

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
на здобуття освітнього ступеня «Магістр»
за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»

на тему:

«Дослідження зубчастих зачеплень гідравлічних насосів та технології їх
виготовлення»
«Research of gears hydraulic pumps and technologies of their production»

Виконавець: здобувач 2М курсу, групи
МВ-20М1,9 за спеціальністю 133 «Галузеве
машинобудування»

Владислав БЕРЕЗІН

Керівник: доц., к.т.н.

Олександр СКІБІНСЬКИЙ

Рецензент: доц., к.т.н.

Дмитро БОГАТИРЬОВ

Завідувач кафедрою: доц., к.т.н.

Андрій ГРЕЧКА

Кропивницький - 2022

Центральноукраїнський національний технічний університет	
Факультет	<u>Механіко-технологічний</u>
Кафедра	<u>Машинобудування, мехатроніки і робототехніки</u>
Рівень вищої освіти	<u>другий (магістерський)</u>
Галузь знань	<u>13 Механічна інженерія</u>
Спеціальність	<u>133 Галузеве машинобудування</u>
Освітньо-наукова програма	<u>Галузеве машинобудування</u>

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММР
_____ Андрій ГРЕЧКА

«_____» _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА

Владислава БЕРЕЗІНА

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Дослідження зубчастих зачеплень гідравлічних насосів та технології їх виготовлення

2. Керівник роботи: _____ к.т.н., доц., Олександр СКІБІНСЬКИЙ

3. Строк подання роботи до захисту _____ «_____» _____ травня 2022 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Метою роботи є: дослідження конструкцій гідравлічних насосів з різними видами зачеплень, методик проектування зубчастих зачеплень та способів виготовлення робочих профілів деталей

Завдання:

- систематизувати та виконати загальні дослідження методик розрахунку евольвентних, синусоїдальних та евольвентних передач;
- дослідити способи виготовлення робочих профілів деталей евольвентних, синусоїдальних та епіциклоїдальних передач;
- розробити напрямки реалізації технології обробки робочих профілів деталей передач
- розрахувати економічну ефективність від удосконалення конструкції гідравлічного насоса шляхом заміни евольвентного зачеплення на синусоїдальне.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Науково-дослідний	Олександр СКІБІНСЬКИЙ		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	При-мітка
1	Вступ	Лютий 2022	вик.
2	Призначення та типи гідравлічних насосів, постановка задач дослідження	Лютий 2022	вик.
3	Методики розрахунку робочих профілів зубчастих передач гідравлічних насосів	Березень -квітень 2022	вик.
4	Технологія виготовлення робочих профілів зубчастих передач гідравлічних насосів	Квітень 2022	вик.
5	Напрямки реалізації технології обробки робочих профілів зубчастих передач	Квітень-травень 2022	вик.
6	Загальні висновки	Травень 2022	вик.
7	Оформлення роботи	Травень 2022	вик.

Дата видачі завдання « ____ » _____ 2022 р.

Керівник роботи _____ Олександр СКІБІНСЬКИЙ
(підпис)

Завдання прийнято до виконання « ____ » _____ 2022 р.

Здобувач _____ Владислав БЕРЕЗІН
(підпис)

Анотація

Владислав БЕРЕЗІН. Дослідження зубчастих зачеплень гідравлічних насосів та технології їх виготовлення. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «магістр»: ЦНТУ, 2022. – 83 с. Матеріали презентації 8 іл.

Метою даної роботи є дослідження конструкцій гідравлічних насосів з різними видами зачеплень, методик проектування зубчастих зачеплень та способів виготовлення робочих профілів деталей.

В роботі систематизовано та виконано загальні дослідження методик розрахунку евольвентних, синусоїдальних та евольвентних передач; досліджено способи виготовлення робочих профілів деталей евольвентних, синусоїдальних та епіциклоїдальних передач; розроблено напрямки реалізації технології обробки робочих профілів деталей передач.

Актуальність: підвищення експлуатаційних характеристик гідравлічних насосів за рахунок удосконалення методик розрахунку зубчастих зачеплень, правильного вибору типу зубчастого зачеплення, дослідження та удосконалення способів виготовлення робочих профілів деталей зубчастого зачеплення є *актуальною* задачею.

Практичне значення: розроблено універсальну методику розрахунку робочих профілів деталей синусоїдального зачеплення; розроблено спосіб шліфування робочих профілів деталей епіциклоїдальних передач конічно-циліндричним інструментом, із зменшеними величинами пружних віджимів.

Ключові слова: евольвентне зачеплення, синусоїдальне зачеплення, епіциклоїдальне зачеплення, спосіб виготовлення, формоутворення, інструмент.

Annotation

Vladislav BEREZIN. Research of gears hydraulic pumps and technologies of their production. Graduation thesis for a master's degree: CNTU, 2022. - 83 p. Presentation materials 8 il.

The purpose of this work is to study the design of hydraulic pumps with different types of gears, methods of designing gears and methods of manufacturing working profiles of parts.

In the work the general researches of methods of calculation of involute, sinusoidal and involute transfers are systematized and executed; methods of manufacturing working profiles of parts of involute, sinusoidal and epicycloidal transmissions are investigated; directions of realization of technology of processing of working profiles of details of transfers are developed.

Relevance: improving the performance of hydraulic pumps by improving the methods of calculating gears, choosing the right type of gear, research and improvement of methods of manufacturing working profiles of gear parts is an urgent task.

Practical value: the universal technique of calculation of working profiles of details of sinusoidal gearing is developed; a method of grinding the working profiles of parts of epicycloidal gears with a conical-cylindrical tool with reduced values of elastic spin is developed.

Key words: involute gearing, sinusoidal gearing, epicycloidal gearing, manufacturing method, shaping, tool.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1 ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ТИПИ ГІДРАВЛІЧНИХ НАСОСІВ, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ	8
1.1 Основні типи гідравлічних насосів та їх призначення.....	8
1.2 Основні типи зубчастих зачеплень гідравлічних насосів їх переваги та недоліки.....	14
1.3 Постановка задач дослідження.....	19
РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ РОБОЧИХ ПРОФІЛІВ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ГІДРАВЛІЧНИХ НАСОСІВ	23
2.1 Методика розрахунку евольвентного зачеплення.....	24
2.2 Методика розрахунку синусоїдального зачеплення.....	29
2.3 Методика розрахунку епіциклоїдального зачеплення.....	33
2.4 Висновки до розділу.....	34
РОЗДІЛ 3 ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ РОБОЧИХ ПРОФІЛІВ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ГІДРАВЛІЧНИХ НАСОСІВ	35
3.1 Технологія виготовлення робочих профілів евольвентних зубчастих передач.....	35
3.2 Технологія виготовлення робочих профілів синусоїдальних зубчастих передач.....	49
3.3 Технологія виготовлення робочих профілів епіциклоїдальних зубчастих передач.....	52
3.4 Висновки до розділу.....	56
РОЗДІЛ 4 НАПРЯМКИ РЕАЛІЗАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЇ ОБРОБКИ РОБОЧИХ ПРОФІЛІВ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ	57
4.1 Порівняння синусоїдальних передач по швидкості ковзання.....	57
4.2 Інструмент для обробки робочих профілів синусоїдальних передач.....	59
4.3 Спосіб шліфування робочих поверхонь деталей епіциклоїдальних передач.....	64
4.4 Висновки до розділу.....	66
РОЗДІЛ 5 ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ НА МОДЕРНІЗАЦІЮ ГІДРАВЛІЧНОГО НАСОСУ	67
5.1 Визначення витрат пов'язаних з конструкторсько-технологічною підготовкою виробництва.....	67
5.2 Визначення витрат на модернізацію гідравлічного насосу та обґрунтування його оптової ціни.....	68
5.2 Визначення витрат на модернізацію гідравлічного насосу та обґрунтування його оптової ціни.....	69
5.4 Розрахунок витрат споживача за увесь термін експлуатації гідравлічного насоса.....	73
5.5 Розрахунок показників порівняльної економічної ефективності.....	73
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	77
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	79
ДОДАТКИ	81

ВСТУП

Гідравлічні насоси використовуються в гідравлічних системах, які виконують найрізноманітніші функції: переміщення, точне позиціонування, піднімання вантажів, управління процесами, транспортування рідин і т. ін. При цьому маючи беззаперечні переваги: економічність, компактність, підвищена надійність та термін служби, синхронність та плавність роботи системи, можливість точного позиціонування, великий діапазон швидкостей, можливість переміщення та підйому механізмів та вантажів з великою масою та габаритами тощо. Широко використовуються в промисловості, суднобудуванні, сільському господарстві, авіакосмічній, автомобільній та будівельній галузях.

Гідравлічний насос є одним із головних компонентів гідравлічних систем і характеризується таким показниками, як об'ємна подача, частота обертів, крутний момент, рівень шуму, коефіцієнт корисної дії, максимальний тиск, надійність та довговічність.

Значною мірою на перераховані вище показники має вплив тип, точність та якість головного органу насосу – зубчастого зачеплення. Тому робота присвячена саме дослідженню зубчастих зачеплень гідравлічних насосів (евольвентні, синусоїдальні, епіциклоїдальні), методикам їх побудови та технології їх виготовлення.

Підвищення експлуатаційних характеристик гідравлічних насосів за рахунок удосконалення методик розрахунку зубчатих зачеплень, правильного вибору типу зубчастого зачеплення, дослідження та удосконалення способів виготовлення робочих профілів деталей зубчастого зачеплення є *актуальною* задачею.

РОЗДІЛ 1 ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ТИПИ ГІДРАВЛІЧНИХ НАСОСІВ, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Основні типи гідравлічних насосів та їх призначення

Гідравлічний насос – це пристрій, який призначений для перетворення механічної енергії в гідравлічну. Тобто іншими словами – це пристрій, який перетворює крутний момент, частоту обертання, наприклад, від двигуна в потік рідини (що створює тиск), який володіє достатньою потужністю для подолання тиску викликаного зовнішнім навантаженням.

Гідравлічний насос виконує наступні функції: його механічна дія створює на вході насоса вакуум, що дає можливість подачі рідини з ємності по гідропроводах до входу насоса та доставлення рідини до виходу насоса і виштовхування її під тиском у відповідну гідравлічну систему. Гідравлічний насос є однією із головних складових гідравлічної системи, яка призначена для отримання великих зусиль шляхом передачі енергії рідини від невеликого зусилля.

Гідравлічні об'ємні насоси бувають наступних найпоширеніших типів: пластинчасті, шестеренні, поршневі і т. ін. У пластинчастих насосів (рис. 1.1) в якості

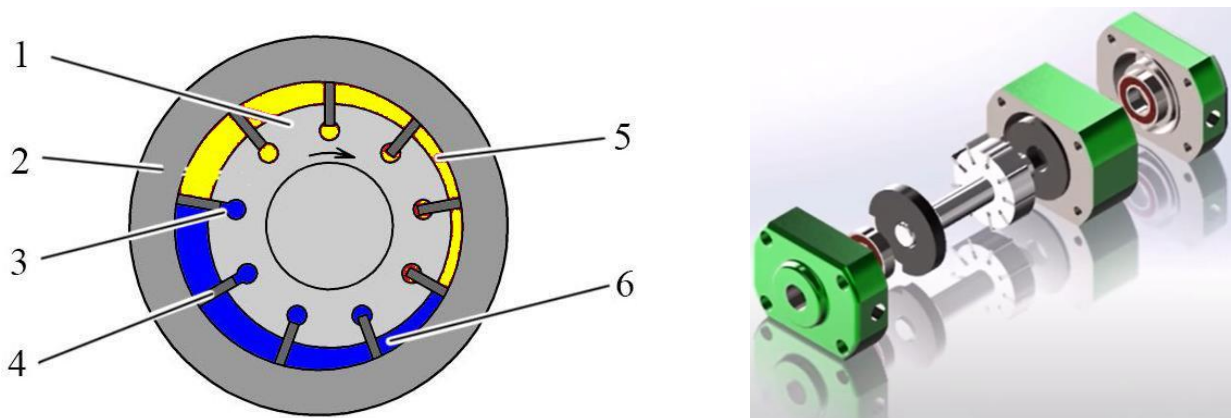


Рис. 1.1 Принцип дії пластинчастого насоса

основного робочого елементу використовуються радіально розташовані в пазах 3 рухомі пластини 4, які під час обертання ротора 1 встановленого з ексцентриситетом в корпусі статора 2 виштовхують робочу рідину. Пластини 4 притискаються до внутрішньої циліндричної поверхні статора 2 за рахунок дії відцентрових сил. Всмоктування робочої рідини відбувається в зоні збільшення об'єму камер (зона 6), а

подача робочої рідини під тиском відбувається в зоні зменшення об'єму камер (зона 5).

Основними перевагами пластинчастих насосів є невеликі габарити, простота конструкції, низький рівень шуму, низький рівень пульсації робочої рідини та високий коефіцієнт корисної дії.

Основними недоліками є складність забезпечення ущільнення між торцями пластин та торцевими поверхнями складових деталей насосу, а також низька ремонтоздатність.

Пульсація робочої рідини гідравлічних насосів – це явище яке виникає внаслідок подачі робочої рідини порціями з робочих камер насосу, тобто подача рідини відбувається не рівномірним потоком, а порціями, що приводить до появи вібрацій та збільшення шумових характеристик насосу.

У шестеренних насосів в якості основного робочого елементу використовується зачеплення двох шестерень 2 зовнішнього (рис. 1.2), або внутрішнього зачеплень, під час обертання шестерень робоча рідина, переноситься зубцями із зони всмоктування P_B в зону нагнітання P_H . Шестерні розташовуються в корпусі 1.

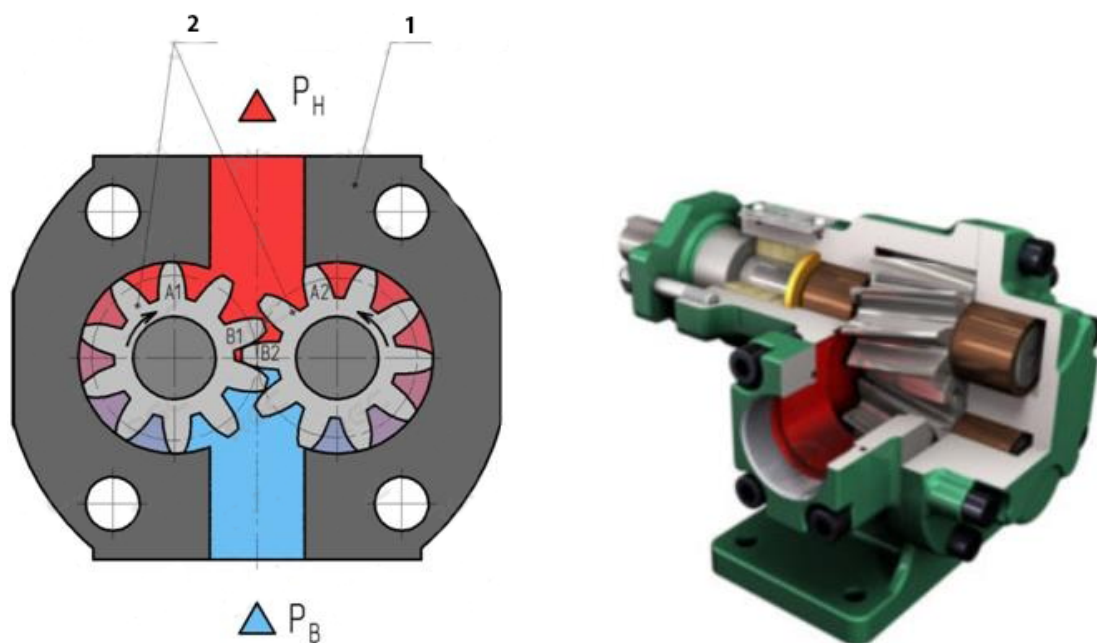


Рис. 1.2 Принцип дії шестеренного насосу із зовнішнім евольвентним зачепленням

Основними перевагами шестеренних насосів з евольвентним зовнішнім зачепленням є невеликі габарити, простота конструкції, збільшений діапазон швидкостей обертання, можливість створення високого тиску при невеликих

габаритах.

Основними недоліками є поява в зубчастому зачепленні защемленого об'єму і при попаданні туди робочої рідини, тиск спочатку буде різко підвищуватись, а потім зменшуватись. При цьому, спочатку має місце підвищене навантаження на шестерні гідравлічного насосу, а потім при швидкому, значному зниженню тиску можуть виникати кавітаційні процеси, які приводять до підвищеного зносу робочих поверхонь, а також вібраціям та шуму.

На рис. 1.3 представлено принцип дії шестеренного насосу із зовнішнім синусоїдальним зачепленням, який складається із корпусу 1 та розміщеними у ньому шестерень 2 з гвинтовим синусоїдальним зачепленням. Робоча рідина всмоктується при обертанні шестерень із зони P_v і переноситься в западинах між зубцями до випускного отвору зони нагнітання P_n .

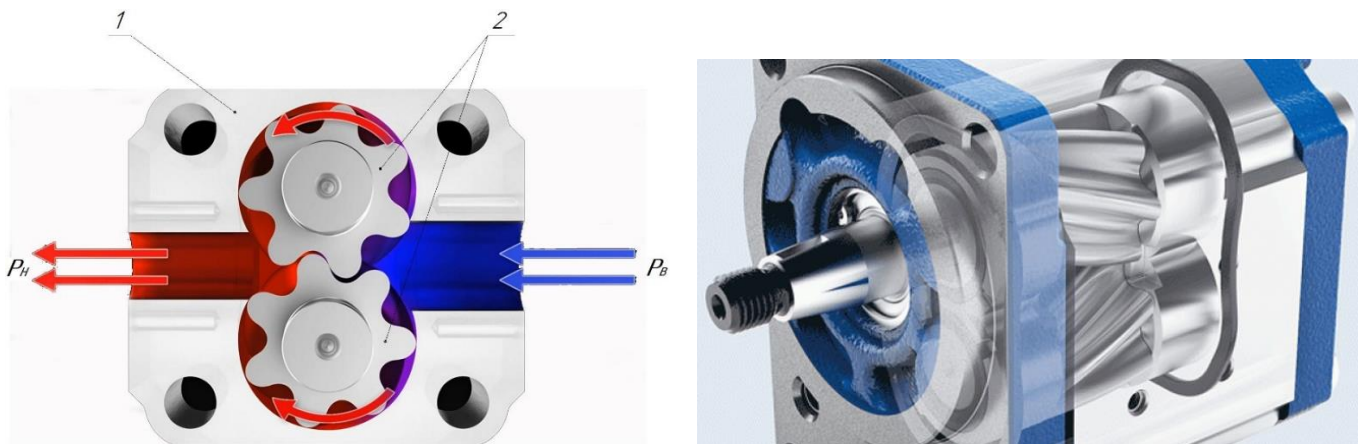


Рис. 1.3 Принцип дії шестеренного насосу із зовнішнім гвинтовим синусоїдальним зачепленням

Основними перевагами шестеренних насосів з гвинтовим синусоїдальним зачепленням є перш за все відсутність защемленого об'єму, і низький рівень шуму, підвищена міцність зубців, підвищена навантажувальна здатність.

Основними недоліками є складність виготовлення робочих профілів шестерень.

На рис. 1.4 представлено принцип дії шестеренного насосу з внутрішнім евольвентним зачепленням, який складається із корпусу 1 та розміщеними у ньому шестерень із внутрішніми 2 та зовнішніми 3 зубцями розділеними серповидною вставкою 4. Робоча рідина всмоктується при обертанні шестерень і переноситься в западинах між зубцями по обидві сторони серповидної вставки до випускного отвору де вони знову входять в зачеплення і виштовхують рідину.

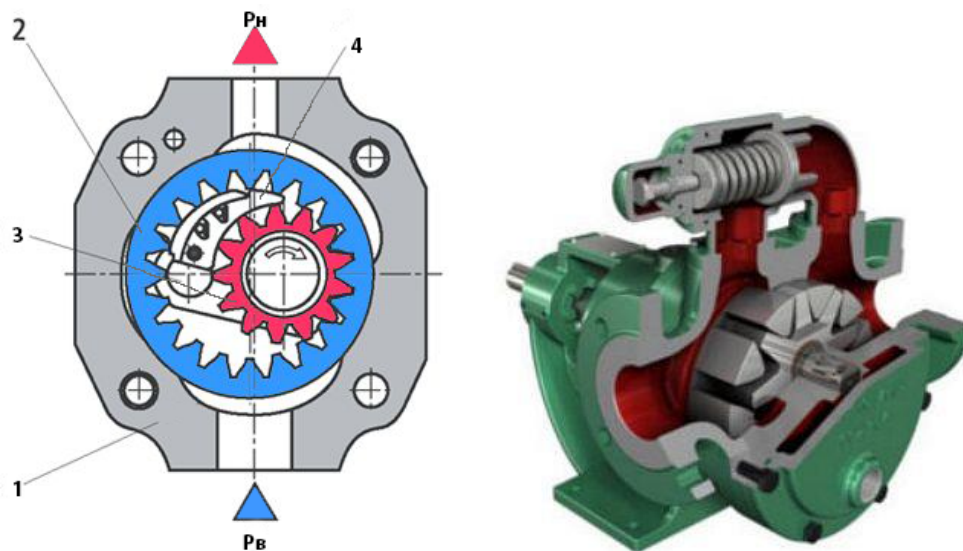


Рис. 1.4 Принцип дії шестеренного насосу із внутрішнім евольвентним зачепленням

Основними перевагами шестеренних насосів з евольвентним внутрішнім зачепленням є малі габарити, підвищений ефект самовсмоктування, низький рівень шуму.

Основними недоліками є складність конструкції, низька ремонтоздатність.

На рис. 1.5 представлено принцип дії героторного насосу з внутрішнім епіциклоїдальним зачепленням, який складається із корпусу 1 і розміщеними у ньому статора 2 із внутрішніми цівками та ротора 3 профіль якого окреслений епіциклоїдальною кривою. Ротор 2 та статор 3 утворюють героторну передачу з окремими замкненими камерами і розташовані з ексцентриситетом. Робоча рідина всмоктується при обертанні ротора із зони P_B переноситься в зону нагнітання P_H .

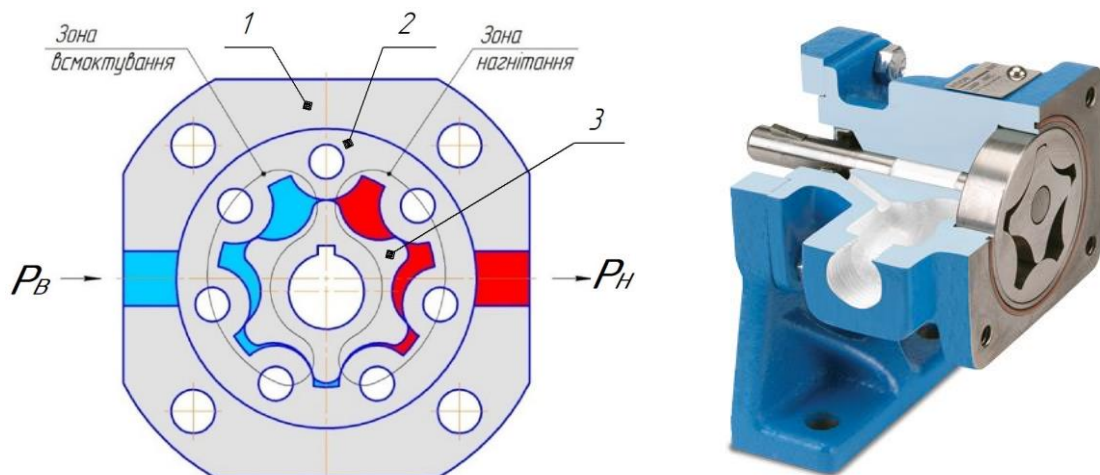


Рис. 1.5 Принцип дії героторного насосу із внутрішнім зачепленням

Основними перевагами героторних насосів є великий об'єм міжзубових камер, що дає можливість передачі більших об'ємів робочої рідини при меншій кількості обертів, невеликі габарити, маса, висока кінематична точність, плавність роботи, низький рівень шуму, відсутність защемленого об'єму.

Основними недоліками є складність робочих профілів ротора та статора.

У поршневих насосах в якості робочих елементів використовується група поршнів, які по чергово витісняють робочу рідину. По конструкції витіснювача насоси можуть бути поршневими та плунжерними відповідно. В залежності від величини кута між віссю обертання ведучої ланки і віссю робочої ланки насоси поділяються на: радіально-поршневі (кут більше 45° , або рівний 90°) та аксіально-поршневі (кут не перевищує 45°).

На рис. 1.6 представлено принцип дії радіально-поршневого насоса. В статорі 2 радіально-поршневого насоса ексцентрично встановлено ротор 1 в отворах якого встановлені поршні 3, які притискаються до поверхні статора за допомогою дії відцентрової сили та пружин. При обертанні ротора 1, завдяки його ексцентричному розміщенню по відношенню до статора 2, поршні 3 виконують зворотно-поступальний рух в отворах змінюючи, при цьому об'єм робочих камер. При збільшенні об'єму камери вона сполучається із лінією всмоктування 5, а при зменшенні об'єму – із лінією нагнітання 4.

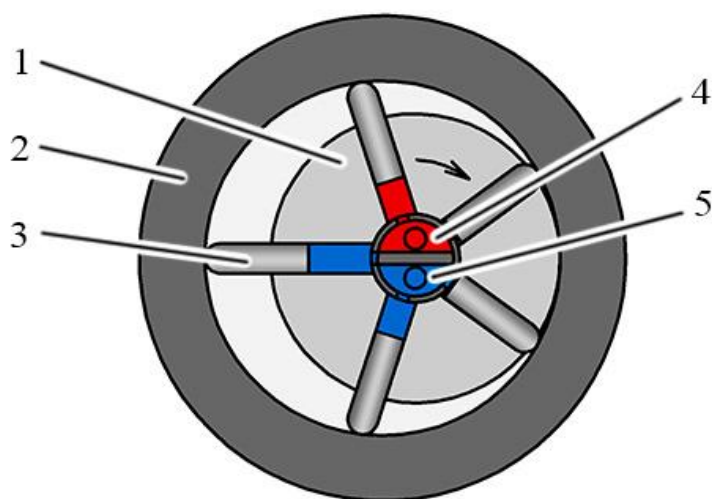


Рис. 1.6 Принцип дії радіально-поршневого насосу

Основними перевагами радіально-поршневих насосів є можливість підтримування високого тиску протягом тривалого часу, а також можливість

регулювання робочого об'єму.

Основними недоліками є складність конструкції, пульсація як подачі так і тиску, підвищені масо-габаритні характеристики, а також підвищена інерційність.

На рис. 1.7 представлено принцип дії аксіально-поршневого насоса. Привідний вал 1 встановлений в корпусі насоса за допомогою підшипників 2. Поршні 4 розміщуються в отворах блока циліндрів 4. Вал 1 з'єднаний з поршнями 4 за допомогою шарнірів. При обертанні валу 1 блок циліндрів 4 також починає обертатись. Завдяки орієнтації блока циліндрів під кутом, поршні 4 виконують зворотно-поступальний рух. Розподільчий диск 5 має дугоподібні канавки 6, одна з яких сполучається із всмоктувальною магістраллю, а інша - із напірною магістраллю.

