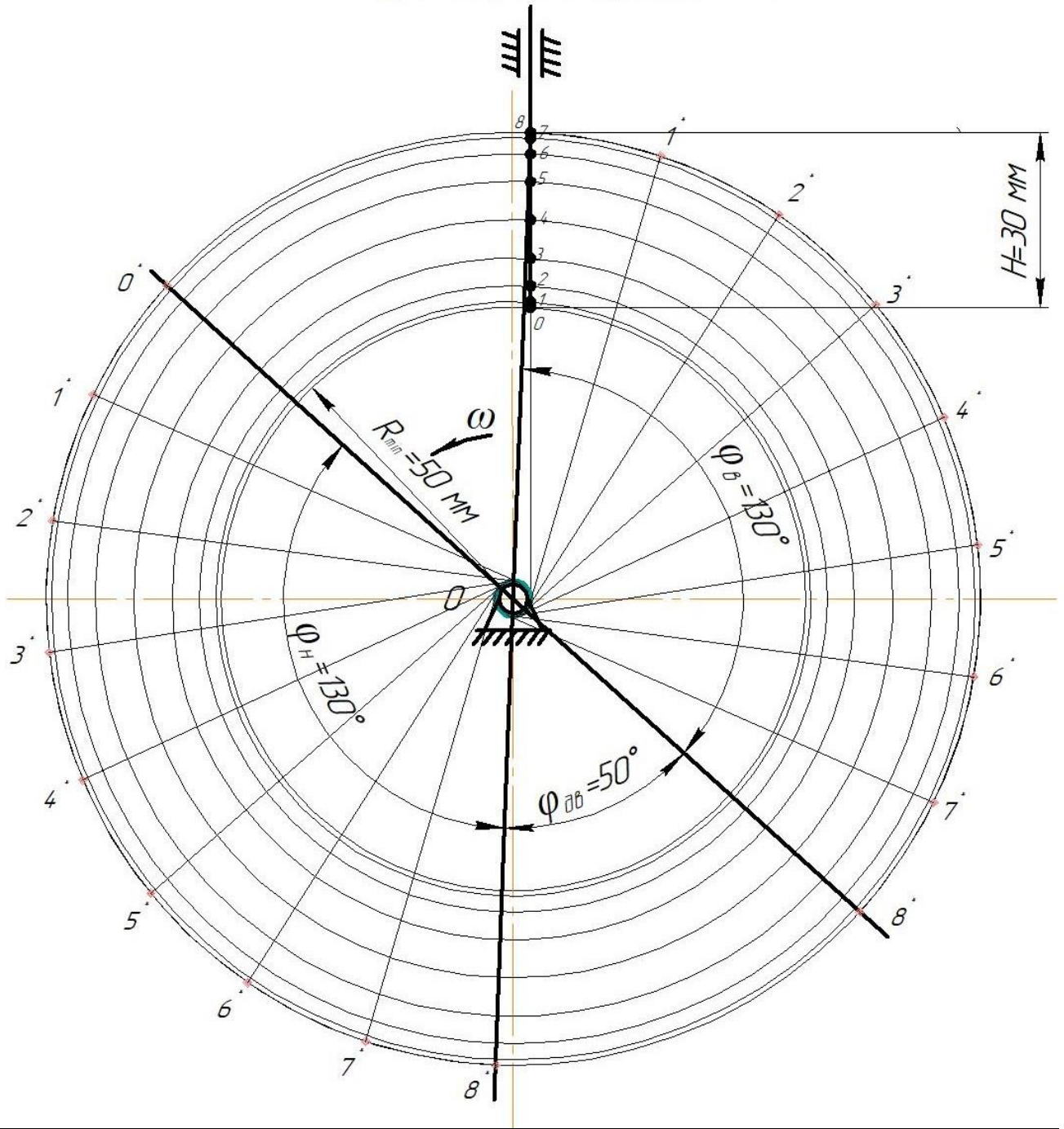
