



**ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ
ФИЛИАЛ ПЛОВДИВ**

**КАТЕДРА “МАШИНОСТРОИТЕЛНА ТЕХНИКА И
ТЕХНОЛОГИИ”**

маг. инж. НИКОЛА ВЛАДИМИРОВ НАЧЕВ

**РАЗРАБОТВАНЕ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА ГЕРОТОР
ПОМПА ЗА ПРОИЗВОДСТВЕНАТА ТЕХНИКА**

АВТОРЕФЕРАТ

на дисертация за получаване на образователна и научна степен
“ДОКТОР”

Научна област 5. Технически науки
Професионално направление 5.1 Машинно инженерство
Специалност “Металорежещи машини и системи”

Научни ръководители:
проф. д-тн инж. Георги Атанасов Мишев
доц. д-р. инж. Станислав Любенов Алексиев

Рецензенти:
проф. д-тн инж. Иван Георгиев Тошев
проф. д-р инж. Милчо Стоянов Ангелов

ПЛОВДИВ 2014

Дисертационният труд съдържа 120 страници, от които 111 стр. е основен текст, 2 стр. съдържание, 4 стр. литература. Основният текст е оформен в 8 глави и има 125 фигури и 6 таблици. Използваните литературни източници са 375, от които 26 – на кирилица, 349 – на латиница.

Дисертантът е разработил дисертационния труд като редовен докторант към катедра “Машиностроителна техника и технологии” на Технически университет – София, филиал Пловдив.

С помощта на докторантски проект към ТУ – София на тема “Разработване и изследване на геротор помпа за производствената техника”, договор № 122ПД0012-24.

Дисертационният труд е обсъден от разширен катедрен съвет на катедра “Машиностроителна техника и технологии” на Технически университет – София, филиал Пловдив на 08.01.2015 г.

Защитата на дисертационния труд ще се състои на 10.07.2015 г. от 14:00 часа в зала 4425 на ТУ – София, филиал Пловдив на заседание на научното жури.

Материалите са на разположение на интересуващите се във факултетната канцелария на ФМУ.

Автор: маг. инж. Никола Владимиров Начев

Заглавие: Разработване и изследване на геротор помпа за производствената техника

Обща характеристика на дисертационния труд.

Актуалност

В промишлеността хидравличните помпи са с много широко приложение. **Помпа** е хидравлична машина, в която механичната енергия, приложена към изходния вал, се преобразува в хидравлична енергия на потока на работната среда. Геротор помпите придобиват все по-голяма популярност. Те са разновидност на зъбните помпи с вътрешно зацепване. Производството на геротор помпи е значително скъпо. Това води до необходимостта от подобряване на конструкцията им и технологията на производство, което обуславя актуалността на разработката.

Обект на изследването

Обект на изследването са конструкциите на геротор помпи.

Предмет на изследването е налягането в помпата.

Научна новост и практическа значимост

Конструирана е помпа с характеристики сходни с тези на произведената помпа на BOSCH.

Новата конструкция е по-малка по габарити от помпата на BOSCH и е по-технологична за изработване. Това снижава значително себестойността на помпата в сравнение с досега произвежданите.

Лесна ремонтна пригодност на новата конструкция. Позволява взаимозаменяемост на елементите, докато при сегашните, при дефект в зъбната двойка, ремонтът ѝ е много скъп.

Апробация на резултатите

Основни резултати от дисертационния труд са докладвани, обсъдени и публикувани в:

1. Сборник доклади от XXI МНТК "АДП-2012", Созопол, България, стр. 25, ISSN-1310-3946
2. Journal of TEHNOMUS XVII, "Stefan Cel Mare" University of Suceava, Romania, ISSN-1224-029X, page 330,
3. Списание на Технически Университет – София филиал Пловдив, TECHSYS 2013, България, стр. 213, ISSN 1310-8271.
4. Сборник доклади от XXII МНТК "АДП-2013", Созопол, България, стр. 127, ISSN-1310-3946.

Публикации

Резултатите от научните изследвания са отразени в 5 публикации.

Обем и структура на дисертацията

Дисертационният труд съдържа 120 страници, от които 111 стр. е основен текст, 2 стр. съдържание, 4 стр. литература. Основният текст е оформен в 8 глави и има 125 фигури и 6 таблици. Използваните литературни източници са 375, от които 26 – на кирилица, 349 – на латиница.

Съдържание на дисертационния труд

Глава 1 Обзор на хидромашините

След анализиране на съществуващите конструкции героторни хидравлични помпи са установени следните предимства и недостатъци.

Предимствата на геротор помпите са следните:

- Много точно отместват обеми – количеството на хидравличната течност, излязло от помпата, може много точно да се изчисли. Могат да се използват в случаи, когато е необходимо да се знае с точност количеството преминал флуид.
- Вариантите с винтови ротори могат да се използват като транспортъори.
- Вариантите с три зъбни колела дават възможността хидравличните потоци да се разделят на два независими кръга.