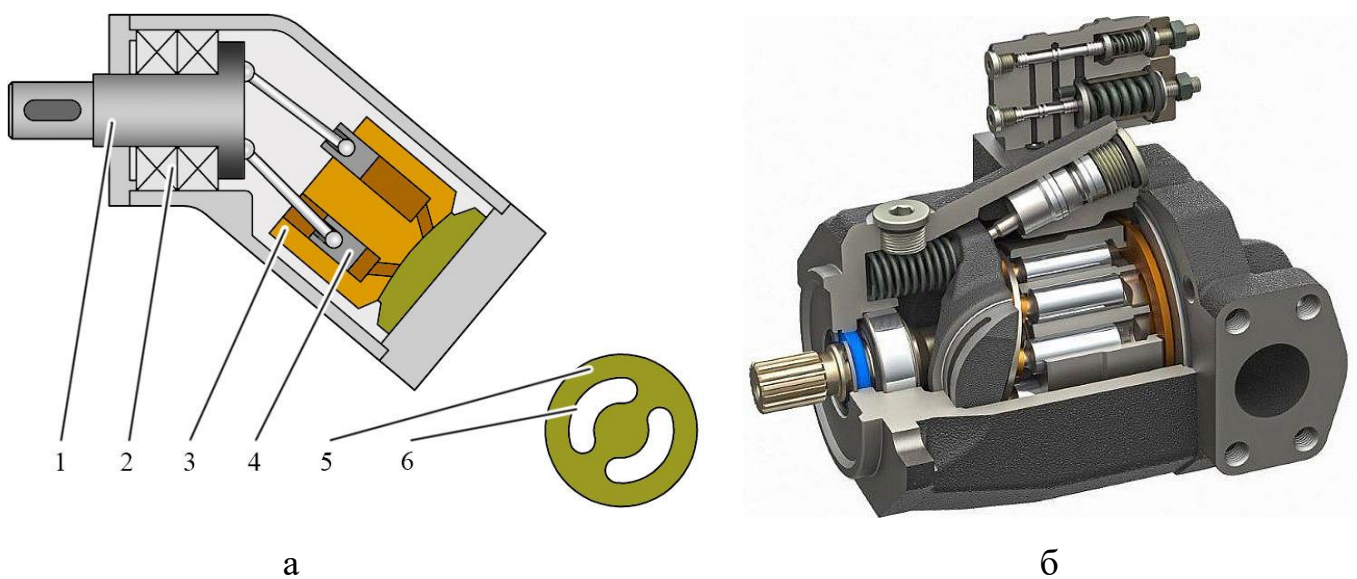


Рис. 1.7 Принцип дії аксіально-поршневого насосу: а – з нахиленим блоком, б– з нахиленою шайбою

Основними перевагами аксіально-поршневих насосів є можливість підтримування високого тиску, можливість регулювання робочого об'єму, високий коефіцієнт корисної дії, підвищена швидкохідність.

Основними недоліками є складність конструкції, висока вартість, пульсація як подачі так і тиску.

В подальшому в роботі розглядаються шестеренні насоси, як найбільш поширені, мають порівняно просту конструкцію у відповідності до вирішуваних задач.

1.2 Основні типи зубчастих зачеплень гідравлічних насосів їх переваги та недоліки

Найбільш популярним типом зубчастого зачеплення є евольвентне зовнішнє або внутрішнє зачеплення, менш популярними, у зв'язку із складністю і дороговизною виготовлення є синусоїдальне та епіциклоїдальне зачеплення. Розглянемо основні типи зубчастих зачеплень, їх переваги та недоліки.

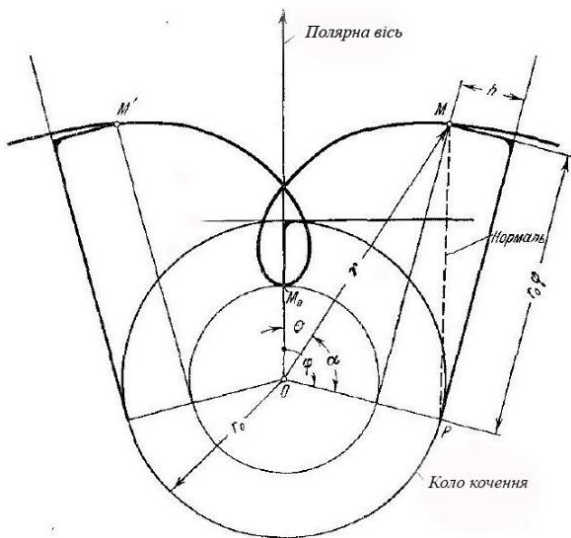
Евольвентне зубчасте зачеплення. Бічний профіль зубця евольвентної передачі окреслений кривою, яка називається евольвентою (рис. 1.8).



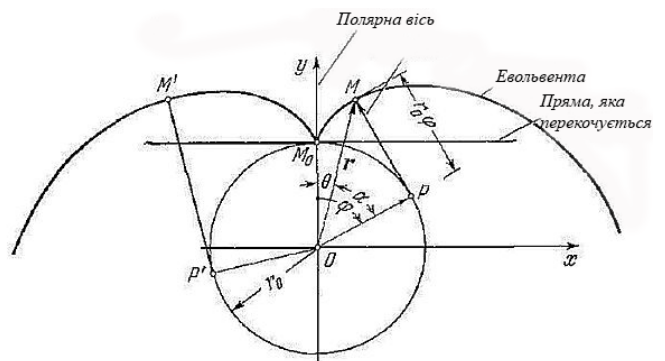
а



б



в



г

Рис. 1.8 Евольвентне зубчасте зачеплення: а– зовнішнє зачеплення; б– внутрішнє зачеплення; в– утворення зміщеної евольвенти; г- утворення звичайної евольвенти

Евольвента утворюється траєкторією точки М, яка належить прямій лінії, при цьому лінія перекочується без ковзання по колу радіуса r_0 , точка М зміщена відносно перекочуваної прямої на величину h (рис. 1.8, в).

При утворенні звичайної евольвенти, точка М лежить на перекочуваній прямій, $h = 0$ (рис. 1.8, г).

Радіус-вектор евольвенти визначається за формулою:

$$r = \frac{r_0}{\cos \alpha},$$

де: r_0 - радіус основного кола, α - кут зачеплення в передачі.

Полярний кут визначається за формулою:

$$\theta = tg \alpha - \alpha$$

Функція $\theta(\alpha)$ є інволютою $inv \alpha$. Значення $inv \alpha$ наведено в довідниках. Основне коло радіуса r_0 є еволютою, тобто, геометричним місцем центрів кривизни, по відношенню до звичайної евольвенти.

При перекочуванні прямої лінії по колу радіуса r_0 миттєвим центром обертання є точка Р. Швидкість точки М перекочуваної прямої пропорційна миттєвому радіусу обертання РМ, а елементарне переміщення точки М відбувається по дотичній до узагальненої евольвенти в цій точці. На цій підставі, можна вказати другий спосіб визначення нормалі до узагальненої евольвенти, це визначення прямої, що з'єднує поточну точку М кривої з відповідним миттєвим центром обертання Р. Враховуючи, що радіус-вектор евольвенти:

$$r = \overline{OM} + \overline{PM},$$

Рівняння евольвенти можна представити у вигляді:

$$r = r_0((\sin \phi - \phi \cos \phi) \cdot i + (\cos \phi + \phi \sin \phi) \cdot j),$$

де: ϕ - кут розвернутості.

Так як коло радіуса r_0 є еволютою профілю M_0M , то:

$$MP = r_0 \phi$$

Дуга ds евольвентного профілю визначається за формулою:

$$ds = \sqrt{dx^2 + dy^2} = r_0 \phi d\phi$$

Точка M_0 - початок евольвентного профілю – є особливою точкою, так як при $\phi = 0 \frac{dr}{d\phi} = 0$.

Побудова евольвентної кривої відбувається наступним чином: накресливши основне коло радіуса r_0 , відкладаються полярний кут та поточний радіус-вектор відносно центра. Отримані точки з'єднуються кривою, яка і є евольвентою.

Перевагами евольвентного зачеплення є простота розрахунку та побудови, а також відносна простота виготовлення.

Основним недоліком є наявність защемленого об'єму, який змінює свої розміри при роботі евольвентної передачі.

Синусоїдальне зубчасте зачеплення. Профіль зубця гвинтової синусоїдальної зубчастої передачі в нормальному перерізі окреслений наступними кривими: синусоїдою 3 і дискримінантою 4 (рис. 1.9).

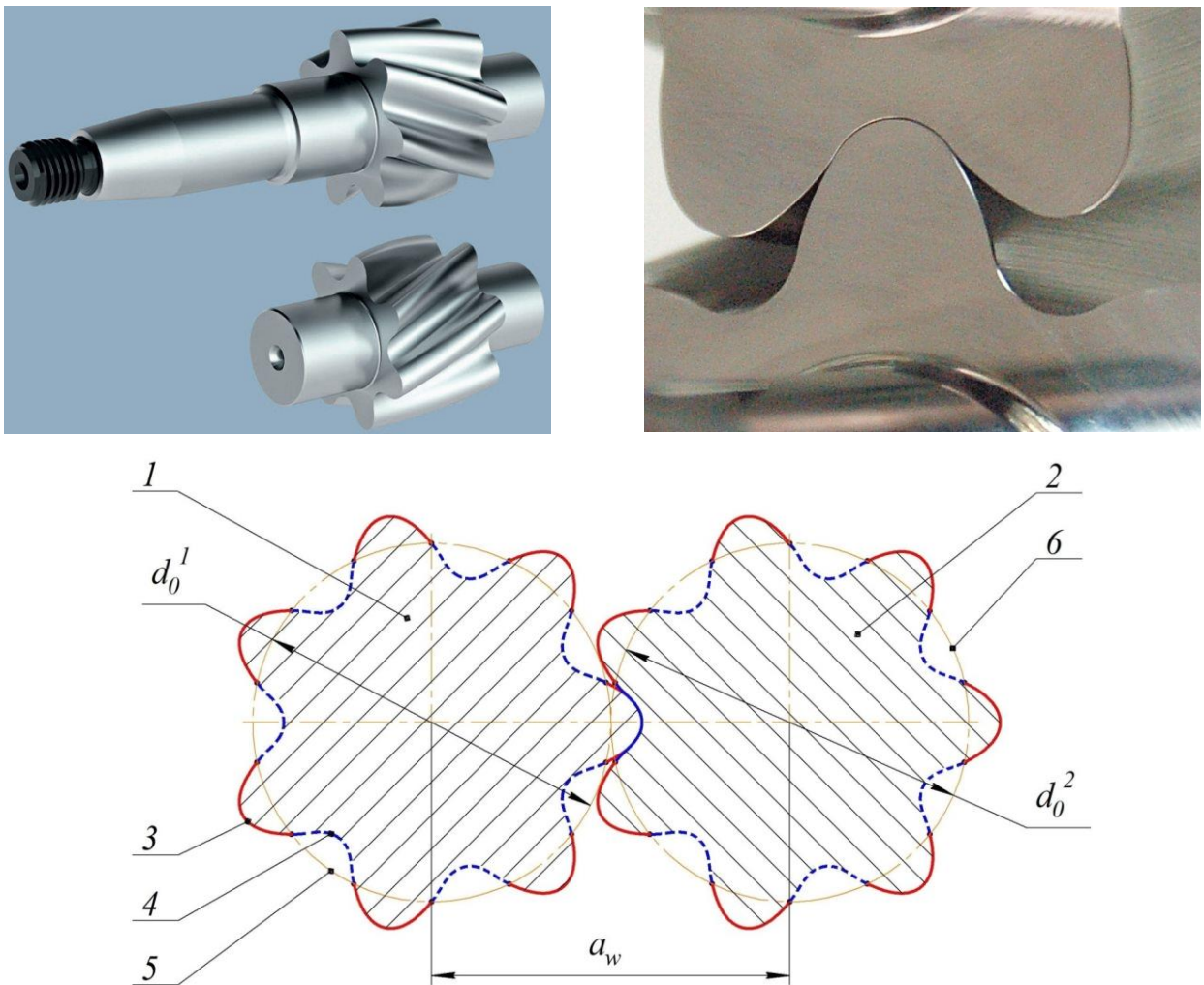


Рис. 1.9 Синусоїдальне зубчасте зачеплення

Синусоїда колова описує виступ зубця, а дискримінантна крива – описує западину зубця. При цьому виконуються наступні умови: точка переходу профілю зубця із колової синусоїди в дискримінантну криву розташовується на початковому

колі зачеплення; діаметри початкових кіл зубчастих коліс рівні між собою. Профіль, який описує западину зубця визначається обвідною множини положень кривої, яка описує виступ зубця при обкочуванні їх початкових кіл відповідно.

Колова синусоїда визначається за допомогою параметричних рівнянь:

$$x(\phi) = k \cdot (z + f \cdot \cos(\phi)) \cdot \cos\left(\frac{\phi}{z}\right), y(\phi) = k \cdot (z + f \cdot \cos(\phi)) \cdot \sin\left(\frac{\phi}{z}\right)$$

де k – масштабний коефіцієнт зачеплення;

z – кількість зубців;

f – коефіцієнт висоти зубця;

ϕ – кутовий параметр побудови профілю.

Дискримінантна крива, яка визначає профіль западини зубця синусоїдальної передачі, визначається параметричними рівняннями:

$$X(\phi) = a_w \cdot \cos(\psi(\phi)) - x(\phi) \cdot \cos(n \cdot \psi(\phi)) + y(\phi) \cdot \sin(n \cdot \psi(\phi))$$

$$Y(\phi) = a_w \cdot \sin(\psi(\phi)) - y(\phi) \cdot \cos(n \cdot \psi(\phi)) - x(\phi) \cdot \sin(n \cdot \psi(\phi))$$

Перевагами синусоїдального зачеплення є відсутність защемленого об'єму, що дасть можливість зменшення пульсації рідини та зменшення шумових характеристик.

Основним недоліком є складність профілю і пов'язані із цим складнощі при виготовленні.

Епіциклоїдальне зачеплення. Героторна передача внутрішнього зачеплення складається із двох коліс (рис. 1.10): статора 1 – із внутрішніми зубцями (цівками) та ротора 2 – із зовнішніми зубцями.

Ротор 2 з кількістю зубців z_1 під час роботи виконує планетарний рух. Статор 1 з кількістю зубців z_2 має кількість зубців на один більше ніж ротор. Для утворення епіциклоїдальної кривої 3, центроїда статора з радіусом R_c обкочується без ковзання по нерухомій центроїді ротора з радіусом R_p . Центроїда статора пов'язана з колом центрів цівок статора радіусом $R_{цц}$. Точка, яка лежить на колі центрів цівок описує епіциклоїдальну криву 3. Центр центроїди статора під час виконання планетарного руху рухається по колу, радіус якого рівний величині ексцентриситету передачі e .

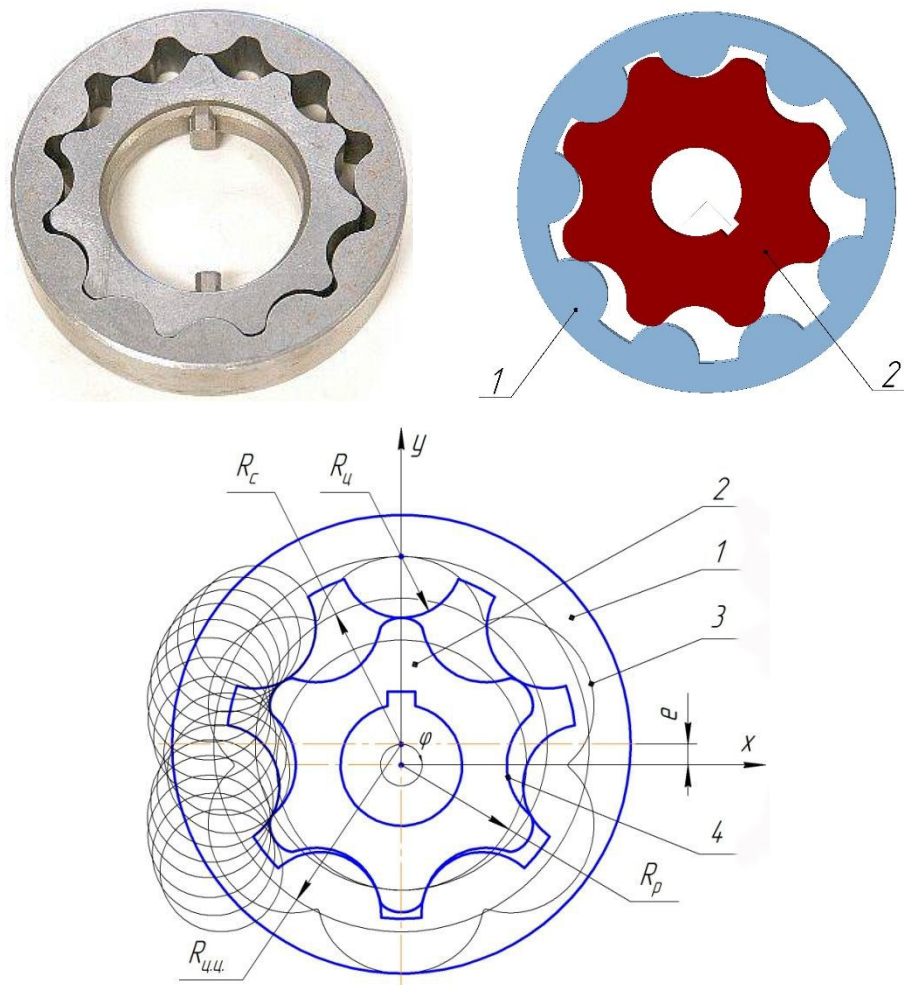


Рис. 1.10 Епіциклоїдальне зубчасте зачеплення

Для даного виду зачеплення існує залежність між передаточним відношенням та радіусами центроїд ротора та статора:

$$\frac{R_C}{R_P} = \frac{z_2 \cdot e}{z_1 \cdot e} = \frac{z_2}{z_1}$$

В тому випадку, коли утворююча точка епіциклоїдальної кривої не належить колу рухомої центроїди статора, а винесена за його межі, в даному випадку зовні, на величину радіуса цівки крива називається вкороченою. В параметричному вигляді рівняння вкороченої епіциклоїди мають наступний вигляд:

$$x(\phi) = R_{цц} \cos(\phi/z_2) - e \cdot \cos \phi, \quad y(\phi) = R_{цц} \sin(\phi/z_2) - e \cdot \sin \phi$$

де, ϕ – кут повороту рухомої центроїди статора навколо нерухомої центроїди ротора.

Фактичний профіль ротора описується кривою, яка зміщена відносно епіциклоїдальної кривої на величину радіуса цівки і носить назву еквідистанти до

вкороченої епіциклоїди:

$$\xi(\phi) = x(\phi) + \frac{R_{\Pi} \cdot y'(\phi)}{\sqrt{x'(\phi)^2 + y'(\phi)^2}}, \quad \eta(\phi) = y(\phi) - \frac{R_{\Pi} \cdot x'(\phi)}{\sqrt{x'(\phi)^2 + y'(\phi)^2}}$$

де $x'(\phi)$ і $y'(\phi)$ - перші похідні від координат $x(\phi)$ і $y(\phi)$.

Особливістю даного виду зачеплення є те, що профіль ротора окреслений еквідистантою до вкороченої епіциклоїди має одночасний точковий контакт з усіма цівками статора. Це дає можливість отримати окремі камери і є очевидною перевагою даного виду зачеплення перед іншими. Але у зв'язку із складністю точного виготовлення робочих профілів ротора та статора, на практиці в зачепленні задіяна тільки половина, або і третя частина пар взаємодіючих зубців.

Крім цього, перевагою героторного зачеплення є відсутність защемленого об'єму, що дасть можливість зменшення пульсації рідини та зменшення шумових характеристик.

Основним недоліком є складність профілю і пов'язані із цим складнощі при виготовленні.

1.3 Защемлений об'єм в евольвентному зубчастому зачепленні

Одним із суттєвих недоліків евольвентних шестеренних насосів є проблема защемлених об'ємів. Коефіцієнт перекриття евольвентного зачеплення евольвентного шестеренного насосу більше 1 і в результаті цього зачеплення відбувається на довжині більше одного кроку. Коли одна сусідня пара зубців увійшла в зачеплення інша іще не вийшла із зачеплення, при цьому утворюється камера защемленого об'єму. Спочатку рідина в защемленому об'ємі зазнає стиснення (рис. 1.11) і відповідно тиск в камері збільшується, а потім розмір камери збільшується, тиск різко зменшується. В результаті цього можуть виникати кавітаційні процеси.

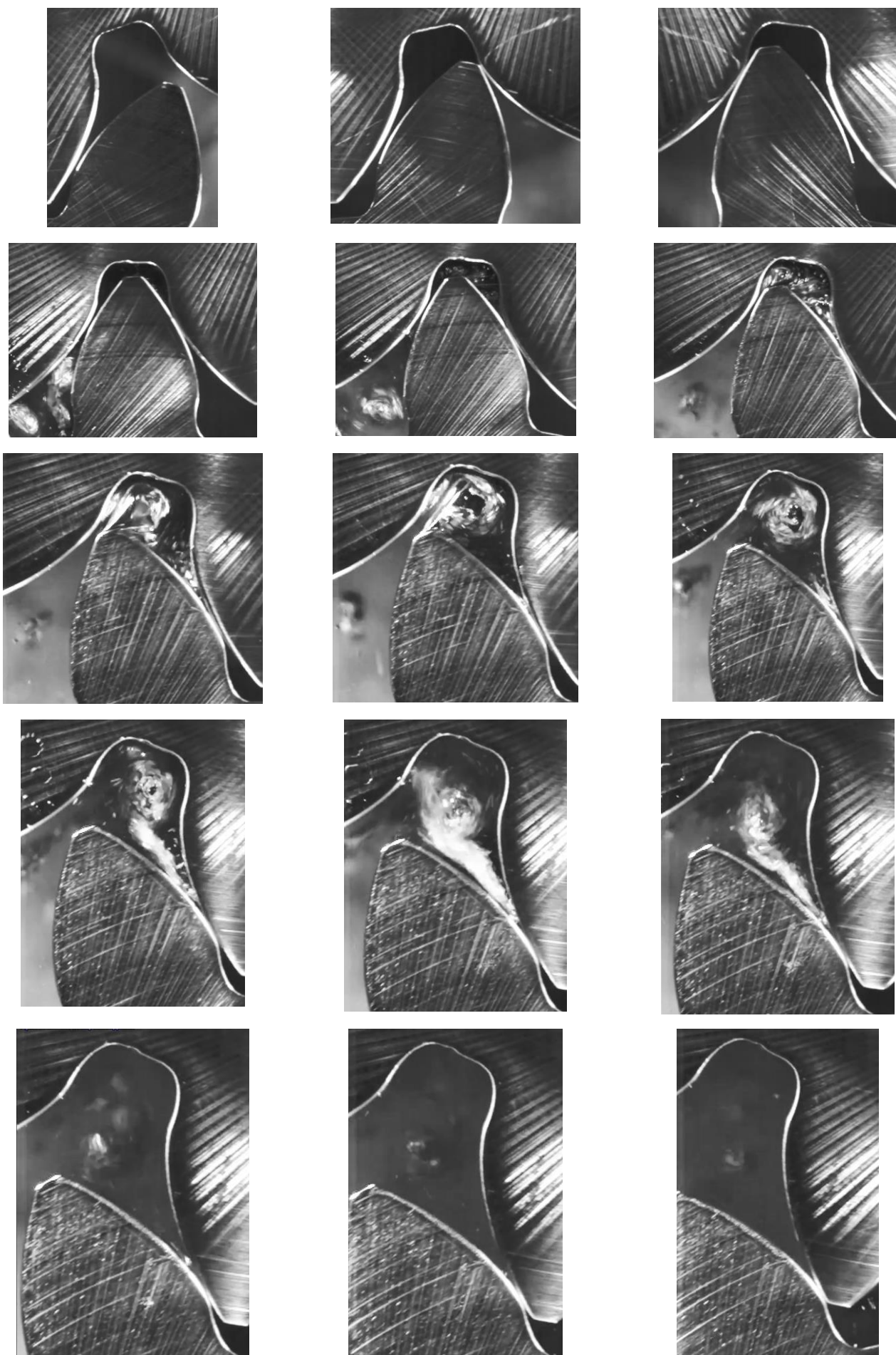


Рис. 1.11 Процес виникнення кавітаційних процесів в зацмленому об'ємі
евольвентного зубчастого зачеплення

Кавітація - це явище, коли в рідині утворюються порожнини невеликих розмірів, які розширюються, а потім швидко руйнуються, спричинюючи підвищений шум. Коли руйнуються кавітаційні пузирі, енергія рідини зосереджується в дуже невеликих обсягах. Тим самим, утворюються місця підвищеної температури й виникають ударні хвилі, які є джерелами шуму. При руйнуванні порожнин звільняється багато енергії, що може викликати ушкодження. Кавітація викликає багато шуму, ушкоджує робочі поверхні шестерень, викликає вібрації й зниження ефективності, термін служби.

Крім цього, наявність защемленого об'єму призводить до виникнення такого негативного явища в роботі шестеренного насоса, як компресія робочої рідини. Багато досліджень було проведено з метою часткового, або повного усунення появи защемленого об'єму і пов'язаних з цим негативних наслідків – це і коригування параметрів евольвентного зачеплення, зміна кількості зубців ведучої та веденої шестерень, а також і більш кардинальні рішення - заміна евольвентного зачеплення на інші види зачеплень, наприклад синусоїдального або епіциклоїдального.

При використанні синусоїдального зачеплення маємо відсутність появи ділянок защемленого об'єму робочої рідини (рис. 1.12). Лінія зачеплення для синусоїдального зачеплення має вид, який нагадує знак безкінечності, а для евольвентного зачеплення лінія зачеплення має вид прямої лінії і їх кількість відповідає кількості зубців.