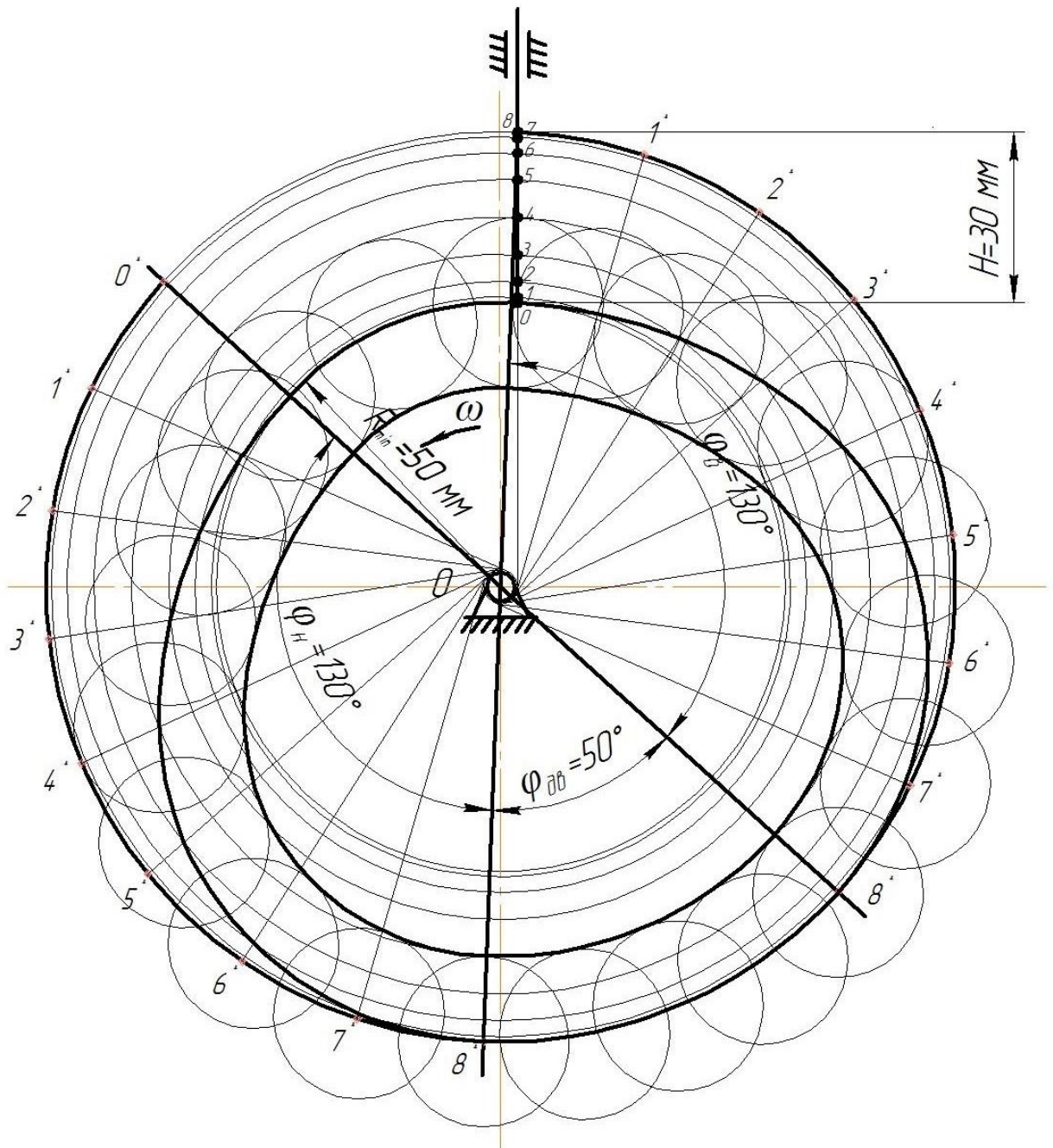