Като съществени недостатъци на всички цитирани по-горе варианти на геротор хидромашини може да се посочат:

- Много сложна и скъпа изработка на работната зъбна двойка.
- Много високата точност на обработване (в хилядни от милиметъра), което води до оскъпяване на геротор помпите.

Невъзможност за взаимозаменяемост на някое от зъбните колела от героторната двойка и при възникнал дефект в някое от колелата не може да се смени само дефектиралото зъбно колело, а трябва да бъдат заменени и двете колела.

Основна цел и задачи.

Въз основа на направения анализ на наличните конструкции на геротор помпи и последвалите изводи от него бе формулирана **ОСНОВНАТА ЦЕЛ** на дисертационния труд: Да се разработи нова конструкция безсепараторна геролкова помпа с по-добри технически и хидравлични параметри.

За постигане на поставената цел е необходимо да се решат следните **ЗАДАЧИ**:

1. Да се разгледа съвременното състояние на проблема и да се направи анализ на съществуващите конструкции помпи.
2. Да се направи автоматизация на морфологичния метод за анализ на конструкции на геротор помпи.
3. Да се създадат методики за построяването на геролковата безсепараторна зъбна двойка при различни входни параметри.
4. Да се създаде методика за дешифриране на съществуваща помпа.
5. Да се разработи нова конструкция безсепараторна геролкова помпа за вграждане в корпус на съществуваща помпа.
6. Да се направи компютърна симулация на хидравличните параметри на новоразработената конструкция.
7. Да се изработи прототип за вграждане.
8. Да се проектира и изработи помпа за монтиране върху фланцов електродвигател.

Глава 2 Автоматизация на морфологичния метод за анализ на конструкции на геротор помпи.

2.1. Теоретична част.

Разработване на морфологичен анализ на конструкцията на геротор помпите.

В таблица 2.1 са описани факторите, по които е направен анализът на конструкцията. Избрани са три групи от фактори, които описват основните различия в конструкциите на помпите:

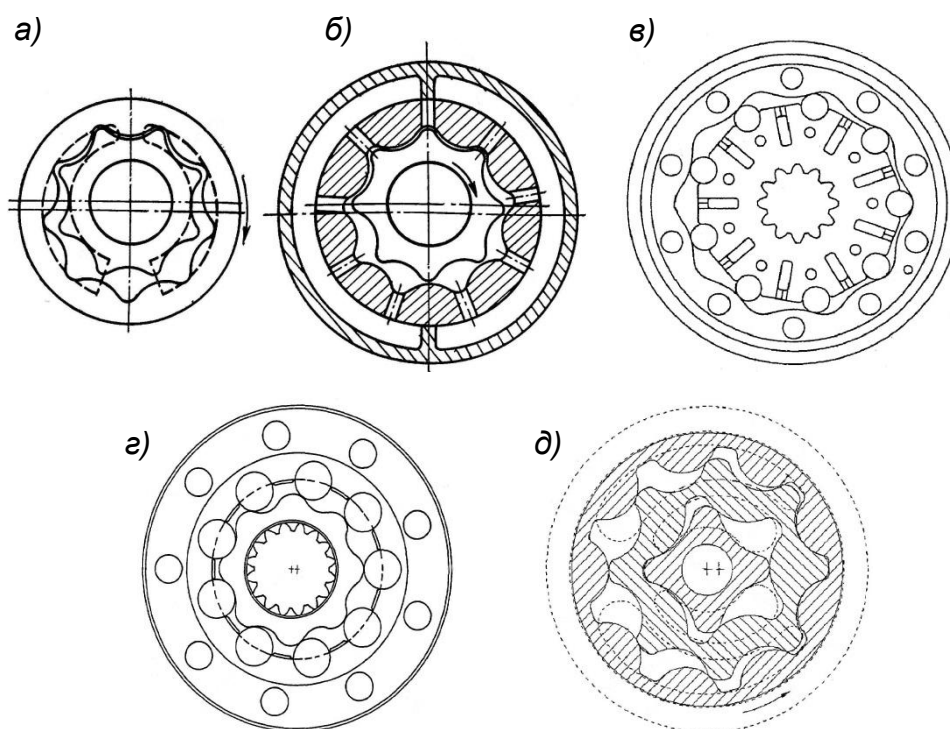
- начин на изтичане на флуида от работната камера;
- наличието на ролки в зъбната двойка и как са разположени те;
- броя зъбни колела, които влизат в работната камера.