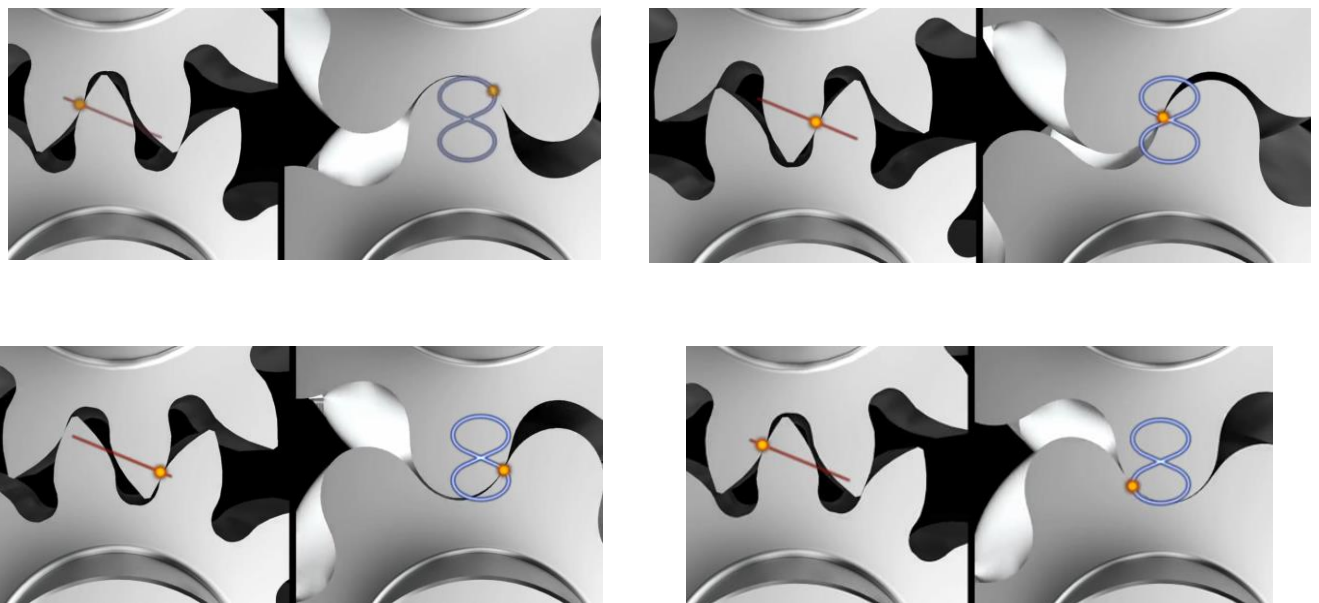
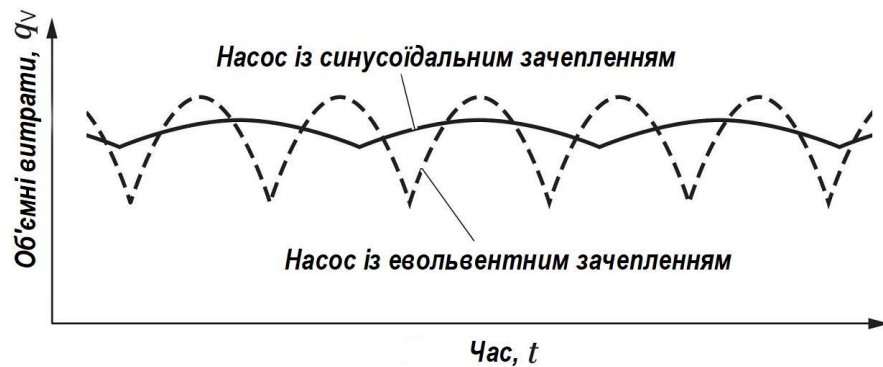


Рис. 1.12 Переміщення точки контакту профілів по лініях зачеплення (пряма лінія - для евольвентного зачеплення, крива лінія у формі безкінечності – для синусоїдального зачеплення)

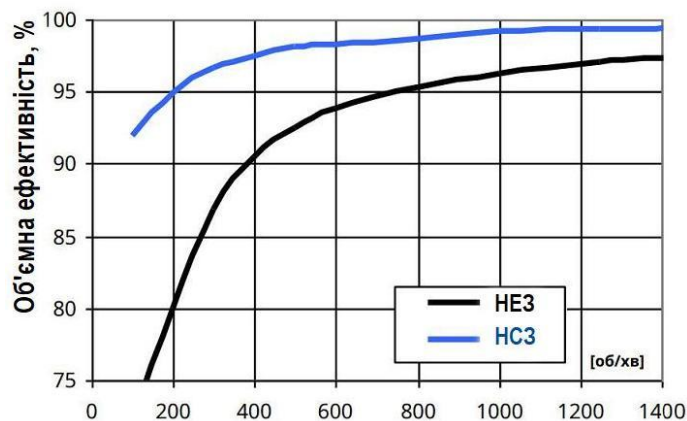
Застосування синусоїдального зачеплення в гідравлічних насосах дає можливість забезпечити безперервність потоку робочої рідини (виключення розриву потоку рідини за рахунок відсутності защемленого об'єму), знизити пульсацію потоку рідини та рівень шуму.

Застосування синусоїдального зачеплення дає можливість на виході отримати характеристики потоку рідини у вигляді геометричної синусоїди.

На рис. 1.13 представлено характер об'ємних витрат, об'ємна ефективність та рівень шуму насосів із синусоїдальним та евольвентним зачепленнями.



а



б

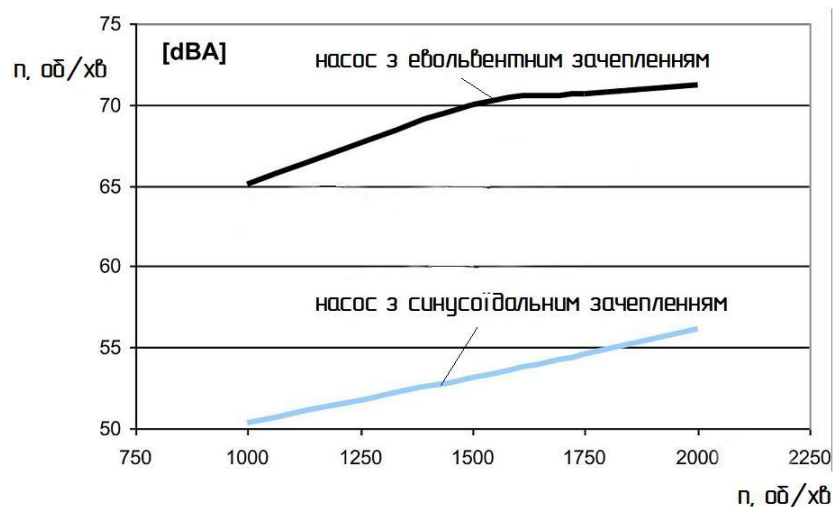


Рис. 1.13 Залежність а- об'ємних витрат, б- об'ємної ефективності, в- рівня шуму насосів із синусоїдальним та евольвентним зачепленнями

1.4 Постановка задач дослідження

Зважаючи на вище викладений матеріал необхідно систематизувати та виконати загальні дослідження методик розрахунку евольвентних, синусоїдальних та евольвентних передач, дослідити способи виготовлення робочих профілів деталей евольвентних, синусоїдальних та епіциклоїдальних передач. На основі аналізу розробити напрямки реалізації технології обробки робочих профілів деталей передач.

РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ РОБОЧИХ ПРОФІЛІВ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ГІДРАВЛІЧНИХ НАСОСІВ

2.1 Методика розрахунку евольвентного зачеплення

Розглянемо основні аспекти при розрахунку евольвентних зачеплень. Метою розрахунку є визначення розмірів та якісних характеристик: лінії зачеплення, робочих ділянок профілів зубців.

Вхідними даними для розрахунку є: кількість зубців шестерні z_1 , кількість зубців колеса z_2 ; модуль зачеплення m .

Основними параметрами, які необхідно розрахувати є: міжосьова відстань a_w , коефіцієнт зміщення x та кут зачеплення α_w .

Передавальне відношення передачі визначається за формулою:

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

Циліндричні зубчасті передачі можуть бути із прямими, косими та шевронними зубцями. Зубчасті передачі можуть бути трьох видів: без зміщення, з позитивним та негативним зміщеннями.

Зубчасті передачі без зміщення можуть складатись із коліс без зміщення, або із одного колеса із позитивним зміщенням та одного колеса із негативним зміщенням. Ділильні кола коліс зубчастої передачі без зміщення дотикаються в полюсі зачеплення P і в процесі зачеплення перекочуються одне по одному без ковзання.

Міжосьова відстань зубчастих коліс в передачі без зміщення визначається за формулою:

$$a_w = a = r_1 + r_2 = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2},$$

де, a - ділильна міжосьова відстань;

r_1, r_2 - радіуси ділильних кіл зубчастих коліс;

z_1, z_2 - число зубців коліс.

Кут зачеплення передачі без зміщення $\alpha_w = \alpha$.

Додатна зубчаста передача може бути складена із двох позитивних зубчастих коліс, з позитивного та іншого без зміщення, або із позитивного та негативного коліс.

Ділильні кола коліс додатної зубчастої передачі не дотикаються, тому коефіцієнт є більшим нуля.

При цьому початкові кола більші за ділильні, тому міжосьова відстань дорівнює сумі радіусів початкових кіл.

Міжосьова відстань зубчастих коліс в додатній зубчастій передачі визначається за формулою:

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = -\frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$$

При цьому $a_w > a$, кут зачеплення додатної зубчастої передачі $\alpha_w > \alpha$.

Від'ємна зубчаста передача може бути складена з двох негативних зубчастих коліс або з одного негативного та іншого колеса без зміщення, або ж з одного негативного та іншого позитивного колеса. В останньому випадку коефіцієнт зміщення негативного зубчастого колеса повинен бути за абсолютним значенням більшим, ніж позитивного. Ділильні кола від'ємної зубчастої передачі перетинаються. Радіуси ділильних кіл більше радіусів початкових кіл ($r > r_w$). Зміщення у цій передачі є негативним, міжосьова відстань визначають за тією ж формулою, що і для додатної передачі.

При цьому $a_w < a$, кут зачеплення від'ємної зубчастої передачі $\alpha_w < \alpha$.

При проектуванні слід враховувати особливості кожного виду передач. Найкращими якостями володіють додатні зубчасті передачі: у них більші радіуси кривизни бічних поверхонь зубців і при тих же передавальному відношенні і модулі вони можуть мати менші габарити розміри і масу.

Розрахункові коефіцієнти зміщення для передачі x_1 та x_2 повинні бути такими, щоб перш за все забезпечувати відсутність підрізання (x_{min}) та загострення (x_{max}) зубців, а також гарантувати мінімальне допустиме значення коефіцієнту перекриття.

Підрізання зменшує евольвентну частину профілів зубців зубчатого колеса і ослаблює зубці в небезпечних перерізах.

Спочатку визначається найменша кількість зубців колеса без зміщення, вільних від підрізання:

$$z \frac{2h^*_{ta}}{\sin^2 \alpha_{tmin}},$$

де, h^*_{ta} - коефіцієнт висоти головки зубця;

α_t - кут головного профілю.

Для перевірки відсутності підрізання визначається коефіцієнт найменшого зміщення вихідного контуру:

$$x_{tmin\ 1,2} = h^*_{ta} \frac{z_{1,2tmin}}{z_{tmin}}$$

Відсутність загострення може бути визначено після підрахунку товщини зубців по колах вершин. Загострення відсутнє, якщо задоволена умова $S \geq [S]$.

Кут зачеплення передачі визначається за формулою:

$$inv\alpha_{t\omega} = inv\alpha_t + \frac{2 \cdot x_{\Sigma} \cdot tg\alpha_t}{z_1 + z_2},$$

де, x_{Σ} - коефіцієнтів суми зміщень, $x_{\Sigma} = x_1 + x_2$

Коефіцієнт сприйманого зміщення для прямозубих передачі визначається за формулою:

$$y = \frac{a_w - a}{m}.$$

Коефіцієнт зрівнювального зміщення визначається за формулою:

$$\Delta y = x_{\Sigma} \cdot y$$

Оберненою задачею розрахунку зубчастого зачеплення, є розрахунок, при якому міжосьова відстань a_w є заданою.

Вихідними даними оберненої задачі є:

- міжосьова відстань a_w ;
- передавальне відношення i або число зубців z_1 та z_2 .

Якщо задано міжосьову відстань та передавальне відношення, то число зубців прямозубої шестерні визначається за формулою:

$$z_1 = \frac{2a_w}{(1+i) \cdot m}.$$

Число зубців z_1 округляють до найближчого цілого числа. Число зубців другого колеса визначається за формулою:

$$z_2 = z_1 \cdot i.$$

Значення z_2 теж округлюють до цілого числа так, щоб відступ від заданого передавального відношення був мінімальним.

Кут зачеплення передачі визначається за формулою:

$$\alpha_{t\omega} = \arccos \left(\cos \alpha_t \cdot \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2a_w} \right).$$

Коефіцієнт суми зміщень визначається за формулою:

$$x_{\Sigma} = \frac{(x_1 + x_2) \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{t\omega} - \operatorname{inv} \alpha_t)}{2 \operatorname{tg} \alpha_t}.$$

Розбивку коефіцієнту суми зміщень виконують так, щоб виконувалась умова $x_1 >$

$$x_{tmin}; x_2 > x_{tmin}; x_{\Sigma} = x_1 + x_2.$$

Якісні показники дають можливість при проектуванні передачі оцінити плавність і безшумність зачеплення, міцність і можливий знос зубців коліс в порівнянні з іншими передачами. Така оцінка важлива для раціонального вибору коефіцієнтів зміщення інструменту при проектуванні передач.

Коефіцієнт ковзання зубців $\lambda_{1,2}$ враховує вплив геометричних і кінематичних факторів на проковзування профілів в процесі зачеплення. Наявність ковзання профілів і тиску одного профілю на інший при передачі сил призводить до зносу профілів. Для об'єктивної оцінки ковзання, а відповідно, і зносу евольвентних профілів зубців користуються відношенням швидкості ковзання і швидкості точки контакту за профілем відповідно шестерні і колеса:

$$\lambda = \frac{v_{kovz}}{v^{\tau}}.$$

Коефіцієнт питомого тиску ϑ враховує вплив радіусів кривизни профілів зубців на контактні напруження. Якщо евольвентні поверхні зубців наближено прийняти за поверхні круглих циліндрів, радіуси яких дорівнюють радіусам кривизни відповідних евольвентних поверхонь в точці їх контакту, то для визначення виникаючого при цьому контактному напруженні можна використовувати відому формулу Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \frac{F_{Ht} E}{b_W \rho^{np}},$$

де, F_{Ht} - рівнодіюча розподіленого навантаження по контактній лінії, спрямована по лінії зачеплення;

E - приведений модуль пружності:

$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2},$$

де, E_1, E_2 - модулі пружності матеріалів зубчастих коліс;

b_W - робоча ширина зубчастих коліс;

ρ^{np} - приведена кривизна:

$$\frac{1}{\rho^{np}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2},$$

ρ_1, ρ_2 - радіуси кривизни евольвентних профілів коліс в точці контакту.

Коефіцієнт питомого тиску визначається за формулою:

$$\vartheta = \frac{m_t(i+1)^2}{a_W \sin \alpha_{t\omega} i} = \frac{2(z_1+z_2)}{z_1 z_2 \operatorname{tg} \alpha_{t\omega} \cos \alpha_t}.$$

Розрахунок коефіцієнту питомого тиску особливо важливий для розрахунку зубчастого зачеплення шестеренних насосів, оскільки шестерні працюють в режимі рідинного тертя.

Коефіцієнт перекриття ε дозволяє оцінювати безперервність і плавність зачеплення в передачі. Ці якості передачі забезпечуються перекриттям за часом в роботі двох пар зубців: кожна наступна пара зубців повинна увійти в зачеплення до того, як попередня пара вийде з нього. Про величину перекриття в прямозубій передачі судять за коефіцієнтом торцевого перекриття, який виражає відношення кута торцевого перекриття зубчастого колеса до його кутового кроку.

Нормально працююча прямозуба передача повинна мати коефіцієнт перекриття більше одиниці.

За схемою робочого зачеплення визначається довжина активної лінії зачеплення:

$$g_a = B_1 B_2 = (N_2 B_1 - P N_2) + (N_1 B_2 - P N_1)$$

або

$$g_a = r_{b2}(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{t\omega}) + r_{b1}(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{t\omega}),$$

де, α_{a1} , α_{a2} - кути профілів на колах вершин зубців коліс.

Коефіцієнт перекриття визначається за формулою:

$$\varepsilon = \frac{z_1}{2\pi}(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{t\omega}) + \frac{z_2}{2\pi}(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{t\omega})$$

Коефіцієнт перекриття косозубої передачі при інших рівних умовах більший, ніж у прямозубої передачі, внаслідок того, що пара зубців входить в зачеплення не одночасно по всій своїй довжині, а поступово. Таким чином, збільшується тривалість роботи однієї пари зубців.

2.2 Методика розрахунку синусоїдального зачеплення

Як уже зазначалось, профіль зубця синусоїдальної передачі визначається двома кривими (рис. 2.1): синусоїда колова 3 описує виступ зубців спряжених коліс 1, 2, а дискримінантна крива 4 – описує западину зубців коліс 1,2. Профіль 4, який описує западину зубця визначається обвідною множини положень кривої 3, яка описує виступ зубця при обкочуванні їх початкових кіл 5 та 6 відповідно.

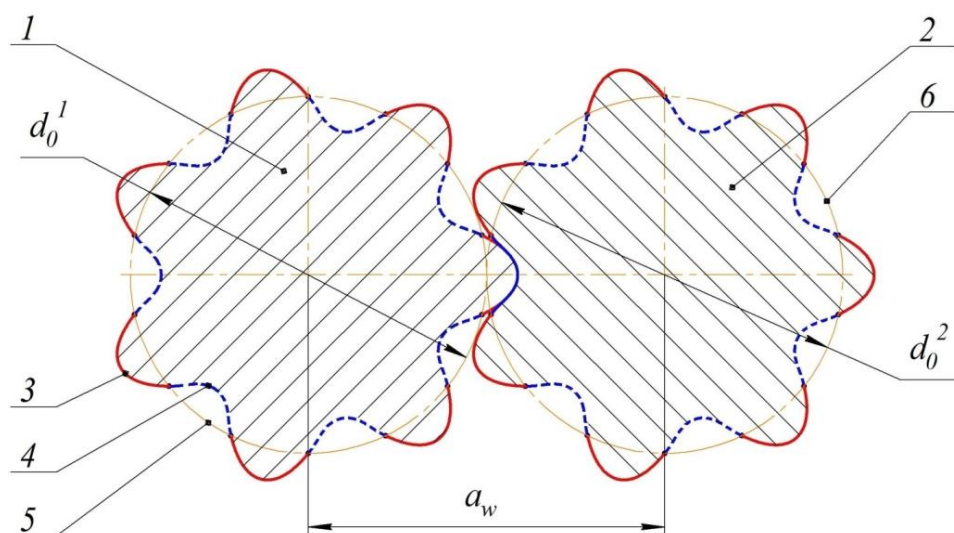


Рис. 2.1 Синусоїдальне зачеплення: 1, 2 – спряжені зубчасті колеса; 3 – колова синусоїда; 4 – дискримінантна крива; 5,6 – початкові кола; a_w – міжцентрова відстань; d_{o1} , d_{o2} – діаметри початкових кіл

Діаметр початкових кіл коліс для даного виду зачеплення рівні між собою і визначаються за формулою:

$$d_0^i = k \cdot z_i$$

Міжцентрова відстань в зачепленні a_w визначається за наступною формулою:

$$a_w = k \cdot (z_2 \pm z_1)$$

де z_1 - кількість зубців ведучого колеса;

z_2 - кількість зубців спряженого колеса.

Знак «+» відповідає зовнішньому зачепленню (рис. 2.1, а), знак «-» – внутрішньому (рис. 2.1, б).

Колова синусоїда визначається за допомогою параметричних рівнянь:

$$x_1(\phi) = k \cdot (z_1 + f \cdot \cos(\phi)) \cdot \cos\left(\frac{\phi}{z_1}\right)$$

$$y_1(\phi) = k \cdot (z_1 + f \cdot \cos(\phi)) \cdot \sin\left(\frac{\phi}{z_1}\right)$$

де k – масштабний коефіцієнт зачеплення;

z_1 – кількість зубців колеса;

f – коефіцієнт висоти зубця;

ϕ – кутовий параметр побудови.

Для побудови колової синусоїди, кутовий параметр ϕ необхідно змінювати в межах від 0 до 360° . Параметр k обирається конструктивно і визначає габарити майбутньої передачі, а параметр f – висоту і форму зубця.

Профіль спряженого колеса 2 (рис. 2.2) утворюється як огинаюча, при обкаті центроїди кривої 1 навколо центроїди кривої 2. Така побудова забезпечує постійність контакту в зачепленні, кінематичну точність і плавність роботи.

Однією із задач є отримання формул, що визначають профіль огинаючої кривої (рис. 2.3). Для вирішення даної задачі необхідно виконати опис сімейства положень колової синусоїди, відносно якого будується огинаюча. Сімейства параметричних кривих описуються наступними системами рівнянь:

для зовнішнього зачеплення:

$$X_i = a_w \cdot \cos(\psi) - x_i(\phi) \cdot \cos(m \cdot \psi) + y_i(\phi) \cdot \sin(m \cdot \psi)$$

$$Y_i = a_w \cdot \sin(\psi) - y_i(\phi) \cdot \cos(m \cdot \psi) - x_i(\phi) \cdot \sin(m \cdot \psi)$$

$$\text{де } m = \frac{z_1 + z_2}{z_1};$$

ψ – параметр що визначає положення кривої $x_i(\phi)$ $y_i(\phi)$ у множині сімейства.

для внутрішнього зачеплення:

$$X_i = a_w \cdot \cos(\psi) + x_i(\phi) \cdot \cos(m \cdot \psi) + y_i(\phi) \cdot \sin(m \cdot \psi)$$

$$Y_i = a_w \cdot \sin(\psi) + y_i(\phi) \cdot \cos(m \cdot \psi) - x_i(\phi) \cdot \sin(m \cdot \psi)$$

$$\text{де } m = \frac{z_2 - z_1}{z_1};$$

Зв'язок параметрів ψ і ϕ визначається із умови:

$$\frac{\partial X}{\partial \psi} \cdot \frac{\partial Y}{\partial \phi} - \frac{\partial X}{\partial \phi} \cdot \frac{\partial Y}{\partial \psi} = 0$$

Профіль 2 западини зубця синусоїдальної передачі зовнішнього зачеплення (рис. 2.1, а) визначається за формулою:

$$\psi_1(\phi) = \frac{z_1}{z_2} \left(\gamma_i(\phi) - \arcsin \left(\frac{-f \cdot k^2 \cdot (2 \cdot z_i \cdot \sin(\phi) + f \cdot \sin(2\phi)) \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w \cdot z_1 \cdot \sqrt{(x'_i(\phi))^2 + (y'_i(\phi))^2}} \right) \right)$$

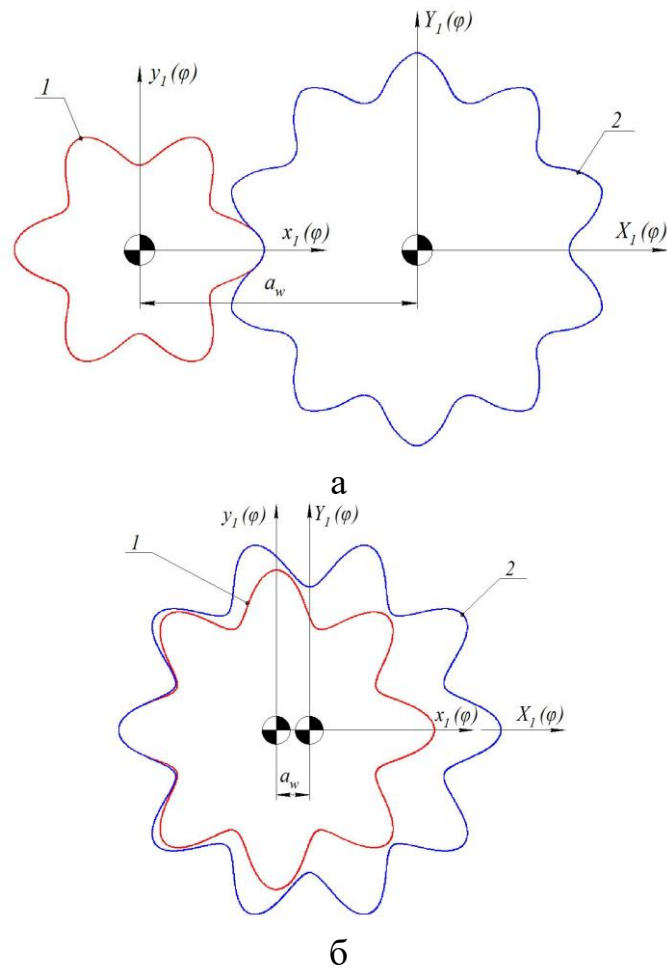


Рис. 2.2 Синусоїдальне зачеплення: а – зовнішнє зачеплення; б – внутрішнє зачеплення 1 – синусоїдальна крива; 2 – огибаюча крива

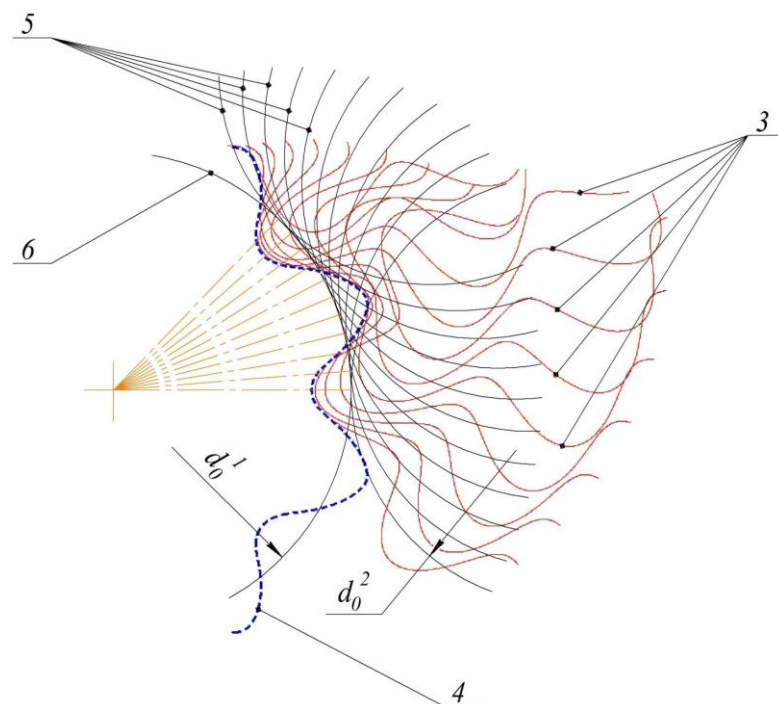


Рис. 2.3 Множина положень колової синусоїди та її огибаюча крива: 3- колова синусоїда; 4- дискримінантна крива; 5- початкове колової синусоїди; 6- початкове коло огибаючої кривої

де $x'_i(\phi)$ і $y'_i(\phi)$ – перші похідні від $x_i(\phi)$ і $y_i(\phi)$

Профіль 2 западини зубця синусоїдальної передачі внутрішнього зачеплення (рис. 2.1, б) визначається за формулою:

$$\psi_1(\phi) = \frac{z_1}{z_2} \left(\arcsin \left(\frac{-f \cdot k^2 \cdot (z_2 - z_1) \cdot (2 \cdot z_1 \cdot \sin(\phi) + f \cdot \sin(2\phi))}{2 \cdot a_w \cdot z_1 \cdot \sqrt{(x'_i(\phi))^2 + (y'_i(\phi))^2}} \right) - \gamma_i(\phi) \right)$$

$$\text{де } \gamma_i(\phi) = \arctg \left(\frac{f \cdot z_1 \cdot \sin(\phi)}{z_1 + f \cdot \cos(\phi)} \right) - \frac{\phi}{z_1}$$

Побудовані на базі колової синусоїди контури мають інтерференцію в зачепленні (рис. 2.4), це сприяє виникненню динамічних навантажень в роботі передачі. Саме по цій причині потрібно виконати коригування дійсного профілю передачі.