Рисунок 5.8 – Побудова профілю кулачка

Побудова профілю кулачка М 1:1



Характеристика кулачкового механізму

H, mm	$\varphi_{\delta\delta}^\circ$	$\varphi_{\delta\delta}^\circ$	φ_n°	E, mm	γ_{\min}°
30	130	50	130	3	60

Рисунок 5.9 - Побудова профілю кулачка

3.4. Оснащення робочого місця

Моделі кулачкових механізмів, лінійка, олівець, циркуль, плакати.

3.5. Правила техніки безпеки

1. Не можна працювати в аудиторії студентів одному.
2. Не можна знаходитися в аудиторії у верхньому одязі.
3. Працювати тільки з обладнанням, що відноситься до заданого завдання, у присутності викладача або учбового майстра. Інше обладнання і моделі механізмів чіпати забороняється. Питання, що виникають, вирішувати з викладачем або учбовим майстром кафедри. Студенти, що не виконують цієї умови, удаляються з лабораторії.
4. Не можна доторкатися руками до місць з'єднання проводів; під час монтажних робіт підключати обладнання до електромережі.
5. Не можна гальмувати вали і шківни руками. Необхідно слідкувати, щоб вільні кінці одягу (шарфи, косинки, крилатки тощо) або волосся не були захвалені ланками, що обертаються.
6. У разі нещасного випадку прийняти усі заходи до надання першої допомоги.

3.6 Хід проведення

1. Перевірка викладачем самостійної підготовки студентів до практичного заняття (наявність письмових відповідей на надані питання).
2. Викладач знайомить студентів з метою, змістом даного заняття та вимогами до захисту.
3. Накреслити аналог прискорення штовхача від кута повороту кулачка у вигляді діаграми.
4. Визначити метод побудови діаграми аналога швидкості штовхача та діаграми аналога переміщення штовхача.

5. Після отримання діаграми руху штовхача визначити масштаби кута повороту кулачка, аналога прискорення штовхача, аналога швидкості штовхача, аналога переміщення штовхача.

6. Визначити послідовність побудови сумісної діаграми для роликового штовхача та масштаб сумісної діаграми для визначення мінімального радіусу кулачка.

7. Визначити масштаб та метод побудови профілю кулачка.

8. Самостійне опрацювання студентами теоретичних відомостей з даної теми та оформлення звіту.

9. Захист практичного заняття за допомогою тестів наприкінці заняття, при умові правильного оформлення звіту.

3.7 Після виконання роботи, студент складає звіт, який вміщує дані

1. Найменування, номер та мету заняття;
2. Креслення аналога прискорення штовхача;
3. Креслення діаграми аналога швидкості штовхача та діаграми аналога переміщення штовхача;
4. Визначення масштабів креслення;
5. Визначення мінімального радіусу кулачка;
6. Побудова профілю кулачка.