Таблица 2.1 Основни фактори

	Изтичане на флуида	Наличие на ролки	Брой зъбни колела
	1	2	3
1	1.1 през челото	2.1 без ролки	3.1 две
2	1.2 през периферията	2.2 вътрешни	3.2 три
3		2.3 външни	

Анализираните фактори от таблица 2.1 са представени на фиг. 2.1, както следва:

1. Изтичане на флуида (два варианта) със следните индекси: 1 – през челото (фиг. 2.1, а); 2 – през периферията (фиг. 2.1, б).
2. Наличие на ролки (три варианта) със следните индекси: 1 – без ролки (фиг. 2.1, а, б, д); 2 – вътрешни (фиг. 2.1, в); 3 – външни (фиг. 2.1, г).
3. Брой зъбни колела (два варианта) със следните индекси: 1 – две (фиг. 2.1, а, б, в, г); 2 – три (фиг. 2.1, д).



фиг. 2.1 Анализирани фактори: а – изтичане на флуида през челото; б – изтичане на флуида през периферията; в – вътрешни ролки; г – външни ролки; д – конфигурация с три зъбни колела.

Източници на извадката патенти са: www.epo.org (Европейска патентна организация) и www.google.com/patents (патенти от САЩ и Канада). Патентите са разгледани и е указано на кои фактори от таблица 2.1 отговарят.

В таблица 2.2 са показани групите, получени при комбиниране на факторите от таблица 2.2, със съответните кодове и описание.

Различните комбинации са получени, като се направи пълно комбиниране на изследваните фактори, като в една комбинация може да присъства по едни фактор от всяка една основна група от таблица 2.1. Получени са 12 различни типа конструкции на помпите.

Таблица 2.2 Описание на групите

№	Код	Описание
1	1.1, 2.1, 3.1	Изтичане на флуида: през челото
		Наличие на ролки: без ролки
		Брой зъбни колела: две
2	1.1, 2.1, 3.2	Изтичане на флуида: през челото
		Наличие на ролки: без ролки
		Брой зъбни колела: три
3	1.1, 2.2, 3.1	Изтичане на флуида: през челото
		Наличие на ролки: вътрешни
		Брой зъбни колела: две
4	1.1, 2.2, 3.2	Изтичане на флуида: през челото
		Наличие на ролки: вътрешни
		Брой зъбни колела: три
5	1.1, 2.3, 3.1	Изтичане на флуида: през челото
		Наличие на ролки: външни
		Брой зъбни колела: две
6	1.1, 2.3, 3.2	Изтичане на флуида: през челото
		Наличие на ролки: външни
		Брой зъбни колела: три
7	1.2, 2.1, 3.1	Изтичане на флуида: през периферията
		Наличие на ролки: без ролки
		Брой зъбни колела: две
8	1.2, 2.1, 3.2	Изтичане на флуида: през периферията
		Наличие на ролки: без ролки
		Брой зъбни колела: три
9	1.2, 2.2, 3.1	Изтичане на флуида: през периферията
		Наличие на ролки: вътрешни
		Брой зъбни колела: две
10	1.2, 2.2, 3.2	Изтичане на флуида: през периферията
		Наличие на ролки: вътрешни
		Брой зъбни колела: три
11	1.2, 2.3, 3.1	Изтичане на флуида: през периферията
		Наличие на ролки: външни
		Брой зъбни колела: две
12	1.2, 2.3, 3.2	Изтичане на флуида: през периферията
		Наличие на ролки: външни
		Брой зъбни колела: три

Анализирането на даден обект по много на брой групи фактори е огромна по обем и трудоемка задача. Поради тази причина с оглед на пестене на време и средства е удачно този процес да се автоматизира. За тази цел е създадена автоматизирана програма за подреждане на патентите в съответните групи с помощта на *Microsoft Excel 2010*.

2.2. Изграждане на програмата.

Подробно описание на създадената програма е представено в глава 2.2. Изграждане на програмата.

2.3. Изводи от Втора глава

Направена е автоматизирана система за морфологичен анализ на конструкции геротор помпи, което спестява много труд и време. Програмата може да бъде използвана за автоматизацията на морфологичния анализ и при изследването на проблеми от друго естество. С нейна помощ са подредени 340 патента в съответните графи.

3. Методика за построяване на геролкова безсепараторна зъбна двойка при различни входни параметри.

3.1. Криви за построяване на профила на зъбната двойка на геротор помпи и хидромотори.

Линията на контакта на зъбите трябва да изолира камерите за високо и ниско налягане във всеки един момент от времето. При търкалянето зъбите на ротора трябва да излизат от зацепване и влизат в него тогава, когато той преминава от едната зона в другата.

Методиката за построяване на профила на зъбите на геротор помпите се базира на **циклоидните криви** (фиг. 3.1). В случая се използват **хипоциклоида** и **еписциклоида** [7].

