

ВСТУП

Розвиток гідравлічних мереж потужних гірничих машин та збагачувального обладнання, впровадження безперервних технологічних процесів у гірничо-переробній галузі промисловості потребують розробки та промислового освоєння великої номенклатури насосного обладнання для різних умов.

Особливе місце при побудові гідравлічних мереж належить гвинтовим насосам універсального застосування для перекачування змащувальних і енергетичних рідин, та мають широкий діапазон подач від 0,11 до 280 л/с (від 0,4 до 1000 м³/год) та тиску до 25 МПа. Такі насоси є надійними в роботі, простими за конструкцією, що мають високий ККД, малі габарити та масу.

Одна з головних проблем розвитку сучасних гідравлічних машин для гірничих машин полягає у впровадженні новітніх методів їх проектування, перспективних технологій їх виробництва, в енерго- та ресурсозбереженні, підвищенні термінів зберігання, ефективності та надійності роботи у важких умовах їхньої експлуатації. Насамперед це стосується силового гідравлічного приводу, який широко застосовується у гірничому обладнанні. Впровадження нових методів проектування силового гідравлічного приводу, і навіть перспективних технологій його виробництва, у сучасних умовах означає широке використання систем його. Це, зокрема, стосується і елементів і агрегатів силового гідравлічного приводу. Розробка методів математичного забезпечення САПР силового гідравлічного приводу, впровадження цих методів у практику проектування та виробництва гідроприводу дозволить замінити частину дорогих натурних випробувань гідравлічних елементів, машин та агрегатів розрахунками на обчислювальних машинах та сприятиме швидкому вибору оптимальних рішень конструкторських завдань.

Автоматизоване проектування елементів і агрегатів гідравлічного обладнання приводу значною мірою підвищує вимоги не тільки до точності розрахунків на ЕОМ характеристик робочих процесів, що відбуваються при

експлуатації зазначеного обладнання, але й до ефективності апарату математичного забезпечення САПР силового гідравлічного приводу, до якого, у свою чергу, пред'являються такі вимоги: – рівняння, що використовуються у цих системах, повинні мати уніфіковану структуру, що забезпечує їх ефективне використання для розрахунків різних елементів та агрегатів гідравлічних систем на всіх режимах їх роботи.

Отже дослідження процесу роботи одногвинтових насосів у гідроприводах гірничих машин та визначення раціональних параметрів таких насосів є **актуальним науково-технічним завданням.**

Метою роботи є покращення режиму роботи гідромереж гірничих машин за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів одногвинтових насосів.

Об'єкт досліджень – процес роботи одногвинтового гідронасосу насосу.

Предмет дослідження – параметри гвинтової пари насосу.

1. АНАЛІЗ ОДНОГВИНТОВИХ НАСОСІВ

1.1. Аналіз конструкцій одногвинтових насосів

Перша згадка про одногвинтові насоси відноситься до 1930, коли в ряді країн був опублікований патент французького інженера Рене Муано [15, 16].

Для одногвинтових насосів характерні високооборотність, відсутність клапанів, рівномірність подачі, велика здатність всмоктування і високий ККД. Одногвинтові насоси є практично єдиним типом роторних насосів, що забезпечує велику довговічність при перекачуванні рідин, що містять механічні домішки і не мають змащувальні здібності. Це досягається конструкцією робочих органів (наявністю еластичної обойми та зносостійкого гвинта) та самим принципом дії насоса. У промислових каталогах зазначено до 300 видів рідин, емульсій та паст, які ефективно перекачуються одногвинтовими насосами [15, 16].

Область застосування будь-якого типу насосів характеризується великою кількістю параметрів: полем подач і напорів (тисків), характеристиками рідини, що перекачується (щільністю, температурою, в'язкістю, хімічною агресивністю, вмістом твердих частинок і т.п.), конструктивно - експлуатаційними особливостями (насоси виносні, занурювальні, скважні, пересувні та ін.) [15, 16].

Поле подач і тисків $Q - p$ одногвинтових насосів, що випускаються світовою промисловістю (рис.1.1) починається від декількох літрів на годину і розповсюджується до сотень кубометрів на годину, по тиску від 0,1 до 10 МПа [15, 16].

Одногвинтові насоси мають найбільшу питому швидкохідність серед насосів об'ємного типу і поруч із вихровими насосами займають по швидкохідності прикордонну область між об'ємними і динамічними насосами [15, 16].

Одногвинтові насоси призначені для роботи у широкому діапазоні частоти обертання. Тому поряд з подачею насоса в одиницю часу важливим параметром є геометрична подача на один оберт ротора - робочий об'єм V (або геометрична подача при повороті ротора на один радіан - характерний обсяг q). Робочий об'єм та найбільший тиск визначають типорозмір насоса (рис. 1.2) [15, 16].

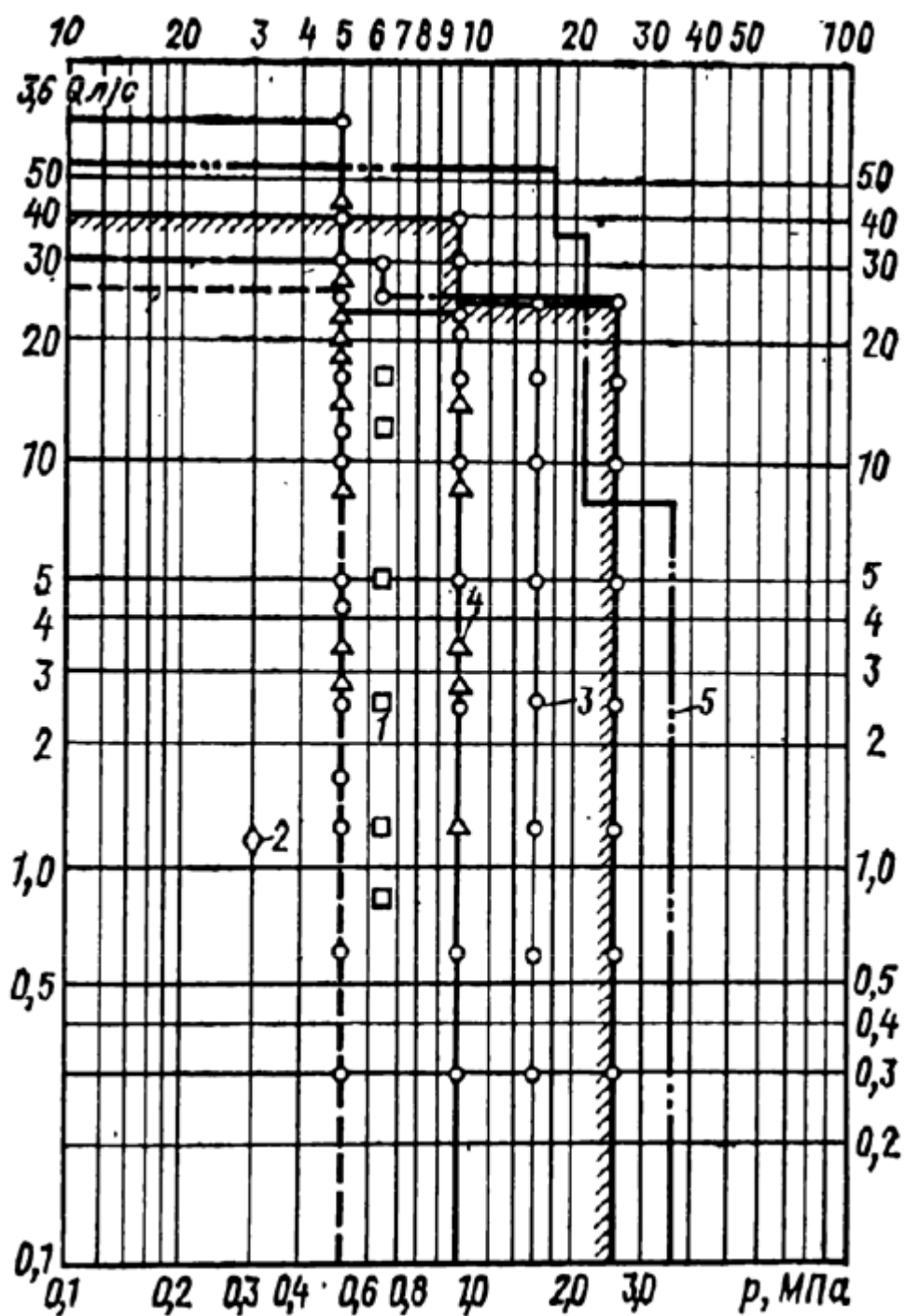


Рис 1.1 – Поле Q - p одnogвинтових насосів [15, 16]

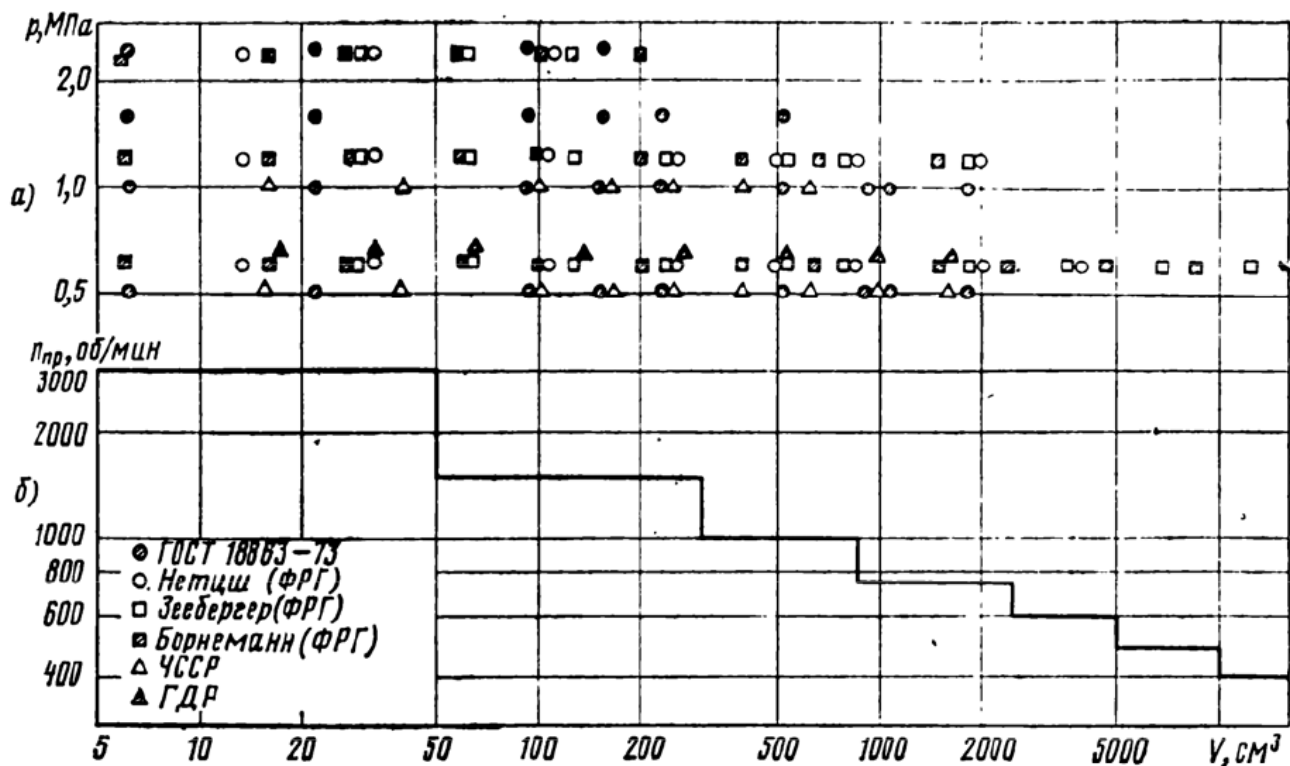


Рис 1.2 - Залежність найбільшого тиску (а) та найбільшої частоти обертання (б) одногвинтових насосів від робочого об'єму [15, 16]

У полі подач і тисків $Q - p$ одногвинтові насоси мають вищий ККД, ніж вихрові або багатоступінчасті відцентрові насоси, менші габарити і масу, ніж плунжерні насоси [15, 16].

Головною перевагою одногвинтових насосів є широкий діапазон застосування за параметрами рідини, що перекачується [15, 16].

Розглянемо деякі параметри рідини, що перекачується, і їх вплив на конструкцію і характеристики насосів різного типу [15, 16].

В'язкість істотно впливає як у трубопроводах, так і всередині насоса. Підвищення в'язкості при значенні числа $Re < 2300$ тягне за собою пропорційне підвищення втрат на тертя рідини. Це призводить до того, що в динамічних насосах різко знижується напір і зростає споживана потужність. Тому кінематичну в'язкість рідини, що перекачується цими насосами, обмежують величиною приблизно $1 \text{ см}^2/\text{с}$ [15, 16].

В об'ємних насосах теоретичних обмежень збільшення в'язкості рідини, що перекачується, немає. Будь-який об'ємний насос за належних умов на вході може перекачати рідину будь-якої в'язкості. Однак більшість типів об'ємних насосів потребують спеціальних конструктивних рішень для перекачування рідин високої в'язкості. Так, у поршневих насосах виконують спеціальну конструкцію всмоктувального тракту і клапанів, у шестеренних - особливу конструкцію корпусу і т. д. Але навіть ці заходи для деяких насосів через їх конструктивні особливості обмежують зростання в'язкості. Наприклад, у насосах, де рідина, що перекачується, підводиться для змащування підшипників через спеціальні свердління, діаметр цих свердлінь і, отже, величину в'язкості, можна збільшувати лише до якоїсь межі. Це відноситься до шестеренних, тригвинтових та інших типів насосів [15, 16].

За своєю конструкцією не мають жодних явних обмежень по в'язкості лише одно-, двогвинтові та коловратні насоси. Ці насоси допускають і зменшення в'язкості, так як підшипники у них винесені з гідравлічної частини і не змащуються рідиною, що перекачується. При роботі на рідинах малої в'язкості одnogвинтові насоси в порівнянні з двогвинтовими та коловратними мають ту перевагу, що їх статор, як правило, виготовлений з гуми і дозволяє застосовувати менші зазори і, отже, допускати менші витіку [15, 16].

На рис. 1.3 зображена область застосування насосів різного типу в залежності від в'язкості рідини, що перекачується. Графік побудований в координатах Па. Обидві величини входять до критеріїв подібності для динамічних і об'ємних насосів. Таким чином, поле $n_s - Re$ служить важливим доповненням до області поширення насосів, що характеризується полем $Q - p$. Безрозмірні координати дозволяють врахувати режимні параметри насоса (подачу, тиск, частоту обертання), і деякі параметри рідин, що перекачуються (щільність і в'язкість) [15, 16].

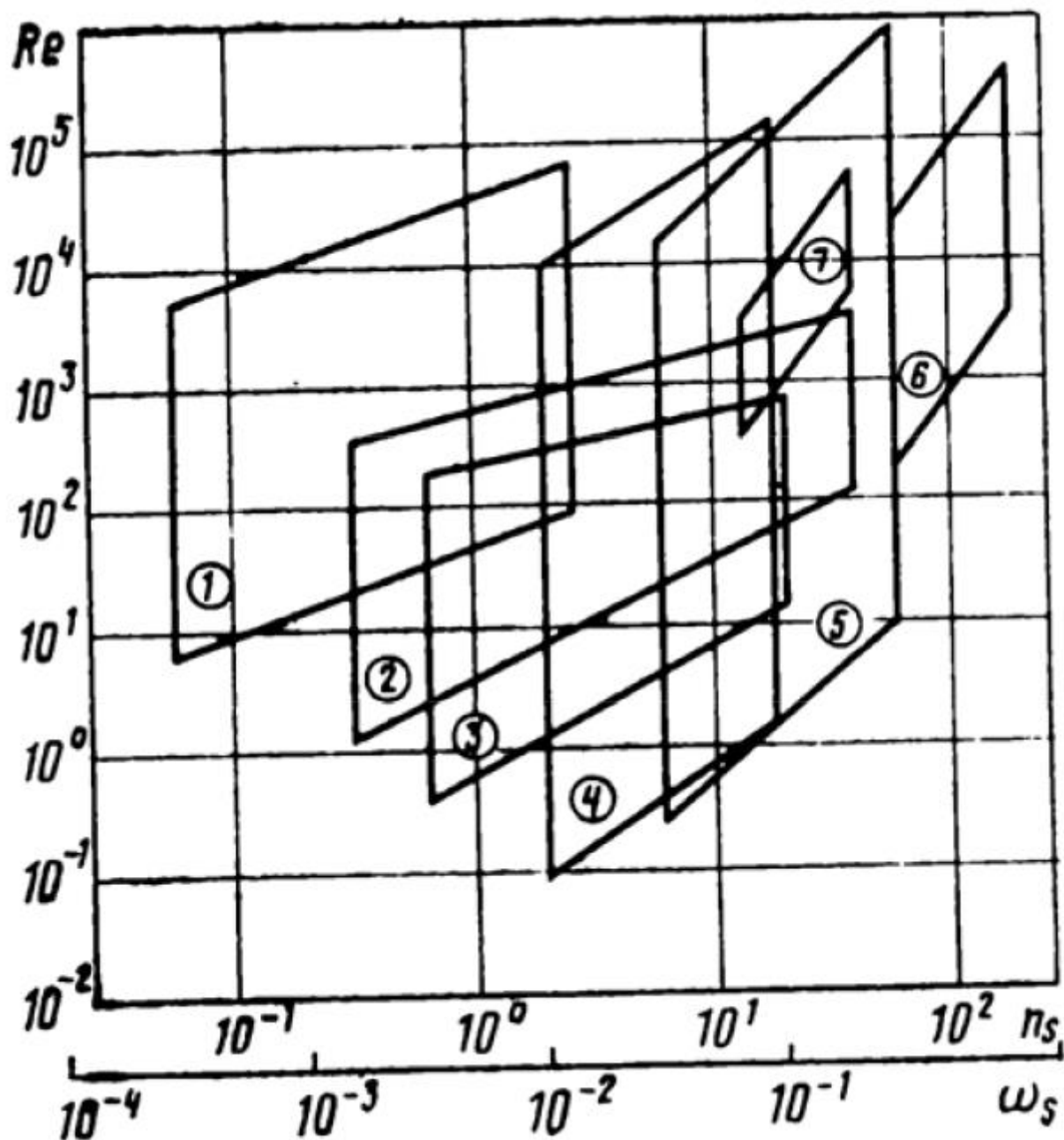


Рис. 1.3 - Поле n_s - Re різних типів насосів [15, 16]: 1 - триплунжерних; 2 - тригвинтових; 3 - шестеренних; 4 - одногвинтових; 5 - двогвинтових; 6 - консольних; 7 - вихрових

Одногвинтові насоси за принципом дії та конструкції відносяться до роторно-обертальних гвинтових насосів [15, 16].

Відповідно до загальної теорії роторних насосів основні елементи насоса такі [15, 16]:

статор - нерухомий робочий орган, що має по кінцях приймальну (всмоктувальну) і вихідну (напірну) камери;

ротор - робочий орган, що обертається навколо нерухомої осі, пов'язаний з приводним валом гідромашини;

замикач - робочий орган, що герметично стикається зі статором і ротором, і розділяє приймальну камеру.

В одногвинтовому насосі замикач зупинений і поєднаний зі статором, вісь ротора здійснює рух орбітальною траєкторією, рухомим елементом є ротор, що здійснює планетарний рух. У технічній та особливо патентній літературі такі механізми часто називають героторними. В одногвинтовому насосі ротор називають гвинтом, а статор - обоймою. Робочі органи насоса є гвинтовою парою з внутрішнім зачепленням [15, 16].

Незважаючи на свою специфіку, гвинт та обойма одногвинтового насоса задовольняють основним умовам профілювання математично ущільнених гвинтів [15, 16].

Для створення в гвинтовому насосі робочого об'єму у вигляді шлюзів, теоретично герметично відокремлених від всмоктувальної та напірної камер, необхідно і достатньо виконання наступних умов [15, 16]:

1) гвинтові поверхні стикаються по лінії, що безперервно відокремлює область нагнітання від області всмоктування;

2) нормаль у точці дотику гвинта та обойми проходить через полюс зачеплення;

3) число зубів (західність) обойми має бути на одиницю більше від числа зубів (західності) гвинта z_2 [15, 16]:

$$z_1 = z_2 + 1 \quad (1.1)$$

4) відношення ходів обойми T і гвинта t має бути пропорційне відношенню числа зубів [15, 16]:

$$T/t = z_1/z_2 \quad (1.2)$$

5) робоча довжина гвинта [15, 16]:

$$1 \geq T \quad (1.3)$$

Відношення чисел зубів гвинта та обойми [15, 16]:

$$i = z_2/z_1 \quad (1.4)$$

Робочий процес насоса визначається взаємодією його робочих органів — гвинта та обойми — у їхньому відносному русі [15, 16].

Для виконання робочого процесу насоса необхідно, щоб при обертанні приводного валу в кожному поперечному перерізі відбувалися циклічні переміщення гвинта щодо обойми. Будь-який з робочих органів може бути нерухомим або здійснювати рух. У деяких схемах насосів обидва робочі органи здійснюють обертальний і планетарний рух одночасно. Оскільки для аналізу робочого процесу істотно тільки відносний рух робочих органів, то розглянемо найбільш поширений варіант: нерухома обойма і гвинт, що планетарно рухається [15, 16].

Кінематична пара гвинт-обойма в кожному поперечному перерізі може бути представлена у вигляді двох початкових кіл, одна з яких (пов'язана з гвинтом) обкатується всередині іншої (пов'язаної з обоймою) без ковзання з постійною кутовою швидкістю. Теоретично можна створити одногвинтовий насос із робочими органами, сконструйованими з будь-яким кінематичним співвідношенням (рис. 1.4) [15, 16].

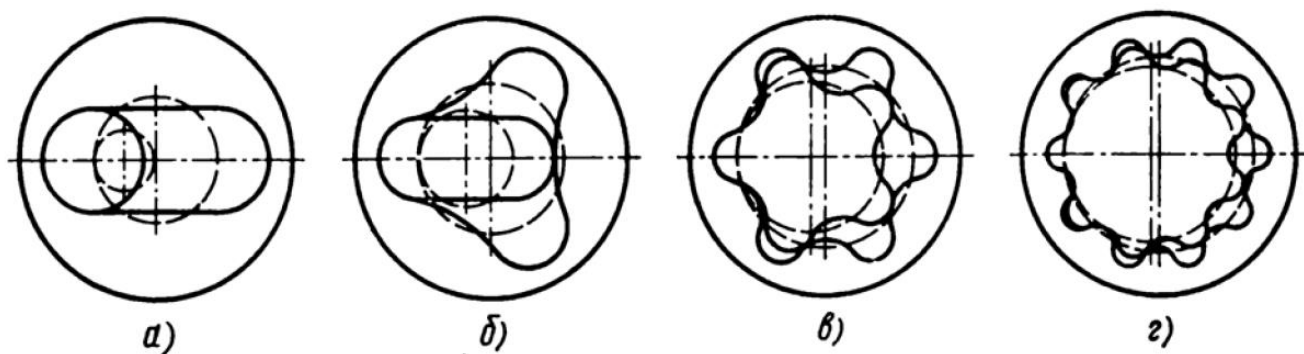


Рис 1.4 – Кінематичні схеми одногвинтових насосів [15, 16]: а – $i=1:2$; б – $i=2:3$; в – $i=5:6$; г – $9:10$

Для безперервного контакту пари гвинт-обойма і, отже, забезпечення роботи гідравлічної машини потрібно дотримання умов обкатки початкових кіл і виконання необхідних профілів гвинтових поверхонь [15, 16].

На рис. 1.4 штриховими лініями показані початкові кола гвинтів і відповідні обойми.

Зовнішнє коло - нерухоме. Так як осі гвинтів збігаються з центрами внутрішніх кіл, що здійснюють планетарний рух, то й сама вісь гвинта буде здійснювати планетарний рух. Точка кочення, що знаходиться на внутрішньому колі, яка котиться по нерухомому зовнішньому колу, буде переміщатися гіпоциклоїдою. Якщо діаметр кола, що котиться, дорівнює половині діаметра нерухомого кола, що має місце в механізмі з однозубим гвинтом, то гіпоциклоїда перетворюється на пряму лінію, рівну по довжині діаметру нерухомого кола [15, 16].

У загальному випадку контур вихідної гвинтової поверхні обойми утворюється як еквідистанта гіпоциклоїди, він складається з часток кола, з'єднаних гіпоциклоїдальними кривими. Профіль сполученої поверхні гвинта утворюється, як огинаюча вихідного профілю при коченні початкових кіл [15, 16].

Центр перерізу обойми збігається з центром зовнішнього кола обойми, а центр перерізу гвинта - з центром внутрішнього кола гвинта [15, 16].

Виняток становить однозахідний гвинт з кінематичним ставленням 1:2, що являє собою в перерізі однозубу шестерню, не симетричну щодо центру свого початкового кола. При цьому перетин гвинта перетворюється на коло, а перетин обойми — на симетричну фігуру з півколами на кінцях, з'єднаними відрізками прямих ліній [15, 16].

1.2. Аналіз геометрії одногвинтових насосів

Геометричні розміри робочої частини гвинта і обойми повністю визначаються:

- діаметром гвинта d ;
- ексцентриситетом e ;
- кроком t ;
- довжиною обойми l .

На рис 1.12 показано переріз гвинтової пари з кінематичним відношенням $i = 1 : 2$.

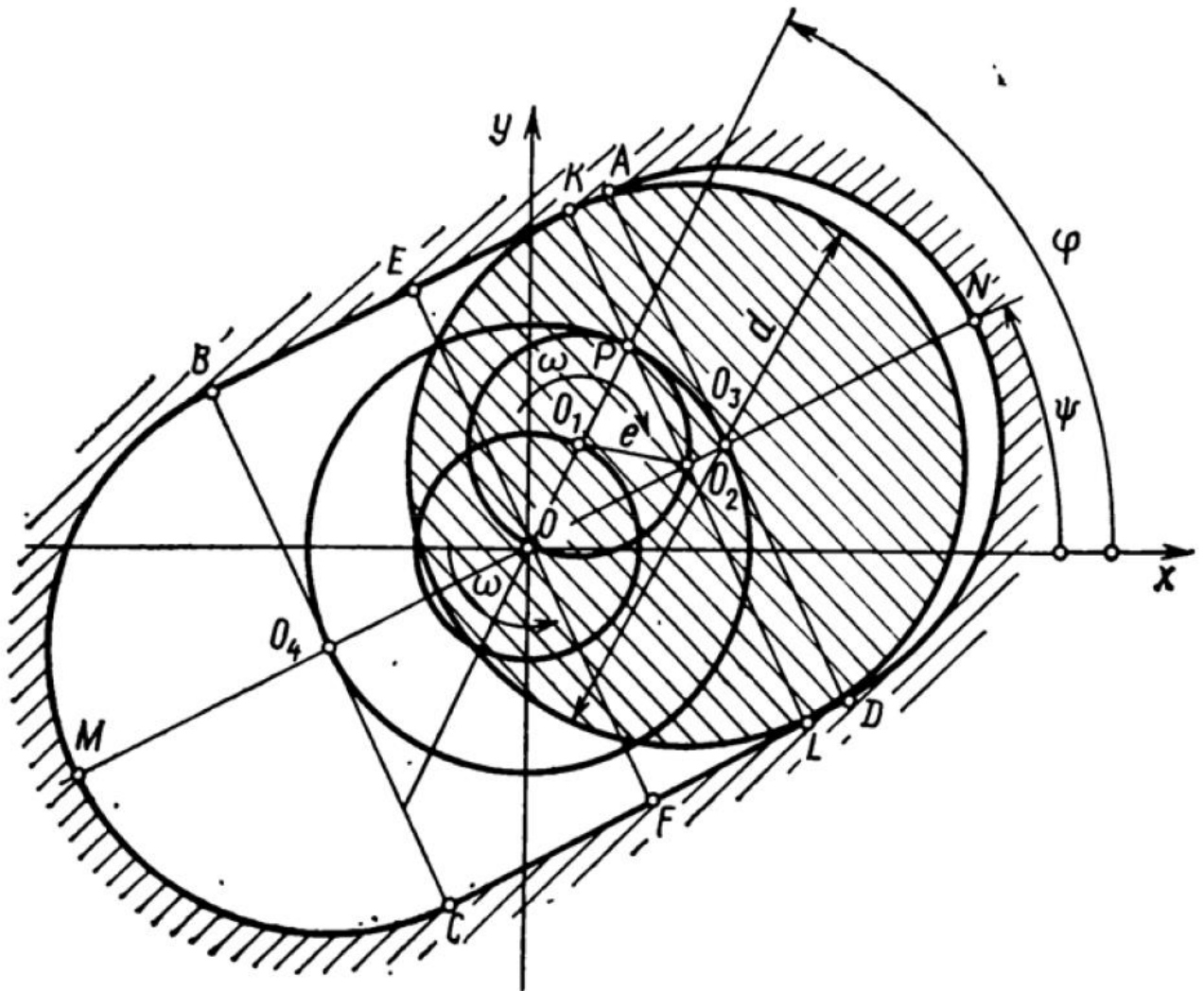


Рис 1.12 - Переріз гвинтової пари [15, 16]

В системі координат, зображеної на малюнку, точка O є слідом осі обійми, а контур обійми складається з відрізків прямих AB і CD і півкола з центрами O_3 і O_4 . Відстані OO_3 і OO_4 рівні між собою і рівні подвоєного Ексцентриситету $2e$. Радіуси півкола з центрами O_3 і O_4 рівні половині діаметра гвинта Π_2 [15, 16].