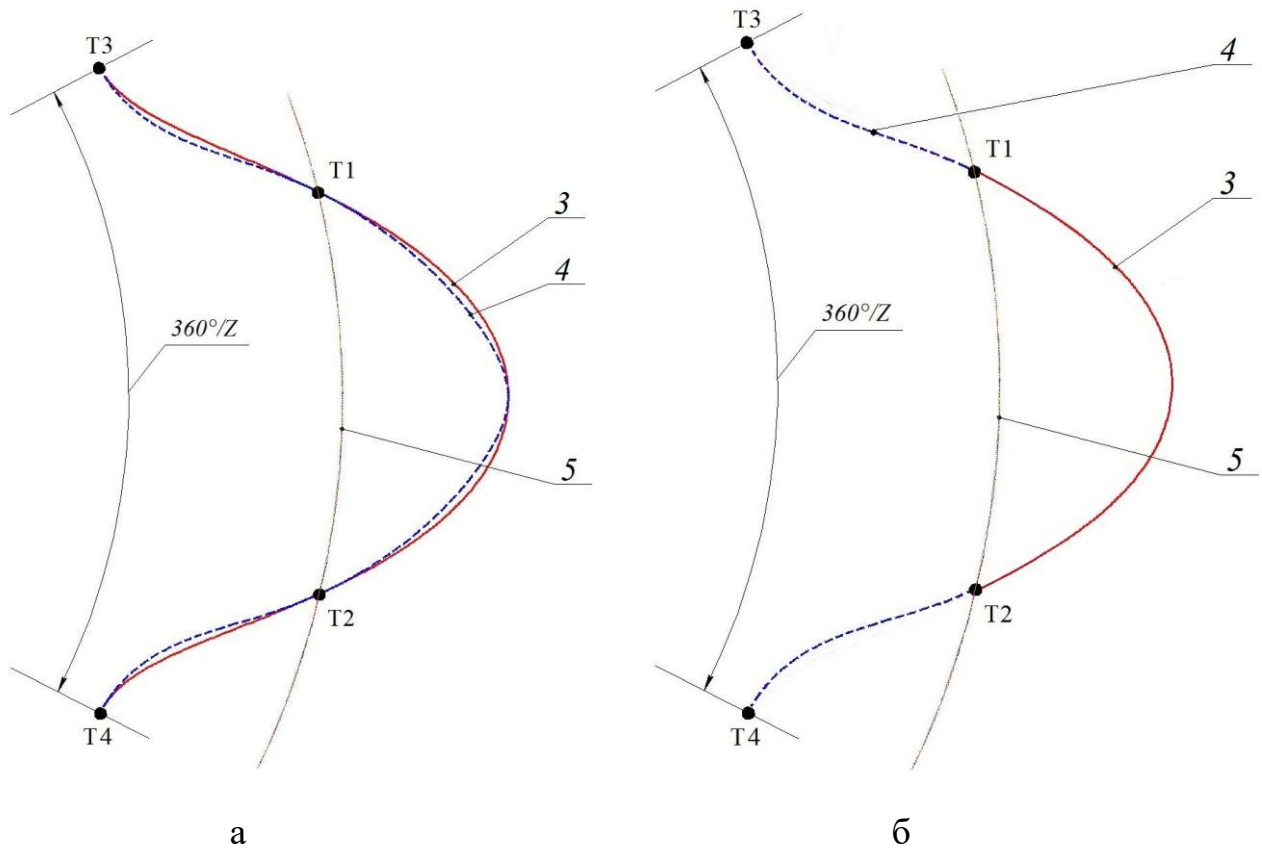


Рис. 2.4 Інтерференція вихідного та спряженого профілів та їх коригування

Коригування заключається в наступному, що в точках T1 і T2 контакту профілів з початковим колом (рис. 2.4) криві відтинаються таким чином, що западину формує дискримінантна крива 4, а висоту – колова синусоїда 3.

2.3 Методика розрахунку епіциклоїдального зачеплення

Особливістю епіциклоїдального цівкового зачеплення є те, що профіль внутрішнього колеса 2 (рис. 2.3.1) окреслений еквідистантою до епіциклоїди вкороченої 4, а профіль зубців зовнішнього колеса 1 окреслений дугою кола 5 радіусом R_{ψ} .

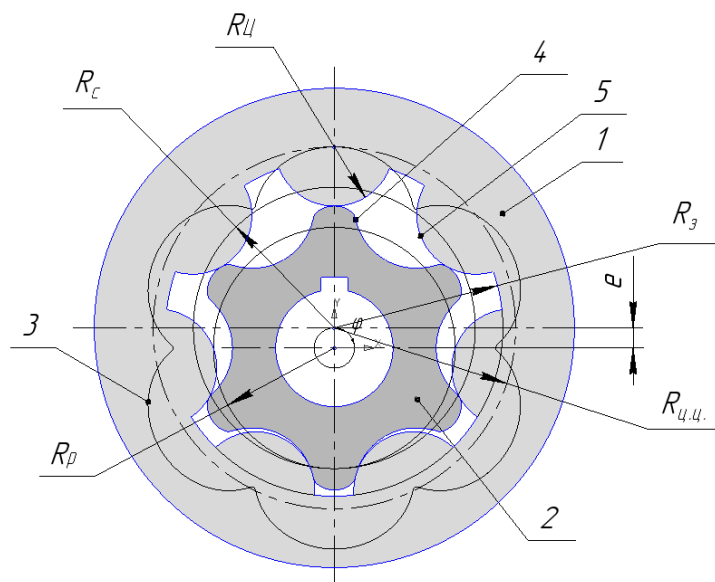


Рис. 2.3.1 Конструктивні параметри епіциклоїдального зачеплення

Різниця зубців статора і ротора завжди дорівнює одиниці:

$$z_2 - z_1 = 1$$

Ексцентриситет епіциклоїдального зачеплення e визначається із конструктивних міркувань і має вплив на робочий об'єм, величину ковзання тощо.

Радіус центроїди внутрішнього колеса R_p визначається за формулою:

$$R_p = e \cdot z_1$$

Радіус центроїди зовнішнього колеса R_c визначається за формулою:

$$R_c = e \cdot z_2$$

Радіус цівки R_{ψ} , визначається із конструктивних міркувань: при великих значеннях має місце підвищений знос робочих поверхонь, а також на еквідистантній кривій з'являються вироджені ділянки (ділянки відсутності гладкості кривої, поява вузлових ділянок); малі значення спричиняють підвищенні показники ковзання в передачі.

Радіус центрів цівок $R_{\psi.ц.}$, радіус кола на якому з однаковим кроком в залежності

від кількості цівок розміщуються центри цівок, визначається за формулою:

$$R_{ц.ц.} = R_{ц} + 2e$$

Робочий профіль внутрішнього колеса 2, визначається за формулою:

$$x(\phi) = R_{цц} \cos(\phi/z_2) - e \cdot \cos \phi, \quad y(\phi) = R_{цц} \sin(\phi/z_2) - e \cdot \sin \phi$$

$$\xi(\phi) = x(\phi) + \frac{R_{ц} \cdot y'(\phi)}{\sqrt{x'(\phi)^2 + y'(\phi)^2}}, \quad \eta(\phi) = y(\phi) - \frac{R_{ц} \cdot x'(\phi)}{\sqrt{x'(\phi)^2 + y'(\phi)^2}}$$

Представлених вище даних достатньо для того, щоб в загальному випадку побудувати епіциклоїдальну передачу.

2.4 Висновки до розділу

Із проведеного аналізу можна зробити наступні висновки:

- методики розрахунку евольвентних зачеплень досліджені детально, представлені в різноманітних джерелах і дають можливість проектування внутрішнього та зовнішнього евольвентних зачеплень;

- методики розрахунку синусоїдальних зачеплень досліджені не достатньо, ті які описані в літературних джерелах мають обмеження по кількості зубців синусоїдальної передачі, тому в роботі отримано універсальні рівняння в параметричному вигляді, що дають можливість побудови робочих профілів деталей синусоїдального зачеплення із різними вхідними параметрами;

- методики розрахунку епіциклоїдальних зачеплень, які представлені в літературних джерелах дають можливість виконати усі необхідні розрахунки.

РОЗДІЛ 3 ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ РОБОЧИХ ПРОФІЛІВ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ГІДРАВЛІЧНИХ НАСОСІВ

Виготовлення зубчастих коліс - це складний багатоопераційний процес, що вимагає застосування спеціального обладнання та інструментів. Від якості виконання окремих операцій, зокрема операцій пов'язаних із формуванням робочих профілів зубчастих коліс залежить надійна і безпечна робота зубчастих коліс та зубчастого механізму в цілому і термін його експлуатації.

Питанням формоутворення робочих профілів деталей евольвентних, синусоїдальних та епіциклоїдальних зачеплень присвячено дуже багато робіт. В даній роботі виконаємо аналіз нових та популярних способів обробки зазначених профілів.

3.1 Технологія виготовлення робочих профілів евольвентних зубчастих передач

Для формоутворення зубчастих поверхонь деталей евольвентного зачеплення існує велика кількість способів лезової та абразивної обробки, описаних в спеціальній літературі.

Інтерес представляє і аналіз сучасних конструкцій верстатів з ЧПУ для абразивної обробки зубців коліс. Обсяг виробництва зубообробних верстатів в порівнянні із загальним випуском верстатного устаткування завжди був невеликим. Нині для цієї галузі характерна наростаюча концентрація виробників зазначеного устаткування і інтенсивна кооперація між ними. Популярним виробником зубообробних верстатів є американська фірма Gleason, яка придбала німецькі фірми Pfauter і Hurth та налагодила кооперацію з японською фірмою Okamoto. Серйозним конкурентом нині являється група Sigma, в яку входять німецькі фірми Klingelnberg, Liebherr, Lorenz, швейцарська Oerlikon Geartec та американська Star Cutter, яка кооперується з японською фірмою Kanzaki. Третім світовим виробником є японська фірма Mitsubishi. До складу фірми Kapp, що випускає шліфувальні верстати, у тому числі зубошліфувальні, увійшла фірма Niles. З числа нових виробників в цій області слід зазначити фірму Emag, яка працює спільно з фірмою Liebherr в області виготовлення зубообробних верстатів.

Крім цього є немало фірм, які спеціалізуються безпосередньо на шліфуванні та контролі зубчастих коліс, наприклад, Höfler, Kapp, Niles, Okamoto, Reishauer, Samputensili. Дослідження нових надтвердих абразивних матеріалів (КНБ), що мають підвищену зносостійкість, привело до випуску верстатів, які працюють продуктивнішим профільним методом. Нерідко на одному верстаті можна працювати як одним, так і іншим методом. Це залежить від типу виробництва. Так, при експлуатації верстата мод. LCS282 фірми Liebherr в умовах одиничного, дрібно- або середньосерійного виробництва застосовують профільний метод, а в умовах великосерійного - метод обкату. Ці методи можна і комбінувати, виконуючи чорнове шліфування абразивним черв'яком, тобто методом обкату, а чистове (з вищою точністю при мінімальному припуску і меншій продуктивності) - профільним кругом, причому матеріалом для обох кругів служить КНБ.

Ще більша кількість методів шліфування зубців може бути використана на 2-шпиндельному оброблювальному центрі мод. KX3 фірми Kapp. У їх числі профільне шліфування методом ділення одним або декількома багатовитковими кругами, шліфування методом обкату циліндричним абразивним черв'яком, профільне методом обкату глобоїдним абразивним черв'яком і хонінгування абразивними зубчастими хонами (т.з. коронування). Шліфування профільними і глобоїдними кругами застосовують для чорнової обробки, циліндричними абразивними черв'яками - для чорнової і чистової, а зубчастим хонем - тільки для чистової, оскільки в цьому випадку у зубців досягається структура поверхні, порівнянна з отриманою після шевінгування або хонінгування. Сукупність використовуваних методів шліфування зубчастих коліс дозволяє здійснювати практично будь-яку геометрію зачеплення разом з модифікаціями, а також обробляти не лише голівку, але і ніжку зуба.

Найбільша світова фірма Fässler, що спеціалізується на виробництві зубохонінгувальних верстатів випускає верстат мод. K - 300 призначена для хонінгування зубчастих коліс зовнішнього і внутрішнього зачеплення.

Верстати для абразивної обробки зубчастих коліс можна поділити на три типи: верстати, що працюють по методу обкату дисковими шліфувальними кругами, профіль яких повторює зубчасту рейку (для зовнішніх зубців); верстати, що працюють по методу обкату черв'ячним абразивним кругом, аналогічним черв'ячній

фрезі (для зовнішніх зубців); верстати, що працюють по методу копіювання абразивним кругом, профіль якого повторює з високою точністю профіль зуба шліфованого колеса (для зовнішніх та внутрішніх зубців).

На рис. 3.1 показано шліфування внутрішніх та зовнішніх зубців на зубошліфувальних верстатах ф. NILES, яка з 1997 р. входить в групу KAPP.

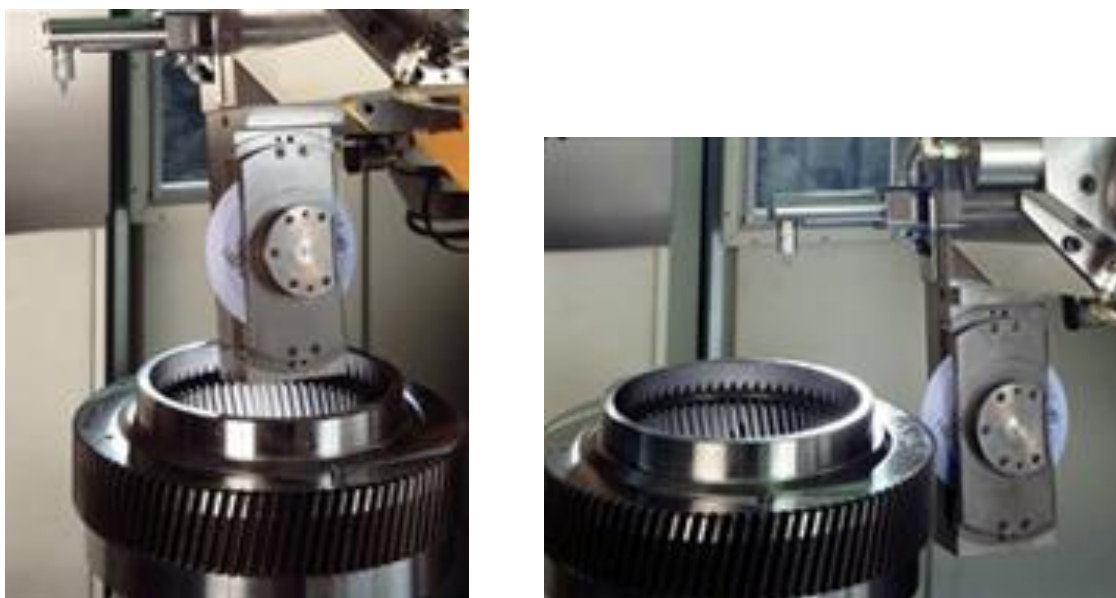


Рис. 3.1 Шліфування внутрішніх та зовнішніх зубців на верстаті мод. ZP10 ф. NILES

Абразивна обробка зубців колеса виконується, в більшості випадках в умовах копіювання. Суть методу копіювання полягає в тому, що виготовлення зубчастого вінця виконується інструментом, що має профіль, який співпадає з профілем його западини. Після обробки однієї западини заготовка обертається на кутовий крок, і процес повторюється до тих пір, поки не будуть оброблені усі западини.

При обробці коліс по методу обкатки автоматичне утворення евольвентного профілю, отримується в результаті узгоджених переміщень інструменту і заготовки. При цьому зубці формуються поступово і одночасно для усього колеса.

Удосконалення обробних центрів дало можливість реалізувати більш ефективний процес виготовлення зубчастих коліс – зуботочіння («скайвінг» процес). В основі способу лежить використання спеціального багатозубого інструмента в формі чашки, перехрещування під кутом в просторі осей заготовки і інструмента та синхронне обертання заготовки і інструмента на великій швидкості (рис. 3.2). Таким чином, узгоджене обертання і кутове розташування заготовки та інструменту

забезпечують відносний рух інструмента і заготовки, який формує западину між зубцями деталі, і додатково з наданням осьової подачі заготовки, або інструменту формується зубчастий вінець.

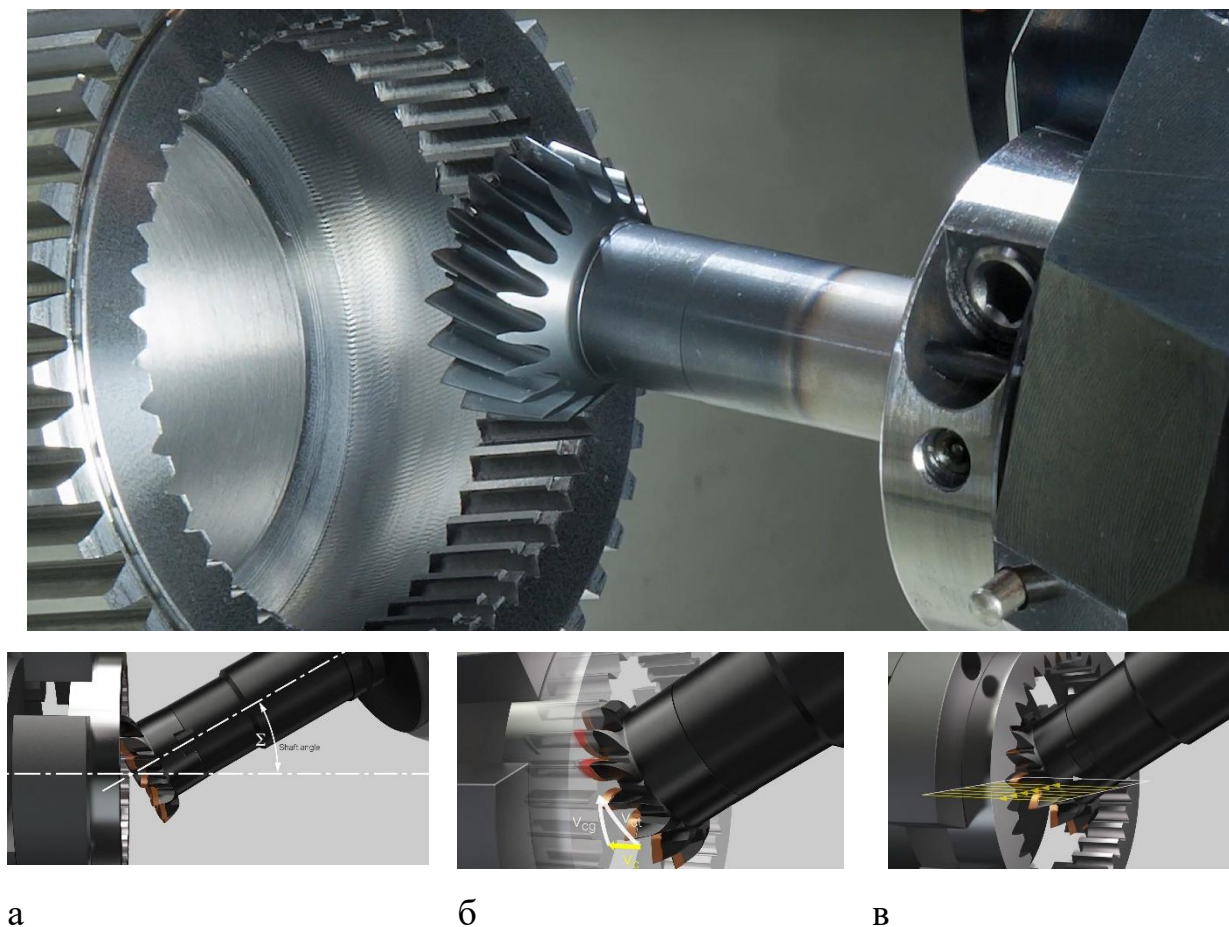


Рис. 3.2 Метод зуботочіння: а- осі зубчастого колеса та інструменту перетинаються під кутом; б- інструмент переміщується паралельно вісі заготовки; в- зуб формується за декілька проходів.

Якщо говорити в загальному, зуботочіння являє собою синтез зубофрезерування і зубодовбання за допомогою безперервного обкату з осьової подачею. При даному способі досягаються високі швидкості різання, і як наслідок - більша кількість зубців вступає в зачеплення за одиницю часу, що сприяє підвищенню продуктивності. Такий ефект досягається за рахунок розташування осей інструменту і заготовки під кутом один до одного. При зубофрезеруванні використовується кінематика черв'ячної передачі, а при зуботочінні - кінематика гвинтової зубчастої передачі.

Зуботочіння є високопродуктивним способом обробки зовнішніх і внутрішніх

зубчастих вінців з евольвентним профілем за методом обкатки.

Профілювання зубчастих вінців здійснюється обкатними різцями при взаємопов'язаному обертанні оброблюваної деталі і інструменту навколо перехресних осей і при переміщенні інструменту паралельно вісі заготовки. При такій схемі обробки, як і при шевінгуванні, виникає відносне ковзання профілів зубців деталі і обкатного різця, а різання відбувається за рахунок різниці в швидкостях ковзання профілів.

Для виготовлення багатьох типів зубчастих коліс даний спосіб є ключовим з точки зору швидкості, вартості та якості.

Розглянемо переваги та недоліки скайвінг процесу у порівнянні із відомими методами обробки зубців зубчастих коліс.

Метод зубодовбання (рис. 3.3), перевагами якого є висока гнучкість та простота технології.



Рис. 3.3 Метод зубодовбання

Зуботочіння скорочує робочий період виготовлення зубчастих коліс в 4 рази в порівнянні з зубодовбанням. Оскільки інструмент при довбанні рухається «вперед/назад», то продуктивним є лише перший напрямок руху. Зуботочіння не вимагає часу на «перенастроювання», дозволяючи тим самим уникнути часові втрати. Контакт заготовки та інструменту має місце в процесі всієї операції.

Недоліками зубодовбання є: тривалий корисний машинний час із-за наявності холостих ходів; вищі витрати в перерахунку на інструмент; складно комбінувати з іншими процесами.

Метод зубофрезерування (рис. 3.4) перевагами якого є: високий об'єм нарізання

стружки; короткий корисний машинний час; низькі витрати на інструмент; популярність технології.



Рис. 3.4 Метод зубофрезерування

Основними недоліками є те, що спосіб використовується в основному тільки для нарізання зовнішніх зубців та мають місце великі величини перебігу.

Метод зубопротягування (рис. 3.5) перевагами якого є: висока продуктивність при обробці великих партій; дуже короткий корисний машинний час.

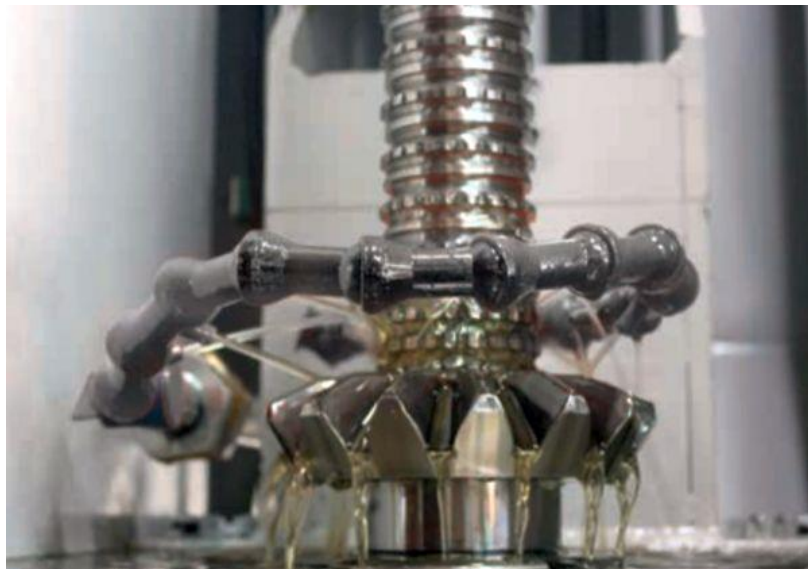


Рис. 3.5 Метод зубопротягування

При зуботочінні використовується одинична наладка і це дає вигоду в часі у порівнянні із протяжкою, яка втрачає рівень якості та виробничої гнучкості за рахунок довгого робочого циклу через переналадки.

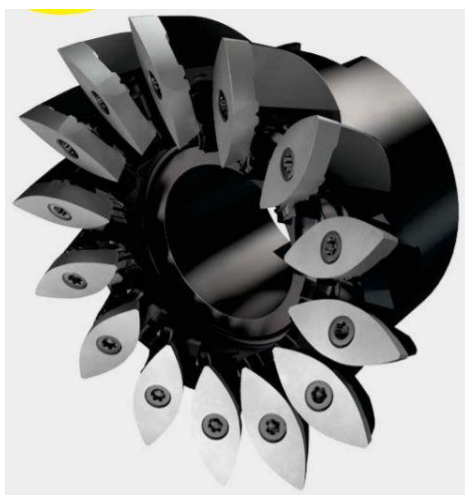
Недоліками зубопротягування є: низька степінь гнучкості; відсутність

компенсації, наприклад по розмірам по кулькам; високі затрати на інструмент.

Перевагами зуботочіння є: короткий корисний машинний час; високий об'єм нарізання стружки; помірні витрати на інструмент; комбінування з іншими видами обробки; застосовується для нарізання внутрішніх та зовнішніх зубців на одному установі.

Скайвінг процес дозволяє знизити час обробки і витрати та одночасно підвищити якість. При цьому, наприклад, продуктивність підвищується в 4-10 разів у порівнянні з зубодовбанням, а гнучкість і якість перевершують ту, яку забезпечує протягування. .

Для зуботочіння необхідні більш ефективні інструменти. Sandvik Coromant пропонує інструменти зі змінними пластинами для чорнової обробки, а також цілісні твердосплавні фрези і фрези зі швидкорізальної сталі (HSS) для чистової обробки (рис. 3.6).



а



б

Рис. 3.6 Інструменти компанії Sandvik для зуботочіння: а- інструмент для чорнової обробки; б- інструмент для чистової обробки

Геометрія ріжучих пластин розраховуються індивідуально під кожен вид зубців (модуль і кількість). В інструментах для чорнової обробки, які використовуються для зубців з модулем вище 3 і видаляють 80% стружки, застосовуються стандартні поворотні змінні пластини. Для чистової обробки використовуються циліндричні або конічні інструменти з порошковим металевим напиленням.

Ще однією перевагою зуботочіння є можливість виконання чорнової і чистової обробки за один установ. В ході цього ж установка проводиться токарна обробка

деталей. Все це дозволяє мінімізувати похибки, обумовлені перезатиском заготовки, і радіальне биття.

На рис. 3.7 показана форма стружки при зуботочінні.



Рис. 3.7 Форма стружки при зуботочінні: а- перший чорновий прохід; б- другий чорновий прохід; в- фінішний прохід.

На рис. 3.8 показано системи координат інструмента і заготовки та і їх відносні позиції.