Хипоциклоида (фиг. 3.1, а) е равнинна крива, която се дефинира от пътя изминат от фиксирана точка от окръжност, която се търкаля по вътрешната страна на друга окръжност, с радиус R по-голям от радиуса на първата – e . Параметричните уравнения на кривата са:

$$\begin{cases} x = (R - e) \cos t + e \cos[(n - 1)t] \\ y = (R - e) \sin t - e \sin[(n - 1)t] \end{cases} \quad (3.1)$$

където:

R е радиус на основната окръжност;

n – брой на роговите точки;

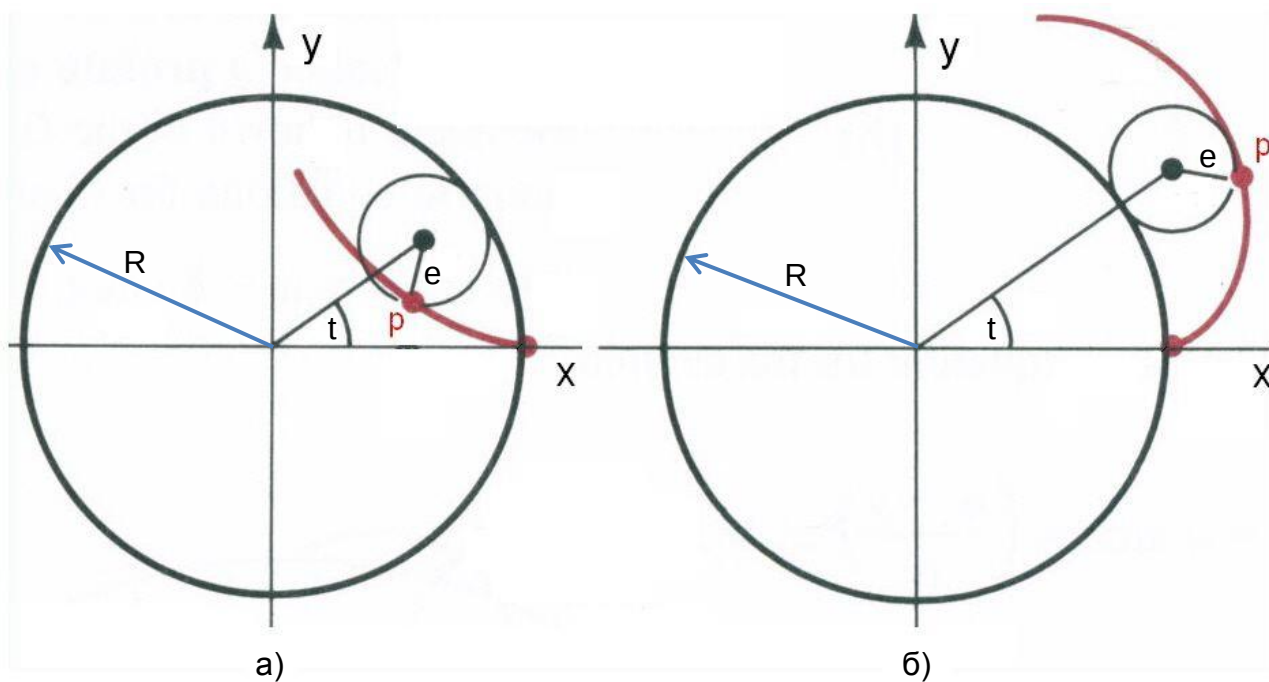
e – радиус на образуващата окръжност,

t – ъгълът между абсцисната ос и правата, свързваща центровете на двете окръжности ($0 \div 360^\circ$)

Еписциклоида (фиг. 3.1, б) е равнинна крива от четвърта степен, получена от пътя на фиксирана точка от окръжност, наречена **образуваща**, която се търкаля от външната страна на друга окръжност, наречена **основна**, с радиус равен или по-

голям от радиуса на *образуващата*. Ако радиусът на образуващата окръжност е означен с e , а този на основната окръжност - с R , то параметричните уравнения на епициклоида са:

$$\begin{cases} x = (R + e) \cos t - e \cos[(n + 1)t] \\ y = (R + e) \sin t - e \sin[(n + 1)t] \end{cases} \quad (3.2)$$



фиг. 3.1

3.2. Методики за построяване на зъбната двойка на геролкови безсепараторни хидромашини.

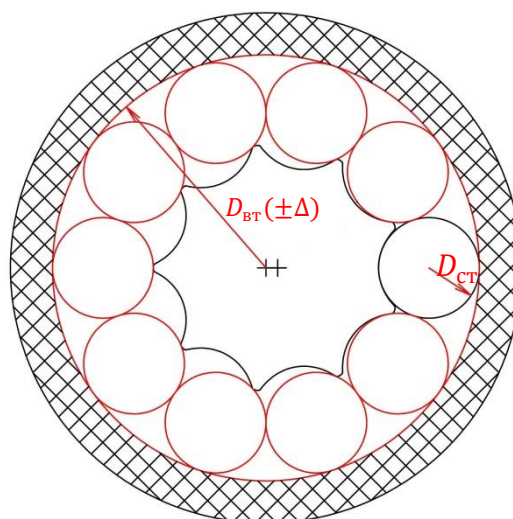
3.2.1. Методика за построяване на зъбната двойка на геролкова безсепараторна хидромашина чрез епициклоида.