Точка O_1 (слід осі гвинта) переміщається по орбіті з центром P і радіусом e з переносною швидкістю обертання, позитивний напрямок якої на рис. 1.12 прийнято проти годинникової стрілки. Крапка O_2 - центр-січення гвинта. У відносному русі вона здійснює обертання навколо осі гвинта по колу радіусом e зі швидкістю мінус (про, спрямованої протилежно переносної швидкості обертання,

і поступово рухається по відрізку 0_30_4 . [15, 16]

Лінії контакту наочно представлені на рис. 1.13.

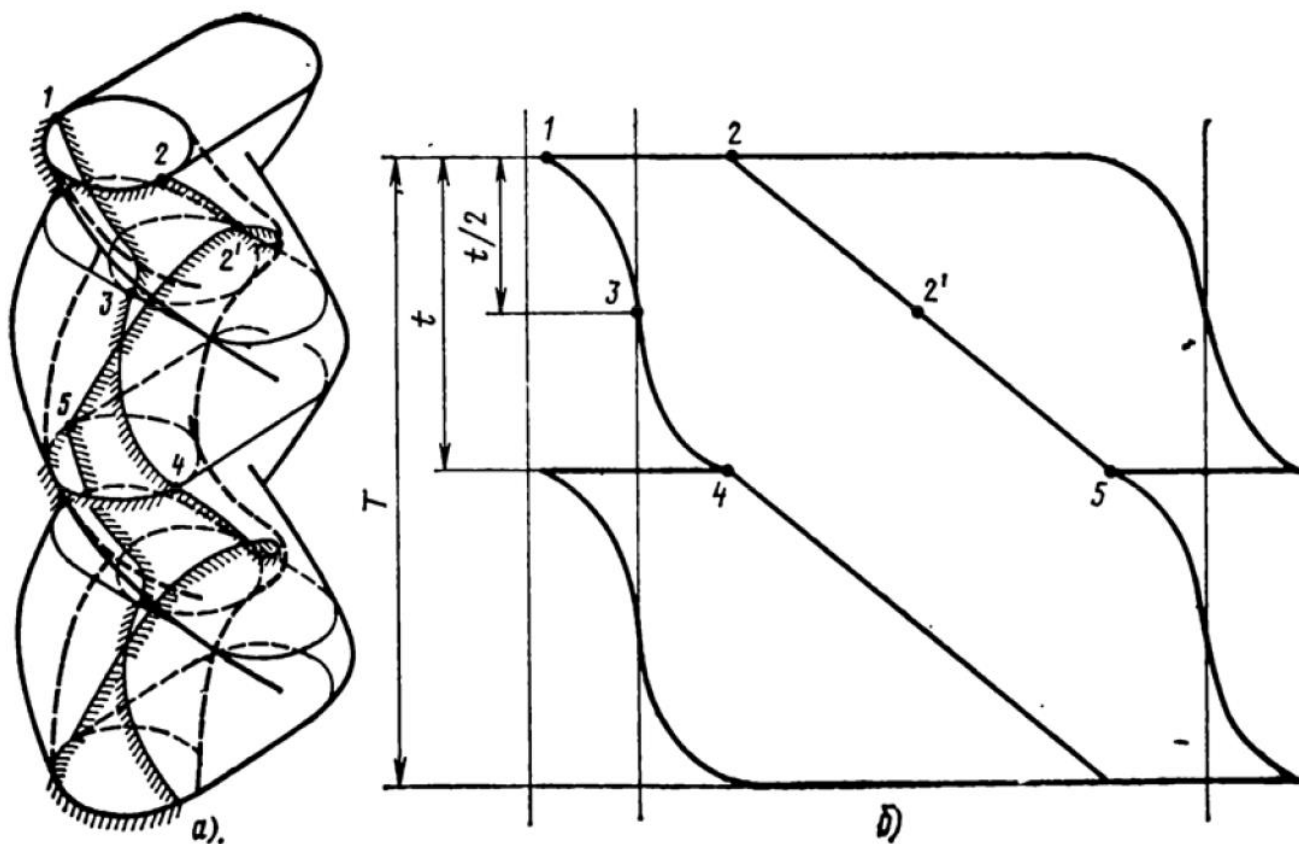


Рис 1.13 - Лінії контакту гвинта та обойми [15, 16]: а - просторове зображення; б - вид на розгортці; (T - хід обойми; t - хід гвинта)

Припустимо, що вісь z спрямована вниз, у верхньому початковому перерізі гвинт стосується обойми півкола 1—2. (Лінія контакту заштрихована). Далі з точки 1 та з точки 2 йдуть дві окремі гілки лінії контакту, що відповідають двом знакам. На рис. 1.1, які позначені цифрами 1—3—4 і 2—2'—5. На відстані ходу обойми $T = 2t$ початкового перерізу лінією контакту знову є півколо 4-5, що починає наступний період. Умови контакту поверхонь гвинта та обойми значною мірою визначають робочий процес насоса, тому розглянемо деякі геометричні характеристики лінії контакту [15, 16].

Оскільки внутрішня порожнина обойми є двозахідною гвинтовою поверхнею, в робочому органі насоса завжди є два ланцюги каналів, заповнених рідиною. Максимальна довжина каналу вздовж осі дорівнює кроку обойми. Площа

поперечного перерізу каналів є змінною. Під час роботи насоса два ланцюги каналів, заповнених рідиною, переміщуються вздовж осі робочих органів камери всмоктування до напірної камери [15, 16].

В камерах встановлюється тиск рідини, що дорівнює тиску нагнітання за вирахуванням гідравлічних втрат на шляху руху рідини (витік) із порожнини нагнітання до відповідної камери (рис. 1.14) [15, 16].

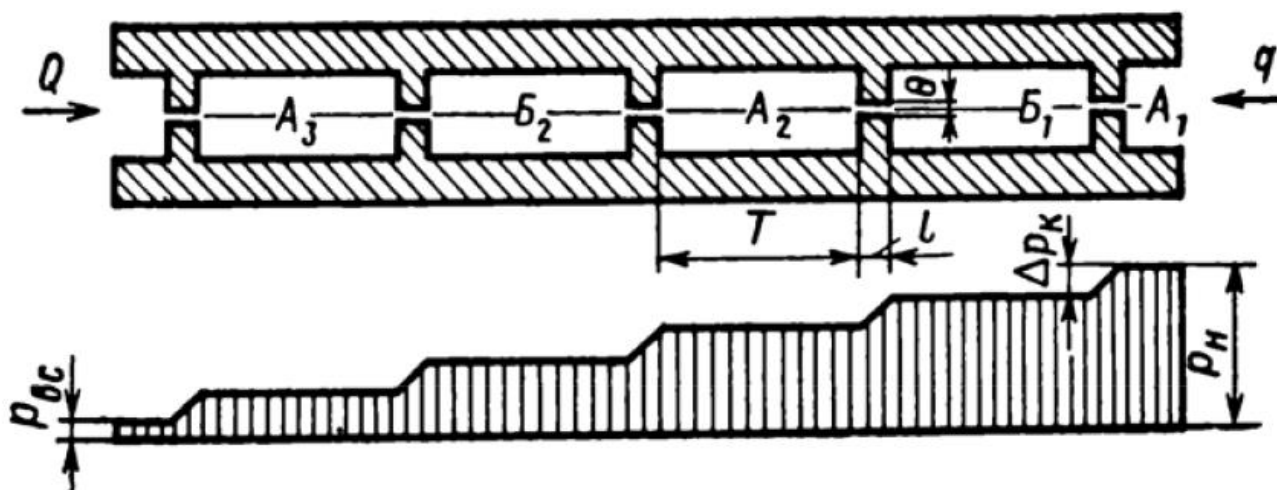


Рис 1.14 - Схема розподілу тиску в робочих органах насоса (Q - подача, q - витік, Δp_k - міжвитковий перепад тиску) [15, 16]

При сталості відносних розмірів робочих органів, натягів і проміжків між ними вздовж осі теоретично тиск наростає по довжині обойми рівномірно від камери всмоктування до камери нагнітання. У зв'язку з цим можна зробити висновок про те, що наростання тиску в каналах залежить від наступних факторів [15, 16]:

- положення каналу щодо напірної камери, іншими словами, від довжини лабіринту, що відокремлює цей канал від напірної камери;
- розмір, який у процесі роботи зазору між робочими органами насоса по лінії контакту.

Розглянемо гвинтові гідравлічні машини на базі багатозахідного геротичного механізму.

Буровий двигун, який є високо-моментною низькооборотною гідромашиною, органи якого виконані на базі багатозахідного героторного механізму, забезпечує

вигідне для умов буріння шарошечними долотами відношення обертаючого моменту двигуна до частоти обертання і високу питому моментність. Енергетичні характеристики двигуна в поєднанні з високою зносостійкістю та простотою конструкції характеризують цю машину як ефективний технічний засіб для буріння нафтових і газових свердловин [15, 16].

Хоча гідромашин, робочі органи яких спроектовані на базі багатозахідних героторних механізмів, притаманні всі викладені вище кінематичні особливості гвинтових насосів, вони мають і свої специфічні особливості [15, 16].

Для безперервного контакту пари гвинт-обойма і, отже, для автоматичного розподілу потоку в камерах і шлюзах робочих органів потрібно забезпечити умову обкатки початкових кіл зачеплення і необхідні профілі гвинтових поверхонь гвинта та обойми [15, 16].

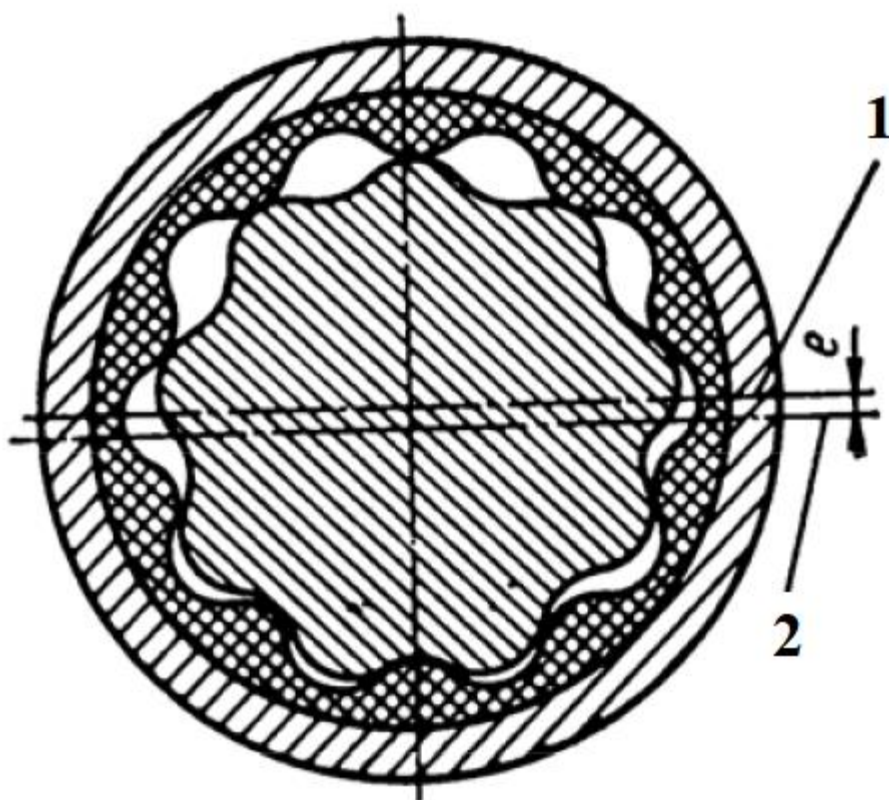


Рис 1.16 - Поперечний переріз багатозахідних робочих органів

Кінематично рух гвинта в парі з обоймою може бути представлений у вигляді кочення (без прослизання) його початкового кола радіусом по нерухомому колу обойми радіусом [15, 16].

На відміну від традиційних схем героторних механізмів з i 1:2, що характеризуються тим, що кутова швидкість відносного руху гвинта дорівнює кутовій швидкості переносного руху, розглянуті механізми є органічним поєднанням гідромашини і планетарного редуктора типу К-Н-У [15, 16].

Для зачеплення з різницею в числі зубів, що дорівнює одиниці, передатне відношення механізму дорівнює кількості зубів гвинта. Ця особливість багатозахідного героторного механізму визначає основні переваги: високий крутний момент, низьку частоту обертання і, отже, більш високий рівень відношення M/p , що визначає здатність навантаження гідродвигуна [15, 16].

Залежність відносних величин крутного моменту M , частоти обертання p і ексцентриситету механізму від заходності гвинта z_2 для геометрично подібних механізмів при однакових значеннях витрати рідини і перепаду тиску наведена на рис. 1.16 [15, 16].

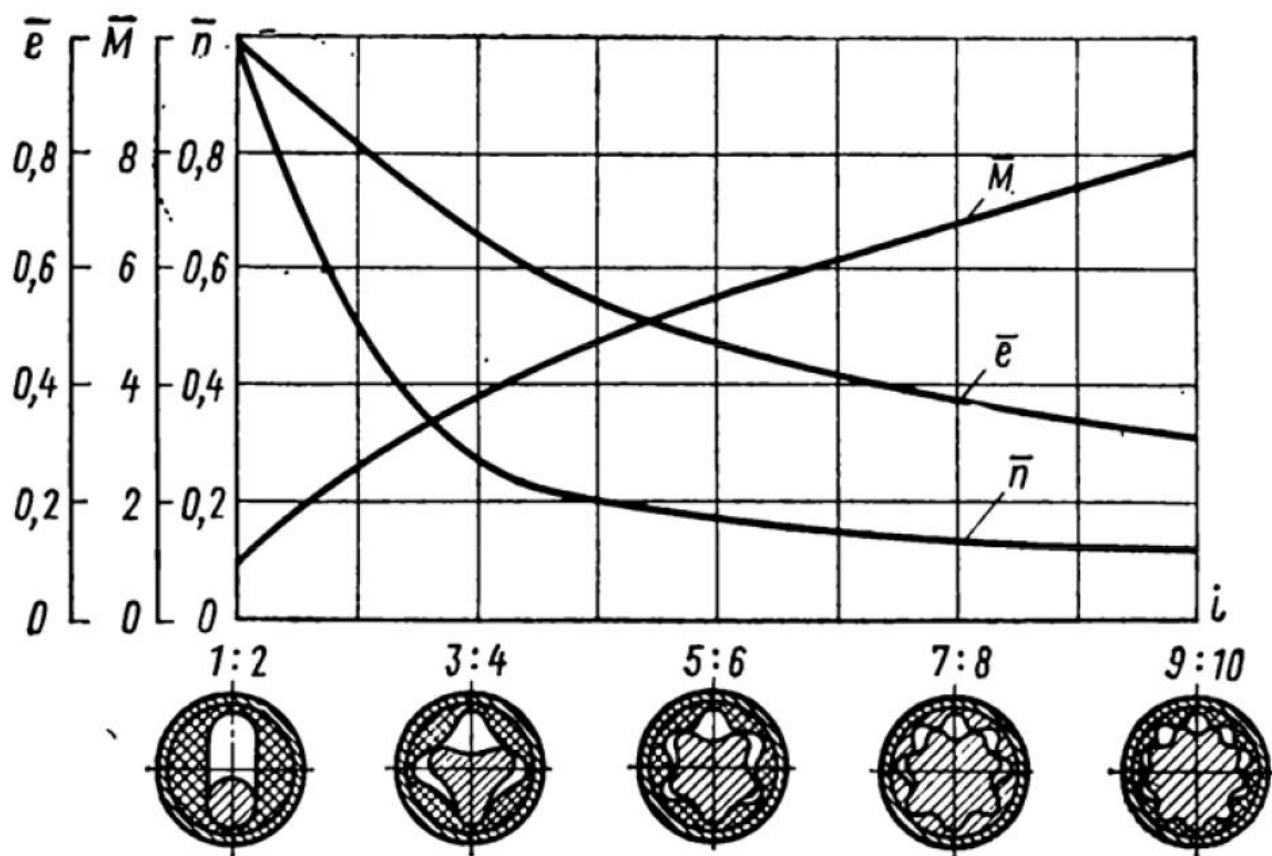


Рис 1.16 - Залежність крутного моменту, частоти обертання та ексцентриситету геометрично подібних гвинтових героторних механізмів від кінематичного відношення [15, 16]

Двигуни, спроектовані на базі малозахідних героторних механізмів, розвивають максимальні частоти обертання та мінімальні крутні моменти. Їхнє застосування виправдане при створенні частотного двигуна. У міру збільшення західності гвинта зростає крутний момент і зменшується частота обертання [15, 16].

Профілі гвинта та обойми в поперечному перерізі являють собою центроїдні та позацентроїдні циклоїдальні зачеплення. Вихідний профіль (гвинт - в епіциклоїдальному зачепленні, обойма - в гіпоциклоїдальному) отримують у вигляді еквідистанти укороченої троїди (епі-або гіпоциклоїди) [15, 16].

Аналіз показує, що застосування багатозаходних гвинтів механізмів дозволяє збільшити подачу насоса при постійній частоті обертання приводного валу та постійному контурному діаметрі робочих органів. При цьому знижується швидкість ковзання в парі гвинт-обойма, але підвищується швидкість руху рідини в каналах робочих органів. На рис. 1.17 Залежність відносних величин подачі Q (крива 1) швидкості ковзання $v_{ск}$ (крива 3) та швидкості руху ω рідини в каналах робочих органів насоса (крива 2) від західності ротора z_2 .

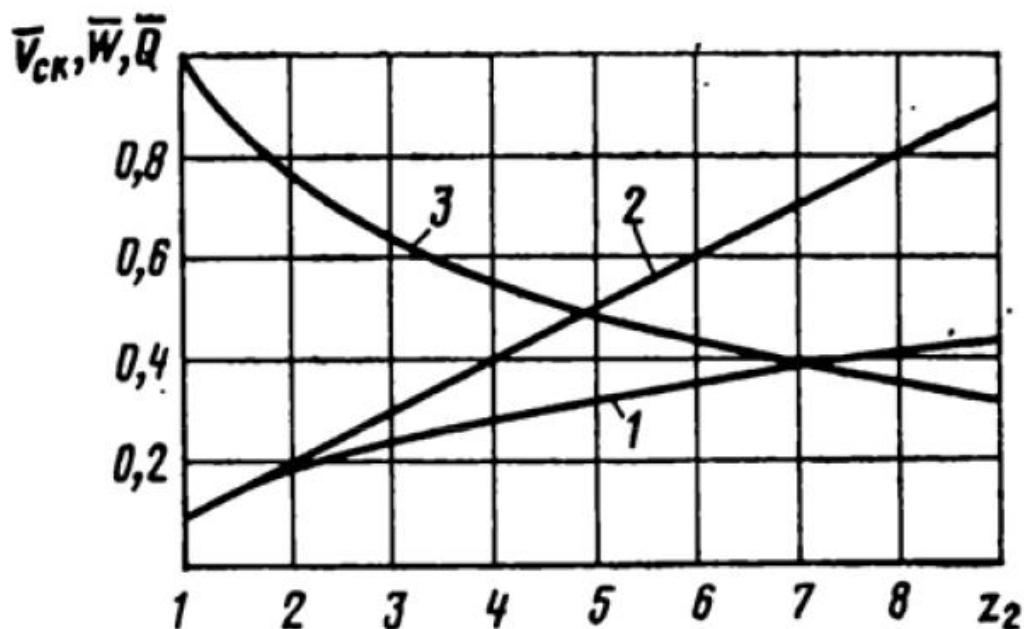


Рис 1.17 - Залежність відносних величин подачі Q (крива 1) швидкості ковзання $v_{ск}$ (крива 3) та швидкості руху ω рідини в каналах робочих органів насоса (крива 2) від західності ротора z_2 [15, 16]

Порівняльні дані дозволяють зробити висновок про те, що для певних певний практичний інтерес представляє порівняння параметрів насосів, що мають однакову подачу та контурний діаметр робочих органів, але різну частоту обертання приводного валу (рис. 1.18) [15, 16]. експлуатаційних умов використання багатозахідного гвинтового механізму в якості робочих органів насоса дає серйозні техніко-економічні переваги. Насамперед, для високонапірних насосів, призначених для перекачування забруднених рідин, насосів з відносно великою подачею рідини, а також занурювальних насосів [15, 16].

Єдиним серйозним недоліком цих насосів є зменшення здатності, що всмоктує, викликане відносно великою швидкістю руху рідини в каналах насоса.

Найбільші переваги гвинтових насосів з урахуванням багатозахідних механізмів виявляються під час використання робочих органів із кінематичним співвідношенням $i = 2:3; 3:4; 4:5$ та $5:6$ [15, 16].

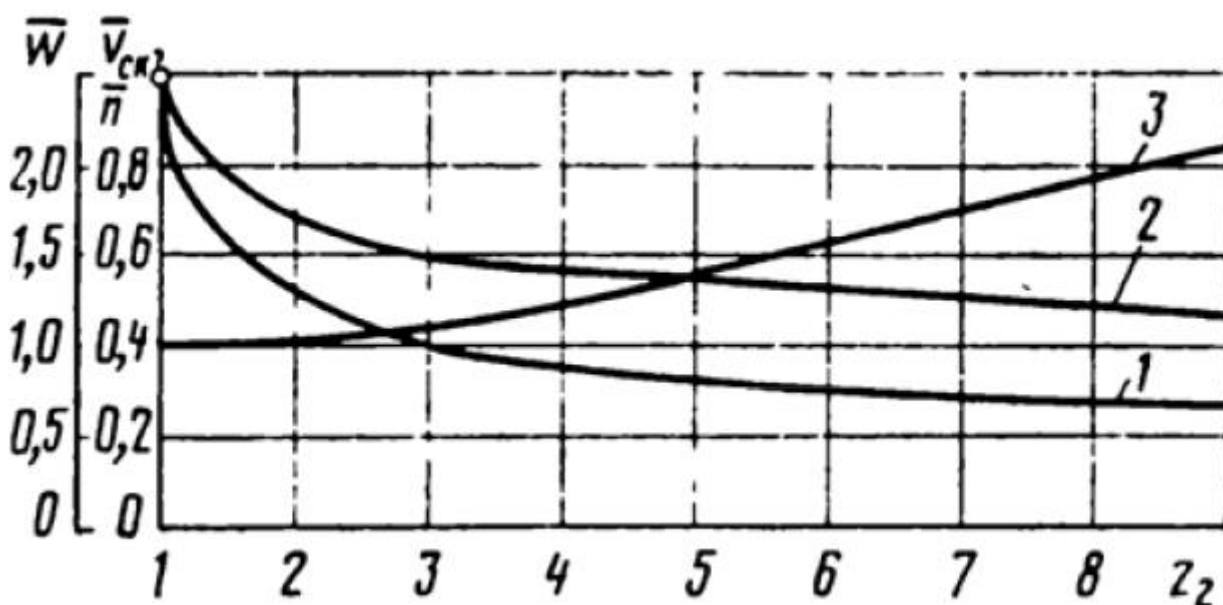


Рис 1.18 - Залежність частоти обертання n (крива 1), швидкості ковзання $v_{ск}$ (крива 2) та швидкості руху рідини ω (крива 3) від західності гвинта (для насосів, що мають однакову подачу) [15, 16]

Цікаві відомості щодо профілів зубів гвинтів насосів наведено у статтях [11, 14].

Колеса з циклоїдальним профілем характеризуються плавністю контуру, можливістю реалізації зачеплень з мінімальним числом зубів (включаючи одно- та двозахідні) без небезпеки підрізання профілю та можливістю створення передач внутрішнього зачеплення коліс з числами зубів, що відрізняються на одиницю (що використовується в планетарних редукторах і робочих органах). гідравлічних машин, компресорів та ДВС) [11, 14].

Циклоїдальний профіль має найбільш широкий діапазон зміни форми зубів, що дозволяє розробляти механічні передачі практично з будь-яким необхідним поєднанням чисел зубів і кривизни сполучених коліс. При використанні циклоїдального зачеплення з'являється можливість створення малозубих профілів одного знака кривизни (круглого, овального, трикутного з криволінійними гранями), що потрібне для розробки високоефективних роторних машин [11, 14].

Вихідний циклоїдальний профіль, що відноситься до зовнішнього або внутрішнього елемента зубчастої пари, утворюється від укорочених гіпо-і епіциклоїд; їх еквідистант; а також як огинаюча циклоїдальної рейки [17].

Позацентрорідний профіль, утворений від укороченої циклоїдальної кривої (коли виробляюча точка розташована не на колі, що котиться), набув найбільшого поширення в машинобудуванні.

Еквідистантний профіль, для якого характерні плавність контуру та безперервна зміна положення контактної точки на сполучених поверхнях статора та ротора (поєднання ковзання та кочення), знайшов повсюдне застосування в робочих органах одногвинтових насосів та гідродвигунів [12].

За співвідношенням чисел зубів (заходів) розрізняють циклоїдальні механізми з довільними числами зубів коліс та з числами зубів, що відрізняються на одиницю [12].

Варіант $z_1 - z_2 = 1$ для внутрішнього зачеплення застосовується у робочих органах роторних об'ємних машин з метою утворення ізольованих робочих камер, герметично відокремлених від входу та виходу [12].

За розташуванням профілів з внутрішнім зачепленням, числа зубів яких відрізняються на одиницю, можуть застосовуватися схеми, в яких колесо з меншим

числом зубів є внутрішнім або зовнішнім елементом [12].

Вибір варіанта однієї з цих схем при заданому вихідному профілі (епі-або гіпо-) визначається конструктивними вимогами машини, що проектується, і залежить від способу побудови сполученого профілю (як внутрішньої або зовнішньої огинальної) і співвідношення радіусів початкових кіл (центроїд) вихідного і сполученого профілів [12].

Циклоїдальний профіль має найбільш широкий діапазон зміни форми зубів, що дозволяє розробляти механічні передачі практично з будь-яким необхідним поєднанням чисел зубів і кривизни сполучених коліс. При використанні циклоїдального зачеплення з'являється можливість створення малозубих профілів одного знака кривизни (круглого, овального, трикутного з криволінійними гранями), що потрібне для розробки високоефективних роторних машин [12].

Варіант, коли більше зубів припадає на профіль статора, характерний для робочих органів гвинтових насосів (кінематичне відношення 1:2) і гідромоторів (3:4...9:10) з еквідистантним зачепленням, в той час як варіант, при якому статор має на одиницю менше зубів, ніж ротор, що знаходиться всередині нього, відноситься до відомих схем двигунів внутрішнього згоряння і компресорів з позацентроїдним нееквідистантним зачепленням і кінематичним відношенням 3:2 і 2:1 (рис. 1.15) [12].

За відносним рухом сполучених циклоїдальних профілів зубів розрізняють механізми [12]:

- зі змінними умовами торкання (коли точка контакту переміщається як за вихідним, так і сполученим профілем),
- з частково змінними умовами торкання тільки по одному з профілів (наприклад, по статору), тоді як пов'язаний профіль знаходиться в зачепленні в одній постійній точці.