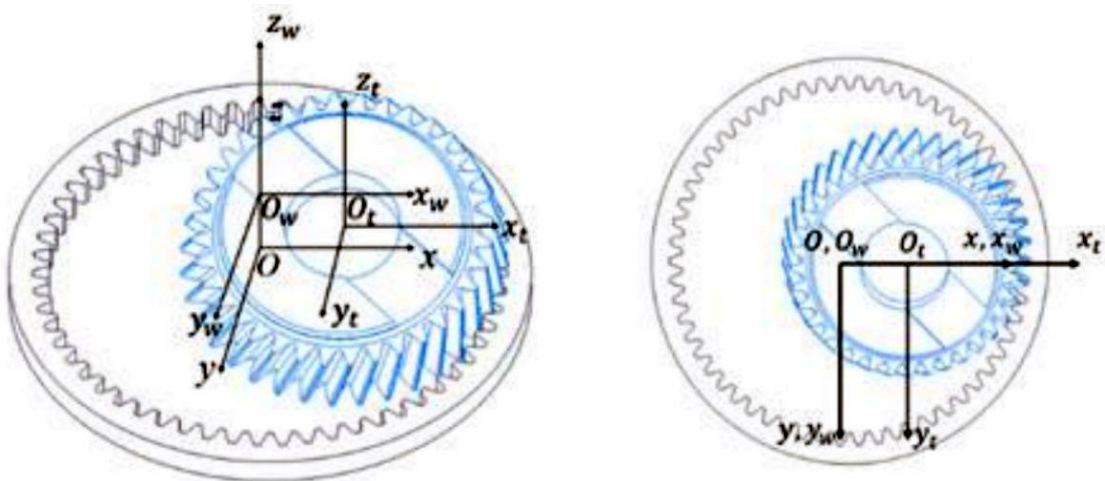


Рис. 3.8 Системи координат інструмента і заготовки та і їх відносні позиції

Швидкість обертання заготовки визначається за формулою:

$$\omega_W = \frac{Z_t}{Z_W} \omega_t + \frac{2f \sin \Sigma}{m_t Z_t}$$

Зв'язок швидкостей інструмента та заготовки визначається за формулою:

$$v_{\text{інстр.}} = v_{\text{заг.}} \frac{1}{\cos \Sigma}$$

Для розширення технологічних можливостей токарних верстатів з ЧПУ

рекомендується оснащувати їх інструментальним блоком для здійснення процесу зуботочіння (рис. 3.9).

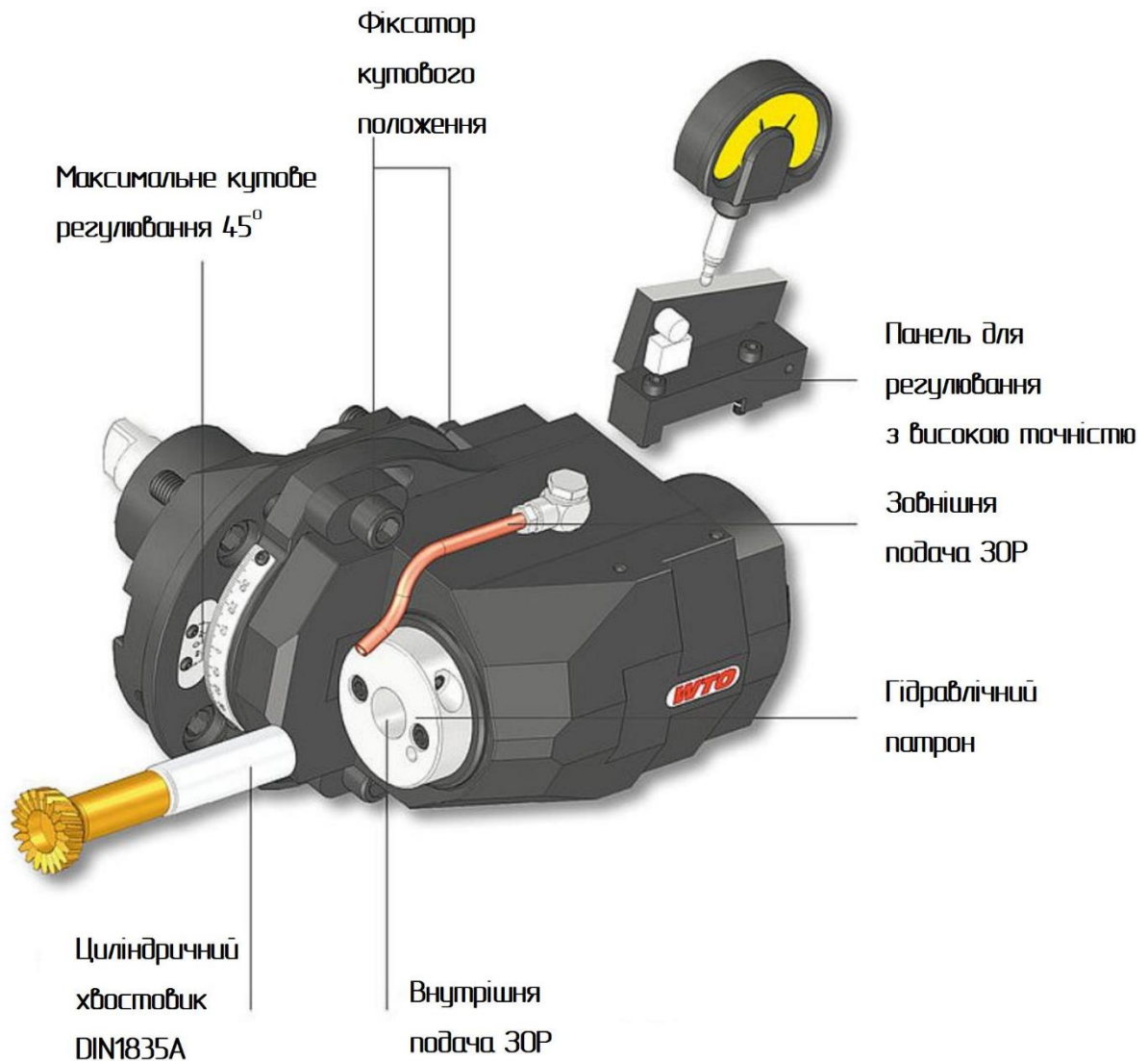


Рис. 3.9 Інструментальний привідний блок для зуботочіння на токарних верстатах з ЧПУ

Підвищена продуктивність зуботочіння при обробці внутрішніх зубчастих зачеплень, дозволяє розглядати цей процес в якості альтернативи протягуванню та довбанню, що пояснюється безперервністю циклу.

Компанія EMAG пропонує технологію зуботочіння в якості додаткового технологічного модуля для інтеграції в свої обробні центри на базі токарних верстатів з ЧПУ. При випуску малих і середніх партій деталей з внутрішнім і зовнішнім зубчастим зачепленням ця технологія дозволяє підвищити продуктивність і якість виготовлення деталей, а також гнучкість виробництва за рахунок більш універсального використання верстата.

Переваги при оснащенні токарного верстата з ЧПУ привідним блоком для

зуботочіння:

- підвищення якості (за рахунок попередньої токарної обробки діаметру кола вершин зубців і нарізування зубців за один установ);
- висока продуктивність;
- простота у використанні (відсутня необхідність в міжопераційній логістиці деталей між виконанням різних операцій);
- скорочення допоміжного часу;
- обробка за один установ (попередня токарна обробка і зуботочіння (скайвінг) виконуються за один установ);
- висока гнучкість (швидка безперервна обробка зовнішніх і внутрішніх зубчастих зачеплень навіть при наявності буртиків або пазів);
- універсальне застосування (можна виготовляти зачеплення з прямими і косими зубцями).

Наступний спосіб, який представляє інтерес – це спосіб зубофрезерування InvoMilling (invo – евольвента, milling - фрезерування). Це процес фрезерної обробки зубчастих коліс методом огинання із відмінністю, що інструмент не входить в зачеплення, а обточує кожну западину зубчастого колеса (рис. 3.10) за рахунок можливості безперервної обробки на токарно-фрезерних 5-осьових центрах або багатоцільових верстатах. Спосіб InvoMilling розроблений у 2010-х роках шведською фірмою Sandvik.

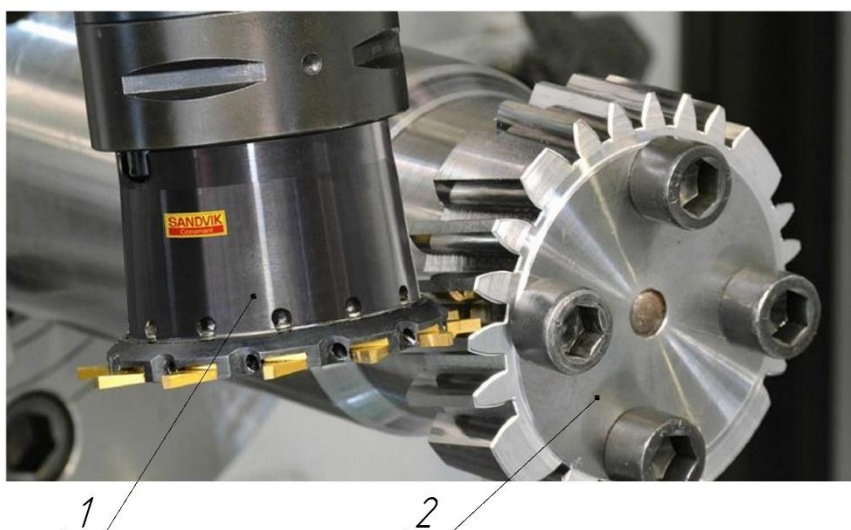


Рис. 3.10 Спосіб зубофрезерування InvoMilling

В якості різального інструментом для реалізації способу InvoMilling є розроблені та випускаємі ф. Sandvik фрези серії 161 та 162 (рис. 3.11). Фрези серії із змінними твердосплавними пластинами призначені для нарізання зовнішніх зубців різного модуля (до 12 мм).

Спосіб InvoMilling є гнучким, а інструмент – універсальним, оскільки, основні параметри оброблюваної зубчастої поверхні (модуль, кут нахилу профілю, кут нахилу зубця) утворюються траєкторією руху інструмента, а не самим інструментом. Фреза проходить радіальний шлях від вершини зубця до його ніжки, нарізаючи евольвенту. Для обробки зубчастого профілю з іншими вхідними даними достатньо замінити програму ЧПУ верстата.

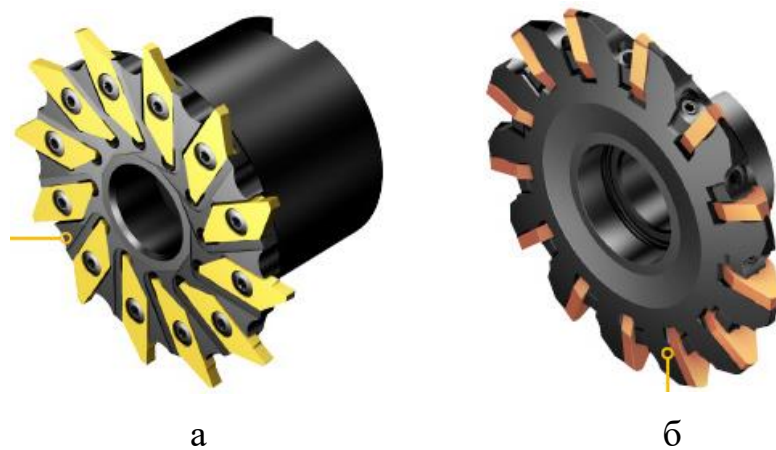


Рис. 3.11 Фрези для реалізації способу зубофрезерування: а- CoroMill 161; б- CoroMill 162

Процес формоутворення профіля зубця по методу InvoMilling представлено на рисунку 3.12. Першим етапом є чорнова обробка міжзубової западини (рис. 3.12, а) при цьому заготовка є нерухомою, а фреза, обертаючись навколо власної вісі $V_{\text{фр}}$, врізається в заготовку на визначену глибину западини і нарізає одну западину, переміщуючись при цьому вздовж вісі оброблюваного зубчастого колеса Π_1 . Далі, при необхідності виконання більш широкої міжзубової западини, ніж та ширина, яку може забезпечити фреза за один прохід, виконуються розфрезерування западини (рис. 3.12, б). Всі рухи при розфрезеруванні ідентичні чорновій обробці міжзубової западини, із тією лише відмінністю, що інструмент зміщується відносно свого першого положення. Потім виконується фрезерування правої поверхні зубця (рис. 3.12, в), а потім фрезерування лівої поверхні зубця (рис. 3.12, г).

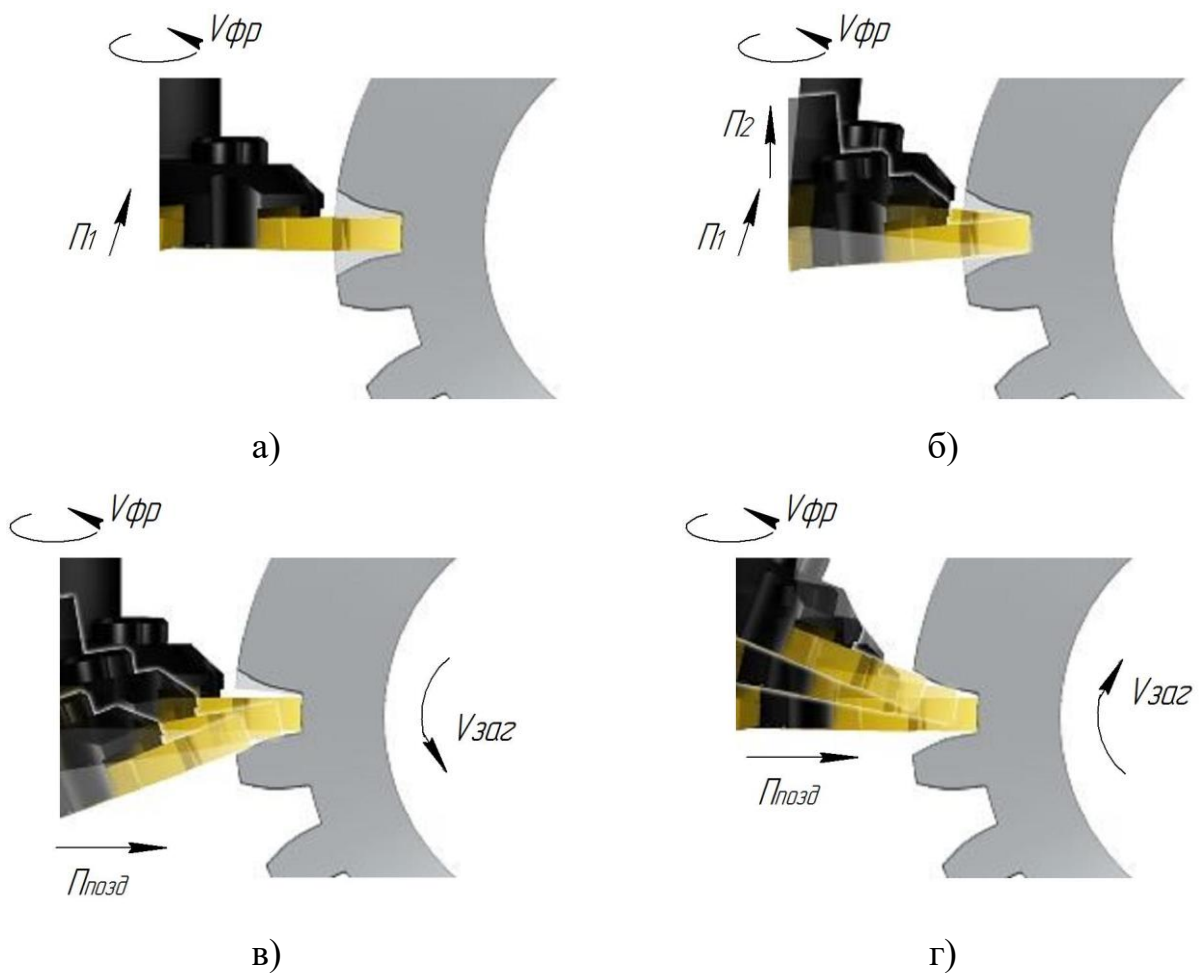


Рис. 3.12. Формоутворення профілю по методу InvoMilling:

а – чорнова обробка міжзубової западини; б – розфрезерування міжзубової западини (при необхідності); в – фрезерування правої поверхні зубця; г – фрезерування лівої поверхні зубця

На рис. 3.13 показано покрокове взаємне положення різальних кромки фрези та оброблюваної евольвентної зубчастої поверхні. Фреза обертається навколо власної вісі $V_{фр}$ та врізається у вершину зубця при цьому заготовка та фреза виконують узгоджені взаємні рухи: обертання заготовки $V_{заг}$ таким чином, щоб кожна точка утворюваної евольвентної поверхні знаходилась в одній горизонтальній площині із різальною кромкою 1 фрези, а інструменту, окрім обертання $V_{фр}$, надається поздовжнє переміщення $\Pi_{позд}$ вздовж зубця заготовки (від вершини до ніжки зубця). Поздовжнє переміщення фрези $\Pi_{позд}$ формує евольвентний профіль зубця.

Фреза із поздовжньою подачею $\Pi_{позд}$ виконує обробку не всієї поверхні зубця, а лише її частину (доріжку). На рисунку 3.14 проілюстровано рух фрези вздовж доріжки 1.1-1.2. Після фрезерування цієї «доріжки», інструмент виводиться із зони різання в початкове положення 1.1 та переміщується по траєкторії переміщення

інструмента (рис. 3.14) в точку 2 для обробки іншої «доріжки» по траєкторії, яка ідентична траєкторії 1.1-1.2. Кількість «доріжок», на які «розбивається» поверхня зубця залежить від ширини зубчастого вінця заготовки.

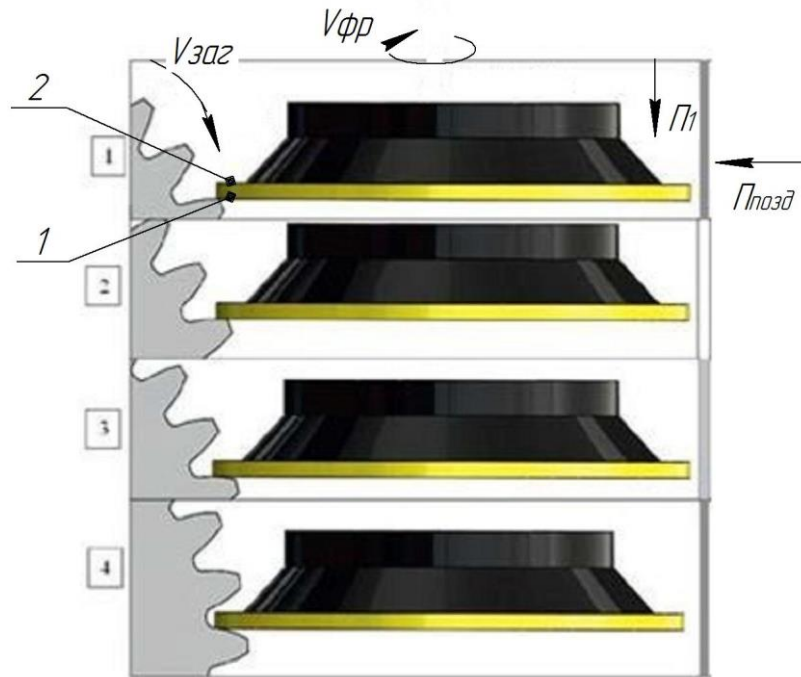


Рис. 3.13. Фрезерування поверхні зубця:

1- різальна кромка; 2- протилежна різальна кромка

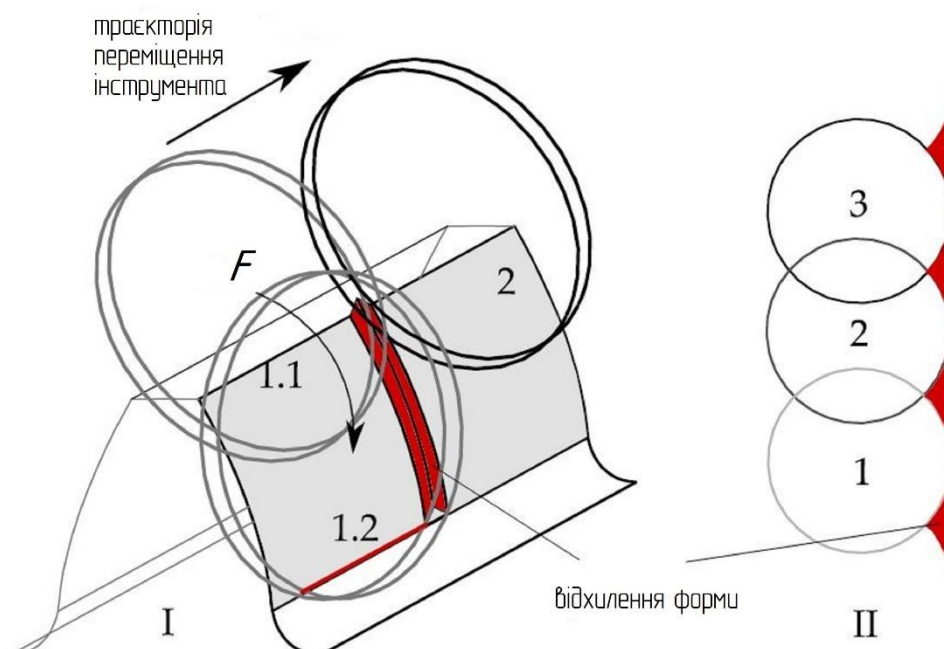


Рис. 3.14. Утворення оброблених поверхонь у формі «доріжок»

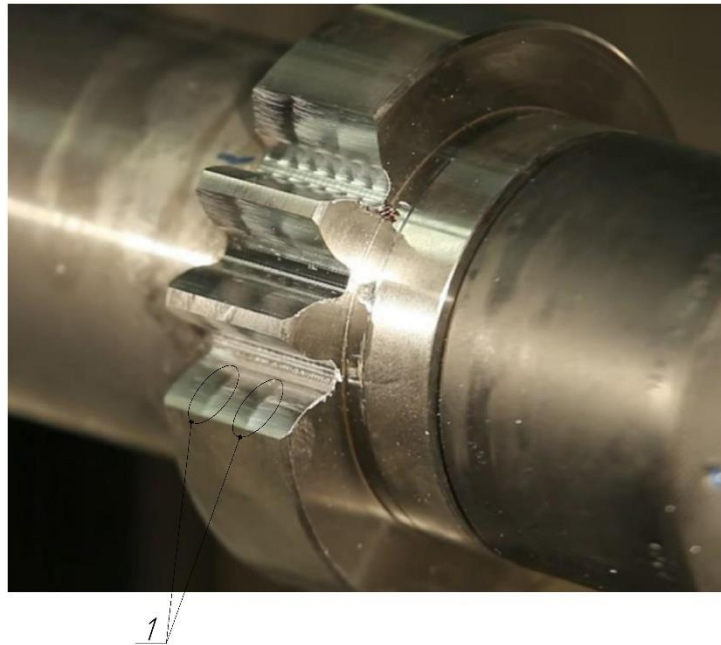


Рис. 3.15. Оброблена поверхня зубця:

1 – відхилення форми на межі двох «доріжок».

На межі двох доріжок, по яких було виконано фрезерування, утворюються відхилення форми (рис. 3.15), які виправляються наступними рухами інструменту, а саме: поперечним Π_1 переміщенням фрези (рис. 3.16) вздовж траєкторії переміщення інструмента.

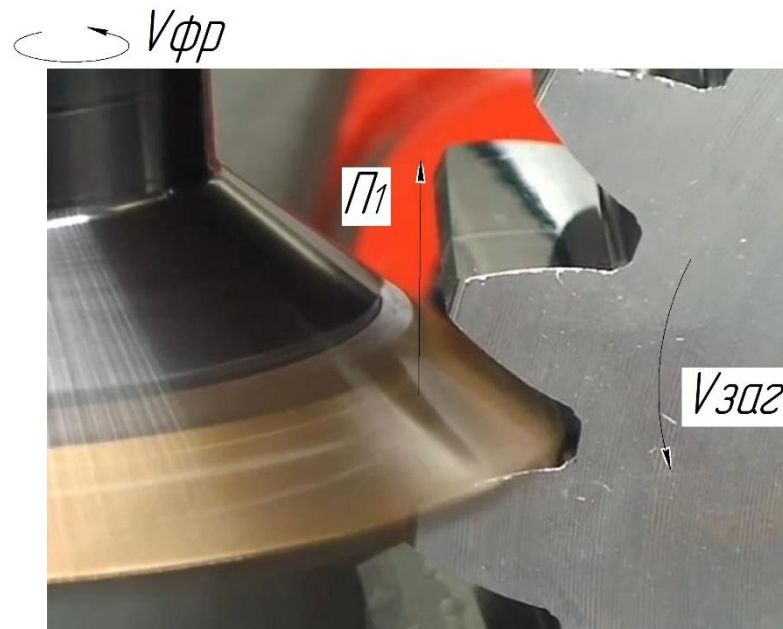


Рис. 3.16 Виправлення форми профілю зубця на межі двох «доріжок»:

$\Pi_{\text{поп}}$ – поперечне переміщення фрези

Після того, як одна поверхня зубця (рис. 3.12, в) оброблена, протилежна різальна кромка 2 (рис. 3.13) фрези оброблює іншу поверхню зубця (рис. 3.12, г).

Після виконання всіх етапів обробки, представлених на рисунку 3.12, заготовка перевіряється на визначене кутове положення (яке задається в управляючій програмі ЧПУ) для фрезерування наступної міжзубової западини та обробки наступних поверхонь зубців.

Перевагами даного способу є:

- висока гнучкість (профіль зубців шестерні оброблюється згідно програми ЧПУ; застосовується одна фреза для різних профілів зубців тому, що форма западини формується траєкторією руху інструменту, а не формою інструмента; невелика номенклатура інструментів;
- виконання чорнової та чистової обробки;

До недоліків можна віднести те, що обробка здійснюється на дорогих багатоцільових верстатах або 5-координатних обробних центрах.

Як бачимо із аналізу, для виготовлення робочих профілів деталей евольвентних зачеплень існує достатня кількість добре досліджених способів, що дає можливість широкого використання даного виду зачеплень у різноманітній техніці.

3.2 Технологія виготовлення робочих профілів синусоїдальних зубчастих передач

Способів лезової та абразивної обробки робочих профілів деталей гвинтового синусоїдального зачеплення в літературних джерелах представлено не достатньо. В основному це способи зубофрезерування, зубодовбання.

Відомий спосіб [19] нарізання синусоїдальних коліс черв'ячною фрезою з синусоїдальним початковим контуром рейки. Ця технологія не виправдала себе тому, що мала суттєві недоліки: складність профілювання синусоїдальних фрез і формування їх криволінійних різальних лез; втрата початкової форми, розмірів та геометрії фрези після перешліфування; складність у виготовленні, збереженні геометричних параметрів під час переzagострення і затилування; висока вартість виготовлення черв'ячних фрез з синусоїдальним початковим контуром.

В патенті [20] представлено різальний інструмент для обробки синусоїдального профілю, який представляє собою два довбача, один з яких формує випуклу частину профілю зубця, а інший – увігнуту.

Довбач (рис. 3.17, а) формує увігнуті ділянки, тобто міжзубові западини, та має кромки, що окреслені дугами кіл радіуса r_1 , центри яких знаходяться на початковому колі діаметра $d_{\omega 1}$. Робочі ділянки довжин дуг кіл радіуса r_1 визначаються кутом α_1 . Радіус дуги кола визначається таким чином, що в процесі нарізання зубців дуга з радіусом r_1 співпадає з вихідним, синусоїдальним, теоретичним профілем у вершині і в точках перегину профілю зубця. На інших ділянках існує відхилення, яке складає 1-2% від величини радіуса r_1 .

Після нарізання увігнутих ділянок зубців, довбачем (рис. 3.17, б) нарізають випуклі частини зубців.