Създаването на методиката за построяване на зъбната двойка на геролкова безсепараторна хидравлична машина чрез епициклоида става при следните постоянни параметри:

- $D_{вт} \pm \Delta$ – вътрешен диаметър, по който се търкалят ролките (фиг. 3.2).
- n – брой на зъбите на вътрешното зъбно колело.
- Диаметърът на ролките да е съобразен със стандартния ред ролки ($D_{ст}$).

Методиката трябва да даде решение на следните параметри на хидравличната машина:

- профила на вътрешното зъбно колело при максимален ексцентрицитет без да се заострят върховете на зъбите му;
- диаметъра на ролките.



фиг. 3.2

Създаване на методика:

Методиката е подробно описана в глава 3.2.1. Методика за построяване на зъбната двойка на геролкова безсепараторна хидромашина чрез епициклоида..

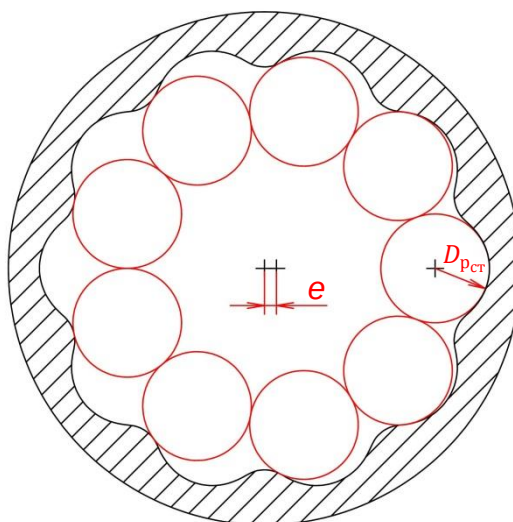
3.2.2. Методика за построяване на зъбната двойка на геролкова безсепараторна хидромашина чрез хипоциклоида.

Методиката се създава при следните постоянни параметри на хидравличната машина:

- $D_{рст}$ – стандартен диаметър на ролките, представляващи вътрешното зъбно колело.
- n – брой на зъбите на външното зъбно колело.
- диаметъра на ролките да е съобразен със стандартните диаметри за ролки

Новата методика трябва да даде решение на следните параметри на хидромашината:

- Профила на външното зъбно колело при максимален ексцентрицитет без да се заострят върховете на зъбите му (фиг. 3.12);
- Диаметъра на ролките.



фиг. 3.12

Методиката се състои в следното:

Методиката е подробно описана в глава 3.2.2. Методика за построяване на зъбната двойка на геролкова безсепараторна хидромашина чрез хипоциклоида.

3.2.3. Методика за проектиране на зъбната двойка на геролкова безсепараторна хидравлична помпа по диаметъра и броя на ролките.

Методиката се създава при следните постоянни параметри на хидравличната машина:

- d_1 – диаметър на ролките със стандартна стойност.
- m – брой на ролките.

Новата методика трябва да даде решение на следните параметри на хидромашината:

- профила на вътрешното зъбно колело или на външната гривна при максимален ексцентрицитет без да се заострят върховете на зъбите им;

Съставяне на методиката:

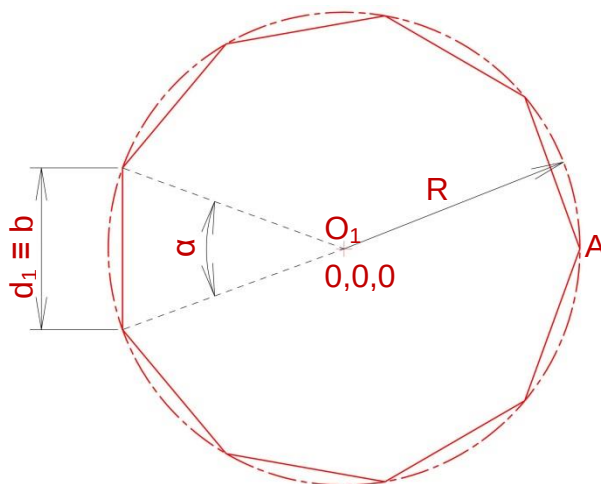
1. Построява се правилен многоъгълник с брой на върховете m , равен на броя на ролките от зъбната двойка, вписан в окръжност с център O_1 в началото на координатната система $(0,0,0)$ – използва се двуизмерна Декартова координатна система. Единият връх на многоъгълника лежи на положителната посока на абцисната ос (фиг. 3.22) [22]. Дължината на страната на многоъгълника b е равна на диаметъра на ролките d_1 . Радиусът R на описаната окръжност се изчислява по формулата:

$$R = \frac{b}{2 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (3.7)$$

където: R е радиус на описаната окръжност около правилния многоъгълник;