Змінні умови торкання профілів характерні для зачеплення еквідистантних циклоїдальних механізмів (коли обидві швидкості кочення по сполученим профілям не дорівнюють нулю). Постійні умови торкання одного з профілів

належать до випадку зачеплення профілів, утворених безпосередньо від гіпо-або епіциклоїд без процедур їх еквідистантування [12].

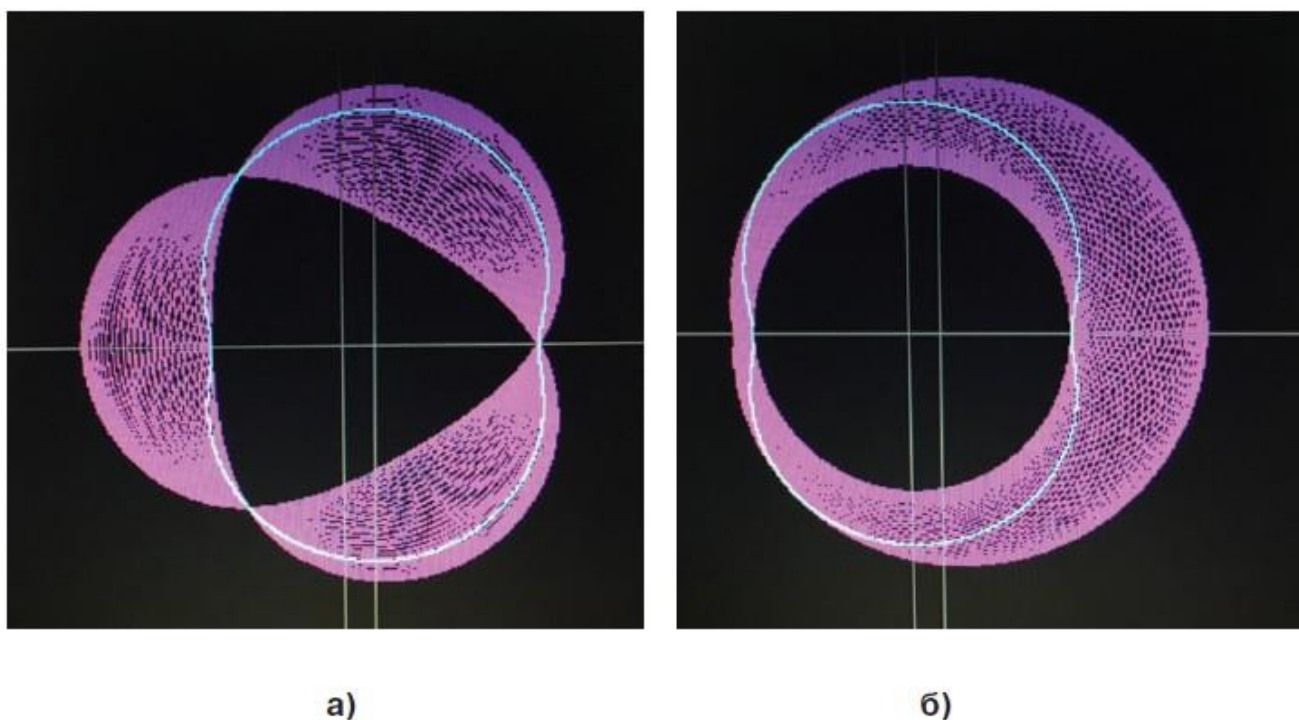


Рис 1.15 – Неєквідистантні (скелетні) профілі робочих органів роторних машин, утворені під час обкочування двозахідної скороченої епіциклоїди [12]: а – по зовнішній центроїді; б – по внутрішній центроїді

Основне застосування циклоїдального профілю в нафтогазовій галузі - одногвинтові гідравлічні машини з еластичною обкладкою статора, робочим органом яких є гвинтовий героторний механізм із внутрішнім еквідистантним циклоїдальним зачепленням. Для багатозахідних гвинтових героторних механізмів пов'язані торцеві профілі гвинтових поверхонь статора та ротора утворюються за методом обкатки циклоїдальної рейки [12].

За умови постійного торкання одного з профілів надається можливість створити в механізмі рухомий (на точці профілю внутрішнього елемента) або нерухомий (на точці профілю зовнішнього елемента) локальний вузол ущільнення, розташувавши його в залежності від схеми механізму відповідно на поверхні ротора або статора [12].

Основне застосування циклоїдального профілю в нафтогазовій галузі - одногвинтові гідравлічні машини з еластичною обкладкою статора [5], робочим органом яких є гвинтовий героторний механізм із внутрішнім еквідистантним циклоїдальним зацепленням (рис. 2). Для многозаходных винтовых героторных механизмов ($z_2 \geq 2$) сопряженные торцовые профили винтовых поверхностей статора и ротора образуются по методу обкатки циклоидальной рейки, исходный контур которой предложен инженерами Пермского филиала ВНИИБТ [10]. В общем случае при заданном контурном диаметре героторного механизма форма циклоидального профиля определяется сочетанием пяти безразмерных геометрических параметров (передаточного отношения, коэффициентов типа зацепления (эпи- или гипо-), внецентроидности, формы зуба и смещения рейки), что усложняет технологию изготовления (вследствие необходимости выполнения процедуры эквидистантирования контура рейки) и выбор оптимальной формы профилей, описываемых сложными математическими выражениями, зависящими от сочетания пяти вышеуказанных безразмерных параметров. Внешнее циклоидальное зацепление может быть использовано в механических передачах и рабочих органах насосов и компрессоров, поскольку позволяет получать большое передаточное отношение в одной ступени в связи с отсутствием ограничений по числу зубьев вплоть до использования однозубой шестерни (поперечное сечение которой представляет собой окружность со смещенным центром как в классической и апробированной на практике схеме насоса Муано, рис. 2а). В этой связи отметим, что разработанное в последние годы томскими инженерами так называемое эксцентриково-циклоидальное зацепление не следует относить к отдельному типу зацепления, так как оно является предельным частным случаем внешнего циклоидального зацепления, геометрия которого известна из литературных источников и патентного фонда [18].

Циклоидальное зацепление в различных нефтепромысловых механизмах (цилиндрические передачи буровых лебедок и насосов, систем верхнего привода буровых установок и штанговых винтовых насосов, станков-качалок; реечные подъемники; планетарные передачи) в перспективе может обеспечить следующие

эксплуатационные преимущества: пониженное число зубьев ведущей шестерни ($z=1-6$) и, как следствие, минимальные массогабаритные показатели и повышенные передаточные отношения; преимущественное качество профилей в окрестности полюса с незначительным скольжением; рациональные условия сопряжения (выпукло-вогнутый контакт во многих фазах зацепления); высокий КПД; пониженная вибрация; улучшенные технологические возможности при изготовлении и упрочнении колес. Расчеты показывают реальную возможность создания циклоидального планетарного редуктора с передаточным отношением в одной ступени $i=6-16$ и числами зубьев колес кратными 2 и 3 (рис. 4) [13], что значительно превышает возможности аналогичной схемы с традиционным зацеплением (эвольвентным или Новикова) и дает новый импульс к разработке высокоэффективных редукторных турбобуров и скважинных насосов для добычи нефти.

Основне застосування циклоїдального профілю в гірничій галузі - одногвинтові гідравлічні машини з еластичною обкладкою статора, робочим органом яких є гвинтовий героторний механізм із внутрішнім еквідистантним циклоїдальним зачепленням. Для багатозахідних гвинтових героторних гвинтових поверхонь статора та ротора утворюються за методом обкатки циклоїдальної рейки. У загальному випадку при заданому контурному діаметрі героторного механізму форма циклоїдального профілю визначається поєднанням п'яти безрозмірних геометричних параметрів:

- передаточного відношення;
- коефіцієнтів типу зачеплення (епі-або гіпо-);
- позацентроїдності;
- форми зуба;
- зміщення рейки.

Це усе ускладнює технологію виготовлення (внаслідок необхідності виконання процедури еквідистантування контуру рейки) та вибір оптимальної форми профілів, що описуються складними математичними виразами, що залежать від поєднання п'яти вищевказаних безрозмірних параметрів.

Зовнішнє циклоїдальне зачеплення може бути використане в механічних передачах і робочих органах насосів і компресорів, оскільки дозволяє отримувати велике передатне відношення в одному ступені у зв'язку з відсутністю обмежень за кількістю зубів аж до використання однозубої шестірні. У зв'язку з цим автори зазначають, що розроблене ексцентриково-циклоїдальне зачеплення не слід відносити до окремого типу зачеплення, оскільки воно є граничним окремим випадком зовнішнього циклоїдального зачеплення.

Циклоїдальне зачеплення в різних нафтопромислових механізмах (циліндричні передачі бурових лебідок і насосів, систем верхнього приводу бурових установок і штангових гвинтових насосів, верстатів-качалок; рейкові підйомники; планетарні передачі) в перспективі може забезпечити наступні експлуатаційні переваги:

- знижена кількість зубів провідної ($z=1-6$) і, як наслідок, мінімальні масогабаритні показники та підвищені передатні відносини;
- переважне кочення профілів на околиці полюса з незначним ковзанням;
- раціональні умови сполучення (опукло-увігнутий контакт у багатьох фазах зачеплення);
- високий ККД;
- знижена вібрація;
- покращені технологічні можливості при виготовленні та зміцненні коліс.

1.3. Мета, об'єкт, предмет, завдання та методи дослідження

Метою роботи є покращення режиму роботи гідромереж гірничих машин за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів одногвинтових насосів.

Об'єкт досліджень – процес роботи одногвинтового гідронасоса насосу.

Предмет дослідження – параметри гвинтової пари насосу.

Завдання дослідження

1. Аналіз шляхів удосконалення гвинтових насосів;

2. Синтез просторової моделі зачеплення гвинт-статор одногвинтового насосу;
3. Дослідження закономірностей геометричної моделі зачеплення гвинт-статор одногвинтового насосу;
4. Розробка методики проектування одногвинтових насосів;

2. ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ОДНОГВИНТОВИХ НАСОСІВ

2.1. Загальна методика досліджень

Задля досягнення поставленої мети дослідження процесу роботи одногвинтових насосів у гідроприводах гірничих машин та визначення раціональних параметрів таких насосів плануються наступні етапи дослідження.

На першому етапі планується проведення аналіз шляхів удосконалення гвинтових насосів на основі літературно-патентних джерел.

На другому етапі планується проведення синтезу просторової моделі зачеплення гвинт-статор одногвинтового насосу задля подальшого проведення досліджень та виявлення закономірностей пари статор-гвинт.

На наступному етапі планується проведення досліджень впливу геометричних параметрів статора та гвинта насосу на його робочі параметри.

На останньому етапі планується розробка методики проектування одногвинтових насосів.

2.2. Аналіз шляхів удосконалення конструкції одногвинтового насосу

Винахід [1] відноситься до провалля насособудування і може бути використане у всіх галузях народного господарства для перекачування різних складів.

Ланцюгом винаходу є збільшення довговічності одногвинтового геротор-5 ного насоса при перекачуванні складів з особливо твердими включеннями великої крупності, переважно будівельних розчинів.

Для досягнення цієї мети облицювання ротора виконане у вигляді щільно навитої на ротор пружини.

Між витками пружини зазор відсутній, внаслідок чого вони можуть деформуватися тільки в площині витка 5 і забезпечують зсув витків один щодо одного. Товщина прутка, з якого навивається пружинне облицювання ротора,

обрана такою, що при будь-якому можливому зміщенні витків вони перекривають один одного, виключаючи попадання матеріалу між витками.

При проходженні твердих включень пружинний ротор деформується у місцях контакту з ними, зменшуючи сипу тертя матеріалу по ротору і статору і знижуючи цим знос робочої пари.

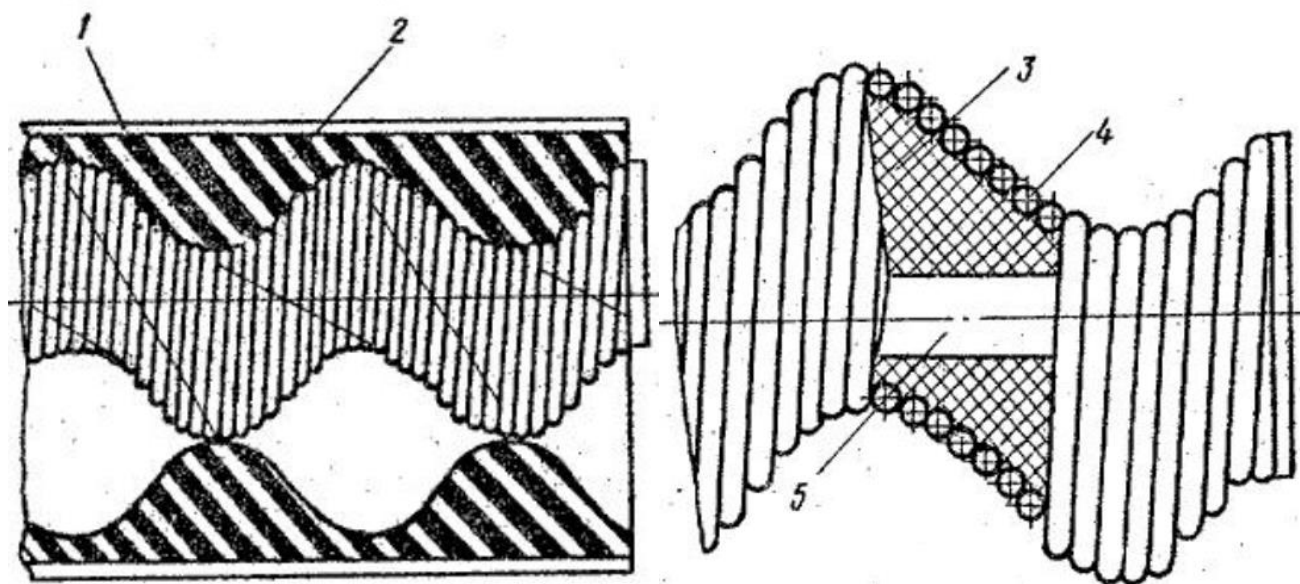


Рис 2.1 – До патенту [1]

Насос містить металеву гіп'єу 1, що включає статор 2 з еластичного матеріалу з внутрішньою двозахідною гвинтовою порожниною, всередині якого розташований ротор 3, виконаний також з еластичного матеріалу і має ооіо-західну гвинтову поверхню. Облицювання ротора виконана у вигляді щільно навитої пружини 4, віссю якої є гвинтова пінія самого ротора. Для збільшення осьової жорсткості пружина стягнута жорстким стрижнем 5.

Застосування пружного ротора підвищить ресурс роботи робочої пари та довговічність самого насоса при перекачуванні матеріалів, що містять твердий крупнозернистий наповнювач, наприклад бетою.

Мета винаходу [2] - підвищення надійності та довговічності шляхом забезпечення рівномірного обтиснення стато-1 ра та його регулювання, а також полегшення умов експлуатації одногвинтового насоса.

Зазначена мета досягається тим, що обтискний пристрій виконано у вигляді пружини, кінці якої закріплені на статорі з можливістю регулювання її діаметра, при цьому один з кінців пружини може бути 1 закріплений на патрубку нагнітального, а останній встановлений з можливістю осьового переміщення щодо еластичної втулки і виконаний підпружиненим.

На фіг. 1 представлений одногвинтовий насос, загальний вигляд; на фіг. 2 - вигляд А на фіг. 1 при закріпленні одного кінця пружини на нагнітальному патрубку при максимальному тиску напірної магістралі.

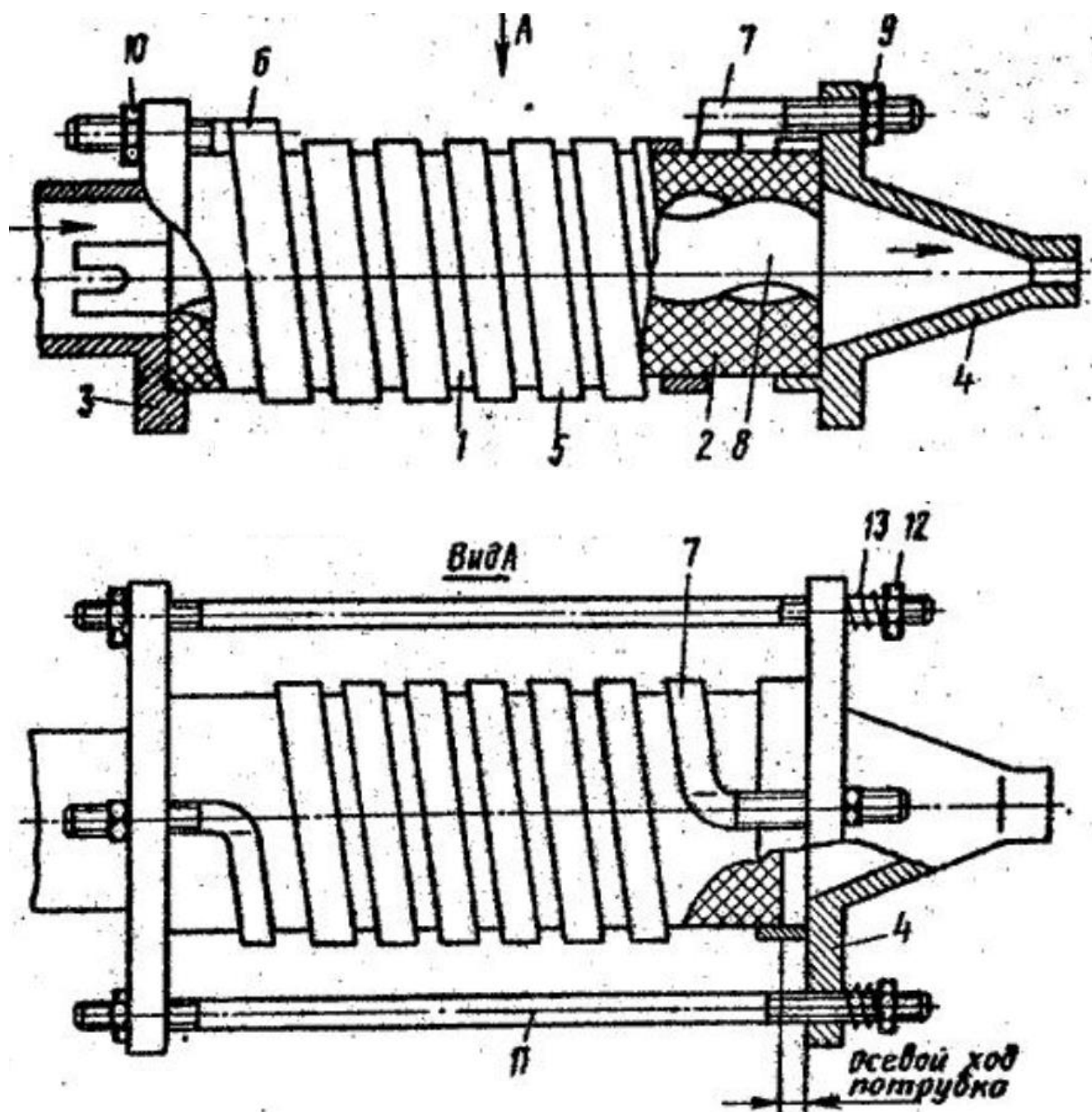


Рис 2.2 – До патенту [2]

Одногвинтовий насос містить статор 1, виконаний у вигляді еластичної втулки 2 з внутрішньою гвинтовою поверхнею, наприклад двозахідної, і всмоктуючого 3 і 4 нагнітального патрубків, обтискний пристрій 5, виконаний у вигляді пружини, кінці 6 н 7 якої закріплені на статорі 1. втулці 2 з внутрішньою гвинтовою поверхнею встановлений гвинтовий ротор 8, число заходів гвинтової поверхні якого на одиницю менше числа заходів внутрішньої поверхні еластичної втулки статора, наприклад, одноеаходний гвинтовий ротор. Пружина обтискного пристрою 5 може бути виконана з матеріалів будь-якого профілю, а. її кінці 6 і 7 відігнуті паралельно осі статора 1 і мають різьблення (не позначено), за допомогою якої вони закріплені за допомогою гайок 9 і 10 на статорі з можливістю регулювання діаметра пружини.

Один кінець, наприклад 7, пружини обтискного пристрою 5 може бути закріплений на патрубку нагнітального 4 (тобто на його фланці), а останній встановлений з можливістю осевого переміщення щодо еластичної втулки 2 статора 1 і виконаний підпружиненням за допомогою розміщення нагнітального патрубка 4 за допомогою тяг 11, гайок 12 та пружних елементів 13, розташованих між Фланцем нагнітального патрубка 4 і гайками 12 на тягах 11.

Насос працює в такий спосіб.

При затягуванні гайок 9 і 10 пружина обтискного пристрою 5 розтягується, в результаті чого його внутрішній діаметр зменшується, і рівномірно, по колу, обтискає еластичну втулку статора 1.

Якщо пружина обтискного пристрою 5 одним кінцем, наприклад 7, закріплена на фланці нагнітального патрубка 4, при зростанні тиску в напірній магістралі нагнітальний патрубок 4 під дією цього тиску переміщається по осі в бік від еластичної втулки 2 статора 1, розтягує пружину пружні елементи 13. Внутрішній діаметр пружини обтискного пристрою 5 при цьому зменшується і створює додатковий натяг на статор 1, зумовлений пружністю пружини обтискного пристрою 5, еластичної втулки статора 2 2 і пружних елементів 13.

При падінні тиску напірної магістралі зусилля від тиску середовища зменшується і пружина обтискного пристрою 5 с. пружними елементами 13 повертають нагнітальний патрубок 4 вихідне положення. Розтягування пружини обтискного пристрою 5 умень похитується, внутрішній діаметр збільшується, в результаті чого обтискання еластичної втулки статора 2 2 стає менше. Таким чином, величина обтиснення статора знаходиться в пропорційній залежності від тиску в напірній магістралі.

Застосування затискного пристрою у вигляді пружини, кінці якої закріплені на статорі з можливістю регулювання її діаметра, дозволяє спростити регулювання обтиснення статора, виключити нерівномірність його обтиснення по колу, внаслідок чого зношування статора рівномірне через зниження контактних напруг.

При закріпленні одного кінця пружини на рухомому нагнітальному патрубку досягається режим роботи, при якому зусилля обтиснення статора пропорційно тиску в напірній магістралі, в результаті чого відбувається мінімальне зношування робочих органів (ротора і статора) за рахунок отримання оптимальної контактної напруги в з'єднанні ротора і статора.

Додаткові пружні елементи дозволяють знизити вимоги під час вибору характеристики пружини обтискного пристрою. При падінні тиску в напірній магістралі насоса! повернення нагнітального патрубку у вихідне положення здійснюється за рахунок пружних елементів, а обтискання статора відбувається тільки пружиною обтискного пристрою.

Використання винаходу дозволяє забезпечити рівномірний обтиск статора по колу, мінімальне зношування робочих органів, підвищення ККД, а також усунути навантаження і поломку органів, тобто. підвищити надійність і довговічність насоса в цілому, а також покращити умови його експлуатації.

Мета винаходу [4] – підвищення надійності.

Зазначена мета досягається тим, що в одногвинтовому насосі, що містить корпус з всмоктувальним і нагнітальним патрубками, встановлену в ньому з утворенням кільцевих зазорів з боку патрубків пружну обойму з робочою порожниною і розміщений в ній гвинт, обойма виконана складовою, щонайменше,

з двох, розташованих відносно одна одною з осьовим зазором, а щодо корпусу - з утворенням загальної кільцевої порожнини.

В осьовому зазорі встановлений герметизуючий елемент, а в корпусі в зоні зазначеного зазору виконано наскрізний отвір і підключено до нього джерело тиску.

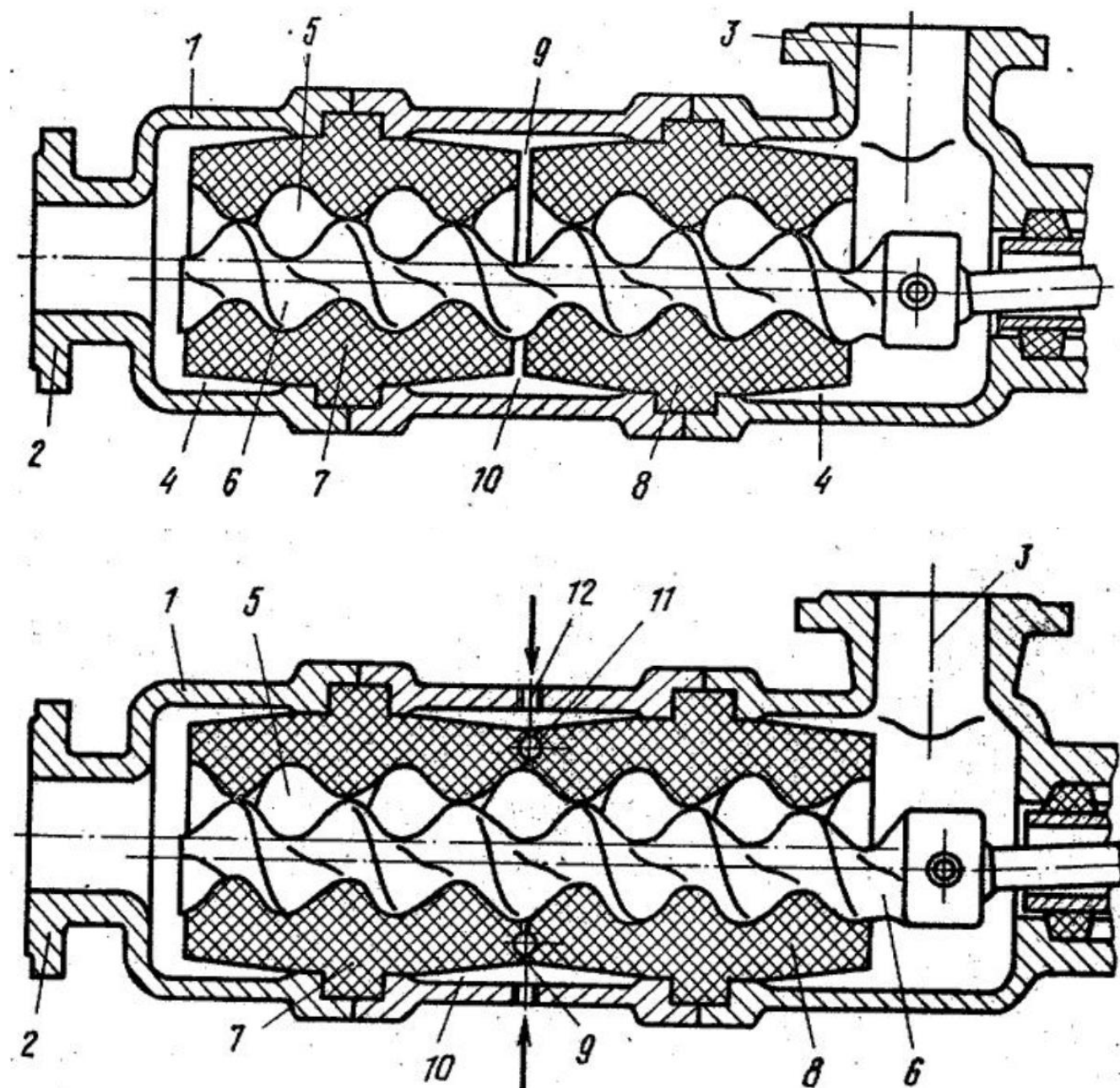


Рис 2.3 – До патенту [3]

Одногвинтовий насос містить корпус 1 з всмоктувальним та нагнітальним патрубками 2 і 3, встановлену в ньому з утворенням кільцевих зазорів 4 з боку патрубків 2 і 3 пружну обойму з робочою порожниною 5 і розміщений в ній гвинт

6. Обойма виконана складовою, щонайменше частин 7 і 8, розташованих відносно один одного з осьовим зазором 9, а щодо корпусу 1 з утворенням загальної кільцевої порожнини 10, і в осьовому зазорі 9 встановлений герметизуючий елемент 11, а в корпусі 1 в зоні зазначеного зазору 9 виконано наскрізний отвір 12 до нього підключено джерело тиску (не показано).