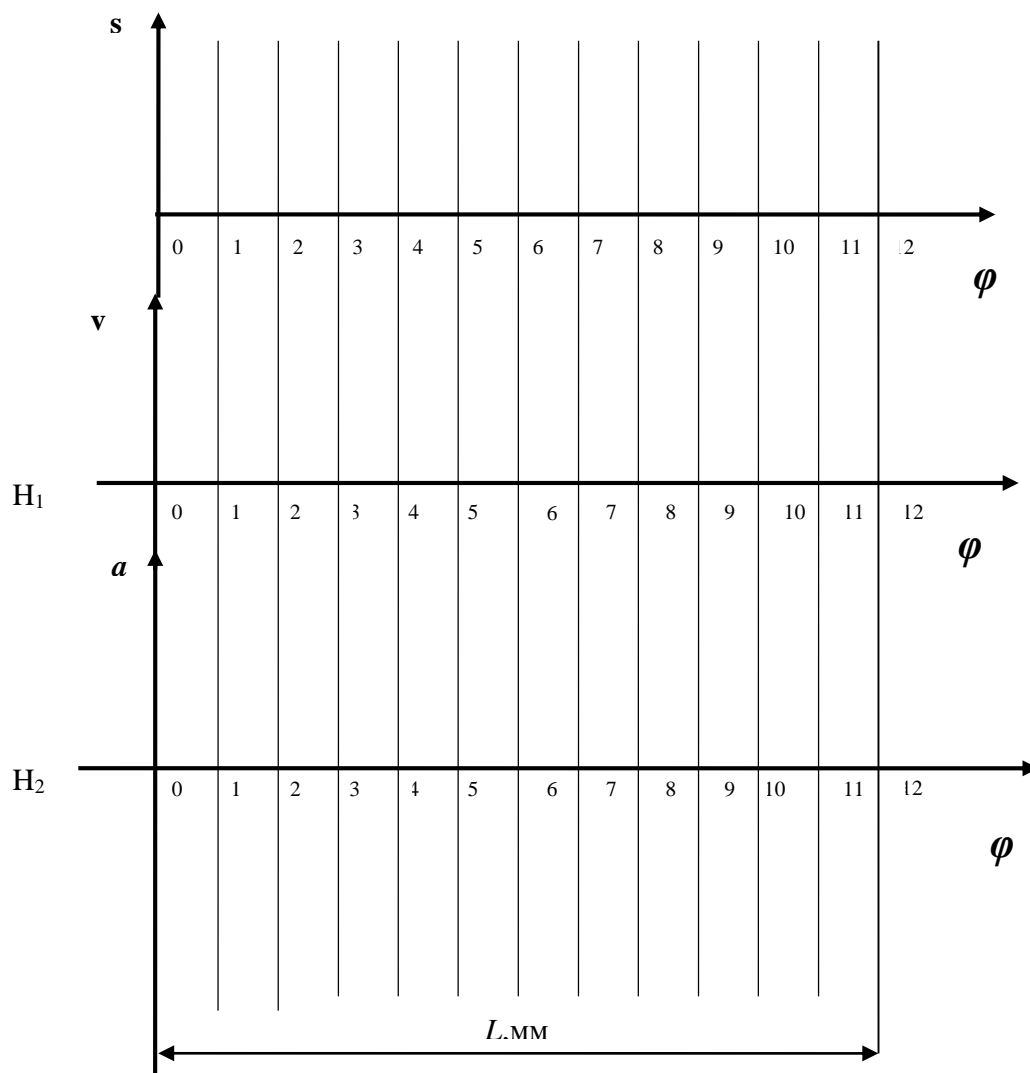
3.8 Форма звіту

Практичне заняття № 5

Тема: **СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ З**

РОЛИКОВИМ ШТОВХАЧЕМ

Мета роботи:



Роботу виконав _____
 Роботу прийняв _____ Дата виконання _____

3.9 Контрольні питання

1. Види кулачкових механізмів за видом руху кулачка, за видом руху штовхача.
2. Перевага та недоліки кулачкових механізмів.
3. Параметри кулачкових механізмів.
4. Кути тиску та передачі руху.
5. Як впливає кут тиску на розміри кулачкового механізму?

6. Які бувають закони руху штовхача.
7. Побудова закону руху штовхача. Визначення масштабів.
8. Коли виникають удари в кулачковому механізмі. Які бувають удари?
9. У чому полягає метод обернення руху.
10. У чому полягають задачі динамічного і кінематичного синтезів кулачкових механізмів?
11. Графічне визначення мінімального радіуса кривини профіля кулачка з плоским штовхачем. Побудова можливої зони розташування осі обертання кулачка.
12. Графічне визначення мінімального радіуса кривини профіля кулачка з роликівим штовхачем, що рухається поступально. Побудова можливої зони розташування осі обертання кулачка.
13. Графічне визначення мінімального радіуса кривини профіля кулачка з коромисловим штовхачем. Побудова можливої зони розташування осі обертання кулачка.
14. В яких випадках виникає заклинювання в кулачковому механізмі.
15. Профілювання кулачкового механізму з роликівим штовхачем, що рухається поступально.
16. Профілювання кулачкового механізму з плоским штовхачем.
17. Профілювання кулачкового механізму з коромисловим штовхачем.
18. Як робиться вибір радіуса ролика?