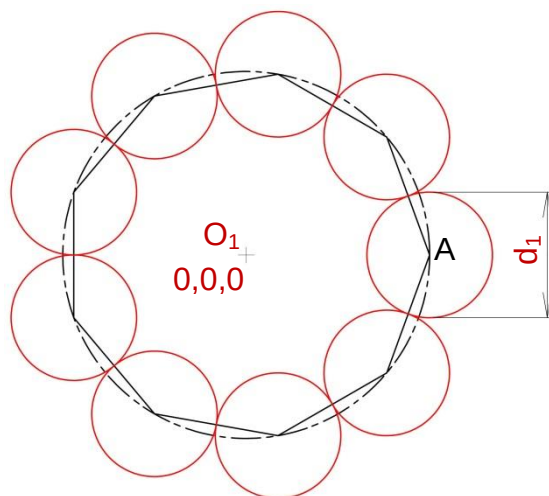
b – дължина на страната;

α – централен ъгъл на многоъгълника: $\alpha = \frac{360}{m}$, ° където m е броя на страните.



фиг. 3.22

2. На всеки връх от многоъгълника се построява окръжност с диаметър d_1 (фиг. 3.23).



фиг. 3.23

3. В зависимост от това дали ролките ще изпълняват ролята на външен или вътрешен ротор се построява изходната крива за получаване съответно на профила на вътрешното зъбно колело или на външната гривна.

За получаване на профила на вътрешното зъбно колело се използва епициклоидна крива с параметричните уравнения (фиг. 3.24, а):

$$\begin{cases} x = (R) \cos t - e \cos[(n + 1)t] + e \\ y = (R) \sin t - e \sin[(n + 1)t] \end{cases} \quad (3.3)$$

където: R е радиус на окръжността, минаваща през центрите на ролките;

n – брой на зъбите на вътрешното зъбно колело;

e – ексцентрицитет, $e < \frac{R}{n}$ (необходимо условие за получаване на скъсена епициклоида);

t – променлива ($0^\circ \div 360^\circ$).

За получаване на профила на външната гривна се построява хипоциклоидна крива с параметричните уравнения (фиг. 3.24, б):

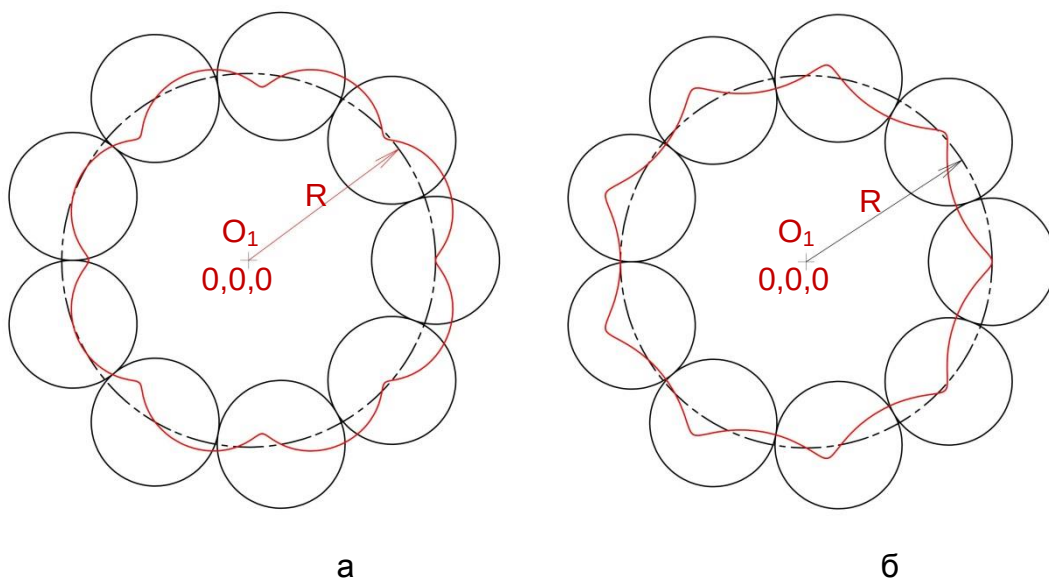
$$\begin{cases} x = (R) \cos t + e \cos[(n - 1)t] - e \\ y = (R) \sin t - e \sin[(n - 1)t] \end{cases} \quad (3.5)$$

където: R е радиус на окръжността, минаваща през центрите на ролките;

n – брой на зъбите на външното зъбно колело;

e – ексцентрицитет, $e < \frac{R}{n}$ (необходимо условие за получаване на скъсена хипоциклоида);

t – променлива ($0^\circ \div 360^\circ$).