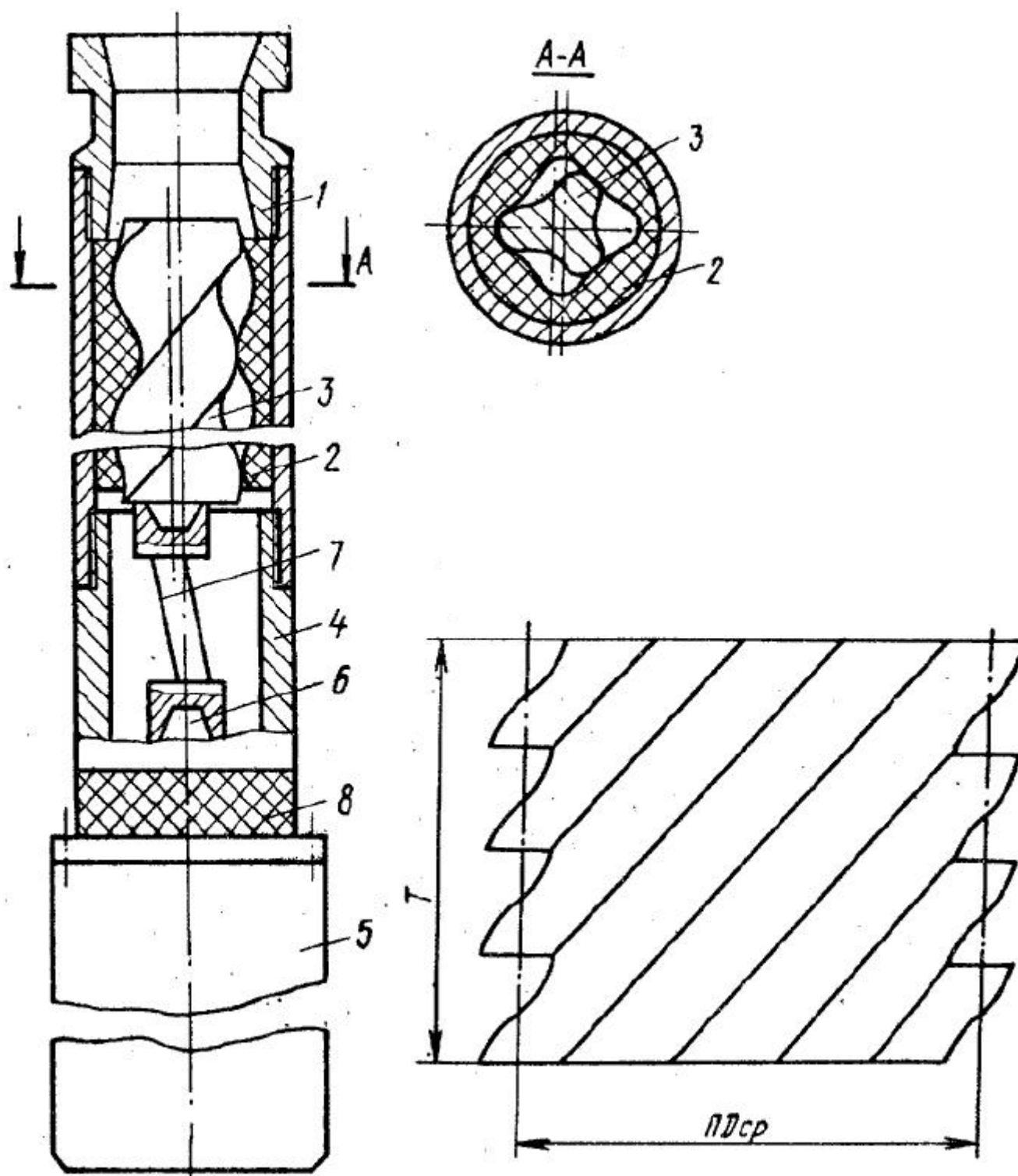
Одногвинтовий насос працює наступним чином.

Вращающийся винт 6 захватывает перекачиваемую среду из всасывающего патрубка 2 и перемещает ее в рабочую полость 5 частей 7 и 8 упругой обоймы к нагнетательному патрубку 3. При этом перекачиваемая среда поступает в кольцевые зазоры 4, полость 10 через осевой зазор 9 и обжимает равномерно по длине обойму. При установці герметизуючого елемента 11 обтискання частин 7 і 8 обойми кільцевої порожнини 10 здійснюється середовищем, що надходить через отвір 12 від джерела тиску.

Таким чином, виконання обойми складової, щонайменше з двох частин, розташованих відносно одна іншої з осьовим зазором, а щодо корпусу - з утворенням загальної кільцевої порожнини, і установка в осьовому зазорі герметизуючого елемента, а також виконання в корпусі в зоні зазначеного зазору наскрізного отвору та підключення до нього джерела тиску дозволяє підвищити надійність насоса за рахунок рівномірного обтиснення обойми.

Винахід [5] відноситься до гідромашинобудування, зокрема до одногвинтових багатоз вхідних насосів і може бути використане в загальному машинобудуванні і в різних областях гірничої справи, наприклад, при механізованому видобутку нафти та інших пластових рідин зі свердловини.

Мета винаходу - підвищення ККД.



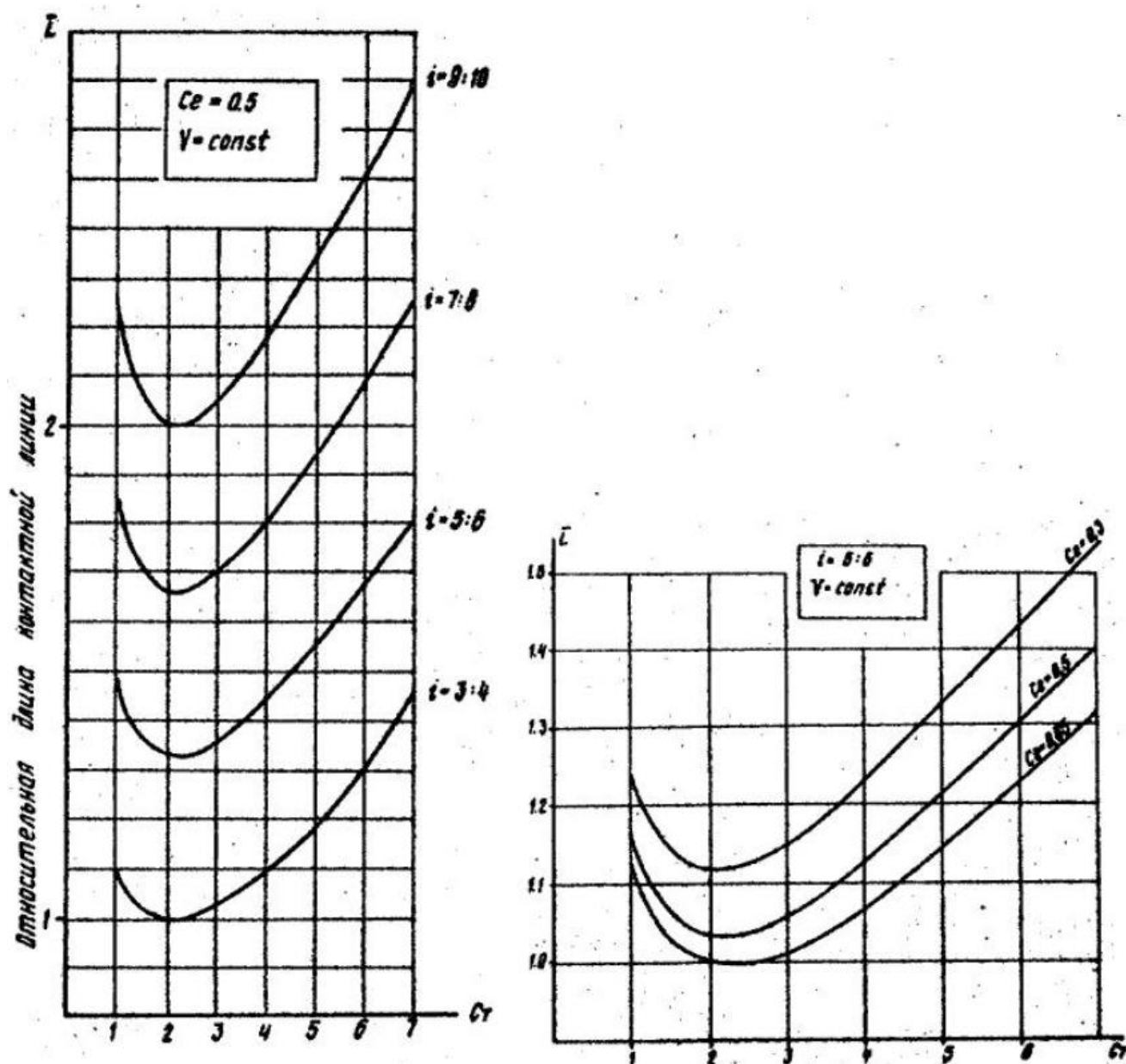


Рис 2.4 – До патенту [4]

Одногвинтовий багатозахідний насос складається з верхнього перекладача 1, на якому він на колоні насосних труб (не показана) спускається в свердловину, статора 2, конструктивно виконаного у вигляді корпусної деталі та встановленого в статорі ротора 3, а також проміжного перекладача 4. Приводом насоса є розташований під ним занурювальний електродвигун 5, вихідний вал 6 якого, за допомогою шарнірного з'єднання 7 пов'язаний з ротором 3. У нижній частині проміжного перекладача 4 виконані радіальні отвори (не показані) закриті зовні приймальною сіткою 8.

Ротор 3 та статор 2 є робочими органами насоса, гвинтові поверхні якого виконані у вигляді багатозахідного героторного механізму. Крок та середній діаметр гвинтової поверхні пов'язані співвідношенням $T/D_{cp} = 1,5-3,5$.

Насос працює в такий спосіб.

При обертанні занурювального електродвигуна 5 крутний момент, з його вихідного валу 6 через шарнірне з'єднання 7 передається на ротор 3. Останній, здійснюючи планетарний рух усередині статора 2, безперервно переміщує порції рідини, що знаходяться всередині шлюзів (не позначені) утворених гвинтовими поверхнями 2. Відповідно до загальної теорії одnogвинтових насосів довжина статора ротора вибирається виходячи з необхідного напору, а подача насоса визначається робочим об'ємом насоса і частотою обертання приводного валу.

При роботі насоса рідина надходить через фільтр 8 у внутрішню порожнину проміжного переключача 4, далі через пару ротор-статор - у внутрішню порожнину 1 переключача і через труби - на поверхню.

Осьові навантаження, що діють на ротор, сприймаються осьовою опорою (не показана), розташованої всередині занурювального двигуна 5.

Для гами насосів, що розвивають ідентичний напір та сконструйованих з однакових матеріалів, рівень втрат визначається довжиною контактної лінії пари ротор-статор.

У загальному вигляді довжина контактної лінії L є функцією декількох параметрів

$$L = f(V, i, C_t, C_l),$$

де V - робочий об'єм насоса; i - кінематичне відношення; C_t - параметр гвинтової поверхні, який визначається як відношення кроку T робочого органу до його середнього діаметру; C_l - параметр форми зуба.

Для насосів, що мають постійний робочий об'єм, довжина контактної лінії, а отже ККД є функцією трьох параметрів

$$L = f(i, C_t, C_l)$$

Встановлено, що для багатозахідних насосів з широким діапазоном параметрів i і C_t , існує область параметра C_1 , що забезпечує мінімум довжини контактної лінії і визначається в діапазоні 1,3-3,5.

Винахід [5] відноситься до гідромашинобудування, зокрема до одногвинтових насосів, у яких вал кардану розміщений в приводному валу, і може бути використане в сільському господарстві, будівництві, гірничодобувній, хімічній, харчовій та інших галузях промисловості.

Метою винаходу є підвищення надійності та довговічності.

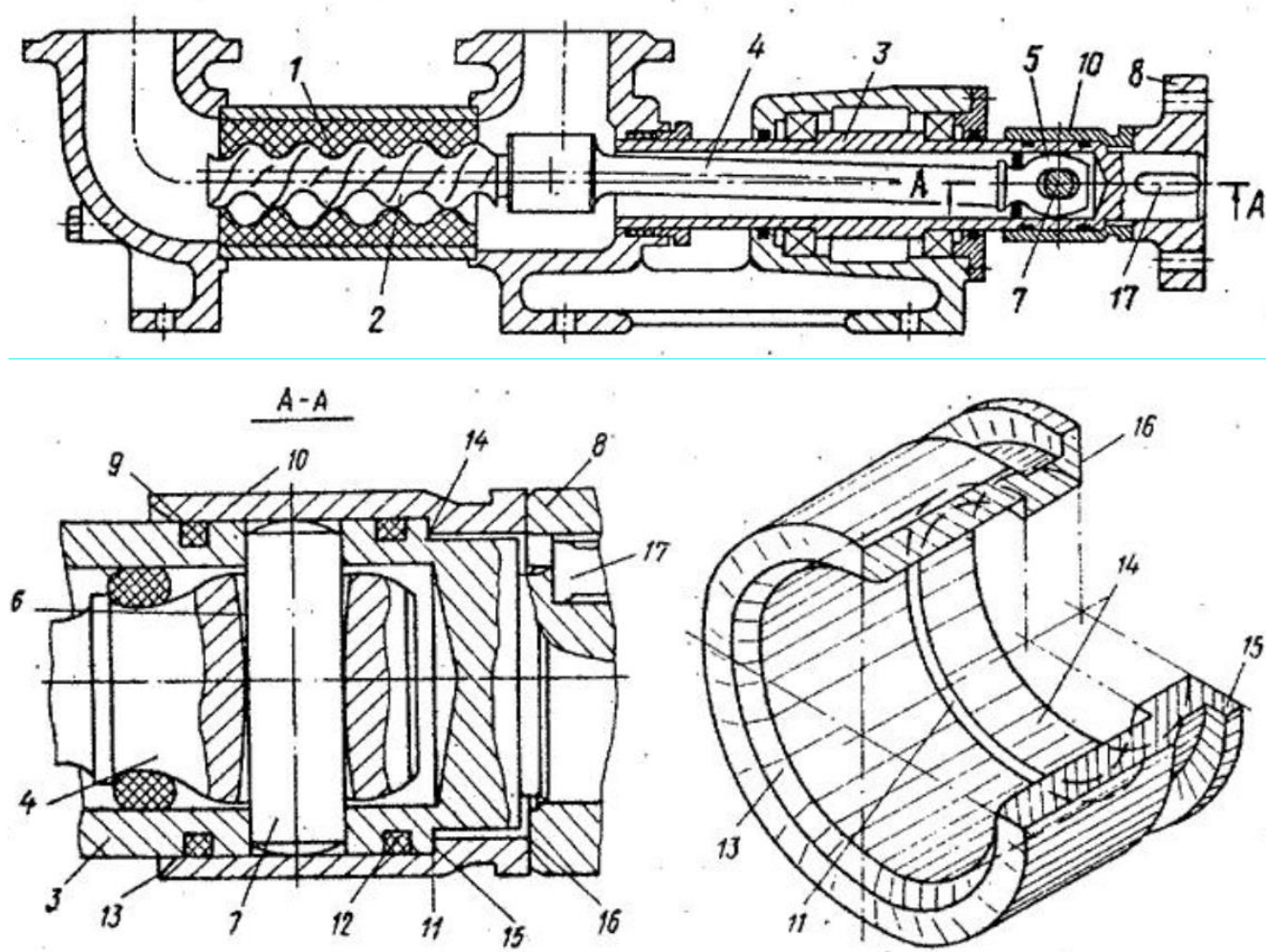


Рис 2.5 – До патенту [5]

Насос містить статор 1, розміщений всередині статора 1 ротор 2, пов'язаний з ротором, розташований всередині приводного валу 3 карданний вал 4 з головкою 5, зафіксованої за допомогою встановленого в отворах 6 (фіг. 2) приводного вала 3

пальця 7, і з'єднану з приводним-валом 3 напівмуфту 8 р кільцем ущільнювача 9, встановленим на приводному валу. Напівмуфта 8 забезпечена циліндричною гільзою 10, приводний вал 3 - уступом 11 і додатковим кільцем ущільнювачів 12, а отвір 6 приводного вала 3 розташовано між основним 9 і додатковим 12 ущільнюючими кільцями, причому циліндрична з іншого боку на внутрішній та зовнішній поверхнях, виконана відповідно з фаскою 13 і виступаючими циліндричними буртиками 14 і 15 для взаємодії з торцевою поверхнею уступу 11 на приводному валу 3 і фіксації гільзи 10 і торцевій поверхні 16 напівмуфти 8 від осьового переміщення.

Привідний вал 3 пов'язаний з напівмуф-тою 8 за допомогою шпонки 17.

Одногвинтовий насос працює наступним чином.

Крутний момент, що сприймається веденою напівмуфтою 8, передається через шпонку 17 приводному валу 3 і далі провідної головки 5 карданного вала 4 через палець 7, який вбудований в отвір приводного вала 3 і зафіксований від осьового переміщення циліндричною гільзою 10. статора 1 і ротора 2 насоса передається через вал карданний 4 на палець 7 і сприймається тільки приводним валом 3.

Циліндрична гільза 10 своїм виступаючим буртиком 14 на внутрішній поверхні, контактує з торцевою поверхнею уступу 11 на приводному валу 3 і фіксується від осьового переміщення. Ведена напівмуфта 8 контактує торцевою поверхнею 16 з циліндричною гільзою 10 фіксується від осьового переміщення.

Таким чином, циліндрична головка 10 не має переміщень щодо приводного вала 3.

Винахід [6] відноситься до гідромашинобудування, зокрема одногвинтових насосів, і може бути використане в різних галузях промисловості для перекачування різноманітних дисперсних систем. у тому числі при перекачуванні латексів та їх сумішей 8 гумотехнічної промисловості.

Мета винаходу - підвищення питомої продуктивності шляхом оптимізації поздовжнього вертикального профілю пари статор - ротор.

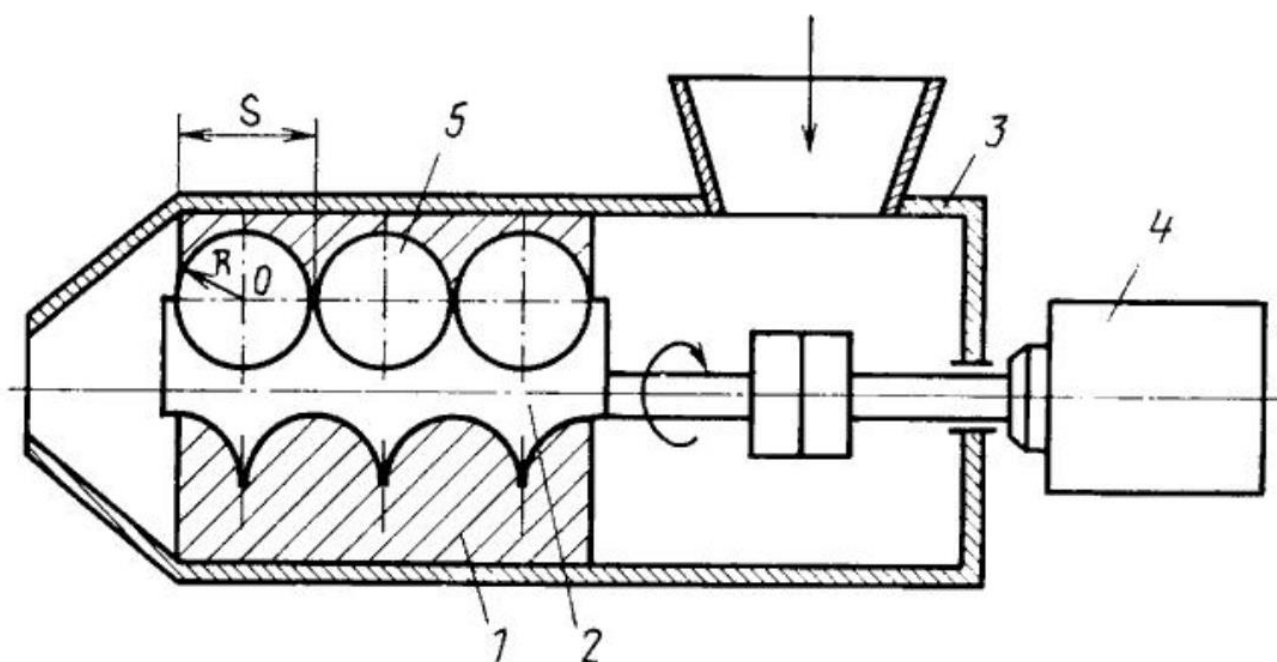


Рис 2.6 – До патенту [6]

Одногвинтовий насос містить пару статор 1 ротор 2 з вертикальним поздовжнім профілем у вигляді ряду дуг кіл, що послідовно стикаються, (не позначені) і числом заходів гвинтової поверхні статора 1 на одиницю більшим, ніж у ротора 2. Пара статор ротор розміщена в корпусі 3 насоса, причому її статор 1 закріплений у корпусі, а ротор 2 пов'язаний із приводом 4.

Радіус R кривизни послідовно стикаються дуг кіл пара статор 1- ротор 2, в якій утворена порожнина 5. дорівнює $0,46-0,48$ кроку B ротора 2. а центр Q кривизни розташований на поздовжній дотичній (не позначена до зовнішньої поверхні дуї кіл ротора 2 в середині його кроку B .

Одногвинтовий насос працює наступним чином.

При обертанні,однозахідного ротора 1 в порожнині 5 двозахідного статора 1 ротор 2 здійснює в статорі 1 планетарний рух, при тому перекачується середовище, що знаходиться в замкнутій порожнині 5. утвореної в об'ємі між западинами ротора 2 і статора 1 , Переміщаючись по довжині насоса, тобто його пари статор - ротор, до вихідного патрубку (не позначено).

Виконання профілю ротора 2 у вигляді дуг півкола, що послідовно стикаються, дозволяє для даного діаметра і кроку ротора охоплювати у

вертикальному поздовжньому перерізі максимальну площу, а отже, отримувати максимальний захоплюваний ротором об'єм перекачуваного середовища, тобто давати максимальну питому продуктивність, так як з усіх, що проходять через дві задані точки, максимальну площу охоплює єдина крива - дуга півкола з радісом, що дорівнює половині кроку ротора, при цьому оптимальне розташування центру Про радіуса, що описує профіль ротора 2, повинно знаходитися на середині дотичної до зовнішньої поверхні ротора.

Винахід [7] відноситься до насосів-доза торів об'ємного типу, призначений для дозування за кількістю оборотів ротор! насос.

Найбільш доцільно використовувати його для високов'язких речовин.

Метою винаходу є збільшення терміну служби гвинтового насоса.

Одногвинтовий насос для перекачування високов'язких текучих засобів містить пружну обойму 1. розташовану і корпусі, виконаному у вигляді набору профільованих пластин 2. які мають у продольному перерізі форму здвоєного клина і рівномірно розміщених на зовнішній циліндричній поверхні обойми 1. фланці 3 внутрішня поверхня які: представляє усічений конус, встановлені з можливістю поздовжнього переміщення та взаємодії з клиновими поверхнями пластин 2. підтискні гайки 4, встановлені на стяжних шпильках; 5 і гвинт 6, розміщений в пружній обоймі 1 з ексцентриситетом е.

Насос працює в такий спосіб.

Гвинт 6 одночасно з обертальним здійснює і коливальний рух щодо осі обойми 1 через наявний ексцентриситет гвинта.

У міру зносу пружної обойми 1 регулювання зазору між гвинтом 6 і обоймою 1 здійснюється підтискними гайками 4, встановленими на шпильках 5, за допомогою яких фланці 3 переміщуються назустріч один одному, взаємодіючи з клі-0 новими поверхнями пластин 2, які в свою чергу забезпечують обтискання пружної шпалери 1.

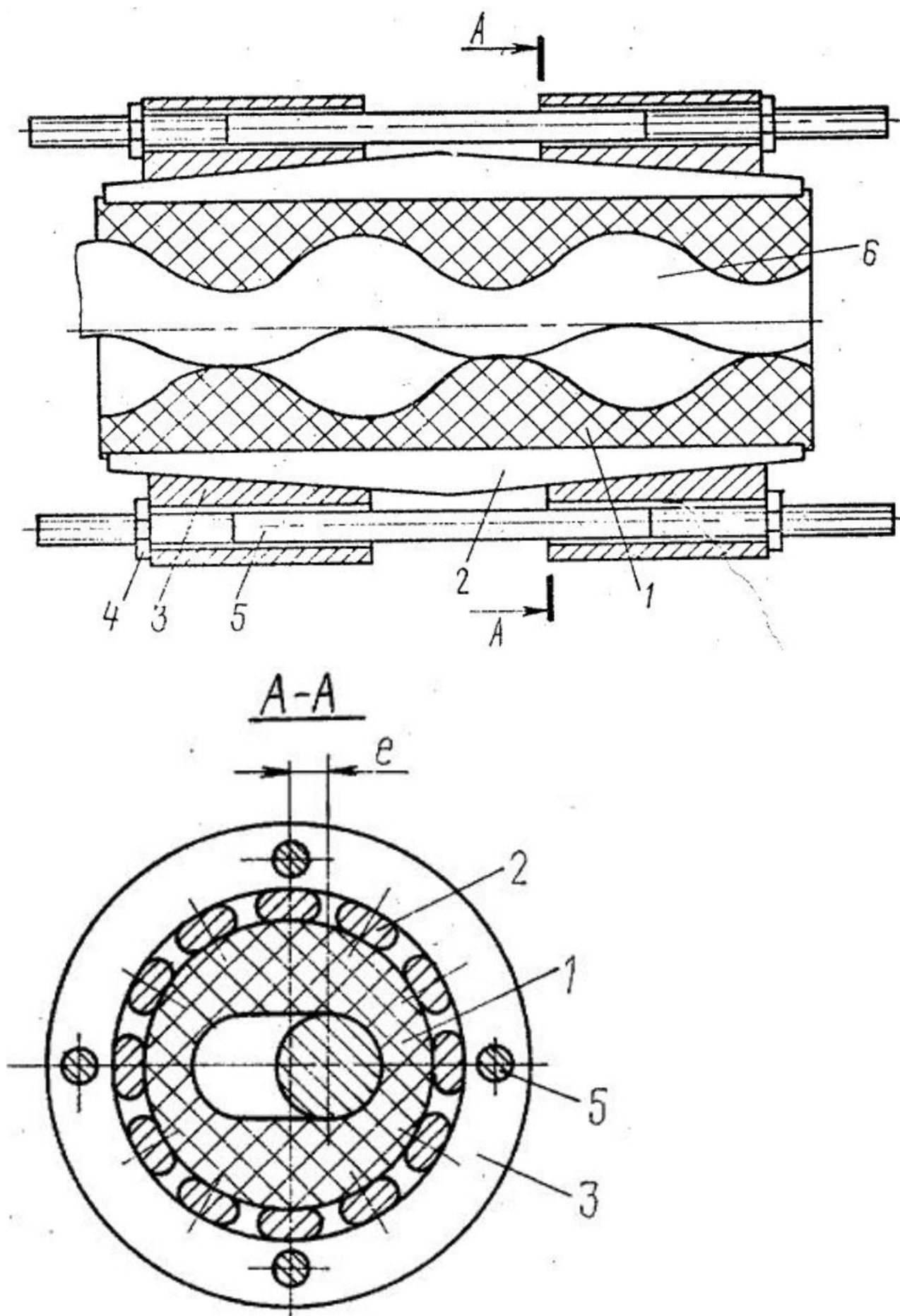


Рис 2.7 – До патенту [7]

Метою винаходу [8] є підвищення ККД насоса шляхом зменшення гідравлічних та механічних втрат на всмоктувальному тракті.

Поставлена мета досягається тим, що в одногвинтовому насосі, що містить корпус з всмоктуючим і нагнітальним патрубками, встановлену в корпусі еластичну обойму і ексцентрично розміщений в обоймі гвинт, кінематично з'єднаний з приводним валом, патрубок, що всмоктує, з корпусом з боку приводного обойми - робочого та ущільнюючого, а останній розташований з боку приводного валу, згідно винаходу обойма виконана у вигляді п'яти щонайменше двох співвісних елементів, розміщених у корпусі з осьовим зазором і з'єднаних утворенням навпроти всмоктуючого патрубка кільцевої всмоктувальної порожнини.