Діаметри початкових кіл довбачів визначаються за формулами:

$$d_{\omega 1} = 2e \frac{Z_o}{Z_T} \left(\frac{Z_{II} K (1 - \cos Z_T \tau)}{Z_{II} K (\cos \tau + 1) + (1 - \cos Z_{II} \tau)} \right),$$

де e - ексцентриситет зубчастої пари;

Z_o - число зубців довбача;

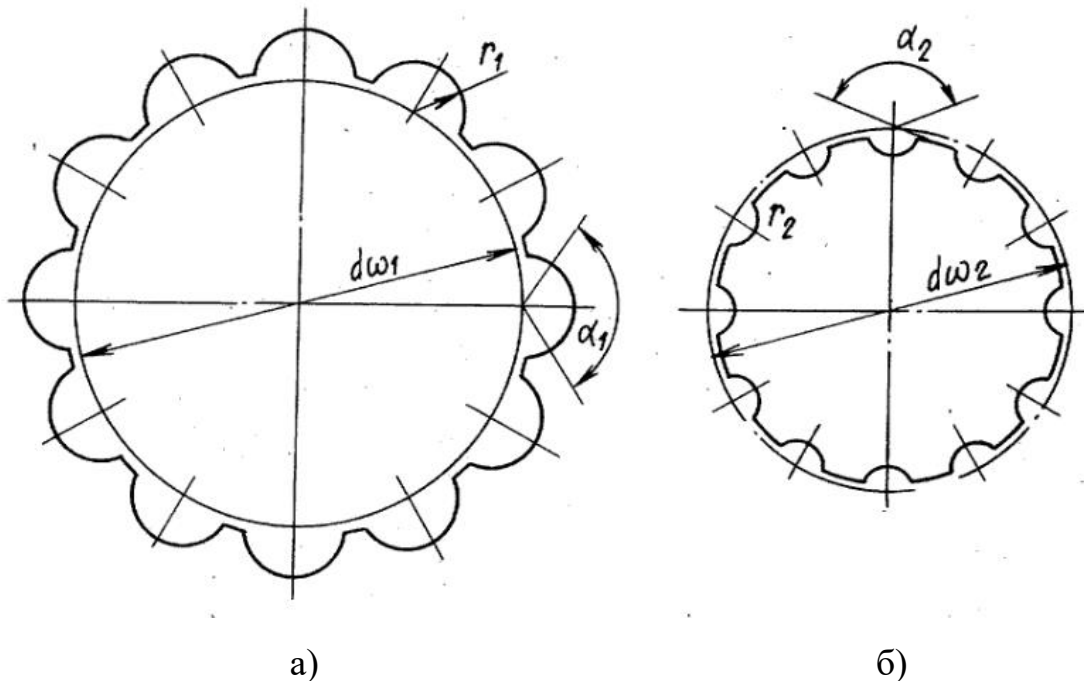


Рис. 3.17 Довбачі для нарізання синусоїдального профілю:

а- довбач для нарізання міжзубових западин; б- довбач для нарізання вершин зубців

Z_{II} - число нарізаємих зубців;

τ - параметр, що відповідає точці перегину синусоїди:

$$\tau = \frac{1}{Z_T} \left(\arccos \left(\frac{K^2 + Z_{II}}{K(Z_{II} + 1)} \right) \right)$$

K - коефіцієнт позацентроїдності зачеплення;

$$d_{\omega 2} = 2e \frac{Z_{\phi}}{Z_T} \left(\frac{Z_{II} K (1 - \cos Z_T \tau')}{Z_{II} K (1 + \cos \tau') + (1 - \cos Z_{II} \tau')} \right),$$

$$\tau' = \frac{\pi}{Z_T} - \tau.$$

Радіуси дуг кіл довбачів визначаються за формулами:

$$r_1 = \left(\frac{d_{\omega 1} Z_T}{2Z_{\phi}} + e(Z_{II} K + 1) \right) + r_{II},$$

де: r_{II} - радіус нарізаємого зубця;

$$r_2 = \left(\frac{d_{\omega 2} Z_T}{2Z_{\phi}} + e(Z_{II} K + 1) \right) - r_{II}.$$

Кути радіусних ділянок довбачів визначаються за формулами:

$$\alpha_1 = 1,1 \left(\pi - 2 \arccos \frac{R_{\omega 2} \sin \frac{\pi}{Z_T}}{\sqrt{R_{\omega 1}^2 + R_{\omega 2}^2 - 2R_{\omega 1}R_{\omega 2} \cos \frac{\pi}{Z_T}}} \right),$$

де: $R_{\omega 1}$ - радіус початкового кола довбача, що формує міжзубові западини:

$$R_{\omega 1} = \frac{1}{2} d_{\omega 1};$$

$R_{\omega 2}$ - радіус початкового кола довбача, що формує вершини зубців:

$$R_{\omega 2} = \frac{1}{2} d_{\omega 2};$$

$$\alpha_2 = 2 \left(\frac{\alpha_1}{2,2} + \frac{\pi}{Z_T} \right).$$

Довбач для нарізання зубців має різальні кромки, що окреслені дугами кіл радіуса r_2 , центри яких знаходяться на початковому колі діаметра $d_{\omega 2}$. Робоча ділянка довжин дуг кіл радіуса r_2 визначаються кутом α_2 . Радіус r_2 визначається таким чином, що в процесі нарізання зубців дуга з радіусом r_2 співпадає з вихідним, синусоїдальним, теоретичним профілем у западині та в точках перегину профілю зубця. На інших ділянках існує відхилення, яке складає 1-2% від величини радіуса r_2 .

Недоліком даного способу обробки є наступне: складність способу нарізання, оскільки, синусоїдальний профіль формується двома різними різальними інструментами; після нарізання зубців, їх потрібно піддати термообробці, а потім припрацювати спільно із спряженим зубчастим колесом, що має більшу твердість зубців.

Як бачимо із аналізу, способи та інструменти для виготовлення робочих профілів деталей синусоїдальних зачеплень досліджені недостатньо, в літературних джерелах відсутня вичерпна інформація стосовно опису способів, методик проектування інструментів тощо. Це говорить про необхідність проведення досліджень в даному напрямку.

3.3 Технологія виготовлення робочих профілів епіциклоїдальних зубчастих передач

Для формоутворення робочих поверхонь деталей епіциклоїдального зачеплення існує достатня кількість способів лезової та абразивної обробки, описаних в спеціальній літературі, як для зовнішнього колеса (статора) так і для внутрішнього колеса (ротора).

Для лезової обробки статора використовується спосіб зубодовбання багатозубим довбачем Феллоу (рис. 3.18) в умовах безперервного обкату.

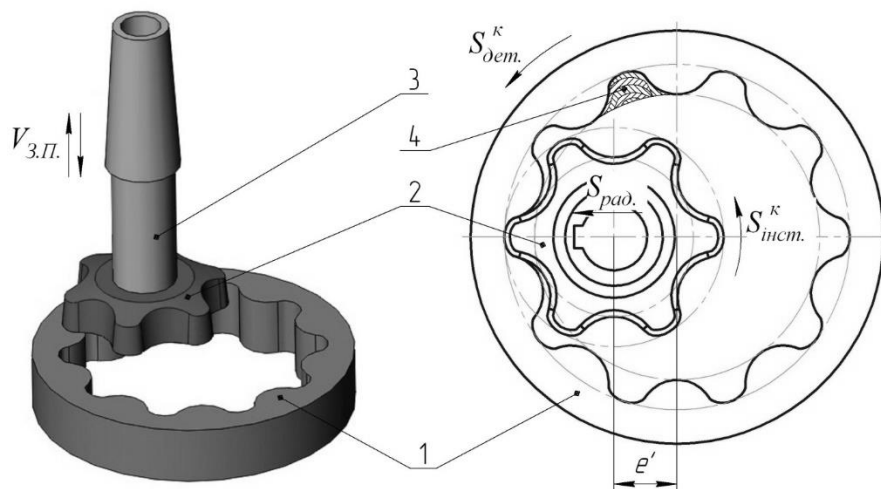


Рис. 3.18 Зубодовбання зовнішнього колеса:

1 – оброблюване зовнішнє колесо; 2, 3 – корпус та різальна частини довбача; 4 – припуск

Довбач має формоутворюючу різальну кромку із змінним напрямком кривизни, що приводить до змінності схем різання, пружних віджимів і, як наслідок до неточностей обробленого профілю.

З метою виключення негативного впливу знакозмінного профілю різальної кромки для обробки зовнішнього колеса використовується однозубий довбач (рис. 3.19) позитивного знаку кривизни. Умови формоутворення при цьому стабілізуються, але зменшується продуктивність обробки. Зовнішнє колесо виконує планетарний рух, а інструмент зворотно-поступальний рух. Інструмент має просту форму у порівнянні із попереднім методом, рекомендується для чорнової та напівчистої обробки

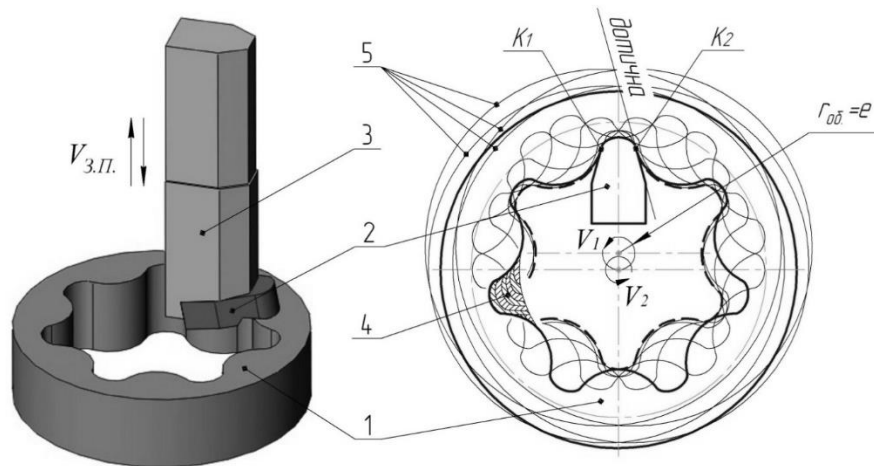


Рис. 3.19 Довбання зовнішнього колеса довбачем з позитивним значенням кривизни:

1 – оброблюване зовнішнє колесо; 2, 3 – корпус та різальна частини довбача; 4 – припуск; 5- послідовні положення зовнішнього колеса

Також лезову обробку профілів епіциклоїдального зачеплення можна виконати протягуванням. При цьому матимемо високі показники продуктивності, але і високу вартість інструмента та низьку гнучкість.

Для абразивної обробки робочих профілів деталей епіциклоїдального зачеплення використовуються різні методи. Це спосіб шліфування зовнішнього колеса циліндричним кругом на координатно-шліфувальних верстатах (рис. 3.20), де виконується почергове шліфування кожної цівки із послідуєчим поворотом колеса на наступну цівку. Недоліком є дискретність процесу, що впливає на точність положення центрів цівок колеса, а також обмеження діаметра шліфувального круга та контакт його по усій довжині із оброблюваною поверхнею.

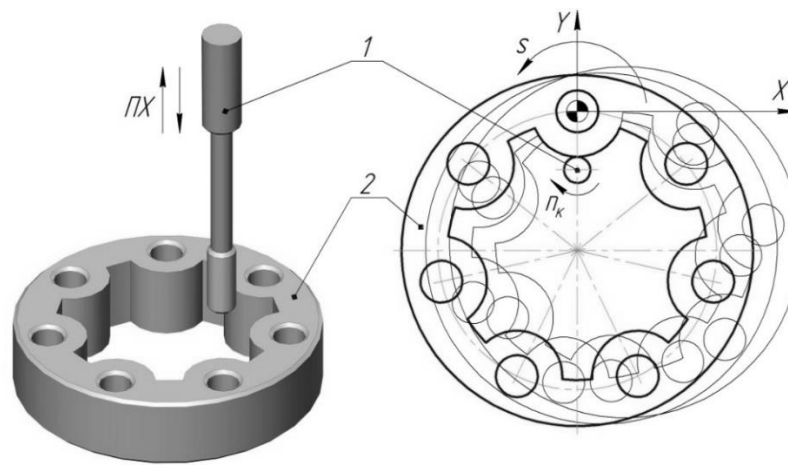


Рис. 3.20 Спосіб шліфування цівок зовнішнього колеса в умовах дискретного ділення

Спосіб абразивної обробки цівок зовнішнього колеса на контурно-шліфувальних верстатах з ЧПУ (рис. 3.21), розповсюдження обробки по профілю задається в управляючій програмі, а інструмент виконує обертальний рух.

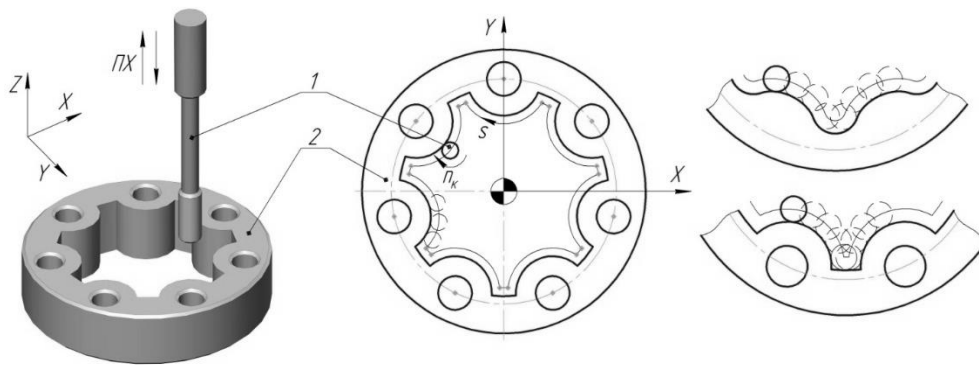


Рис. 3.21 Спосіб обробки цівок зовнішнього колеса контурно-шліфувальних верстатах з ЧПУ

Перевагою способу перед попереднім є відсутність дискретного ділення, а недоліком обмеження діаметра шліфувального круга та контакт його по усій довжині із оброблюваною поверхнею.

Для абразивної обробки цівок зовнішнього колеса використовується спосіб хонінгування в умовах копіювання та обкату (рис. 3.22).

Перевагами способів є висока точність та якість обробки, а недоліками висока вартість хонінгувальних голівок, складність конструкції та налаштування.

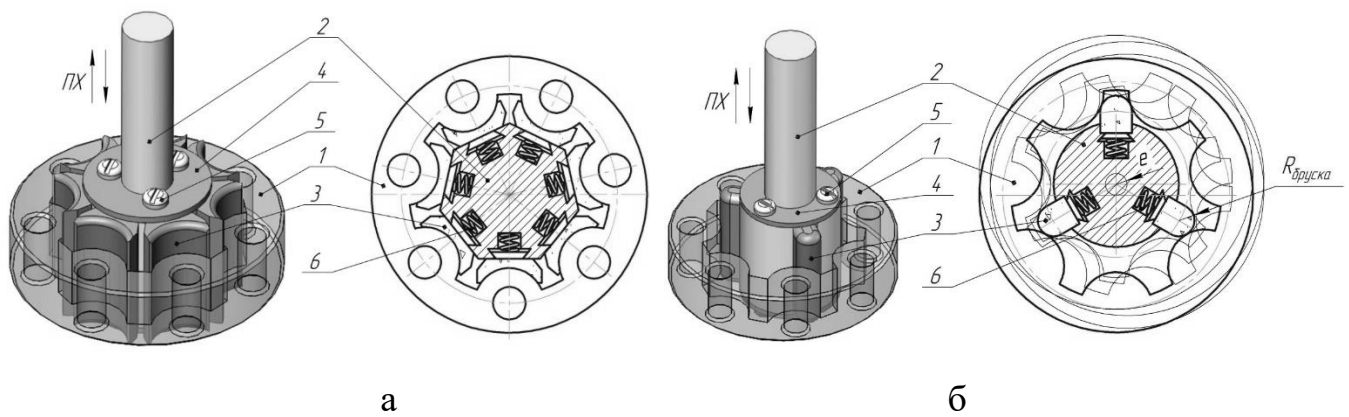


Рис. 3.22 Хонінгування методом:

а- копіювання; б- обкату

На верстатах ф. КАРР здійснюється шліфування профільним інструментом в умовах одиничного ділення робочих профілів деталей епіциклоїдального зачеплення. Верстати та інструменти виготовлені з високою точністю та надійність і мають підвищену вартість.

Відомі способи шліфування робочих профілів деталей епіциклоїдального зачеплення на модернізованих верстатах в умовах планетарного обкату шліфувальними кругами із опуклою або увігнутою формами (рис. 3.23).

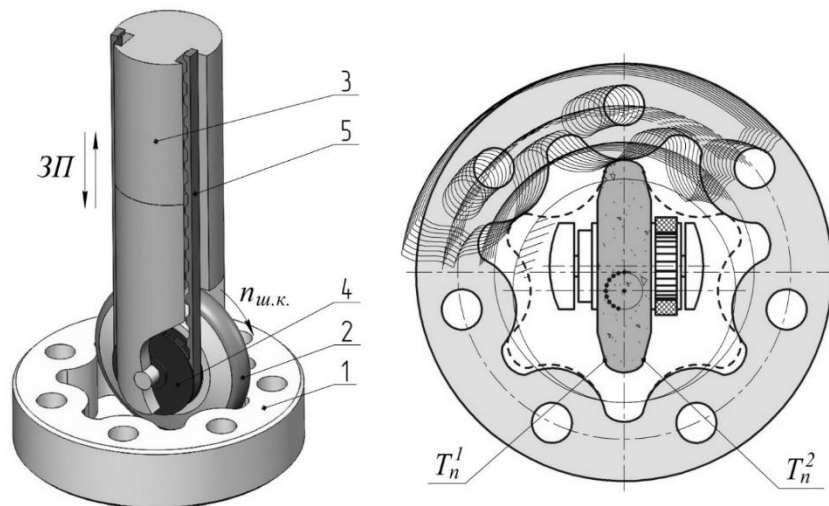


Рис. 3.23 Спосіб шліфування робочого профілю зовнішнього колеса в умовах планетарного обкату: 1 – оброблюване зовнішнє колесо; 2 – шліфувальний круг; 3 – оправка

Шліфувальний круг із увігнутою формою рекомендується використовувати для чистової обробки, а шліфувальний круг із випуклою формою – для чорнової та напівчистової обробки. Перевагами є безперервність обробки (обкат планетарний), відносна простота інструменту, а недоліками – складність налаштування.

Як бачимо із аналізу, для виготовлення робочих профілів деталей епіциклоїдальних зачеплень існує достатня кількість досліджених способів, але більшість способів використовують складні пристрої та інструменти. При використанні простих циліндричних абразивних кругів має місце обмеження розмірів інструменту, його контакт з оброблюваною поверхнею по усій довжині, наявність пружних віджимів, що знижує технологічні можливості способу.

3.4 Висновки до розділу

Як бачимо із аналізу:

- для виготовлення робочих профілів деталей евольвентних зачеплень існує достатня кількість добре досліджених способів, що дає можливість широкого використання даного виду зачеплень у різноманітній техніці і не викликає складнощів при виготовленні;

- способи та інструменти для виготовлення робочих профілів деталей синусоїдальних зачеплень досліджені недостатньо, в літературних джерелах відсутня вичерпна інформація стосовно опису способів, методик проектування інструментів, це говорить про необхідність проведення досліджень в даному напрямку;

- для виготовлення робочих профілів деталей епіциклоїдальних зачеплень існує достатня кількість досліджених способів, але більшість способів використовують складні пристрої та інструменти. При використанні простих циліндричних абразивних кругів має місце обмеження розмірів інструменту, його контакт з оброблюваною поверхнею по усій довжині, наявність пружних віджимів, що знижує технологічні можливості способу.

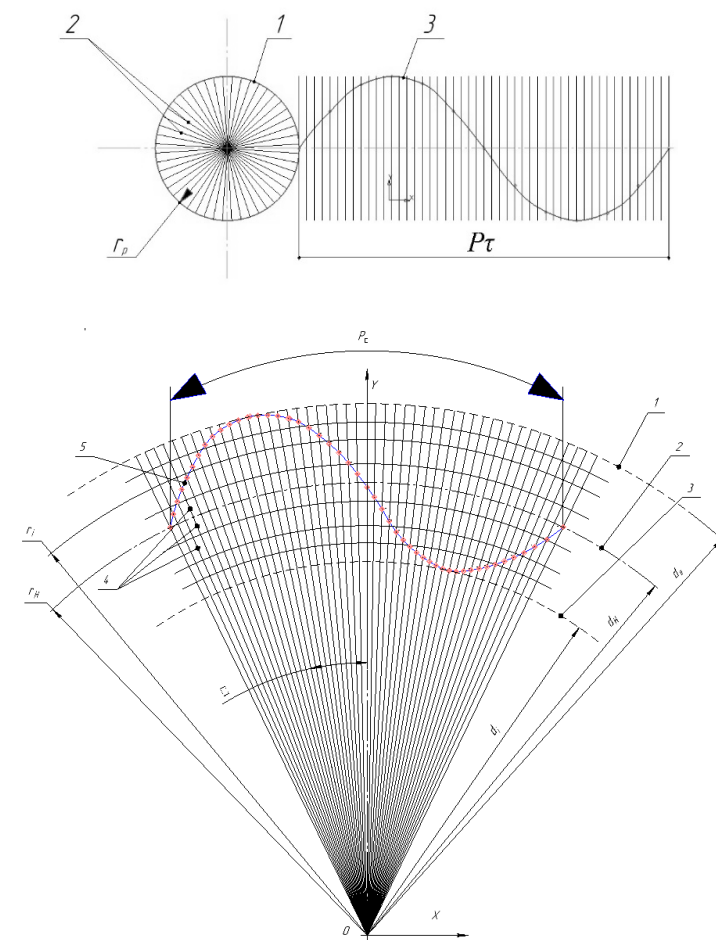
РОЗДІЛ 4 НАПРЯМКИ РЕАЛІЗАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЇ ОБРОБКИ РОБОЧИХ ПРОФІЛІВ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ГІДРАВЛІЧНИХ НАСОСІВ

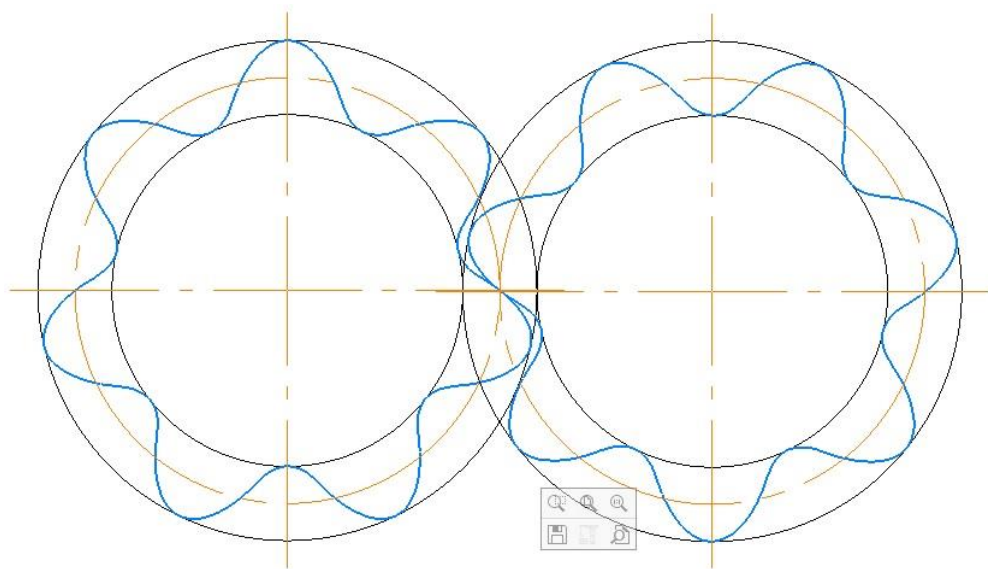
4.1 Порівняння синусоїдальних передач по швидкості ковзання

З метою оцінки функційних показників передачі були визначенні швидкості ковзання синусоїдальних передач.

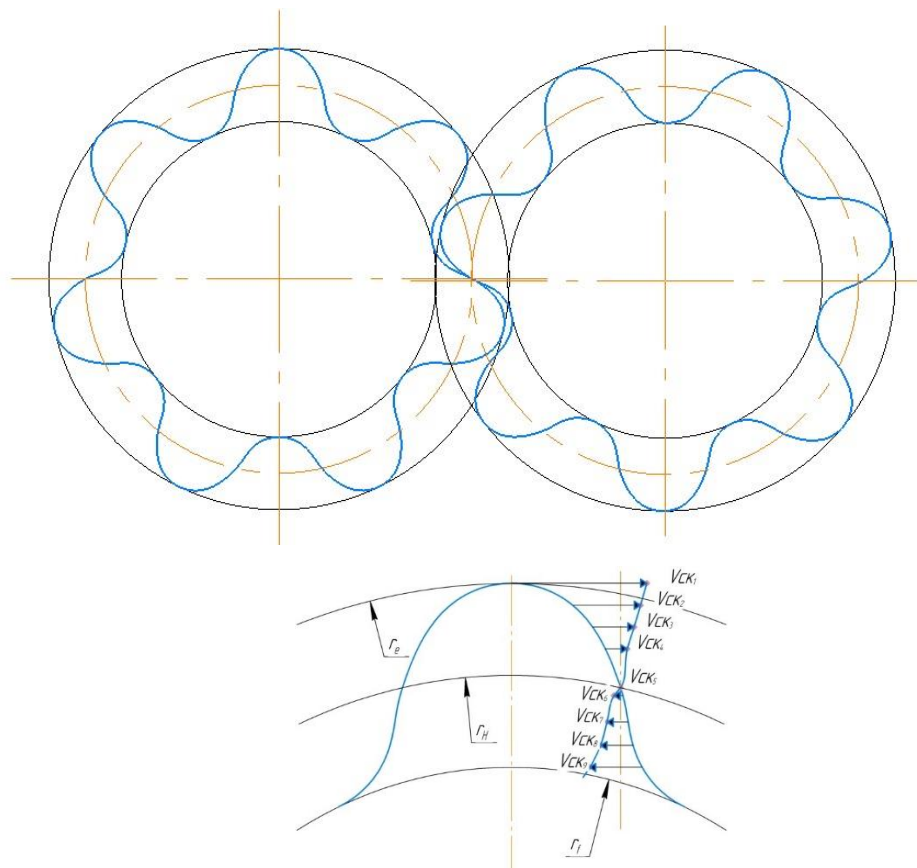
Розглянуто два варіанти взаємодіючих профілів: профіль із збільшеними кутами тиску та профілі із зменшеними кутами тиску.

З цією метою необхідно побудувати профілі зубчастих колі зазначених передач використовуючи наступну послідовність: побудова схеми розвертки профілю в торцевому перерізі; розрахунок координат розвертки за формулою $y = \sin x$, де $x = 0^\circ \dots 360^\circ$; побудова профілю на початковому колі в торцевій площині та перенесення розрахованих координат на початкове коло; розрахунок координат профілю в торцевій площині за теоремою Піфагора; побудова синусоїдальних зачеплень.





а



б

Рис. 4.2 Синусоїдальні передачі та епюри швидкостей ковзання: а- для профілів із збільшеними кутами тиску; б- для профілів із зменшеними кутами тиску

Відповідно до побудованих зачеплень та епюр швидкостей ковзання для профілів із збільшеними кутами тиску зменшеними кутами тиску відповідно, можна зробити висновок, що синусоїдальна передача із збільшеними кутами тиску має менші значення відносних швидкостей ковзання, та плавний перехід при зміні вектору відносної швидкості ковзання і відповідно це є певною перевагою.