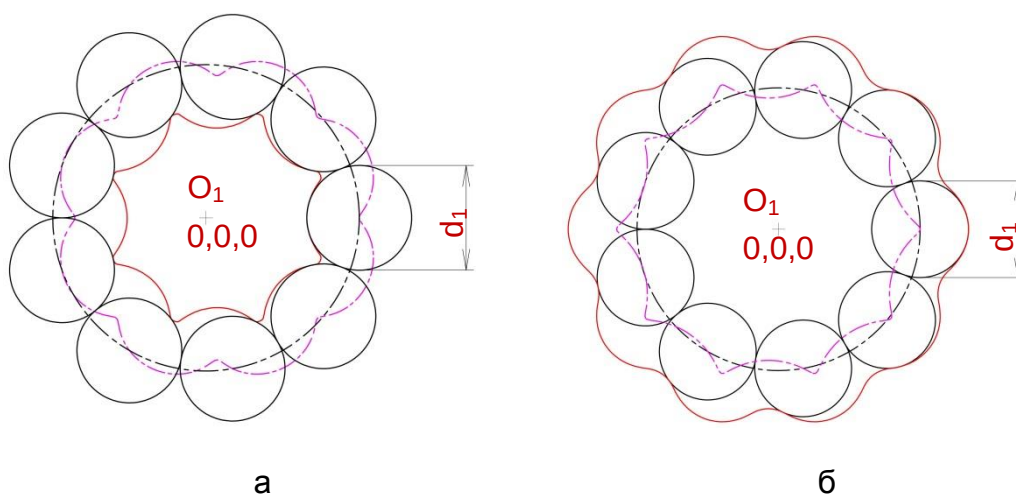
фиг. 3.24

4. За да се получи реалният профил на зъбите на вътрешното зъбно колело или на външната гривна, се построяват паралелни криви на циклоидите от т. 3 (фиг. 3.25).

За получаване на профила на зъбите на вътрешното зъбно колело се построява паралелна крива на епициклоидата навътре на разстояние $\frac{d_1}{2}$ (фиг. 3.25, а).

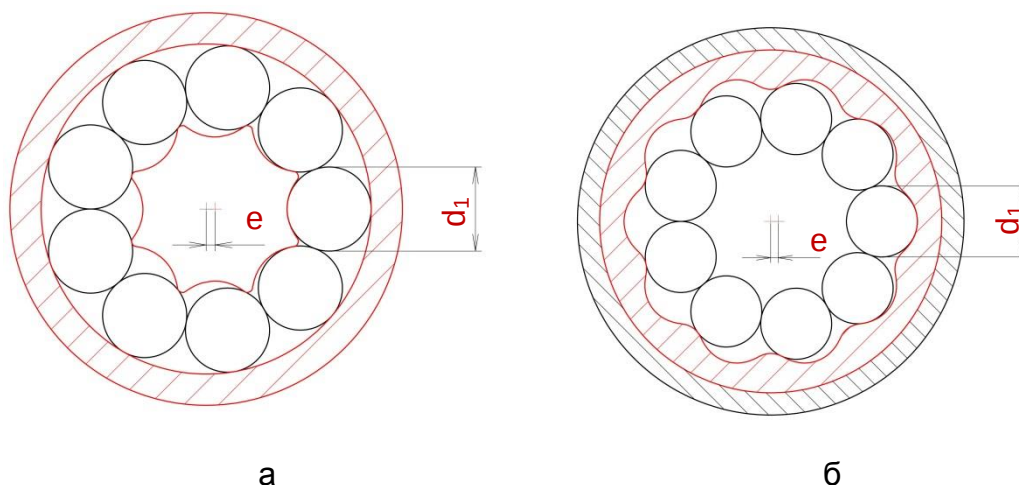
За получаване на профила на външната гривна се построява паралелна крива на хипоциклоидата навън на разстояние $\frac{d_1}{2}$ (фиг. 3.25, б).

Ако се получи заостряне или ако паралелната крива не може да бъде построена, се избира по-малък ексцентрицитет и се повтарят действията от т. 3.



фиг. 3.25

5. Завършената зъбна двойка на геролковата безсепараторна хидравлична помпа е показана на фиг. 3.26. На фиг. 3.26, а е показана зъбната двойка, състояща се от вътрешно зъбно колело и ролки, изпълняващи ролята на външен ротор. На фиг. 3.26, б е показана зъбната двойка, състояща се от ролки, изпълняващи ролята на вътрешен ротор и профилна гривна за външен ротор.



фиг. 3.26

С помощта на тази методика е създадена библиотека с варианти за зъбни двойки за геролкови безсепараторни хидравлични помпи, като се търси максималният възможен ексцентрицитет преди да се заострят зъбите на вътрешното зъбно колело..

Направени са варианти на зъбни двойки с предавателни отношения: 7/8, 8/9, 9/10, 10/11, 11/12, 12/13 (фиг. 3.27).

Библиотеката е направена при следните постоянни входни параметри на зъбната предавка:

d_1 – диаметър на ролките.