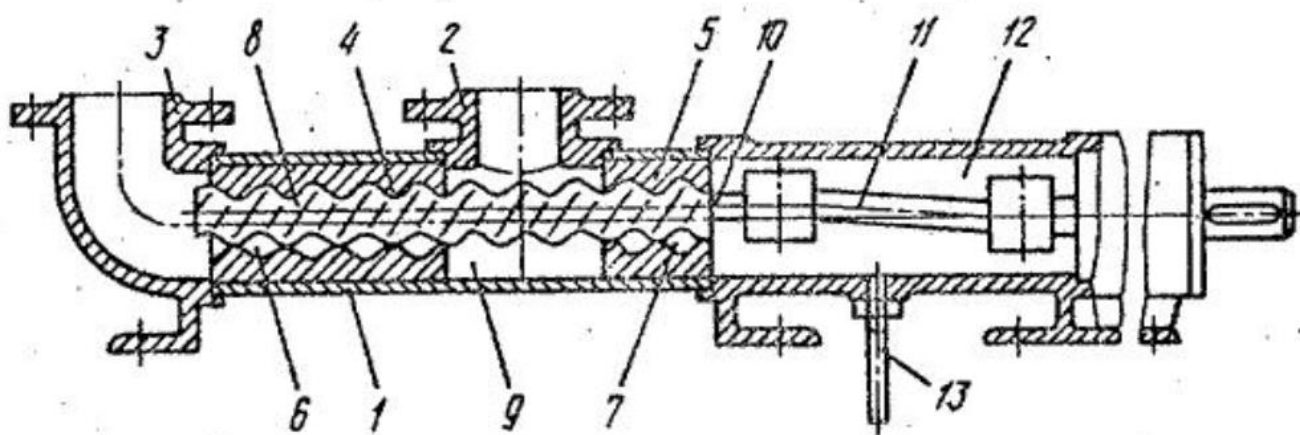


Рис 2.8. – До патенту [8]

Про Одногвинтовий насос складається з корпусу 1 з всмоктуючим 2 і 3 нагнітальним патрубками, встановленої в корпусі і що складається з двох співвісних елементів 4 і 5 обойми з робочими порожнинами 6 і 7, а також :5 гвинта 8. ексцентрично розташованого в робочих порожнинах обойми. Більший по довжині елемент 4 обойми - робочий, а менший елемент 5 обойми - ущільнюючий. Між елементами обойми виконаний осьовий зазор, який утворює навпроти всмоктуючого патрубка 2 кільцеву всмоктувальну порожнину 9. Гвинт 8 своїм торцем 10 кінематично з'єднаний з приводним карданним валом 11, який здійснює складний обертальний рух у просторі, що має ущільнювач. 5-обойми розташований з боку торця 10 приводного валу.

Одногвинтовий насос працює наступним чином.

Привідний карданний вал 11 повідомляє обертання гвинта 8, який захоплює перекачується середовище з кільцевої всмоктувача, що всмоктує ка 2, омиваючи активну поверхню гвинта 8 з усіх боків. Ущільнюючий елемент 5 обойми, в робочій порожнині 7 якого обертається гвинт 8. перешкоджає попаданню середовища, що перекачується в простір 12, де розташовується приводний карданний вал 11, так як гвинт переміщує перекачується середовище тільки в одному напрямку. Незначні можливі виток середовища, що перекачується >0 при зупиненому насосі в просторі 12 видаляються за допомогою дренажної трубки 13. Цим забезпечується звільнення простору, в якому обертається приводний карданний вал 11. від середовища, що перекачується. Необхідність використання ущільнюючого елемента 5 обойми з меншою довжиною його робочої порожнини обумовлена малим перепадом тиску кільцевої всмоктувальної порожнини 9 і просторі 12.

Винахід [9] відноситься до гідромашин будови, зокрема до електронасосних одногвинтових агрегатів, і може бути і користується в різних галузях промисловості.

Метою винаходу є спрощення конструкції та зменшення габаритів насоса.

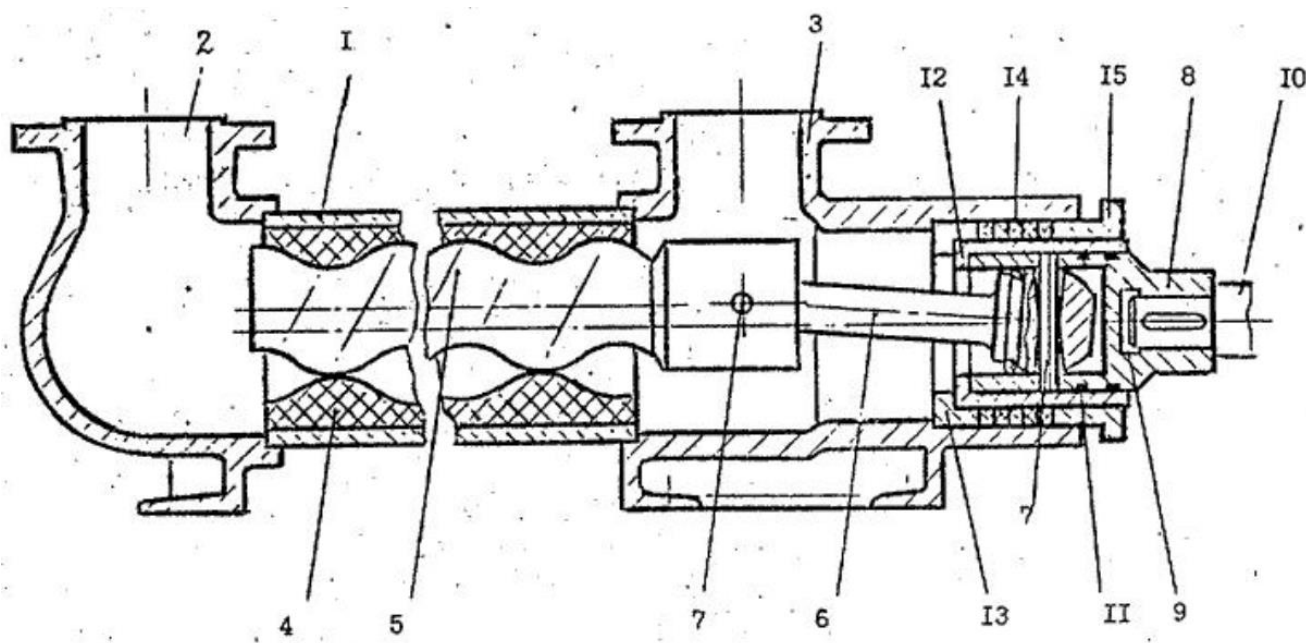


Рис 2.9 – До патенту [9]

Насос містить циліндричний корпус 1 з патрубками підведення 2 і відведення робочого середовища, еластичну обойму 4, розміщену в корпусі 1, ексцентрисно

встановлений в обоймі 4 гвинт 5 і механізм приводу, що включає карданний вал пов'язаний за допомогою пальців 7 з проміжним вал цапфи, в якій є глухий центральний отвір 9 для розміщення приводного валу двигуна 10 на зовнішній поверхні проміжного валу 8 встановлені кільця ущільнювача 11 і гільза з антифрикційного матеріалу 12, взаємодіє з підшипником ковзання, виконаним у вигляді антифрикційної. Герметичне підшипникового вузла забезпечується салниковим ущільненням, що складається з салникових кілець 14 і ґрундбукси 15, при цьому остання виконує функції підшипник ковзання.

Насос працює в такий спосіб.

Крутний момент, що сприймаються проміжним валом 8 за допомогою зв'язаних між собою пальців 7 карданного валу 6. передається гвинту 5, при обертанні останнього відбувається перекачування робочого середовища.

Осьові та радіальні навантаження, що випадають у процесі роботи, передаються з проміжного валу 8. а останній ра: завантажується за рахунок підшипника 13, гільз 12, ґрундбукси 15, а також за рахунок підшипників, встановлених на приводному валу двигуна 10.

У результаті проведеного аналізу встановлено, що перспективним є конструкція насосу з відношенням 3:4.

2.3. Синтез геометрії статора та гвинта насосу

Для дослідження приймаємо варіант гвинтової пари насосу 4:3.

Розглянемо формування гіпо-епі-циклоїдного зачеплення з відношенням 4:3.

Утворення профілю гвинта. Коли чорне коло з радіусом 1 (рис 2.1) котиться зовні синього кола з радіусом 6, фіксована червона точка на малому колі окреслює дугу епіциклоїди, а коли воно котиться всередині синього кола, вона виводить дуга гіпоциклоїди. Шість дуг утворюють загальну криву.

Утворення профілю корпусу. Коли коло з радіусом 1 (рис 2.2) котиться по зовнішній стороні кола з радіусом 8, фіксована зелена точка на малому колі

окреслює дуги епіциклоїди, а коли воно котиться всередині, вона виводить дуги гіпоциклоїди. Вісім дуг утворюють криву.

Коли синє коло (рис 2.3) з радіусом 6 котиться всередині чорного кола з радіусом 8, рухома червона крива огортається зеленою кривою.

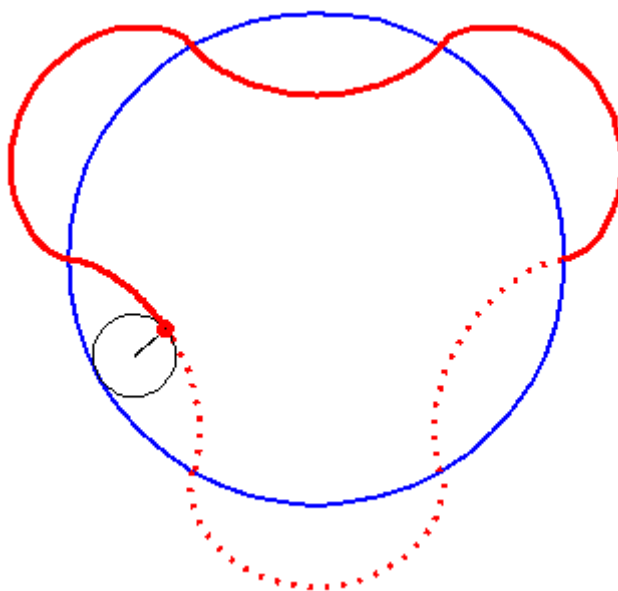


Рис 2.1 – Формування профілю гвинта з 3 заходами

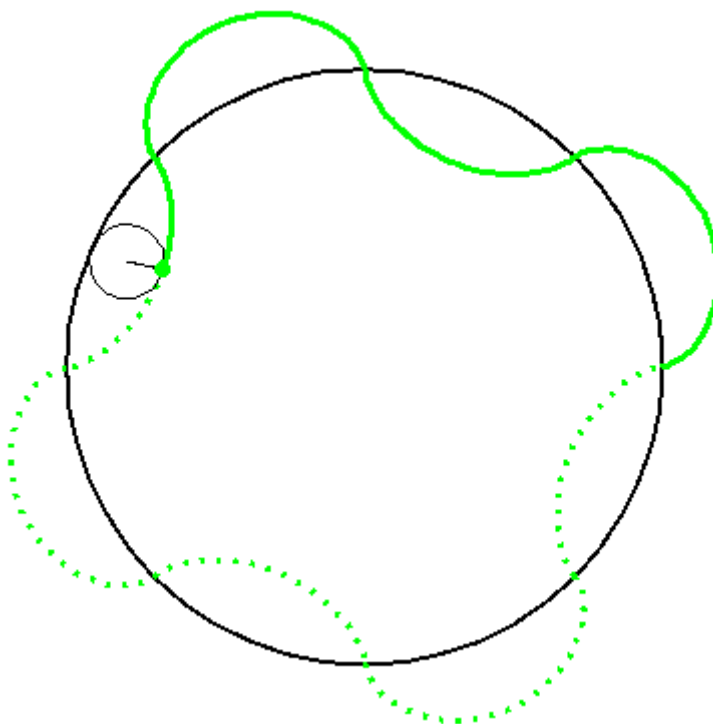


Рис 2.2 - Утворення профілю корпусу з 4 заходами

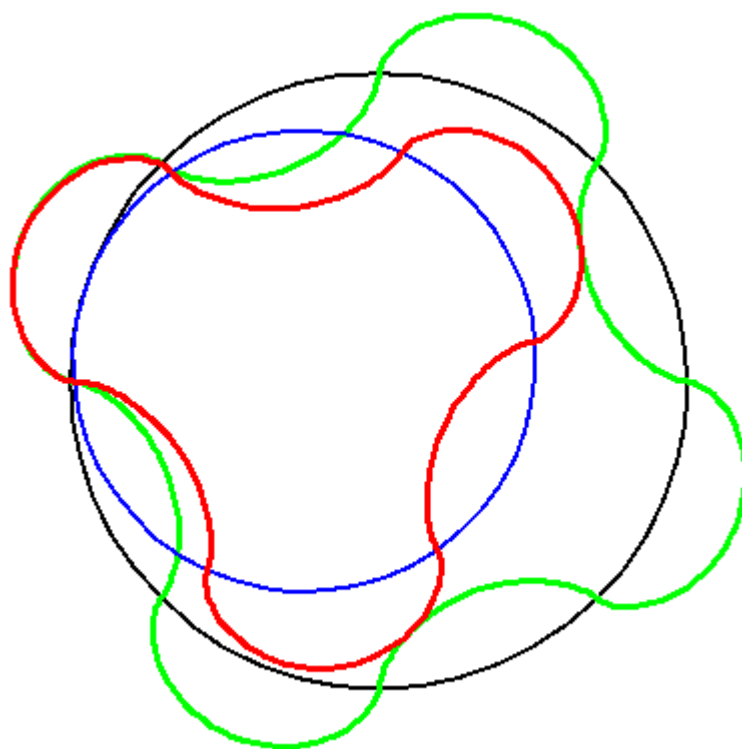


Рис 2.3 – Фінальне спряження корпусу та гвинта

Відповідно до наведених зображень (рис 2.1-2.3) профілі складаються з епі- та гіпоциклоїд. Розглянемо параметричні рівняння цих кривих.

Епіциклоїда (від др.-грец. *ἐπί* - на, над, *при* і *κύκλος* - коло, коло) - пласка крива, утворена фіксованою точкою кола, що котиться по зовнішній стороні іншого кола без ковзання (рис 2.4). За свідченням Лейбніца, Оле Ремер раніше 1676 зробив важливе в практичному відношенні відкриття, що епіциклоїдичні зубці в зубчастому колесі мають найменше тертя.

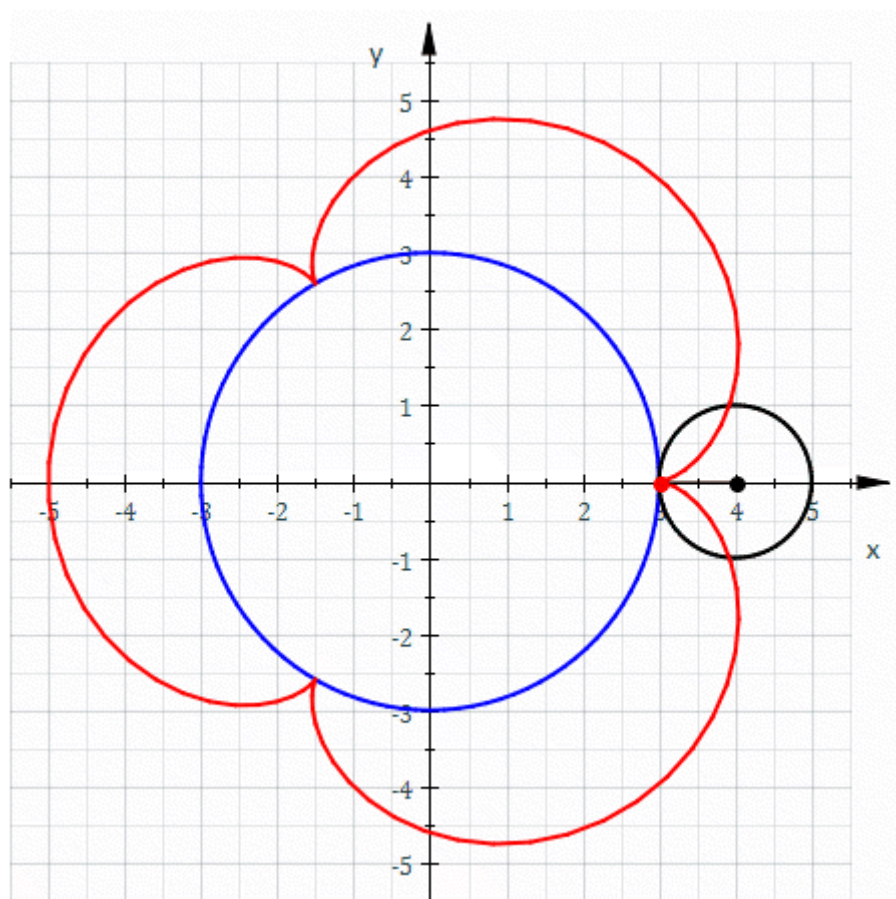


Рис 2.4 - Епіциклоїда

Параметричне рівняння епіциклоїди

$$\begin{cases} x = (R+r) \cdot \cos\left(\frac{r}{R}t\right) - r \cdot \cos\left(t + \frac{r}{R}t\right) \\ y = (R+r) \cdot \sin\left(\frac{r}{R}t\right) - r \cdot \sin\left(t + \frac{r}{R}t\right) \end{cases} \quad (2.1)$$

де R – радіус нерухомого кола; r – радіус кола, що котиться нерухомим колом; t – параметр.

Гипоциклоида (від грецьк. *hupo* - під, внизу і *kukloeides* - круговидний, круглий) - пласка крива, траєкторія точки створює коло радіуса r , що котиться без ковзання по іншому нерухомому колу радіуса R всередині його (див. рис. 2.5).

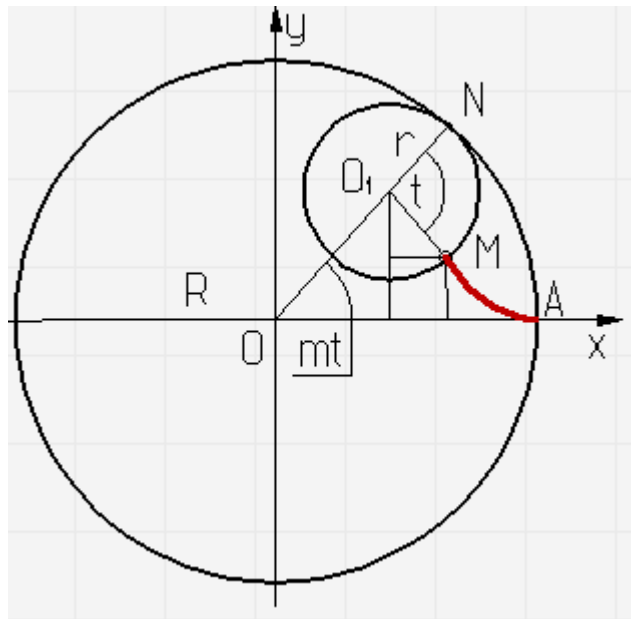


Рис 2.5 – Гіпоциклоїда: О і О₁ - центри нерухомого (радіуса R) і рухомого (радіуса r) кіл, N - точка їх торкання, М - точка, що будує криву; А - її вихідне положення, t - кут повороту рухомого кола, АМ - ділянка кривої

Параметричне рівняння гіпоциклоїди

$$\begin{cases} x = (R-r) \cdot \cos\left(\frac{r}{R}t\right) + r \cdot \cos\left(t - \frac{r}{R}t\right) \\ y = (R-r) \cdot \sin\left(\frac{r}{R}t\right) - r \cdot \sin\left(t - \frac{r}{R}t\right) \end{cases} \quad (2.2)$$

де R – радіус нерухомого кола; r – радіус кола, що котиться нерухомим колом; t - параметр

Грунтуючись на співвідношенні радіусів кіл у гвинтовій парі, а саме

$$\begin{cases} R_K = 8r \\ R_r = 6r \end{cases} \quad (2.3)$$

перепишемо рівняння 2.1 та 2.2.

Параметричні рівняння з урахуванням (2.3)

- для корпусу
- епіциклоїди

$$\begin{cases} x = 9 \cdot r \cdot \cos(0.125 \cdot t) - r \cdot \cos(1.125 \cdot t) \\ y = 9 \cdot r \cdot \sin(0.125 \cdot t) - r \cdot \sin(1.125 \cdot t) \end{cases} \quad (2.4)$$

- гіпоциклоїди

$$\begin{cases} x = 7 \cdot r \cdot \cos(0.125 \cdot t) + r \cdot \cos(0.875 \cdot t) \\ y = 7 \cdot r \cdot \sin(0.125 \cdot t) - r \cdot \sin(0.875 \cdot t) \end{cases} \quad (2.5)$$

- для гвинта

- епіциклоїди

$$\begin{cases} x = 7 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{t}{6}\right) - r \cdot \cos\left(\frac{7 \cdot t}{6}\right) \\ y = 7 \cdot r \cdot \sin\left(\frac{t}{6}\right) - r \cdot \sin\left(\frac{7 \cdot t}{6}\right) \end{cases} \quad (2.6)$$

- гіпоциклоїди

$$\begin{cases} x = 5 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{t}{6}\right) + r \cdot \cos\left(\frac{5 \cdot t}{6}\right) \\ y = 5 \cdot r \cdot \sin\left(\frac{t}{6}\right) - r \cdot \sin\left(\frac{5 \cdot t}{6}\right) \end{cases} \quad (2.7)$$

$r := 10$

$t := 0, 0.1 \dots 2 \cdot \pi$

$xc(t) := 8r \cdot \cos(t)$

$yc(t) := 8r \cdot \sin(t)$

$xe(t) := 9 \cdot r \cdot \cos(0.125 \cdot t) - r \cdot \cos(1.125 \cdot t)$

$ye(t) := 9 \cdot r \cdot \sin(0.125 \cdot t) - r \cdot \sin(1.125 \cdot t)$

$xh(t) := 7 \cdot r \cdot \cos[0.125 \cdot (t + 2 \cdot \pi)] + r \cdot \cos[0.875 \cdot (t + 2 \cdot \pi)]$

$yh(t) := 7 \cdot r \cdot \sin[0.125 \cdot (t + 2 \cdot \pi)] - r \cdot \sin[0.875 \cdot (t + 2 \cdot \pi)]$

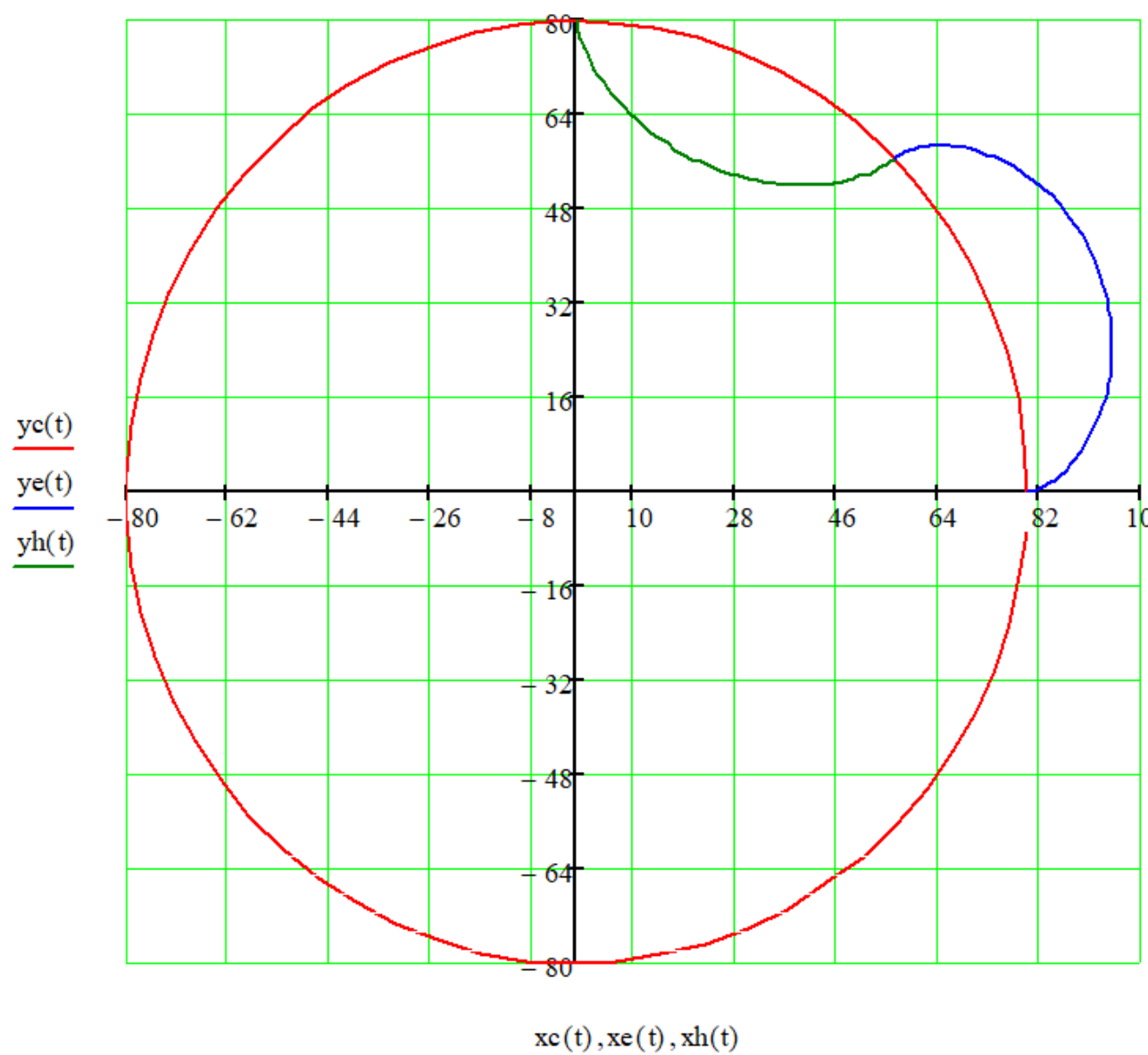


Рис 2.6 – Четверть профілю гайки

$$r := 10$$

$$t := 0, 0.1 \dots 2 \cdot \pi$$

$$xc(t) := 6r \cdot \cos(t)$$

$$yc(t) := 6r \cdot \sin(t)$$

$$xe(t) := 7 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{t}{6}\right) - r \cdot \cos\left(\frac{7 \cdot t}{6}\right)$$

$$ye(t) := 7 \cdot r \cdot \sin\left(\frac{t}{6}\right) - r \cdot \sin\left(\frac{7 \cdot t}{6}\right)$$

$$xh(t) := 5 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{t + 2 \cdot \pi}{6}\right) + r \cdot \cos\left[\frac{5}{6} \cdot (t + 2 \cdot \pi)\right]$$

$$yh(t) := 5 \cdot r \cdot \sin\left(\frac{t + 2 \cdot \pi}{6}\right) - r \cdot \sin\left[\frac{5}{6} \cdot (t + 2 \cdot \pi)\right]$$

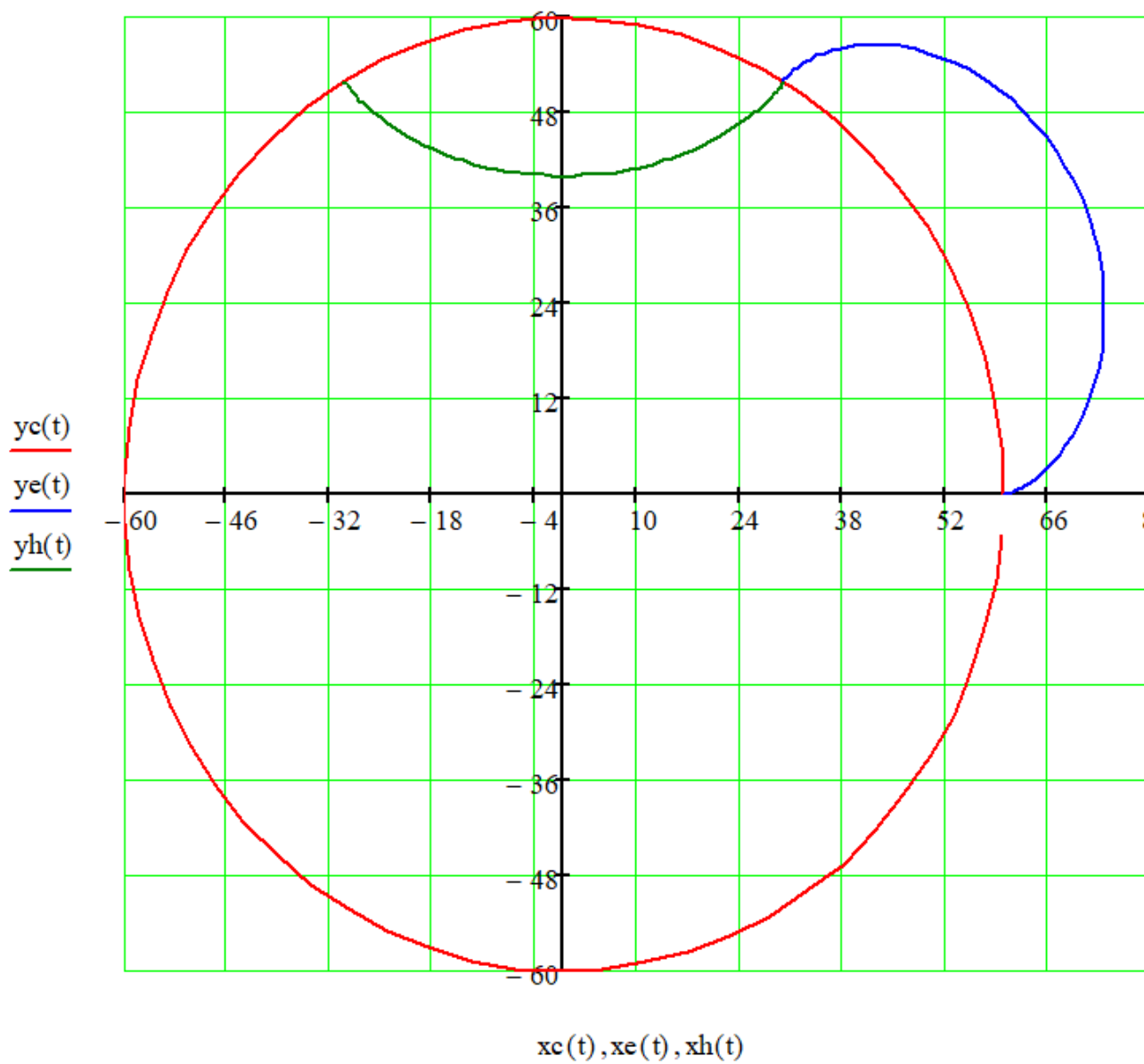


Рис 2.7 – Третина профілю гвинта

Використовуючи розроблену математичну модель, будуюмо комп'ютерну модуль гвинтової пари.