4.2 Інструмент для обробки робочих профілів синусоїдальних передач

Для реалізації способу зубофрезерування робочих профілів синусоїдального зачеплення потрібно розробити методику визначення вихідного контура інструмента. Спосіб зубофрезерування синусоїдального профілю здійснюється наступним чином (рис. 4.3): черв'ячна фреза 2 встановлюється під кутом, що дорівнює сумі кутів нахилу нарізаємих зубців β та гвинтової лінії фрези ω .

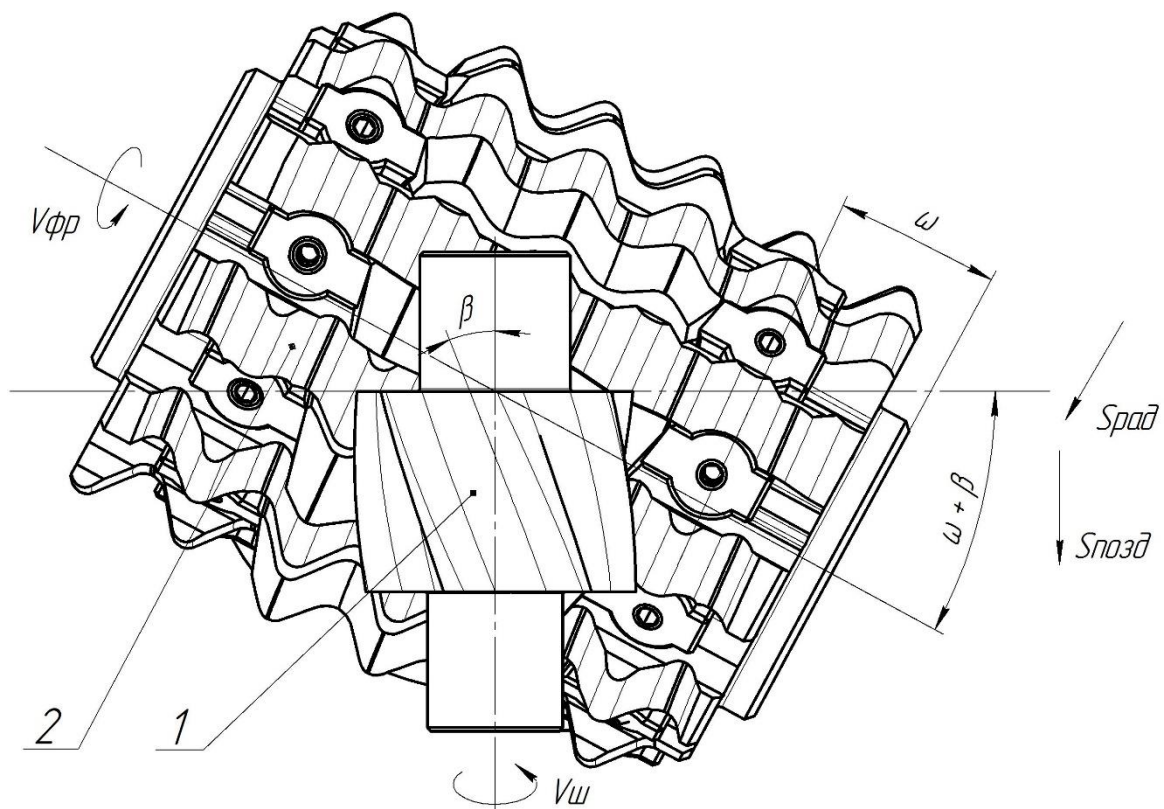


Рис. 4.3 Зубофрезерування синусоїдального профілю черв'ячною фрезою:

1 – синусоїдальне зубчасте колесо; 2 - черв'ячна фреза; $V_{фр}$, $V_{ш}$ – узгоджені обертання фрези та колеса навколо власних осей відповідно; $S_{рад}$ - радіальна подача; $S_{позд}$ - поздовжня подача; β – кут нахилу нарізаємих зубців; ω – кут гвинтової лінії фрези

Під час обробки черв'ячна фреза та оброблюване колесо здійснюють узгоджений рух обкату (обертання навколо власних осей відповідно). Для врізання фрези подача здійснюється в радіальному напрямку, для розповсюдження обробки по усій довжині синусоїдального профілю подача здійснюється в поздовжньому напрямку.

На рис. 4.4 представлена схема комп'ютерного моделювання вихідного контура фрези. Реалізація даної схеми дає можливість створення вихідного контура інструмента для відтворення синусоїдального профіля.

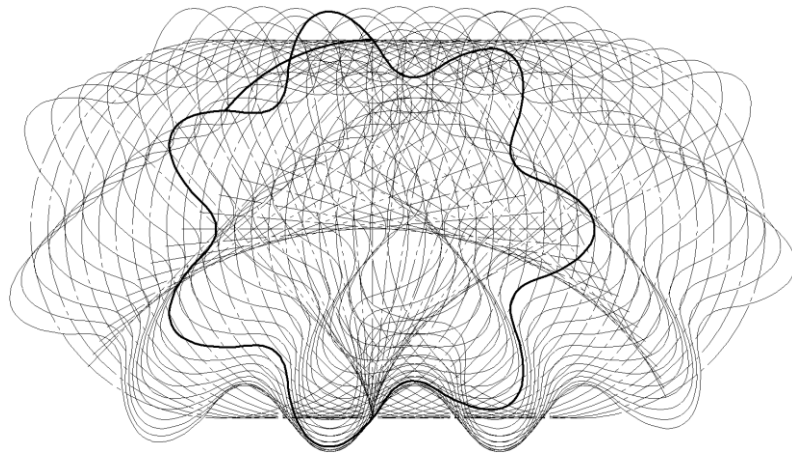


Рис. 4.4 Схема комп'ютерного моделювання генерації профіля вихідного контура інструмента

На рис. 4.5 представлена схема взаємодії профіля вихідного контура інструмента та синусоїдального контура профіля зубчастого колеса.

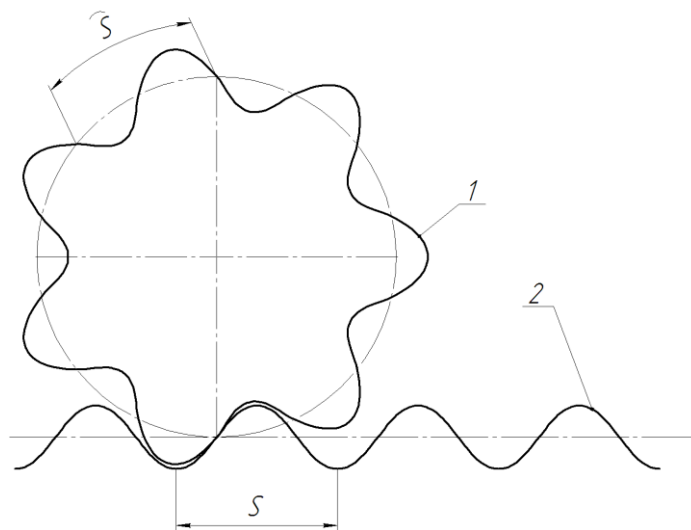


Рис. 4.5 Схема взаємодії профіля вихідного контура інструмента та синусоїдального контура профіля зубчастого колеса: 1- вихідний профіль синусоїдального зубчастого колеса; 2- вихідний профіль інструмента

На рис. 4.6 представлено загальна конструкція черв'ячної фрези для формоутворення синусоїдального профілю як в умовах попередньої обробки (м'яке зубофрезерування) так і в умовах кінцевої обробки (тверде зубофрезерування).

В додатку 2 представлено результати розрахунку конструктивних елементів фрези для конкретних параметрів синусоїдального зачеплення.

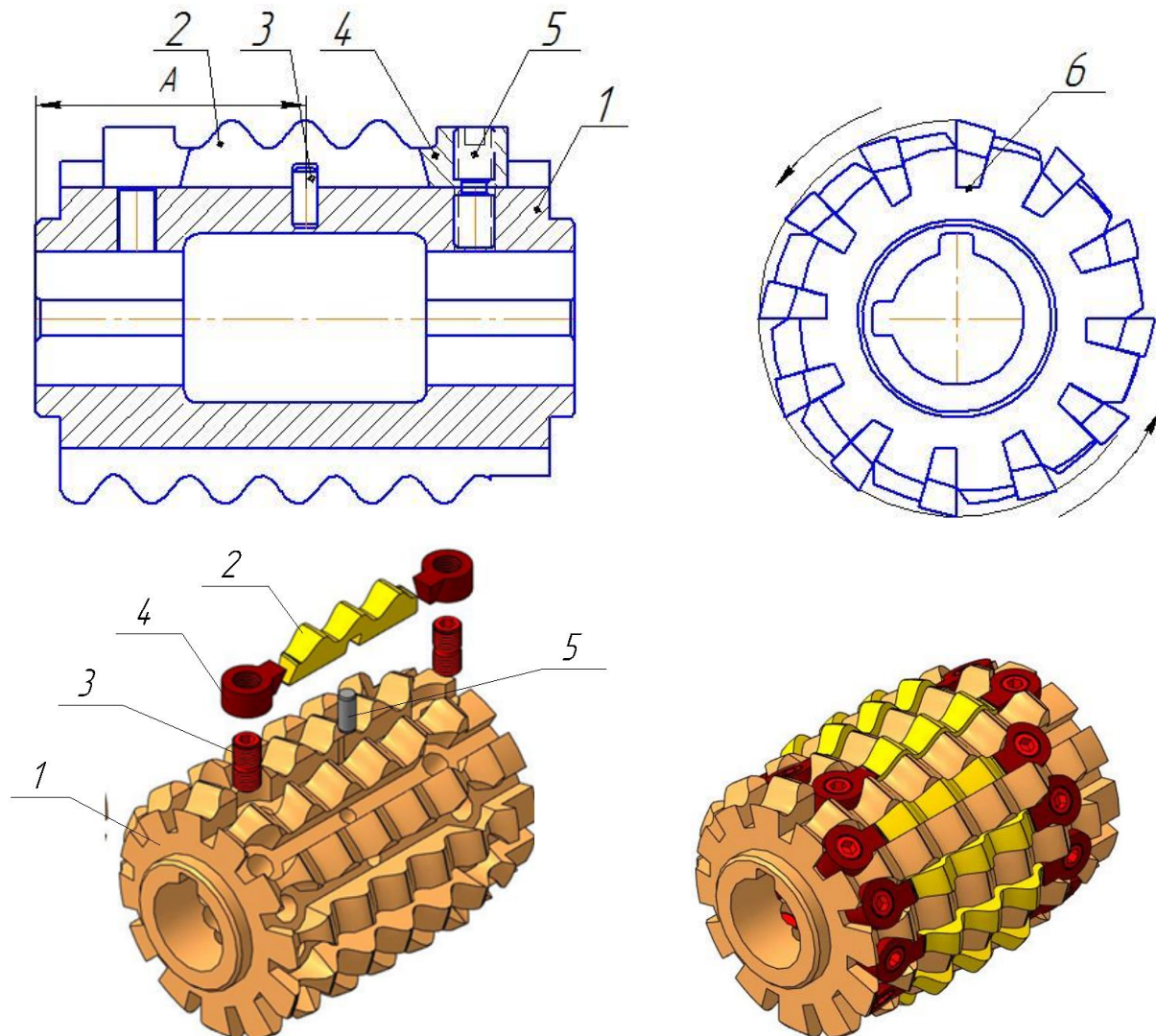


Рис. 4.6 Загальна конструкція черв'ячної фрези для формоутворення синусоїдального профілю зубчастого колеса: 1- корпус; 2- рейка; 3- гвинт диференційний; 4- клин; 5- штифт

Черв'ячна фреза складається з корпусу 1 та комплекту зубчастих рейок 2, установочного штифта 3 та клинів 4 які встановлюються у паз 6. Клин закріплюється диференційними гвинтами 5.

Корпус 1, має циліндричну форму, на зовнішній циліндричній поверхні якого утворений гвинтовий профіль. Контур перерізу гвинтового профіля є зменшеним копією контуру зубця рейки.

На зовнішній циліндричній поверхні розміщені пази трапецеїдальної форми для монтажу в них рейок. На дні кожного пазу знаходяться два різьбових кріпильних отвори та отвір для штифта, який визначає положення рейки в корпусі/

У центральному отворі корпусу фрези виготовлено шпонковий паз для передачі крутного моменту. Корпус виготовлено із сталі 40Х з термообробкою до твердості HRC 28...32. Рейка 2, виконана у вигляді призматичного тіла з трапецеїдальним контуром поперечного перерізу. Зубці рейки відповідають розмірам представлених на робочому кресленні оброблюваного синусоїдального колеса. Співвісно з центральним зубцем рейки на ній утворюється паз необхідний для забезпечення орієнтації рейки в корпусі. Рейка виготовляється із швидкорізальної сталі методом порошкової металургії. Твердість рейки HRC 62...65.

Клин виконаний вигляді призматичного тіла, для взаємодії з рейкою на циліндричній поверхні виконано виступ, який щільно заходить в паз шляхом центрування двома бічними сторонами та опирається кутовою поверхнею на відповідну поверхню рейки. Диференціальний гвинт має традиційну конструкцію з внутрішнім шестигранником. На його зовнішній поверхні утворено дві різьбові поверхні: ліва та права, які розділені між собою технологічною канавкою.

Для чистової обробки синусоїдального профіля представлено конструкцію черв'ячного шевера (рис. 4.7), який представляє черв'як, на бічних поверхнях витків якого виконано дрібні зубці.

Параметри основного черв'яка шевера повинні обов'язково збігатися з відповідними параметрами черв'яка, сполученого з оброблюваним черв'ячним колесом. Тому тип черв'яка (евольвентний, Архімедів, глобоїдний), число заходів, кут зачеплення і діаметр ділильного кола приймаються у відповідності до креслення черв'ячної пари. В загальному відмінність черв'ячного шевера від черв'ячної фрези полягає лише в більшій кількості і формі різальних зубчиків. Робочим рухом при шевінгуванні є обертання шевера, причому робота може здійснюватися, як при радіальній подачі - шляхом зближення осей шевера і колеса, так і при коловій подачі при постійній міжосьовій відстані за рахунок гальмування обертання колеса. У першому випадку сполучення зубів колеса і витків шевера відбувається беззазорно, а в іншому випадку - з бічним зазором. Однак в обох випадках відстань між осями

шевера і колеса в момент закінчення шевінгування має точно відповідати міжосьовій відстані черв'ячної пари.

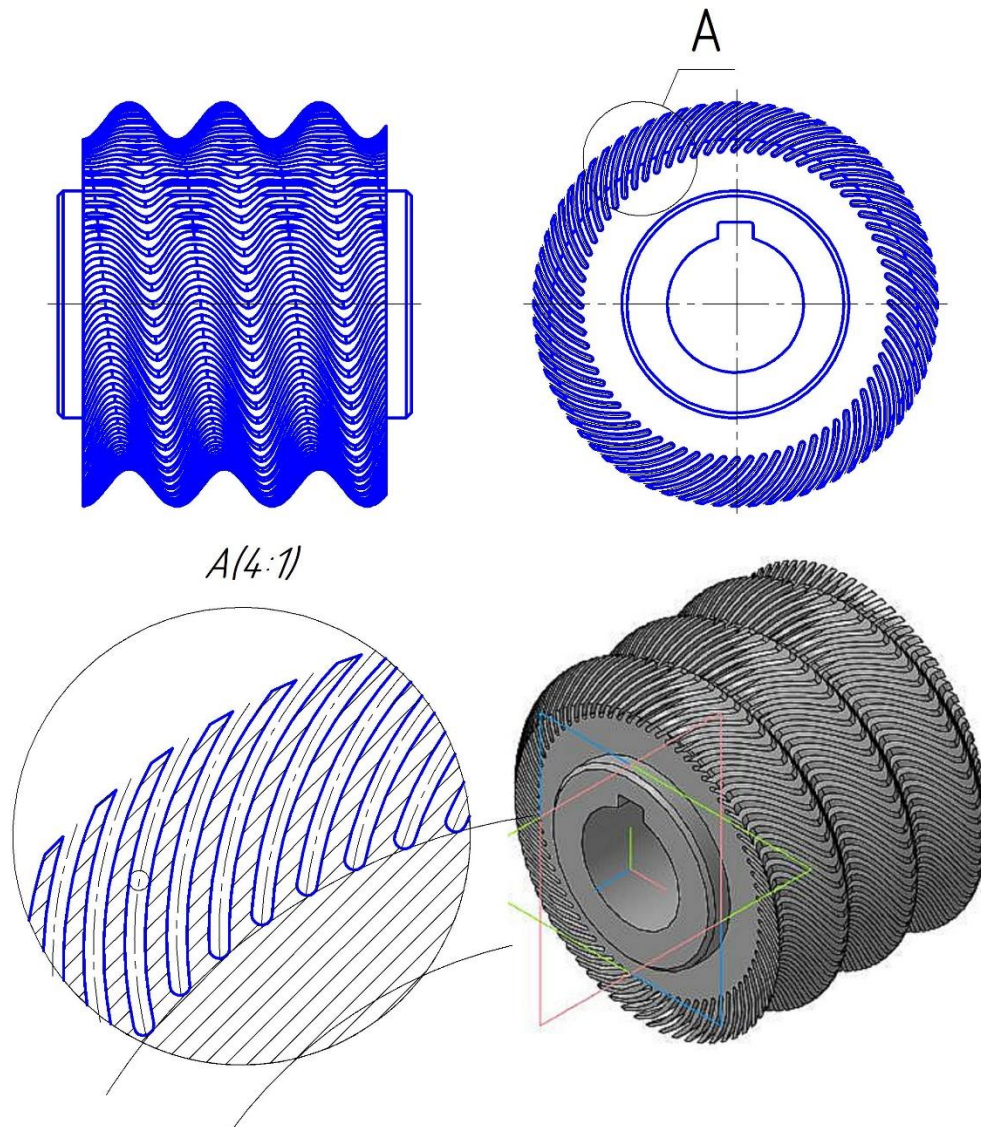


Рис. 4.7 Загальна конструкція шевєра

Товщини витків у шевєра, який працює з радіальної подачею, рівні ширині западини зубців колеса, а у шевєра, що працює при постійній міжосьовій відстані, товщина витків повинна бути менше на величину, яка перевищує припуск на товщину зубця колеса. Зовнішній діаметр шевєрів обох типів повинен бути більше діаметра черв'яка черв'ячної пари, але менше зовнішнього діаметра попередньої черв'ячної фрези.

4.3 Спосіб шліфування робочих поверхонь деталей епіциклоїдальних передач

При аналізі способів шліфування робочого профілю зовнішнього колеса епіциклоїдальної передачі на координатно- та контурно-шліфувальних верстатах використовується циліндричний абразивний круг. Діаметр інструмента обмежується розміром міжцвкової западини, а контакт інструмента із оброблюваною поверхнею в кінці обробки відбувається по усій довжині профілю. Це спричиняє пружні віджими інструменту і неточності при обробці. Для зменшення величини впливу даного фактору пропонується спосіб шліфування конічно-циліндричним кругом (рис. 4.8).

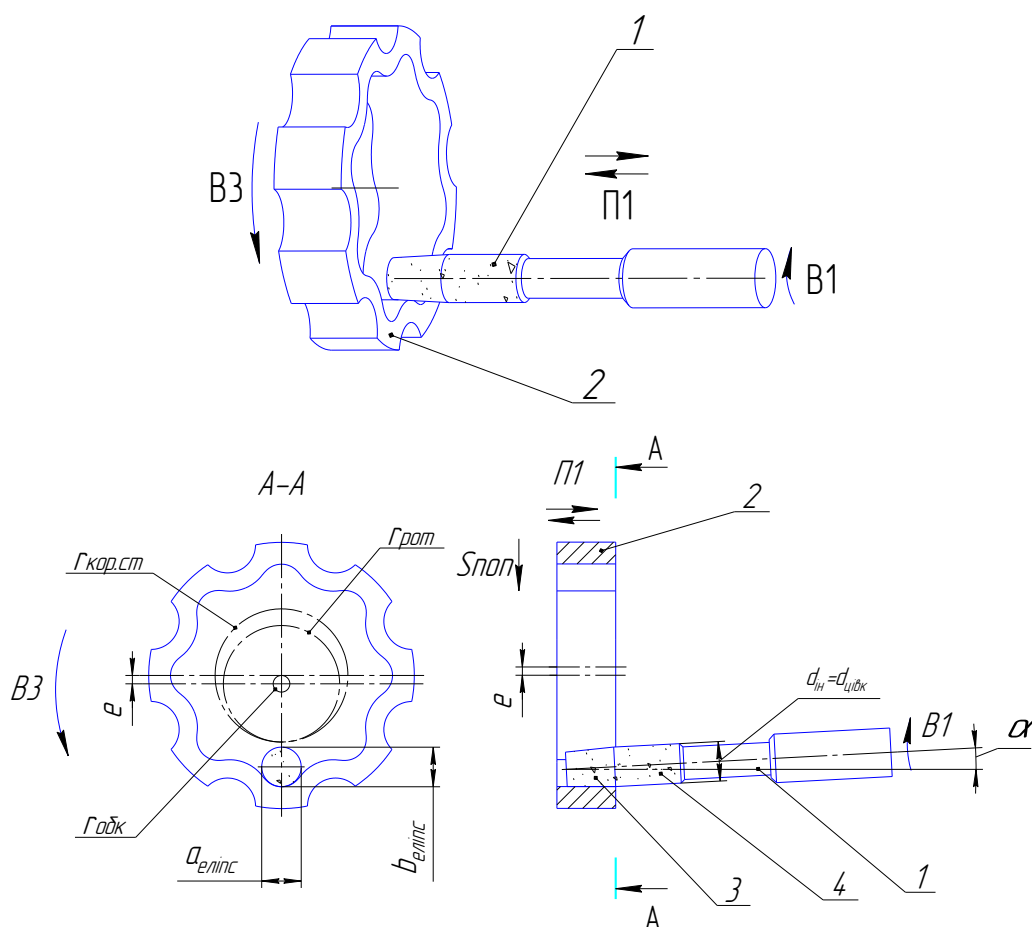


Рис. 4.8 Спосіб шліфування конічно-циліндричним кругом: 1- інструмент; 2- оброблюване колесо; 3- конічна частина шліфувального круга; 4- циліндрична частина шліфувального круга; α - кут нахилу інструмента

Оброблюване колесо 1 виконує планетарний рух ($B3$), аналогічний рухові при роботі епіциклоїдальної передачі, а інструмент виконує рух обертання ($B1$) та зворотно-поступальний рух ($\Pi 1$). Вісь інструмента 1 розміщена під кутом α до вісі

оброблюваної деталі. Інструмент складається з двох геометричних тіл, які мають єдину вісь, одне з яких виконане у формі зрізаного конуса 3, більша основа якого переходить у циліндр 4, діаметр якого дорівнює діаметру цівки зовнішнього колеса.

При одночасному переміщенні й обертанні деталі та інструменту за рахунок різних центрів їх обертання змінюється відстань між ріжучою кромкою інструменту та центром обертання деталі і відтворюється формоутворюючий рух.

У перерізі, перпендикулярному до площині різання А-А на межі переходу конічної частини круга у циліндричну, циліндрична частина шліфувального круга являє собою еліпс, із малою a та великою b піввісями. Мала піввісь a дорівнює радіусу цівки зовнішнього цівкового колеса, а велика піввісь b максимально наближена до зазначеного радіуса. Величина відхилення залежить від кута зрізаного конуса. Залежність відхилення діаметра круга у площині нормального перерізу від кута зрізаного конуса визначається за формулою:

$$b_{еліпс} = \frac{d_{цвк}}{\cos \alpha}$$

Величини відхилення для різних діаметрів кругів та кута α представлено в додатку 1.

З додатку видно, що використовувати кут більше 3° недоцільно, через велику похибку дійсного значення діаметру формоутворюючої частини шліфувального круга.

Таким чином після правки інструмента у перерізі, перпендикулярному до площині різання зрізаний конус буде мати ті самі розміри, що й до правки із відомою допустимою величиною відхилення.

Графік залежності дійсної похибки круга від величини конуса представлено на рис. 4.9.

Спосіб шліфування може бути реалізований на внутрішньо шліфувальних верстатах в яких передбачена можливість повороту шліфувальної бабки. Вказані верстати оснащуються планетарним пристроєм завдяки застосуванню якого оброблювана деталь здійснює планетарний рух.

Недоліком способу є неточності профілю, пов'язані з тим, що формоутворюючий профіль інструмента є еліпсом. Це унеможливорює застосування

даного методу для кінцевої абразивної обробки, але його можна застосовувати, як попередній або напівчистовий.

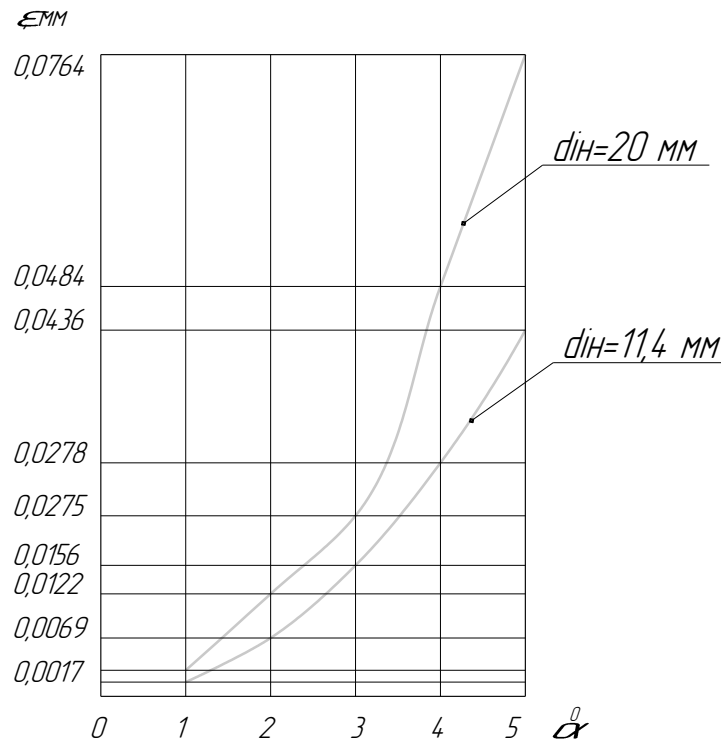


Рис. 4.9 Залежності дійсної величини похибки круга від значення кута конічної частини шліфувального круга

4.4 Висновки до розділу

При порівнянні епюр швидкостей ковзання профілів можна зробити висновок, що синусоїдальна передача із збільшеними кутами тиску має менші значення відносних швидкостей ковзання, та плавний перехід при зміні вектору відносної швидкості ковзання і, відповідно, це є певною перевагою.

Алгоритм визначення профілю інструментальної рейки дає можливість по аналогії до методик для евольвентних зачеплень спроектувати черв'ячну фрезу та черв'ячний шевр для формоутворення робочих профілів синусоїдальних зачеплень.

Для зменшення довжини контакту циліндричного шліфувального круга з оброблюваною поверхнею при шліфуванні робочих профілів епіциклоїдальних зачеплень, що приводить до пружних віджимів запропоновано новий спосіб шліфування конічно-циліндричним шліфувальним кругом.

РОЗДІЛ 5 ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ НА МОДЕРНІЗАЦІЮ ГІДРАВЛІЧНОГО НАСОСУ

Розглянемо витрати на виробництві, які матимуть місце при заміні традиційного евольвентного зачеплення гідравлічного насосу на синусоїдальне зачеплення.