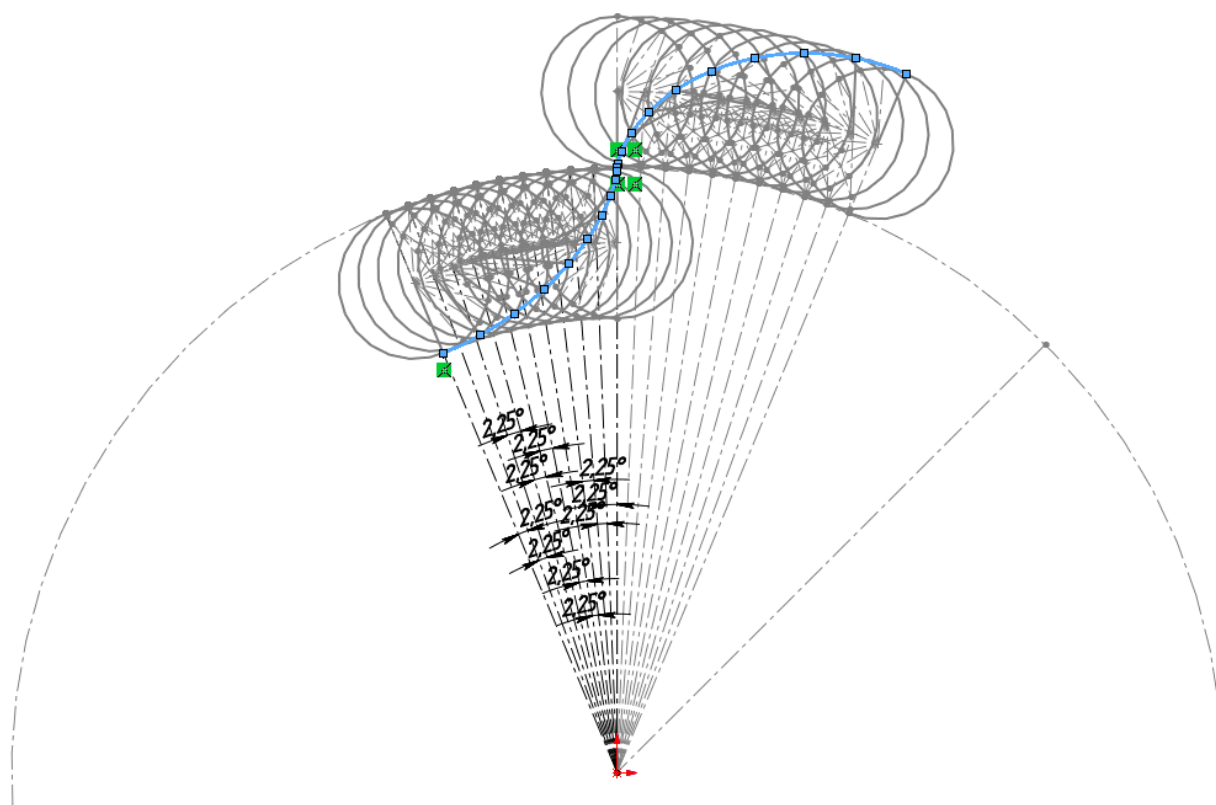


Рис 2.8 – Побудова профілю епі-гіпоциклоїди для гайки

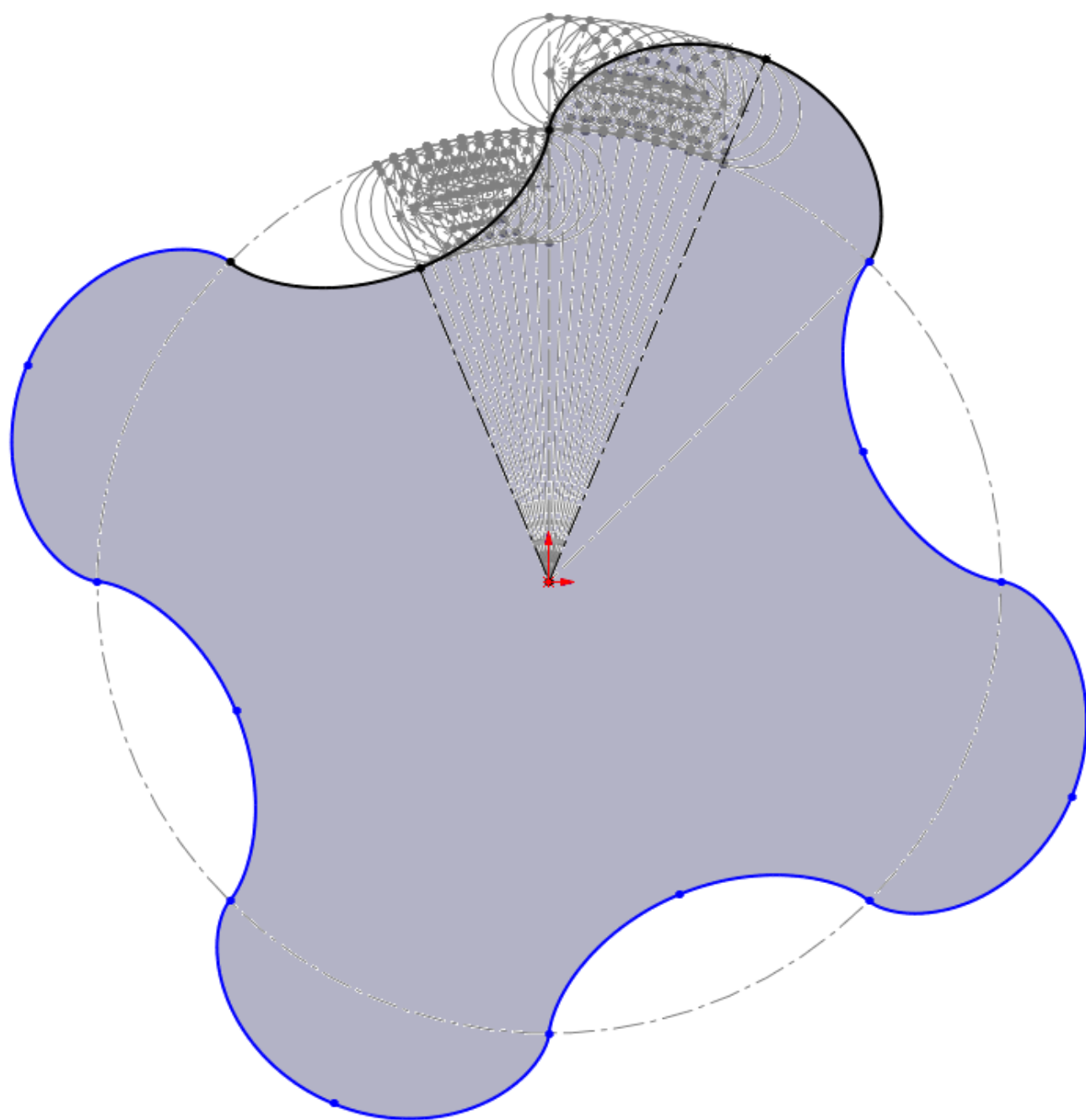


Рис 2.9 – Профіль гайки

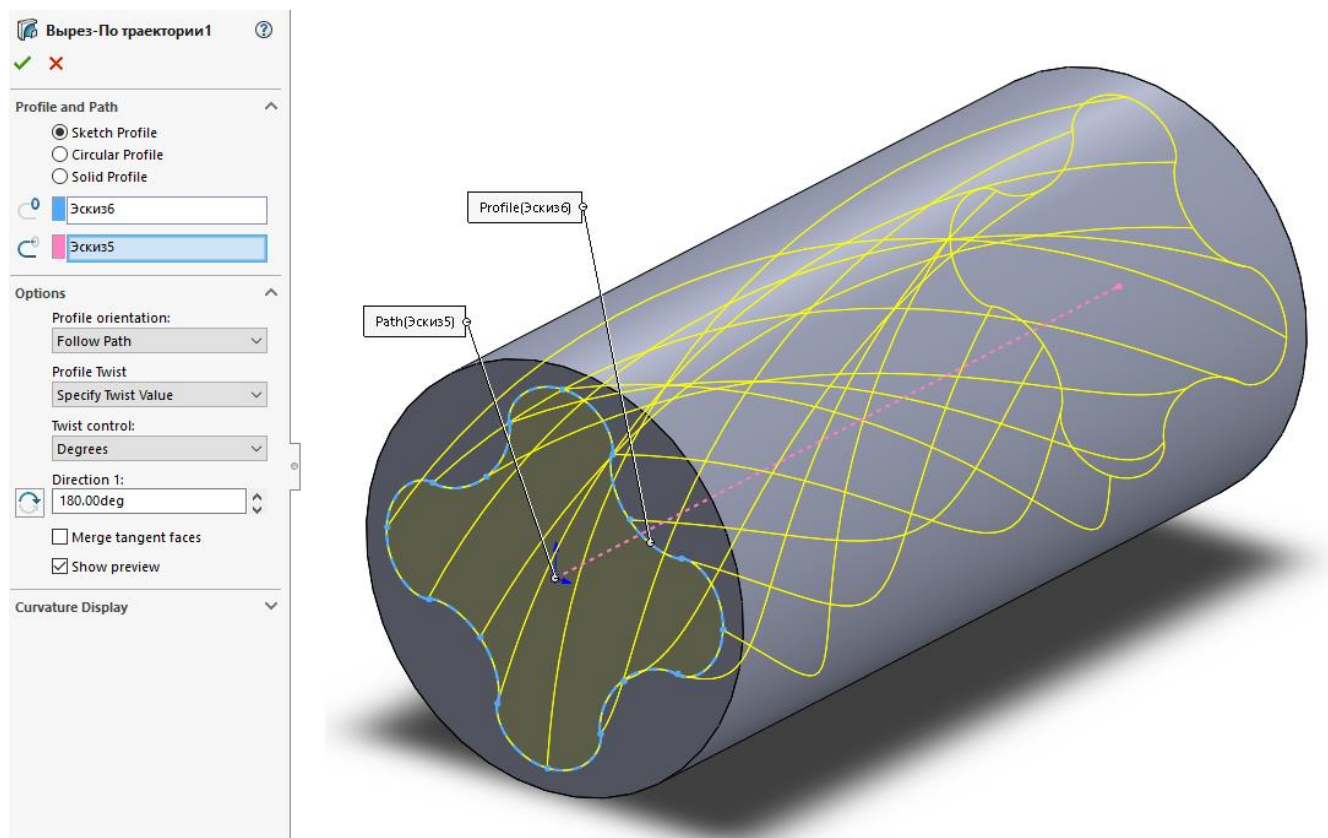


Рис 2.10 – Твердотільна модель гайки

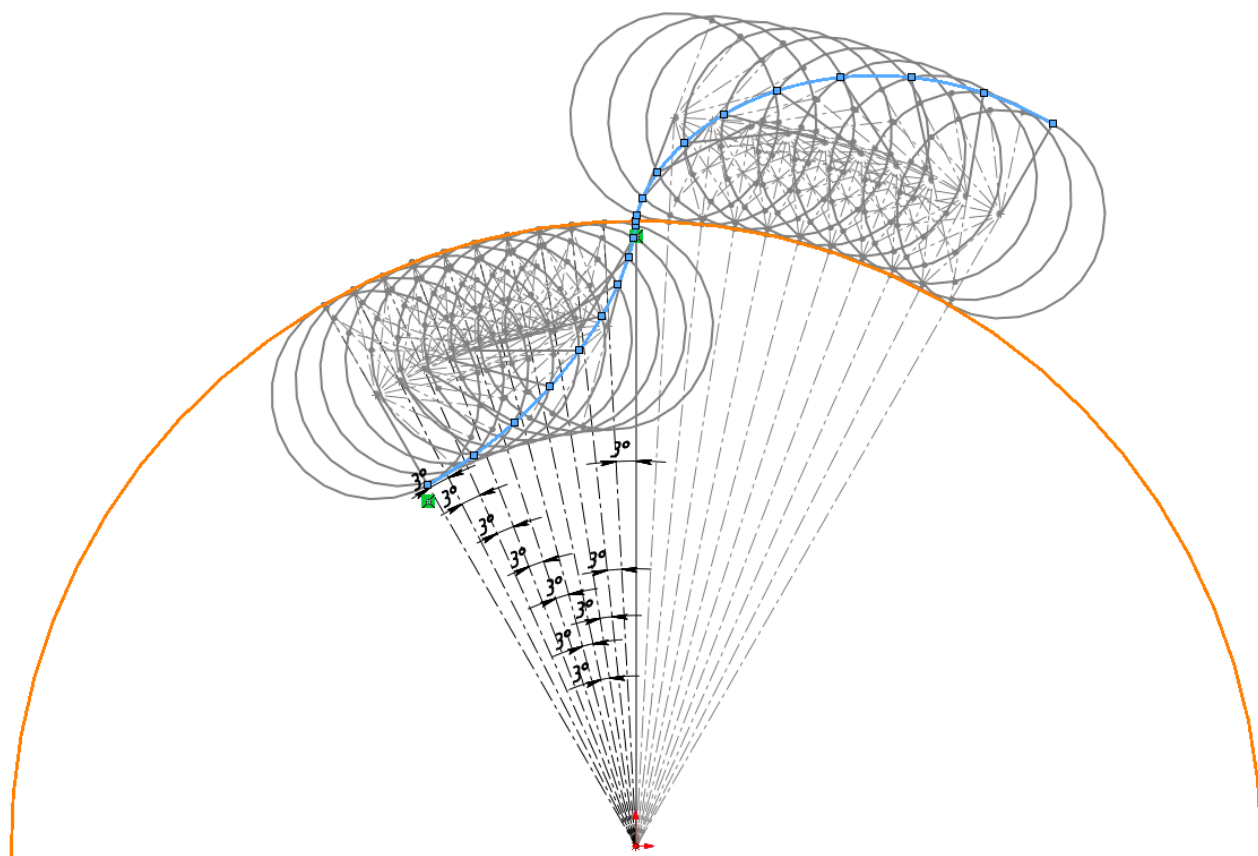


Рис 2.11 – Побудова профілю епі-гіпоциклоїди для гвинта

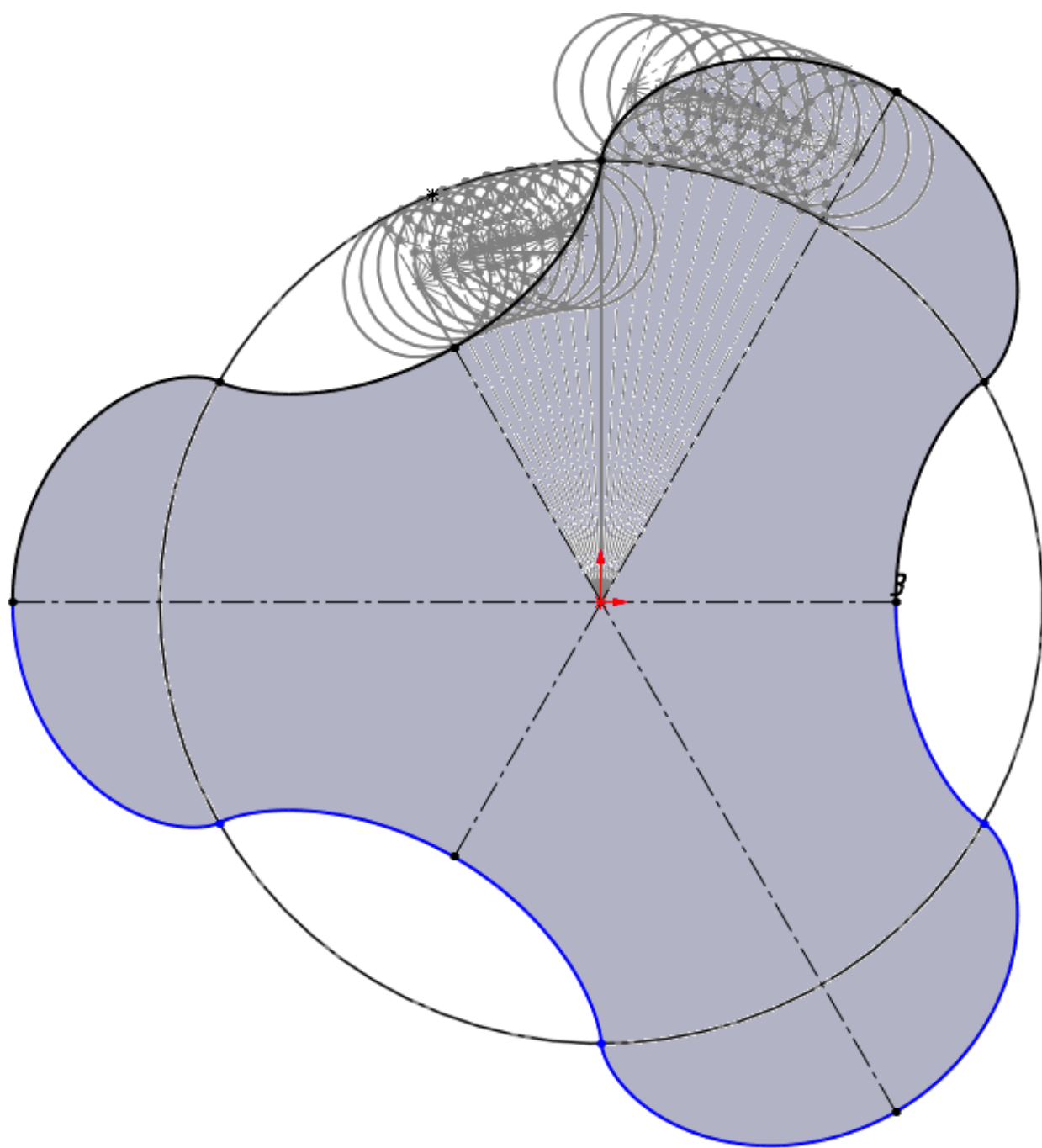


Рис 2.12 – Профіль гвинта

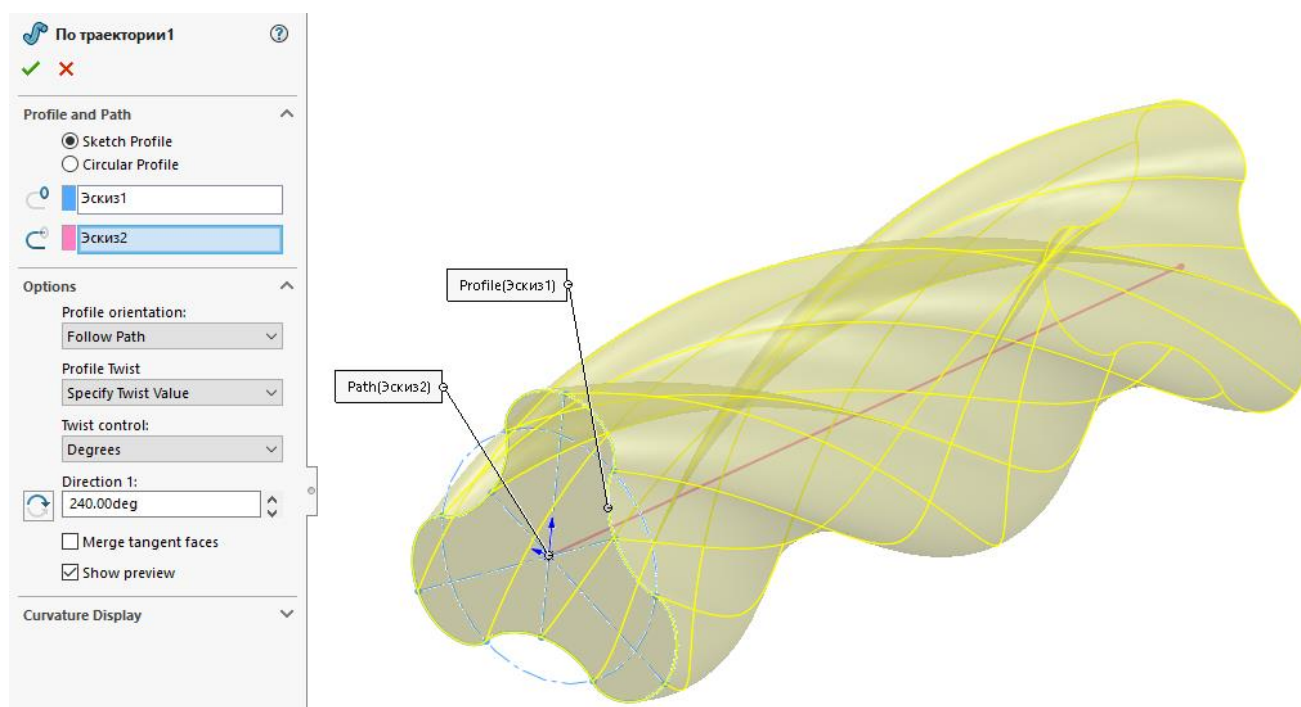


Рис 2.13 - Твердотільна модель гвинта

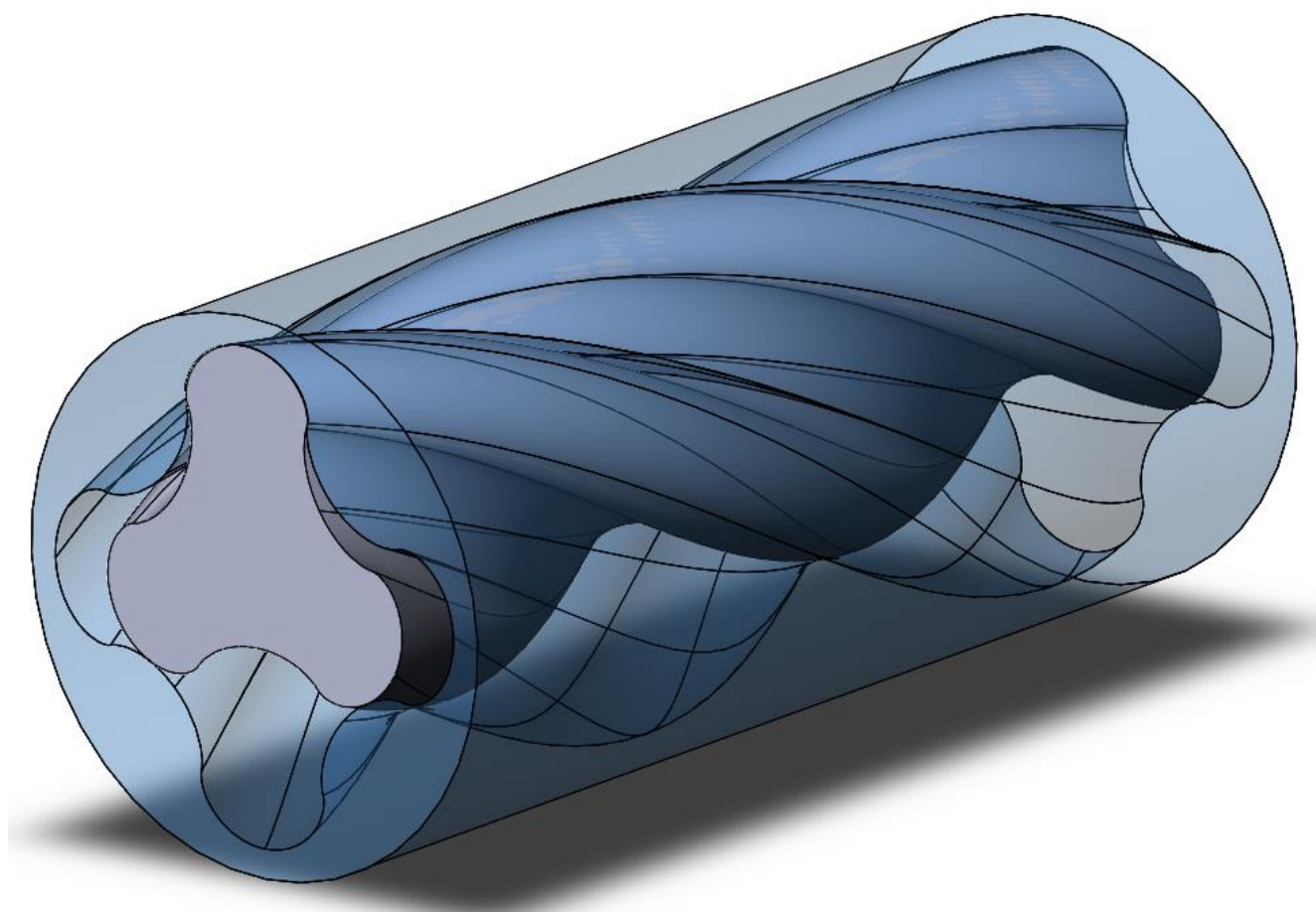


Рис 2.14 – Складання гвинт-гайка

Встановлено, що кут повороту профілю гайки становить 180 град, а потрібний кут повороту профіля гвинта становить 240 град.

Проведемо дослідження та визначимо яка потрібна розбіжність повороту профілю гайки та гвинта.

Для цього за допомогою моделі SolidWorks визначимо відповідні пари кутів, які дозволяють отримати правильну геометрію пари гвинт-гайка.

$$Mm := \begin{pmatrix} 120 & 160 \\ 180 & 240 \\ 240 & 320 \end{pmatrix}$$

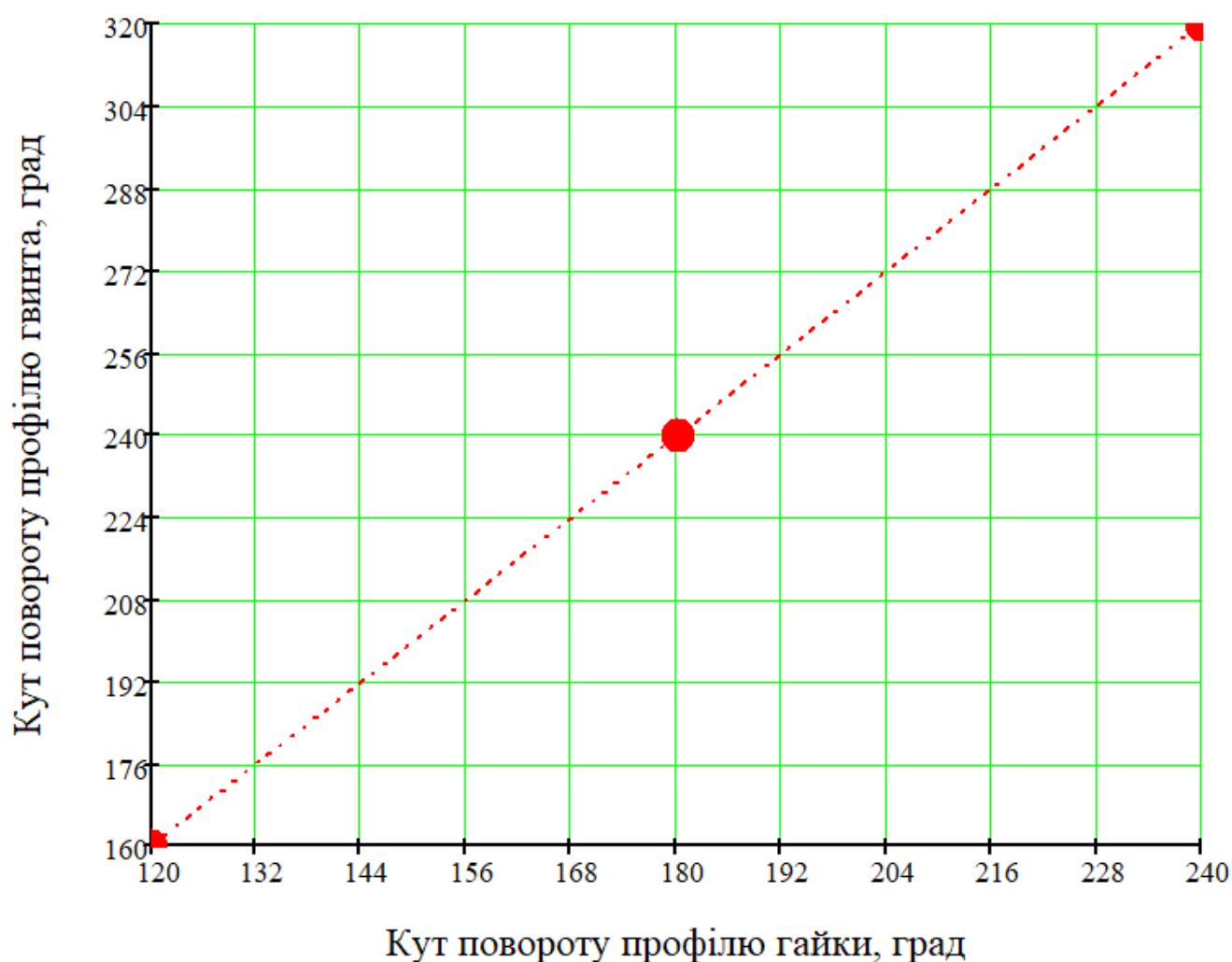


Рис 2.15 – Залежність кута повороту профілю гвинта від кута повороту профілю гайки.

Використовуючи засоби MathCAD, визначимо залежність кута повороту профілю гвинта від кута повороту профілю гайки

$$\text{line}(\text{Mm}^{\langle 0 \rangle}, \text{Mm}^{\langle 1 \rangle}) = \begin{pmatrix} 0 \\ 1.333 \end{pmatrix}$$

$$\frac{8}{6} = 1.333$$

Таким чином, залежність кута повороту профілю гвинта від кута повороту профілю гайки для гвинтової пари становить 4:3

$$\beta = \frac{4}{3} \cdot \alpha \quad (2.8)$$

Аналізуючи отриману комп'ютерну модель гвинтової пари, можна зробити наступні висновки:

- Збудовано половину гвинтової пари насосу. Для повноцінної роботи потрібна повна довжина гвинтової пари, тобто кут оберту профілю різблення гайки має складати 360 град. При цьому кут оберту гвинта насосу має складати $\beta = 4 \cdot 360 / 3 = 480$ град. Це убезпечить надійне відокремлення нагнітаючих порожнин, що утворюються між гайкою та гвинтом.
- Одночасно у роботі перебувають 4 порожнини насосу. Причому послідовність заповнення порожнин наведена на рис 2.16. З огляду наведеної діаграми наповненості порожнин, можна рекомендувати збільшити довжину на 10-12% для убезпечення перекриття порожнин та покращення герметизації пари;

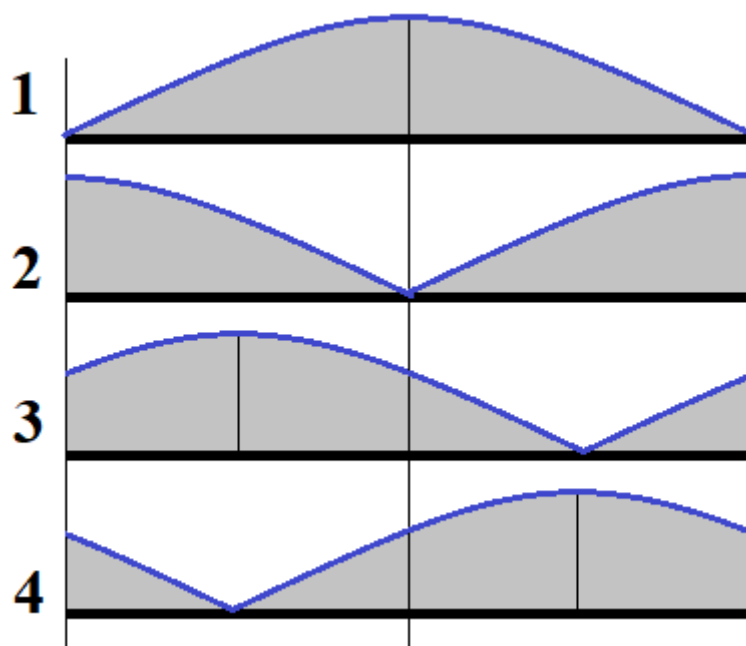


Рис. 2.16 – Послідовність заповнення порожнин протягом циклу

2.4. Дослідження впливу довжини гвинта та діаметру утворюючого кола на об'єм порожнин насоса та довжину лінії контакту

Метою дослідження є визначення впливу довжини гвинта та діаметру утворюючого кола на об'єм порожнин насоса, а також на довжину лінії контакту. Це дозволить у подальшому розробити методику проектування гвинтових насосів зі співвідношенням 4:3.

Варійовані чинники:

- Довжина гвинта (напівкрок гайки) 150 мм, 300 мм, 450 мм;
- Діаметр утворюючого кола 9,375 мм, 12,5 мм, 18,75 мм;

Функції відгуку:

- загальний об'єм усіх порожнин половини кроку гайки, мм³.
- Загальна довжина лінії контакту, мм

Комп'ютерна модель для визначення об'єму являє собою твердотільну модель порожнин – циліндр з якого відняли гайку та гвинт (рис 2.17). Модель збудовано для половини оберту профіля гайки.

План проведення експерименту наведено у табл 2.1

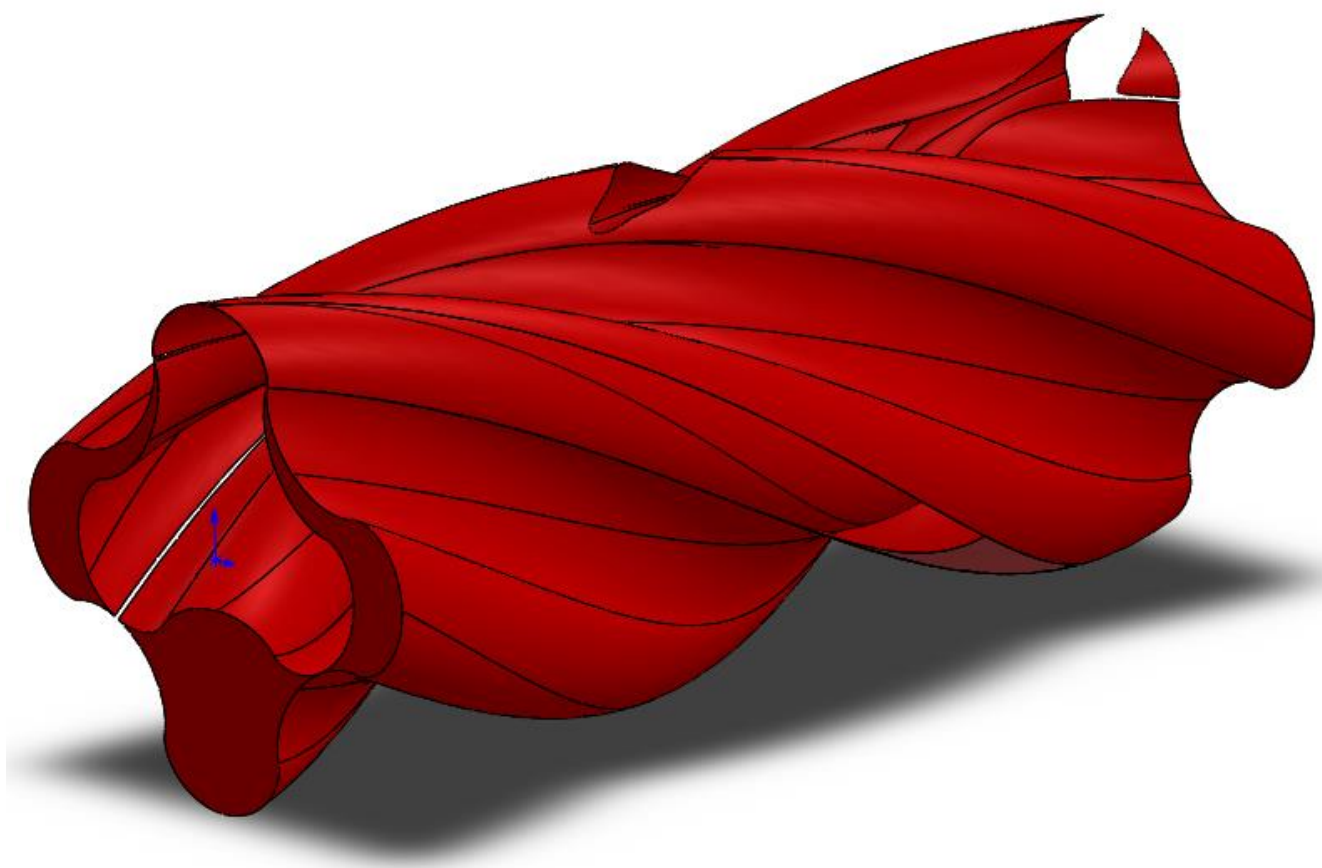
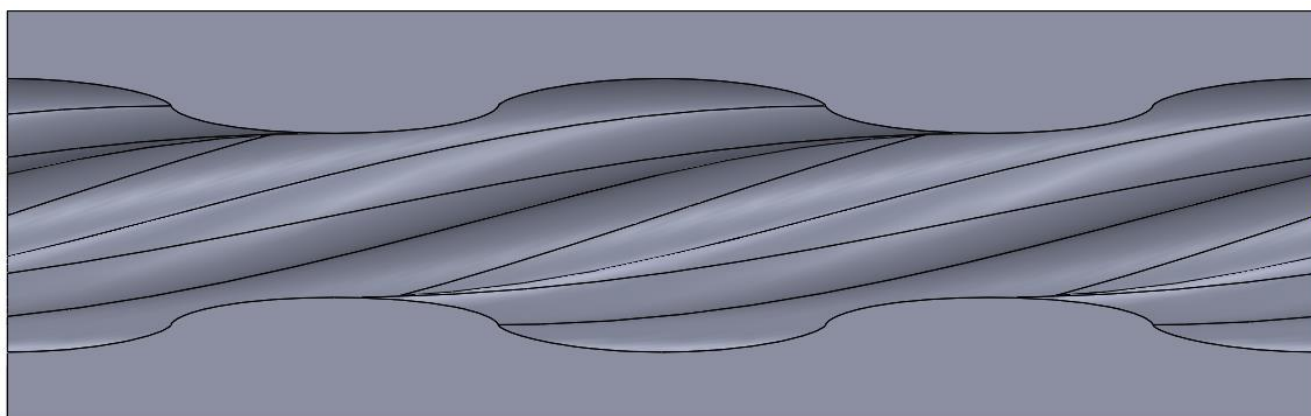


Рис 2.17 – Порожнини насосу



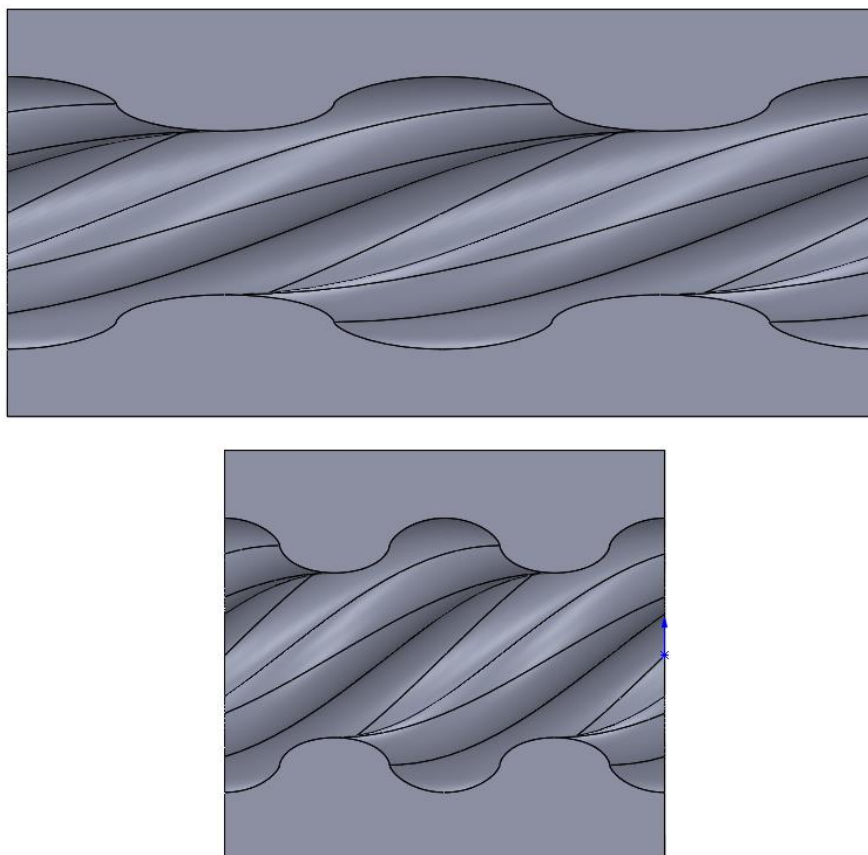


Рис 2.18 – Довжина лінії контакту

Таблиця 2.1 – План експерименту

№ досліду	L, мм	D, мм	$V_{\text{заг}}$ мм ³	L_1 , мм
1	150	12.5	515885.12	195,82
2	300	12.5	1031977.12	328,98
3	450	12.5	1547864.68	471,62
4	450	18,75	3642178.27	493,48
5	300	18,75	2428142.27	356,48
6	150	18,75	1213938.95	231,07
7	150	9,375	315723.60	178,22
8	300	9,375	631395.25	317,64
9	450	9,375	947298.32	462,88

За допомогою MathCAD обробимо отримані дані та отримаємо регресійні рівняння.

Урахуємо, що об'єм порожнин було виміряно для половини кроку, а довжина лінії контакту одна з трьох.

$$\mathbf{Ex} := \begin{pmatrix} 150 & 12.5 & 515885.12 & 195.82 \\ 300 & 12.5 & 1031977.12 & 328.98 \\ 450 & 12.5 & 1547864.68 & 471.62 \\ 450 & 18.75 & 3642178.27 & 493.48 \\ 300 & 18.75 & 2428142.27 & 356.48 \\ 150 & 18.75 & 1213938.95 & 231.07 \\ 150 & 9.375 & 315723.60 & 178.22 \\ 300 & 9.375 & 631395.25 & 317.64 \\ 450 & 9.375 & 947298.32 & 462.88 \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{Ex}^{(2)} := \mathbf{Ex}^{(2)} \cdot 2$$

$$\mathbf{Ex}^{(3)} := \mathbf{Ex}^{(3)} \cdot 2 \cdot 3$$

Визначимо коефіцієнти регресії для рівняння з визначення об'єму порожнини насосу

Given

$$\frac{d}{da0} \left[\sum_{i=0}^8 \left[\mathbf{Ex}_{i,2} - a0 - a1 \cdot \mathbf{Ex}_{i,0} - a2 \cdot \mathbf{Ex}_{i,1} - a11 \cdot (\mathbf{Ex}_{i,0})^2 - a22 \cdot (\mathbf{Ex}_{i,1})^2 - a12 \cdot \mathbf{Ex}_{i,0} \cdot \mathbf{Ex}_{i,1} \right]^2 \right] = 0$$

$$\frac{d}{da1} \left[\sum_{i=0}^8 \left[\mathbf{Ex}_{i,2} - a0 - a1 \cdot \mathbf{Ex}_{i,0} - a2 \cdot \mathbf{Ex}_{i,1} - a11 \cdot (\mathbf{Ex}_{i,0})^2 - a22 \cdot (\mathbf{Ex}_{i,1})^2 - a12 \cdot \mathbf{Ex}_{i,0} \cdot \mathbf{Ex}_{i,1} \right]^2 \right] = 0$$

$$\frac{d}{da2} \left[\sum_{i=0}^8 \left[\mathbf{Ex}_{i,2} - a0 - a1 \cdot \mathbf{Ex}_{i,0} - a2 \cdot \mathbf{Ex}_{i,1} - a11 \cdot (\mathbf{Ex}_{i,0})^2 - a22 \cdot (\mathbf{Ex}_{i,1})^2 - a12 \cdot \mathbf{Ex}_{i,0} \cdot \mathbf{Ex}_{i,1} \right]^2 \right] = 0$$

$$\frac{d}{da11} \left[\sum_{i=0}^8 \left[\mathbf{Ex}_{i,2} - a0 - a1 \cdot \mathbf{Ex}_{i,0} - a2 \cdot \mathbf{Ex}_{i,1} - a11 \cdot (\mathbf{Ex}_{i,0})^2 - a22 \cdot (\mathbf{Ex}_{i,1})^2 - a12 \cdot \mathbf{Ex}_{i,0} \cdot \mathbf{Ex}_{i,1} \right]^2 \right] = 0$$

$$\frac{d}{da22} \left[\sum_{i=0}^8 \left[\mathbf{Ex}_{i,2} - a0 - a1 \cdot \mathbf{Ex}_{i,0} - a2 \cdot \mathbf{Ex}_{i,1} - a11 \cdot (\mathbf{Ex}_{i,0})^2 - a22 \cdot (\mathbf{Ex}_{i,1})^2 - a12 \cdot \mathbf{Ex}_{i,0} \cdot \mathbf{Ex}_{i,1} \right]^2 \right] = 0$$

$$\frac{d}{da12} \left[\sum_{i=0}^8 \left[\mathbf{Ex}_{i,2} - a0 - a1 \cdot \mathbf{Ex}_{i,0} - a2 \cdot \mathbf{Ex}_{i,1} - a11 \cdot (\mathbf{Ex}_{i,0})^2 - a22 \cdot (\mathbf{Ex}_{i,1})^2 - a12 \cdot \mathbf{Ex}_{i,0} \cdot \mathbf{Ex}_{i,1} \right]^2 \right] = 0$$

$$\text{Find}(a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}, a_{12}) \rightarrow \begin{pmatrix} 3.8267594247619047619e6 \\ -8616.6613714285714286 \\ -580576.47933968253968 \\ -0.0020791111111111111111 \\ 20319.722040888888889 \\ 1307.8732434285714286 \end{pmatrix}$$

Фінальне регресійне рівняння для визначення об'єму

$$V_n(L, d) := 3.827 \cdot 10^6 - 8617 \cdot L + -580576 \cdot d + -0.00208 \cdot L^2 + 20319 \cdot d^2 + 1308 \cdot L \cdot d \quad (2,9)$$

Отримана залежність наведена на рис 2.19

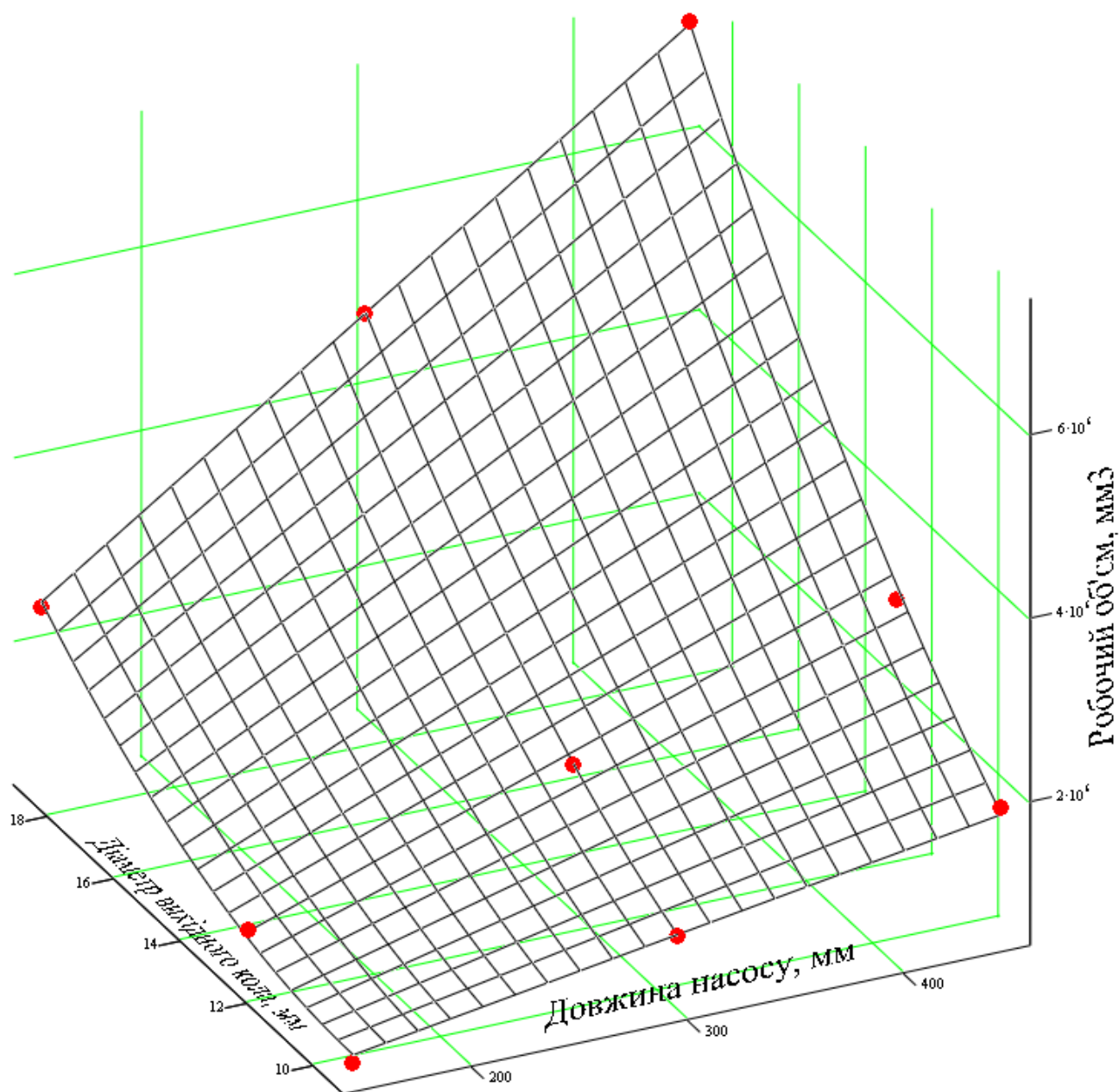


Рис 2.19 – Залежність робочого об'єму повного кроку гайки від довжини гвинта та діаметру утворюючого кола

Проаналізуємо отриману залежність.

Обидва фактори, що входять у залежність є впливовими. Тобто підтверджено, що об'єм порожнин насосу залежність від довжини гвинтової пари та діаметру утворюючого кола.

Аналізуючи отримане регресійне рівняння можна сказати, що довжина насосу має лінійний вплив (оскільки коефіцієнт регресії біля квадрату довжини є

дуже малою величиною), натомість діаметр утворюючого кола має нелінійний вплив. Причому обидва фактори мають зростаючий вплив.

Визначимо коефіцієнти регресії для рівняння з визначення лінії контакту гвинта та гайки.