5.1 Визначення витрат пов'язаних з конструкторсько-технологічною підготовкою виробництва

Визначаємо витрати на проектування (удосконалення) гідравлічного насосу:

$$B_{\text{пк}} = N_{\text{ор}} \cdot T_{\text{кон}} \cdot Z_{\text{сг.к.}} \cdot \left(1 + \frac{K_{\text{д}}}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{B_{\text{с}}}{100}\right) + H_{\text{в}}$$

де $N_{\text{ор}}$ - кількість найменувань оригінальних деталей, які входять до конструкції удосконаленого гідравлічного насосу, шт.;

$T_{\text{кон}}$ - сумарна кількість годин на розробку усіх видів конструкторської документації, яка в середньому припадає на одне найменування оригінальних деталей, год.;

$Z_{\text{сг.к.}}$ - середньо годинна заробітна плата конструктора, грн/год.;

$K_{\text{д}}$ – додаткова заробітна плата конструктора, %;

$B_{\text{с}}$ - відрахування у соціальні фонди від заробітної плати конструкторів, %;

$H_{\text{в}}$ - накладні витрати, грн.

$$B_{\text{пк}} = 7 \cdot 22 \cdot 45,46 \cdot \left(1 + \frac{10}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{22}{100}\right) + 3150,38 = 12545,51 \text{ грн.}$$

Визначаємо витрати на технологічну підготовку виробництва гідравлічного насосу:

$$B_{\text{т}} = N_{\text{ор}} \cdot T_{\text{тех}} \cdot Z_{\text{сг.т.}} \cdot \left(1 + \frac{K_{\text{д}}}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{B_{\text{с}}}{100}\right) + H_{\text{в}}$$

де $T_{\text{тех}}$ - сумарна трудомісткість технологічних робіт, які припадають на одне найменування оригінальної деталі;

$З_{\text{сг.т.}}$ - середньогодинна заробітна плата технолога, грн./год.

$$B_{\text{т}} = 7 \cdot 25 \cdot 42,98 \cdot \left(1 + \frac{10}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{22}{100}\right) + 3760,75 = 13689,13 \text{ грн.}$$

5.2 Визначення витрат на модернізацію гідравлічного насосу та обґрунтування його оптової ціни

Після визначення трудомісткості модернізації розраховуємо заробітну плату виробничих робітників:

$$З_{\text{ор}} = \sum_{i=1}^n C_{\text{г(i)}} \cdot T_{\text{(i)}}$$

де n – кількість і-тих видів робіт;

$C_{\text{г(i)}}$ – середньогодинна тарифна ставка робітників, які виконують і-тий вид робіт;

$T_{\text{(i)}}$ – трудомісткість і-го виду робіт, нормо-годин.

Наприклад, для механічної операції:

$$З_{\text{ор}} = 33,024 \cdot 2,9 = 95,77 \text{ грн.}$$

Визначення витрат на утримання та експлуатацію обладнання:

$$B_{\text{o}} = \sum_{i=1}^n (З_{\text{ор(i)}} \cdot \frac{П_{\text{во(i)}}}{100})$$

де $П_{\text{во(i)}}$ – процент витрат на утримання та експлуатацію обладнання по кожному і-му виду робіт за калькуляцією підприємства.

Наприклад, для механічної операції:

$$B_{\text{o}} = 95,77 \cdot \frac{285}{100} = 272,95 \text{ грн.}$$

Визначення цехових витрат:

$$B_{\text{цех}} = \sum_{i=1}^n (Z_{\text{ор}(i)} \cdot \frac{P_{\text{цв}(i)}}{100})$$

де $P_{\text{цв}(i)}$ – процент цехових витрат по кожному і-му виду робіт за калькуляцією підприємства.

Наприклад, для механічної операції:

$$B_{\text{цех}} = 95,77 \cdot \frac{132}{100} = 126,42 \text{ грн.}$$

Розрахунки за іншими видами робіт зведені в таблицю 5.1

Таблиця 5.1

**Трудовісткість виготовлення гідравлічного насоса
з синусоїдальним зачепленням**

Види робіт	Трудовісткість робіт, нормо-год	Середній розряд	Середньогодинна тарифна ставка робітників $Z_{\text{ор}}$, грн	Основна заробітна плата робітників $Z_{\text{ор}}$, грн	Витрати на утримання на експлуатацію обладнання, B_o		Загально-виробничі (цехові) витрати, $B_{\text{цех}}$	
					%	грн.	%	грн.
Ливарні	3,6	3	36,838	132,62	277	367,36	142	188,32
Ковальсько-штампувальні	3,3	3	33,472	110,46	245	270,63	123	135,87
Механічні	2,9	4	33,024	95,77	285	272,95	132	126,42
Термічні	1,8	3	36,838	66,31	310	205,56	182	120,68
Слюсарно-складальні	1,1	4	33,024	36,33	210	76,29	142	51,59
Фарбувальні	1,2	2	26,176	31,41	110	34,55	120	37,69
Пакувальні	1,5	2	24,224	36,34	110	39,97	120	43,61
Всього	15,4	-	-	509,24	-	1267,31	-	704,18

5.3 Визначення витрат на удосконалення гідравлічного насоса та обґрунтування його оптової ціни

Визначення повної собівартості модернізації гідравлічного насоса:

$$C_{\text{пов}} = M_o + M_d + P_n + B_n + T_b - B_{zb} + P_{\text{тех}} + E_{\text{тех}} + Z_{\text{ор}} + \\ + Z_{\text{др}} + B_c + Z_{\text{цп}} + B_o + B_{\text{цех}} + B_{\text{зав}},$$

де M_o, M_d – витрати на основні та допоміжні матеріали відповідно;

P_n – покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги сторонніх підприємств;

B_{zb} – зворотні відходи, які реалізуються, грн.;

B_n – напівфабрикати власного виробництва, грн.;

Розрахунки $M_o, M_d, P_n, B_{zb}, B_n$ зводимо до таблиці 5.2. У разі відсутності точних даних щодо витрат M_d та B_{zb} розрахунки виконуємо укрупнено у відсотках від M_o .

T_b – транспортно-заготовчі витрати, грн.;

$E_{\text{тех}}, P_{\text{тех}}$ – енергія та паливо, грн.;

$Z_{\text{др}}$ – допоміжна заробітна плата виробничих робітників, грн.;

Склад матеріальних витрат на удосконалення гідравлічного насосу

Таблиця 5.2.

Матеріали, покупні напівфабрикати та комплектуючі вироби	Одиниця	Витрати	Ціна, грн	Витрати на виріб, грн.
<u>Основні матеріали:</u> Алюмінієві чушки	кг	5	37	185
Стальні прутки	кг	2	29	58
Профільний прокат	кг	1,5	75	112,5
Всього основних матеріалів		8,5		355,5
<u>Покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби:</u> а) інші покупні манжета ущільнюючі резинки стопорне кільце гвинти		1 6 1 4	35 45 25 42	35 270 25 168
	шт.			
Всього покупних		12		498

Повна собівартість удосконалення гідравлічного насосу
з синусоїдальним зачепленням

Таблиця 5.3

№ п/п	Стаття калькуляції	Коротке позначення	Метод розрахунку, джерело інформації	Результат
1	Матеріали основні	M_o	таблиця 5.2	355,5
2	Матеріали допоміжні	M_d	4% від M_o	14,22
3	Покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств	P_n	таблиця 5.2	498
4	Транспортно-заготівельні витрати	T_b	6% від $(M_o + M_d + P_n)$	52,063
5	Зворотні відходи	$-B_{зв}$	5% від M_o	17,775
6	Напівфабрикати власного виробництва	B_n	таблиця 5.2	—
7	Паливо та енергія на технологічні цілі	$E_{тех}, P_{тех}$	74% від $З_{ор}$	620,489
8	Всього, матеріальні витрати			1522,497
9	Основна заробітна плата виробничих робітників	$З_{ор}$	таблиця 5.1	509,24
10	Додаткова заробітна плата виробничих робітників	$З_{др}$	10% від $З_{ор}$	50,92
11	Відрахування у соціальні фонди	B_c	22% від $(З_{ор} + З_{др})$	123,24
12	Відшкодування зносу інструменту та пристроїв цільового призначення, інші спеціальні витрати	$З_{цп}$	18% від $З_{ор}$	91,66
13	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання	B_o	таблиця 5.1	1267,31
14	Загальновиробничі витрати	$B_{цех}$	таблиця 5.1	704,18
15	Загальнозаводські витрати	$B_{зав}$	180% від $З_{ор}$	916,63
16	Виробнича собівартість об'єкта	$C_{вир}$	Σ п/п 8-15	5185,68

B_c – відрахування у соціальні фонди, грн.;

$Z_{цп}$ – відшкодування зносу інструменту та пристроїв цільового призначення, грн.;

$B_{зав}$ – узагальнені витрати підприємства, грн.

Визначаємо повну собівартість модернізації гідравлічного насосу:

$$C_{пов.пр.} = C_{пов.б.} - \sum_1^m C_{ан.пов.} + C_{пов.мод.}$$

де $C_{пов.б.}$ - повна собівартість базового гідравлічного насосу з евольвентним зачепленням, грн.;

m – кількість анульованих деталей та вузлів;

$C_{ан.пов.}$ - собівартість анульованих деталей, грн.;

$C_{пов.мод.}$ – повна собівартість деталей та вузлів, що удосконалюються.

$$C_{пов.пр.} = 5562,72 - (2763,6 + 2225,1) + 5185,68 = 5759,7 \text{ грн.}$$

Визначаємо ціну проектного і базового гідравлічного насосу:

$$Ц = C_{пов.} \cdot \left(1 + \frac{П_n}{100}\right)$$

$$Ц_б = 5562,72 \cdot \left(1 + \frac{20}{100}\right) = 6675,26 \text{ грн.}$$

$$Ц_{пр} = 5759,7 \cdot \left(1 + \frac{20}{100}\right) = 6911,64 \text{ грн.}$$

Розраховуємо балансову вартість:

$$Ц_{бал} = Ц \cdot (1 + K_{тр} + K_m)$$

де $K_{тр}=0,05$ – коефіцієнт на транспортування гідравлічного насосу;

$K_m=0,02$ – коефіцієнт на монтаж гідравлічного насосу.

$$\Phi_{бал.б} = 6675,26 \cdot (1 + 0,05 + 0,02) = 7143 \text{ грн.}$$

$$\Phi_{бал.пр} = 6911,64 \cdot (1 + 0,05 + 0,02) = 7395 \text{ грн.}$$

5.4 Розрахунок витрат споживача за увесь термін експлуатації гідравлічного насоса

Складова витрат споживача – витрати за увесь термін експлуатації виробу, що в багатьох випадках перевищує ціну придбання. Саме через низькі поточні витрати покупець часто купує більш дорожчий товар. Співвідношенням «якість/ціна споживання» оперують споживачі, визначаючи рейтинг товарів-конкурентів.

З вище наведених досліджень зрозуміло, що покращення характеристик гідравлічного насосу з синусоїдальним зачепленням має вплив на загальні показники якості і прогнозований рівень випускної ціни. Впливають вони і на поточні витрати споживача в сторону їхнього зниження.

Результати розрахунку величини експлуатаційних витрат за весь період функціонування гідравлічного насосу, виконані за методикою А.Є. Когута та В.І. Новожилова [14] представлено в таблиці 5.4.

5.5 Розрахунок показників порівняльної економічної ефективності

Визначаємо річний економічний ефект, який отримує виробник гідравлічного насосу [16]:

$$E_{pv} = ((C_{opt.pr.} - C_{пов.pr.}) - (C_{opt.б.} - C_{пов.б.})) \cdot P_v - E_n \cdot K_v$$

де $C_{opt.pr.}$, $C_{opt.б.}$ - відповідно оптова ціна удосконаленого та базового гідравлічного насосу, грн.;

$C_{пов.pr.}$, $C_{пов.б.}$ - повна собівартість удосконаленого та базового гідравлічного насосу, грн.;

P_v – програма виробництва виробів, шт./рік;

E_n - нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень;

K_v - затрати на проектування, грн.;

$$K_v = B_{пк} + B_{т}$$

Витрати споживача за весь строк служби гідравлічного насосу

Таблиця 5.4

Стаття витрат, показник	Умовне познач.	Формула для розрахунку	Результат по насосу	
			базовий	удоскона лений
1	2	3	4	5
1. Витрати споживача за перший рік експлуатації насоса, грн.: 1.1 Заробітна плата робітника на пошук та усування наслідків відмови, грн.	C_3	$C_3 = t_o \cdot C_{гг} \cdot K_H \cdot K_B$ де t_o - середня оперативна тривалість пошуку та усування наслідків відмови робітником 5-го розряду, люд.-год., ($t_o=1$ год); $C_{гг}$ – середня година тарифна ставка робітника 5-го розряду в ремонтних відділах, грн./год., ($C_{гг}=26,315$ грн/год.); K_H - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату ($K_H=1,5$); K_B - середня кількість відмов, що припадає на один насос.	5,999	7,184
1.2 Витрати на запасні частини для ремонту, грн.	C_d	$C_d = B_{сг} \cdot K_B$ де $B_{сг}$ - середня вартість запчастин, що найчастіше виходять з ладу, грн./відмов, ($B_{сг}=279,4$ грн/відмов)	44,145	50,851
1.3 Витрати на пересування трактора до ремонтної бази, пошук і доставку запчастин зі складу господарств, грн.	$C_{пд}$	$C_{пд} = (t_{п-з} + t_{оч}) \cdot B_r \cdot K_B$ де $t_{п-з}$ - підготовчо-заклучний час на від'єднання робочої машини, переїзд до місця ремонту і назад, підготовку до роботи ($t_{п-з}=0,3$ год); $t_{оч}$ – час очікування запчастин за умови наявності їх на складі господарства ($t_{оч}=1$ год); B_r - годинні витрати, пов'язані з експлуатацією трактора, грн. ($B_r=94,38$)	4,474	5,153

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5
1.4 Збитки господарства від простою виробу, грн.	$C_{\text{п}}$	$C_{\text{п}} = C_{\text{о}} \cdot (t_{\text{о}} + t_{\text{п-з}} + t_{\text{оч}}) \cdot K_{\text{в}}$ де $C_{\text{о}}$ – середні питомі збитки від простою сільгосптехніки під час польових робіт, грн. ($C_{\text{о}} = 187$ грн.)	67,956	78,278
1.5 Всього експлуатаційних витрат першого року, грн.	$B_{\text{е1}}$	Σ ст. 1.1 – 1.4	122,574	141,466
2. Нормативний термін служби насоса, років.	t	За даними паспортів насосів	4	6
3. Коефіцієнт приведення експлуатаційних витрат першого року використання насоса $B_{\text{е1}}$ до повних експлуатаційних витрат $B_{\text{е}}$	β	$\beta = \frac{1}{\alpha} [(1 + \alpha)^t - 1]$ де α – норматив приведення. Числові значення коефіцієнта β в залежності від величин α і t наведені в [18 табл. 15]	5,970	4,506
4. Величина експлуатаційних витрат за увесь період функціонування	$B_{\text{е}}$	$B_{\text{е}} = \beta \cdot B_{\text{е1}}$	731,767	637,446

де $B_{\text{пк}}$, $B_{\text{т}}$ – відповідно, вартість конструкторської та технологічної підготовки виробництва насосу.

$$K_{\text{в}} = 12545,51 + 13689,13 = 26234,64 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{рв}} = ((6911,64 - 5759,7) - (6675,26 - 5562,72)) \cdot 500 - 0,16 \cdot 26234,64$$

$$E_{\text{рв}} = 15500 \text{ грн}$$

Річний економічний ефект, який отримує підприємство споживач:

$$E_{p.c.} = (B_{\text{прив}}^{\text{б}} - B_{\text{прив}}^{\text{пр}}) \cdot N_d$$

де $B_{\text{прив}}^{\text{б}}$, $B_{\text{прив}}^{\text{пр}}$ - відповідно приведені витрати у споживача на базовий і удосконалений гідравлічний насос;

N_d - річна норма випуску гідравлічних насосів.

Приведені витрати у споживача визначаються за формулою:

$$B_{\text{прив}} = B_e + 0,16 \cdot C_{\text{бал.}}$$

$$B_{\text{прив}}^{\text{б}} = 731,77 + 0,16 \cdot 7143 = 1874,65 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{прив}}^{\text{пр}} = 637,45 + 0,16 \cdot 7395 = 1820,65 \text{ грн.}$$

$$E_{p.c.} = (1874,65 - 1820,65) \cdot 5 = 270 \text{ грн.}$$

Строк окупності додаткових капітальних вкладень:

$$T_{\text{ок.в.}} = \frac{K_v}{((C_{\text{опт.пр.}} - C_{\text{пов.пр.}}) - (C_{\text{опт.б.}} - C_{\text{пов.б.}})) \cdot P_v}$$

$$T_{\text{ок.в.}} = \frac{26234,64}{((6911,64 - 5759,7) - (6675,26 - 5562,72)) \cdot 500} = 1,3$$

$$T_{\text{ок}} = \frac{C_{\text{пр}} - C_{\text{б}}}{B_e^{\text{б}} - B_e^{\text{пр}}}$$

$$T_{\text{ок}} = \frac{7395 - 7143}{731,767 - 637,446} = 2,7$$

Як бачимо із розрахунків річний ефект становить 270 грн, а термін окупності 2,7 р. Зважаючи на результат можна зазначити, що для рядового традиційного споживача даного виду продукції (наприклад, використання насосу в гідравлічних системах сільськогосподарської техніки) не розкриє усі переваг удосконаленої конструкції насосу, але є області де зазначені переваги будуть беззаперечними.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У відповідності до поставлених задач в роботі отримано наступні результати.

Дослідження методик розрахунку евольвентних, синусоїдальних та евольвентних передач:

- методики розрахунку евольвентних зачеплень досліджені детально, представлені в різноманітних джерелах і дають можливість проектування внутрішнього та зовнішнього евольвентних зачеплень;
- методики розрахунку синусоїдальних зачеплень досліджені не достатньо, ті які описані в літературних джерелах мають обмеження по кількості зубців синусоїдальної передачі, тому в роботі отримано універсальні рівняння в параметричному вигляді, що дають можливість побудови робочих профілів деталей синусоїдального зачеплення із різними вхідними параметрами;
- методики розрахунку епіциклоїдальних зачеплень, які представлені в літературних джерелах дають можливість виконати усі необхідні розрахунки.

Дослідження способів виготовлення робочих профілів деталей евольвентних, синусоїдальних та епіциклоїдальних передач:

- для виготовлення робочих профілів деталей евольвентних зачеплень існує достатня кількість добре досліджених способів, що дає можливість широкого використання даного виду зачеплень у різноманітній техніці і не викликає складнощів при виготовленні;
- способи та інструменти для виготовлення робочих профілів деталей синусоїдальних зачеплень досліджені недостатньо, в літературних джерелах відсутня вичерпна інформація стосовно опису способів, методик проектування інструментів, це говорить про необхідність проведення досліджень в даному напрямку;
- для виготовлення робочих профілів деталей епіциклоїдальних зачеплень існує достатня кількість досліджених способів, але більшість способів використовують складні пристрої та інструменти. При використанні простих циліндричних абразивних кругів має місце обмеження розмірів інструменту, його контакт з оброблюваною поверхнею по усій довжині, наявність пружних віджимів, що знижує технологічні можливості способу.

Розробити напрямки реалізації технології обробки робочих профілів деталей передач:

- представлено алгоритм визначення профілю інструментальної рейки, що дає можливість по аналогії до методик для евольвентних зачеплень спроектувати черв'ячну фрезу та черв'ячний шевр для формоутворення робочих профілів деталей синусоїдальних зачеплень;
- для зменшення довжини контакту циліндричного шліфувального круга з оброблюваною поверхнею при шліфуванні робочих профілів епіциклоїдальних зачеплень, що приводить до пружних віджимів запропоновано новий спосіб шліфування кінечно-циліндричним шліфувальним кругом.

Крім цього в роботі виконано:

- порівняння епюр швидкостей ковзання профілів синусоїдальних передач із збільшеними та зменшеними кутами тиску, профілі із збільшеними кутами тиску мають менші значення відносних швидкостей ковзання, та плавний перехід при зміні вектору відносної швидкості ковзання і, відповідно, це є певною перевагою;
- виконано економічні розрахунки по удосконаленні гідравлічного насосу шляхом заміни евольвентного зачеплення на синусоїдальне, річний ефект становить 270 грн, а термін окупності 2,7 р.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Магістерська кваліфікаційна робота. Методичні вказівки до виконання магістерської кваліфікаційної роботи студента спеціальності «Технологія машинобудування», - Кіровоград: КНТУ, 2007.
2. Патент США US6769891B2 від 03.08.2004 р.
3. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 1/ Под.ред. А.Г.Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. 656 с., ил.
4. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2/ Под.ред. А.Г.Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. 496 с., ил.
5. Справочник металлиста. Том 2. Москва. Машгиз. 1958.
6. Егоров М.Е. и др. Технология машиностроения Учебник для вузов, изд. 2-е, доп. М., «Висш. Школа», 1976. 534 с. с ил.
7. Шишов, И.П. Цилиндричні передачі з арковими зубцями: моногр. / И.П. Шишов, П.Л. Носко, О.О. Рев'якіна. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2004. – 336 с
8. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова / А.В. Павленко [и др.]. – Киев: Техника, 1978. – 230 с
9. Борисов В.И. Общая методология конструирования машин – М.: Машиностроение, 1978 – 120 с.
10. Колчин А.В. Датчики средств диагностики машин. – М.: Машиностроение, 1984 – 112с., ил. (учебное пособие)
11. Аникин Ю.В. Синусное зацепление. Основы геометро-кинематической теории. Воронеж, ВГУ, 1975, 61 с.
12. Економічно та організаційно-планові розрахунки при обґрунтуванні доцільності розробки нових виробів //Укладачі: Журило І.В., Полтавець М.М. – Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – 40 с.
13. Журило І.В. Конкурентноспроможність нової продукції промислово-виробничого призначення: теоретичні аспекти, методика прогнозування та забезпечення: Монографія: - Кіровоград, ПВЦ «Мавік», 2007. – 186 с.
14. Когут А.Е., Новожилов В.И. Выбор экономических параметров машин при конструировании. – Л.: Машиностроение, 1974. – 128 с.
15. Охорона праці: навч. Посібник/ За ред. В. кучерявого.-Львів: Оріяна нова,-

2007.-368с.

16. Петрович Й. М., Захарчун Г. М. Організація виробництва: Підручник . Львів «Магнолі плюс», 2004.-400с.
17. Чумак М. Г., Махорт А. В., Махорт В.А. Ч 90 Фрезерна справа: пыдручник.-К.: либыдь, 2004-440с.
18. Левин А.И. Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков. – М.: Знание, 1966 – 464 с.
19. Грицай І. Є. Синусоїдальні зубчасті передачі як альтернатива традиційним передачам та новий метод їх виготовлення / І. Є. Грицай, Я. М. Литвиняк // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ» : сб. науч. тр. Темат. вып. : Проблемы механического привода. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2009. – № 19. – С. 43-52.
20. Патент 988477, Способ изготовления зубчатых колес / Шевцов Е. Н., Сергеев С. Т. ; заявитель Одесский ордена Трудового Красного Знамени политехнический институт. — № 3310839/25-08 ; заявл. 23.06.1981 ; опубл. 15.05.1983, Бюл. № 2, 1983.

ДОДАТКИ

Додаток 1

Відхилення дійсної величини діаметру круга від теоретичної для кутів від 1° до 5°

Діаметр цівки, мм	Величина конусу ріжучої частини інструменту, °				
	1	2	3	4	5
10	10,00152	10,0061	10,01372	10,02442	10,0382
10,5	10,5016	10,5064	10,51441	10,52564	10,54011
11	11,00168	11,0067	11,0151	11,02686	11,04202
11,4	11,40174	11,40695	11,41564	11,42784	11,44355
12	12,00183	12,00731	12,01647	12,0293	12,04584
13	13,00198	13,00792	13,01784	13,03174	13,04966
14	14,00213	14,00853	14,01921	14,03419	14,05348
15	15,00228	15,00914	15,02059	15,03663	15,0573
16	16,00244	16,00975	16,02196	16,03907	16,06112
17	17,00259	17,01036	17,02333	17,04151	17,06494
18	18,00274	18,01097	18,0247	18,04395	18,06876
19	19,00274	19,01158	19,02607	19,0464	19,07258
20	20,00305	20,01219	20,02745	20,04884	20,0764
21	21,0032	21,0128	21,02882	21,05128	21,08022
22	22,00335	22,01341	22,03019	22,05372	22,08404

Додаток 2

Розрахунок конструктивних елементів фрези

Вихідні дані

Найменування	Позначення	Одиниці виміру	Чисельне значення	Джерело інформації
Модуль	m	мм	4,5	Креслення зубч. колеса
Товщина зуба колеса	$S_{д1}$	мм	7,56	Креслення зубч. колеса
Висота зуба	h	мм	5,76	Креслення зубч. колеса
Падіння затилка	K	мм	3	[8.ст.79]
Число заходів фрези	a		1	[8.ст.79]
Величина припуску	ΔS	мм	0	[8.ст.79]
Зовнішній діаметр фрези	D_{eu}	мм	80	[8.ст.79]
Кут підйому гвинтової лінії	ω		4°13'	Креслення зубч. колеса

Результати розрахунку

№ п/п	Визначаємий параметр	Розрахункова формула	Розрахунок
1	Модуль нормалі	$m_u = m$	4,5
2	Крок по нормалі	$t_u = \pi m_u$	$t_u = 3,14 \cdot 4,5 = 14,13$
3	Розрахункова товщина зубця по нормалі	$S_u = t_u - (S_{\partial 1} + \Delta S)$	$S_u = 14,13 - (7,56 + 0 = 6,57)$
4	Висота зубця фрези	$h_u = h + 0,3m$	$h_u = 5,76 + 0,3 \cdot 4,5 = 7,11$
5	Радіус закруглення	$r_1 = r_2 \approx (0,25 \div 0,3)m$	$r_1 = r_2 = 0,3 \cdot 4,5 = 1,35$
6	Число зубців фрези	$z_u = 1,3 \frac{360^\circ}{\varphi}$ $\cos \varphi = \frac{D_{eu} - 2h_u}{D_{eu}}$	$z_u = 1,3 \frac{360^\circ}{36} = 13$ $\cos \varphi = \frac{80 - 2 \cdot 7,11}{80} = 0,822$
7	Діаметр початкового кола	$d_{\partial u} = D_{eu} - 2h'_u - 0,1K$	$d_{\partial u} = 80 - 2 \cdot 7,11 - 0,1 \cdot 3 = 65,48$
8	Кут підйому витків фрези	$\sin \omega = \frac{m_u a}{d_{\partial u}}$	$\sin \omega = \frac{4,5 \cdot 1}{65,48} = 3^\circ 26' 23''$
9	Крок по вісі між двома витками	$t_{oc} = \frac{t_u}{\cos \omega}$	$t_{oc} = \frac{14,13}{\cos 3^\circ 26' 23''} = 14,15$
10	Хід витків по вісі фрези	$t_x = t_{oc} a$	$t_x = 14,15 \cdot 1 = 14,15$
11	Осьовий крок гвинтової лінії стружкових каналок	$T = t_{oc} \operatorname{ctg}^2 \omega$	$T = 14,15 \cdot \operatorname{ctg}^2 3^\circ 26' 23'' = 3913,3$
12	Кут встановлення фрези на верстаті	$\psi = \beta_\partial \alpha \pm \omega$	$3^\circ 26' 23''$