Given

$$\begin{aligned} \frac{d}{da0} \left[\sum_{i=0}^8 \left[Ex_{i,3} - a0 - a1 \cdot Ex_{i,0} - a2 \cdot Ex_{i,1} - a11 \cdot (Ex_{i,0})^2 - a22 \cdot (Ex_{i,1})^2 - a12 \cdot Ex_{i,0} \cdot Ex_{i,1} \right]^2 \right] &= 0 \\ \frac{d}{da1} \left[\sum_{i=0}^8 \left[Ex_{i,3} - a0 - a1 \cdot Ex_{i,0} - a2 \cdot Ex_{i,1} - a11 \cdot (Ex_{i,0})^2 - a22 \cdot (Ex_{i,1})^2 - a12 \cdot Ex_{i,0} \cdot Ex_{i,1} \right]^2 \right] &= 0 \\ \frac{d}{da2} \left[\sum_{i=0}^8 \left[Ex_{i,3} - a0 - a1 \cdot Ex_{i,0} - a2 \cdot Ex_{i,1} - a11 \cdot (Ex_{i,0})^2 - a22 \cdot (Ex_{i,1})^2 - a12 \cdot Ex_{i,0} \cdot Ex_{i,1} \right]^2 \right] &= 0 \\ \frac{d}{da11} \left[\sum_{i=0}^8 \left[Ex_{i,3} - a0 - a1 \cdot Ex_{i,0} - a2 \cdot Ex_{i,1} - a11 \cdot (Ex_{i,0})^2 - a22 \cdot (Ex_{i,1})^2 - a12 \cdot Ex_{i,0} \cdot Ex_{i,1} \right]^2 \right] &= 0 \\ \frac{d}{da22} \left[\sum_{i=0}^8 \left[Ex_{i,3} - a0 - a1 \cdot Ex_{i,0} - a2 \cdot Ex_{i,1} - a11 \cdot (Ex_{i,0})^2 - a22 \cdot (Ex_{i,1})^2 - a12 \cdot Ex_{i,0} \cdot Ex_{i,1} \right]^2 \right] &= 0 \\ \frac{d}{da12} \left[\sum_{i=0}^8 \left[Ex_{i,3} - a0 - a1 \cdot Ex_{i,0} - a2 \cdot Ex_{i,1} - a11 \cdot (Ex_{i,0})^2 - a22 \cdot (Ex_{i,1})^2 - a12 \cdot Ex_{i,0} \cdot Ex_{i,1} \right]^2 \right] &= 0 \end{aligned}$$

$$\text{Find}(a0, a1, a2, a11, a22, a12) \rightarrow \begin{pmatrix} -17.859523809523809524 \\ 5.4025761904761904762 \\ 31.25059047619047619 \\ 0.0011951111111111111111 \\ 0.31573333333333333333 \\ -0.046806857142857142857 \end{pmatrix}$$

Фінальне регресійне рівняння для визначення об'єму

$$Lk(L, d) := -17.86 + 5.403 \cdot L + 31.251 \cdot d + 0.001195 \cdot L^2 + 0.316 \cdot d^2 + -0.047 \cdot L \cdot d \quad (2.11)$$

Отримана залежність наведена на рис 2.20

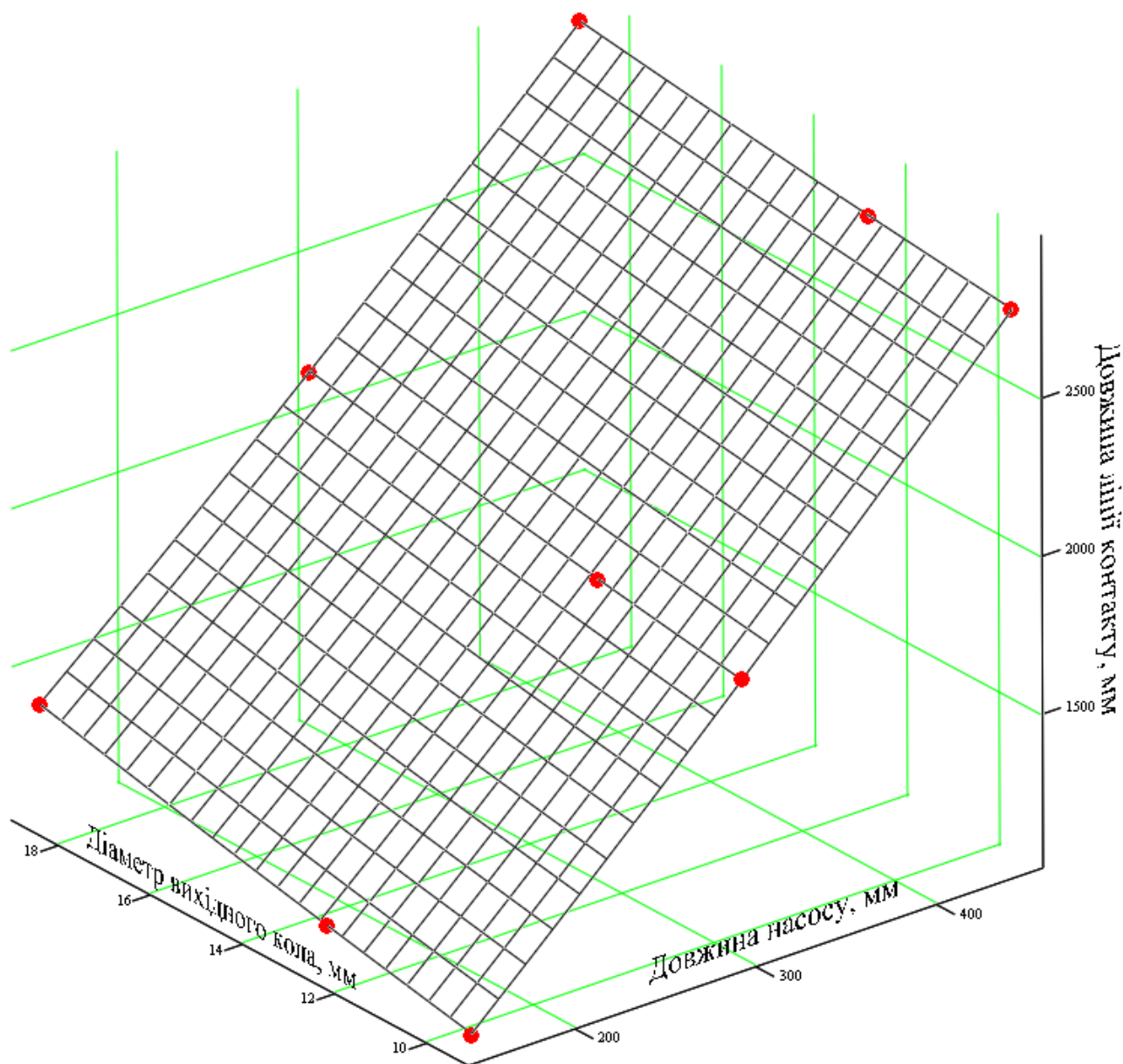


Рис 2.20 – Залежність довжини лінії контакту повного кроку гайки від довжини гвинта та діаметру утворюючого кола

Проаналізуємо отриману залежність.

Обидва фактори, що входять у залежність є впливовими. Тобто підтверджено, що довжина лінії контакту гвинта та гайки насосу залежність від довжини гвинтової пари та діаметру утворюючого кола.

Аналізуючи отримане регресійне рівняння можна сказати, що довжина насосу та діаметр утворюючого кола мають лінійний вплив (оскільки коефіцієнти

регресії біля квадрату є дуже малими величинами. Причому обидва фактори мають зростаючий вплив.

Визначені дві важливі величини є основними параметрами під час проектування насосів. При цьому конструктори намагаються зробити порожнини якомога більшими задля забезпечення достатньої продуктивності насосу. Згідно отриманої залежності це забезпечується максимізацією кроку різьблення та утворюючого кола. З іншого боку потрібно мінімізувати довжину тертя, щоб зменшити втрати на додання тертя у насосі.

Проведемо дослідження багатокритеріної оптимізації.

Критерії оптимізації:

- перший критерій оптимізації: об'єм порожнин $\rightarrow \max$;
- другий критерій оптимізації: довжина лінії контакту $\rightarrow \min$.

Параметри:

- крок гвинтової лінії, мм;
- діаметр утворюючого кола, мм.

Задля визначення компромісного рішення, переведемо величини у відносні:

$$V_{n1}(L, d) := \frac{3.827 \cdot 10^6 - 8617 \cdot L + -580576 \cdot d + -0.00208 \cdot L^2 + 20319 \cdot d^2 + 1308 \cdot L \cdot d}{3642178.27 \cdot 2} \quad (2.12)$$

$$L_{k1}(L, d) := \frac{-17.86 + 5.403 \cdot L + 31.251 \cdot d + 0.001195 \cdot L^2 + 0.316 \cdot d^2 + -0.047 \cdot L \cdot d}{2961} \quad (2.13)$$

Графік, що показує умови багатокритерійної оптимізації наведено на рис 2.21.

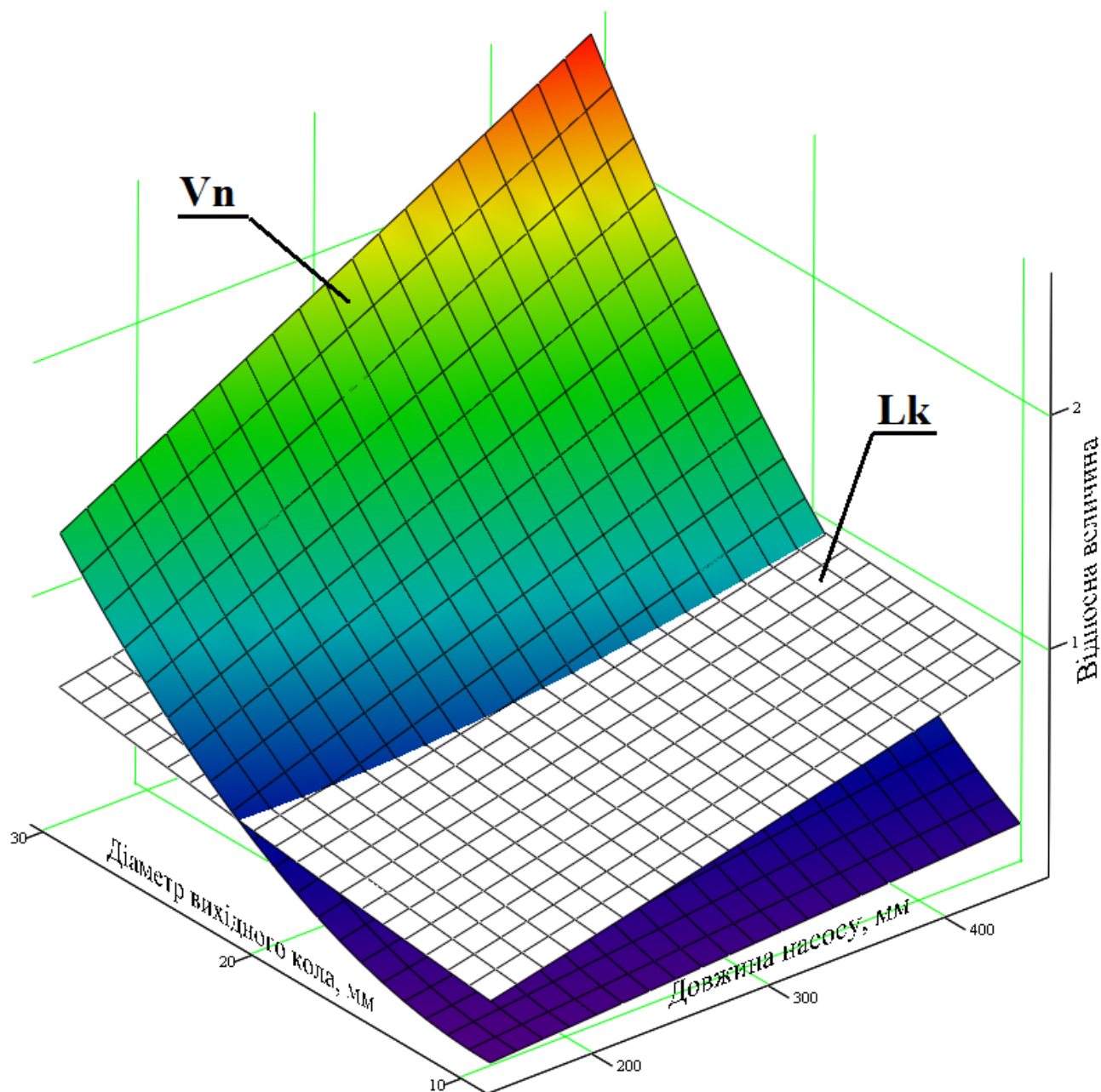


Рис 2.21 – Завдання багатокритерійної оптимізації

З наведеного графіку очевидно, що рішенням буде просторова крива – лінія перетину площин.

Задля визначення рівняння лінії перетину цих площин та визначення компромісних параметрів порівнюємо рівняння площин

$$\begin{aligned}
 & \frac{3.827 \cdot 10^6 - 8617 \cdot L + -580576 \cdot d + -0.00208 \cdot L^2 + 20319 \cdot d^2 + 1308 \cdot L \cdot d}{3642178.27 \cdot 2} = \\
 & = \frac{-17.86 + 5.403 \cdot L + 31.251 \cdot d + 0.001195 \cdot L^2 + 0.316 \cdot d^2 + -0.047 \cdot L \cdot d}{2961}
 \end{aligned}
 \tag{2.14}$$

Розв'яжемо це рівняння відносно однієї з невідомих, наприклад, d

$$d(L) := 186.38 \cdot \sqrt{4.25e-8 \cdot L^2 - 0.000003 \cdot L + 0.00244 - 0.0364 \cdot L + 16.82}
 \tag{2.15}$$

Визначене компромісне рішення показано на рис 2.22 і 2.23.

Таким чином, визначено компромісне рішення завдання багатокритерійної оптимізації, що забезпечує максимальний об'єм порожнин насосу при мінімальній довжині лінії контакту.

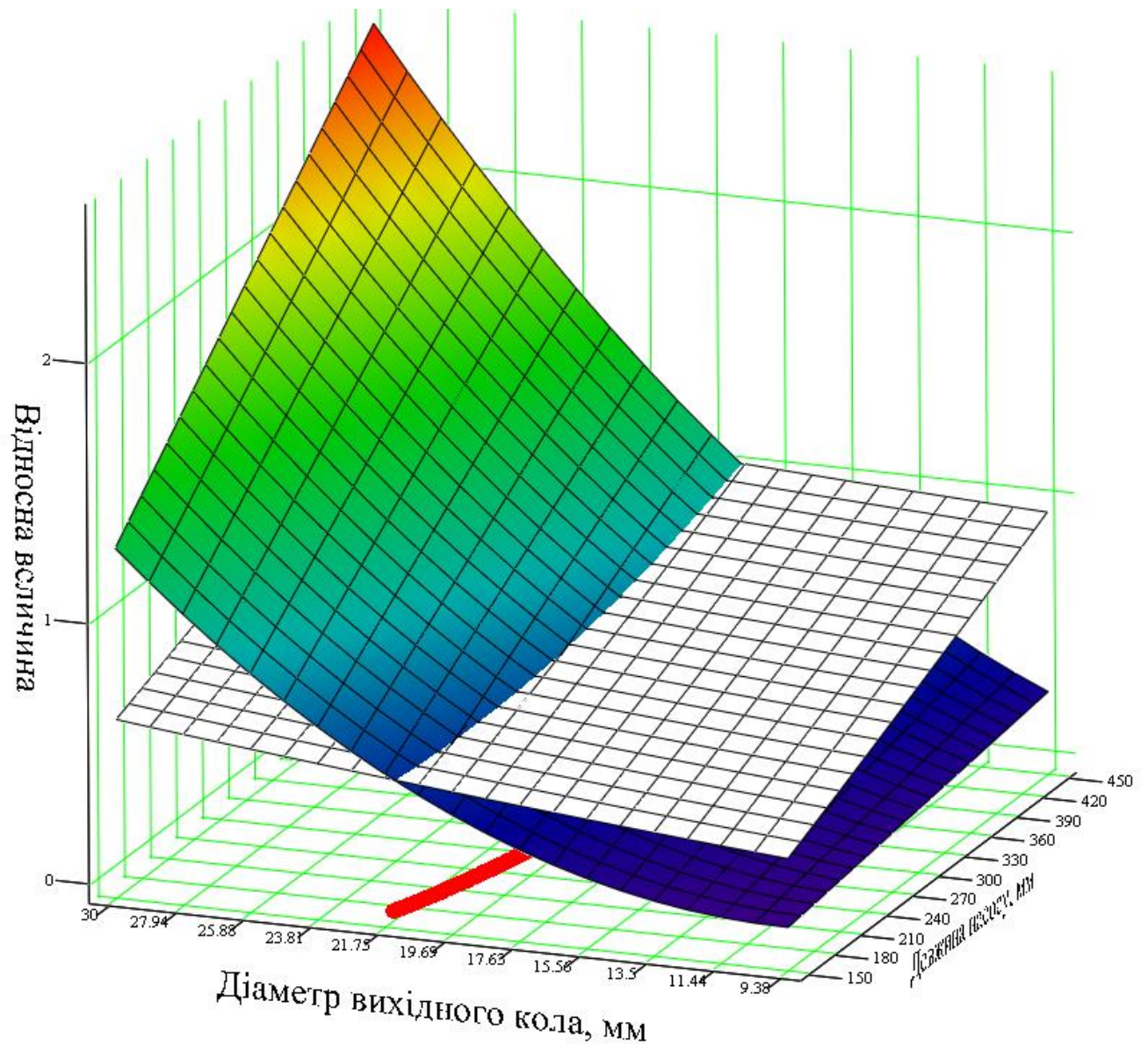


Рис 2.22 – Компромісне рішення

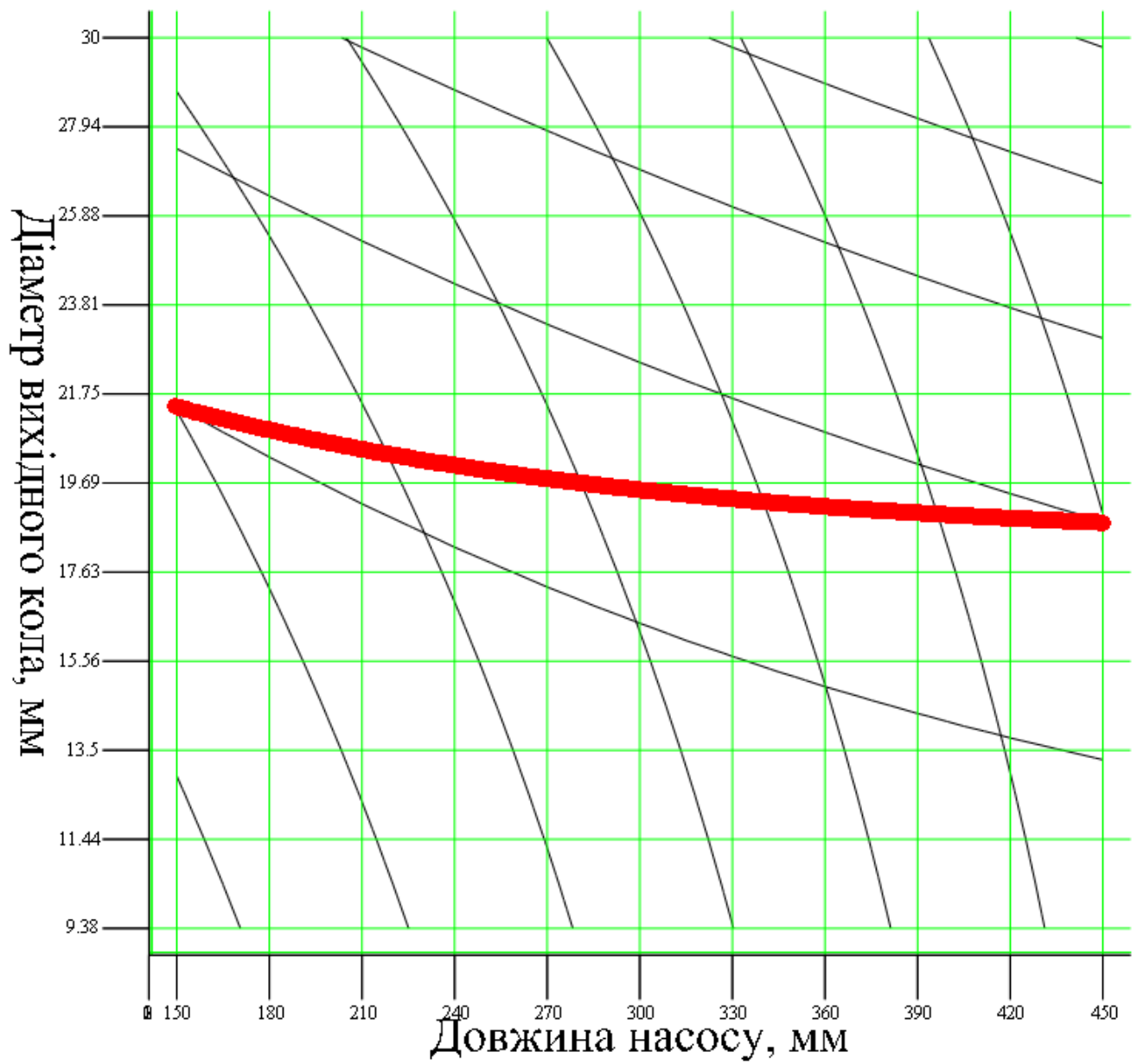


Рис 2.23 – Компромісне рішення

Висновки до розділу 2

1. У результаті проведеного аналізу встановлено, що перспективним є конструкція насосу з відношенням 3:4.
2. Профіль гвинта та статору складається з епіциклоїд та гіпоциклоїд;
3. Встановлено, що базовим параметром профілю зачеплення статор-гвинт є діаметр утворюючого кола, що котиться по ділільним колам. При чому діаметр ділільного кола статора становить 8 діаметрів утворюючого кола, а для гвинта – 6.
4. Розроблено параметричні рівняння епіциклоїд та гіпоциклоїд для статору та гвинта;
5. Розглянемо формування гіпо-епі-циклоїдного зачеплення з відношенням 4:3.
6. Встановлено, що кут оберту профілю гвинта має складати $\frac{4}{3}$ від кута повороту профілю статору, тобто бути у 1,3333 рази більшим;
7. Одночасно у роботі перебувають 4 порожнини насосу. Можна рекомендувати збільшити довжину на 10-12% для забезпечення перекриття порожнин та покращення герметизації пари;
8. Проведено дослідження щодо визначення впливу довжини гвинта та діаметру утворюючого кола на об'єм порожнин насосу, а також на довжину лінії контакту.
9. Встановлено залежність об'єму порожнин насосу від довжини гвинта та діаметру утворюючого кола другого ступеня.
10. Встановлено, що об'єм порожнин насосу залежність від довжини гвинтової пари та діаметру утворюючого кола. Причому довжина насосу має лінійний вплив (оскільки коефіцієнт регресії біля квадрату довжини є дуже малою величиною), натомість діаметр утворюючого кола має нелінійний вплив. Обидва фактори мають зростаючий вплив.
11. Встановлено залежність довжини лінії контакту статора і гвинта від довжини гвинта та діаметру утворюючого кола другого ступеня.

12. Встановлено, що довжина лінії контакту гвинта та гайки насосу залежить від довжини гвинтової пари та діаметру утворюючого кола. Причому довжина насоса та діаметр утворюючого кола мають лінійний вплив (оскільки коефіцієнти регресії біля квадрату є дуже малими величинами). Причому обидва фактори мають зростаючий вплив.
13. Визначені дві важливі величини є основними параметрами під час проектування насосів. При цьому конструктори намагаються зробити порожнини якомога більшими задля забезпечення достатньої продуктивності насоса. Згідно отриманої залежності це забезпечується максимізацією кроку різьблення та утворюючого кола. З іншого боку потрібно мінімізувати довжину тертя, щоб зменшити втрати на додання тертя у насосі.
14. Проведено дослідження багатокритерійної оптимізації та визначено значення діаметру утворюючого кола та довжини насоса, що забезпечують максимальний об'єм порожнин насоса при мінімальній довжині лінії контакту статора та гвинта.

3. МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ОДНОГВИНТОВИХ НАСОСІВ З ВІДНОШЕННЯМ 3:4

Вихідні дані:

- 15. потрібна подача, Q м³/год;
- 16. початковий тиск, P_n Па;
- 17. потрібний тиск, P_k Па;
- 18. кінематична в'язкість рідини μ

Розрахунок:

Потрібна кількість кроків гвинта:

$$k = \frac{(P_n - P_k) - [P_k]}{4 \cdot [P_k]} + 1 \quad (3.1)$$

де $[P_k]$ - міжвитковий перепад тиску, Па. При розрахунках приймають $[P_k] = 0,2$ - $0,5$ МПа, причому знижені значення перепадів відносяться до режимів низьких частот обертання.

Максимально припустима частота обертання гвинта

$$n = \frac{15 \cdot \pi \cdot D_{вс}^3 \cdot \Delta p_v}{W \cdot V \cdot \mu} \quad (3.2)$$

де $D_{вс}$ – діаметр патрубка, що всмоктує; W – коефіцієнт пропорційності, що залежить від кінематичної в'язкості рідини; V – робочий об'єм насоса; μ – кінематична в'язкість рідини, що перекачується; Δp_v – квітаційний запас, приймають $\Delta p_v < 0.04$ МПа.

Потрібний робочий об'єм насоса

$$V = \frac{Q}{n} \quad (3.3)$$

Діаметр початкового кола, мм

$$d = \frac{797145 + \sqrt{12205524942481 + 3188580 \cdot (V/k)}}{2 \cdot (3827000 - V/k)} \quad (3.4)$$

де V – у мм^3

Довжина насосу, мм

$$L = 1.923 \cdot \left(\frac{2.236 \cdot \sqrt{5345921706 \cdot d^2 - 70428880024 \cdot d + 26 \cdot \left(\frac{V}{k}\right) + 231940151125} - (-163500 \cdot d + 1077125)}{1} \right) \quad (3.5)$$

Діаметр западин різьблення статору насосу, мм

$$D_3 = 10 \cdot d \quad (3.6)$$

Діаметр вершин різьблення гвинта насосу, мм

$$d_g = 8 \cdot d \quad (3.7)$$

Параметричні рівняння для статору

19. епіциклоїди

$$\begin{cases} x = 4.5 \cdot d \cdot \cos(0.125 \cdot t) - 0.5 \cdot d \cdot \cos(1.125 \cdot t) \\ y = 4.5 \cdot d \cdot \sin(0.125 \cdot t) - 0.5 \cdot d \cdot \sin(1.125 \cdot t) \end{cases} \quad (3.8)$$

20. гіпоциклоїди

$$\begin{cases} x = 3.5 \cdot d \cdot \cos(0.125 \cdot t) + 0.5 \cdot d \cdot \cos(0.875 \cdot t) \\ y = 3.5 \cdot d \cdot \sin(0.125 \cdot t) - 0.5 \cdot d \cdot \sin(0.875 \cdot t) \end{cases} \quad (3.9)$$

Параметричні рівняння для гвинта

21. епіциклоїди

$$\begin{cases} x = 3.5 \cdot d \cdot \cos\left(\frac{t}{6}\right) - 0.5 \cdot d \cdot \cos\left(\frac{7 \cdot t}{6}\right) \\ y = 3.5 \cdot d \cdot \sin\left(\frac{t}{6}\right) - 0.5 \cdot d \cdot \sin\left(\frac{7 \cdot t}{6}\right) \end{cases} \quad (3.10)$$

22. гіпоциклоїди

$$\begin{cases} x = 2.5 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{t}{6}\right) + 0.5 \cdot d \cdot \cos\left(\frac{5 \cdot t}{6}\right) \\ y = 2.5 \cdot r \cdot \sin\left(\frac{t}{6}\right) - 0.5 \cdot d \cdot \sin\left(\frac{5 \cdot t}{6}\right) \end{cases} \quad (3.11)$$

Висновки до розділу 3

Розроблено методику проектування одногвинтових насосів з відношенням 3:4, що забезпечує проектування з раціональними параметрами.

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі розв'язано актуальне науково-технічне завдання, що полягає в покращенні режиму роботи одногвинтових насосів у гідроприводах гірничих машин приводів гірничих машин за рахунок та визначення раціональних параметрів таких насосів.

1. У результаті проведеного аналізу встановлено, що перспективним є конструкція насосу з відношенням 3:4.
2. Профіль гвинта та статору складається з епіциклоїд та гіпоциклоїд;
3. Встановлено, що базовим параметром профілю зачеплення статор-гвинт є діаметр утворюючого кола, що котиться по ділільним колам. При чому діаметр ділільного кола статора становить 8 діаметрів утворюючого кола, а для гвинта – 6.
4. Розроблено параметричні рівняння епіциклоїд та гіпоциклоїд для статору та гвинта;
5. Розглянемо формування гіпо-епі-циклоїдного зачеплення з відношенням 4:3.
6. Встановлено, що кут оберту профілю гвинта має складати $\frac{4}{3}$ від кута повороту профілю статору, тобто бути у 1,3333 рази більшим;
7. Одночасно у роботі перебувають 4 порожнини насосу. Можна рекомендувати збільшити довжину на 10-12% для забезпечення перекриття порожнин та покращення герметизації пари;
8. Проведено дослідження щодо визначення впливу довжини гвинта та діаметру утворюючого кола на об'єм порожнин насосу, а також на довжину лінії контакту.
9. Встановлено залежність об'єму порожнин насосу від довжини гвинта та діаметру утворюючого кола другого ступеня.
10. Встановлено, що об'єм порожнин насосу залежність від довжини гвинтової пари та діаметру утворюючого кола. Причому довжина насосу має лінійний вплив (оскільки коефіцієнт регресії біля квадрату довжини є

дуже малою величиною), натомість діаметр утворюючого кола має нелінійний вплив. Обидва фактори мають зростаючий вплив.

11. Встановлено залежність довжини лінії контакту статора і гвинта від довжини гвинта та діаметру утворюючого кола другого ступеня.
12. Встановлено, що довжина лінії контакту гвинта та гайки насосу залежність від довжини гвинтової пари та діаметру утворюючого кола. Причому довжина насосу та діаметр утворюючого кола мають лінійний вплив (оскільки коефіцієнти регресії біля квадрату є дуже малими величинами. Причому обидва фактори мають зростаючий вплив.
13. Визначені дві важливі величини є основними параметрами під час проектування насосів. При цьому конструктори намагаються зробити порожнини якомога більшими задля забезпечення достатньої продуктивності насосу. Згідно отриманої залежності це забезпечується максимізацією кроку різблення та утворюючого кола. З іншого боку потрібно мінімізувати довжину тертя, щоб зменшити втрати на додання тертя у насосі.
14. Проведено дослідження багатокритерійної оптимізації та визначено значення діаметру утворюючого кола та довжини насосу, що забезпечують максимальний об'єм порожнин насосу при мінімальній довжині лінії контакту статора та гвинта.
15. Розроблено методику проектування одногвинтових насосів з відношенням 3:4, що забезпечує проектування з раціональними параметрами.