Тази библиотека дава възможността да бъдат получени зъбни предавки с гореспоменатите предавателни отношения при всякакви диаметри на ролките. Това става като се мащабират с подходящ мащабен коефициент зъбните двойки.

Всички варианти са направени с един и същи диаметър на ролките $d_1 = 10 \text{ mm}$. Избран е този диаметър, за да може по-лесно и бързо да се определят мащабните коефициенти. Мащабният коефициент се определя по формулата:

$$k = \frac{d_p}{d_1} \quad (3.8)$$

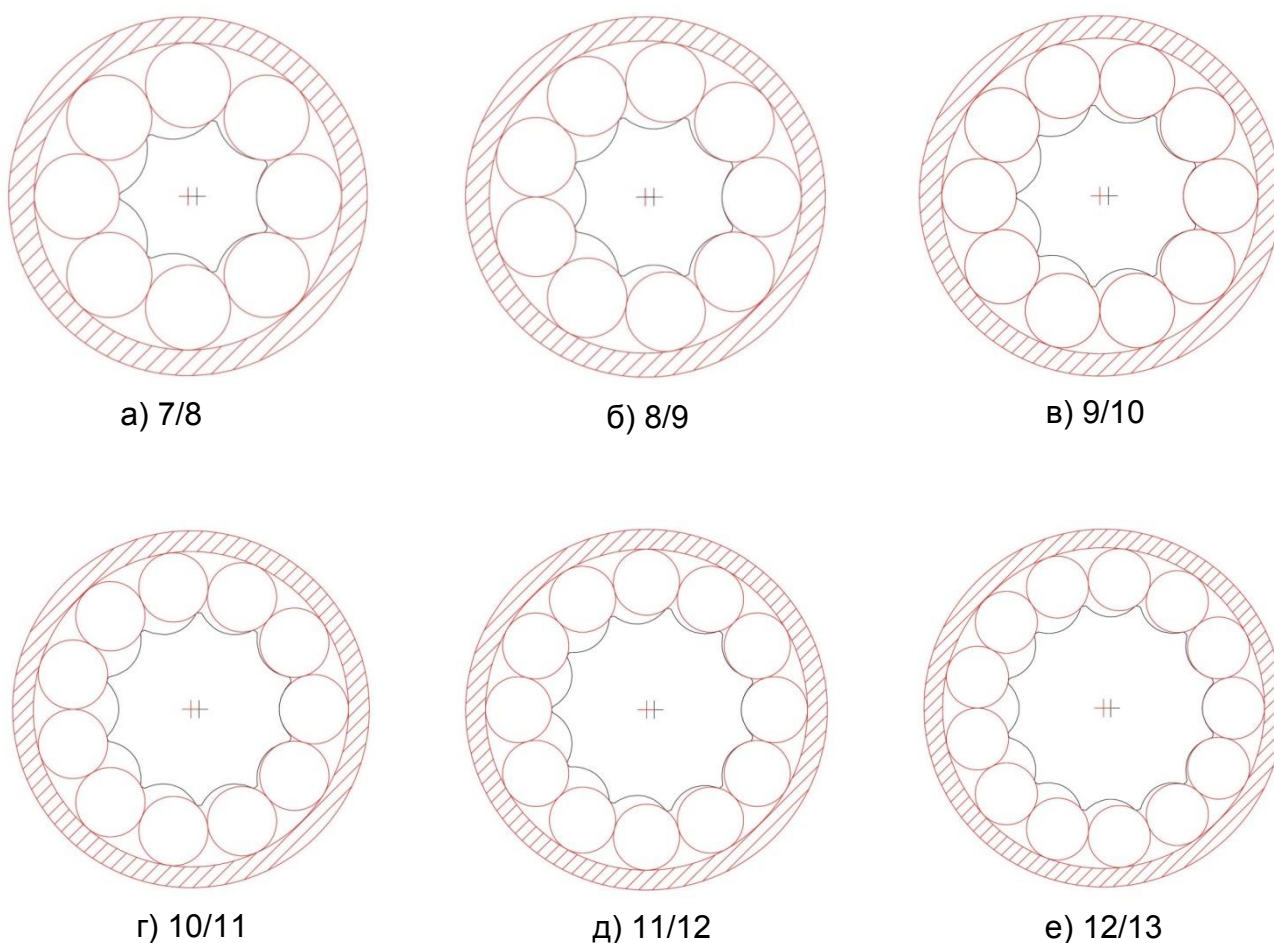
където:

d_p – диаметър на ролката, който искаме да получим;

d_1 – диаметър на ролката от библиотеката.

На фиг. 3.27 са показани зъбните двойки с предавателни отношения от 7/8 до 12/13 и диаметър на ролките $d = 10\text{ mm}$. Оптималните ексцентрицитети e за различните предавателни отношения са както следва:

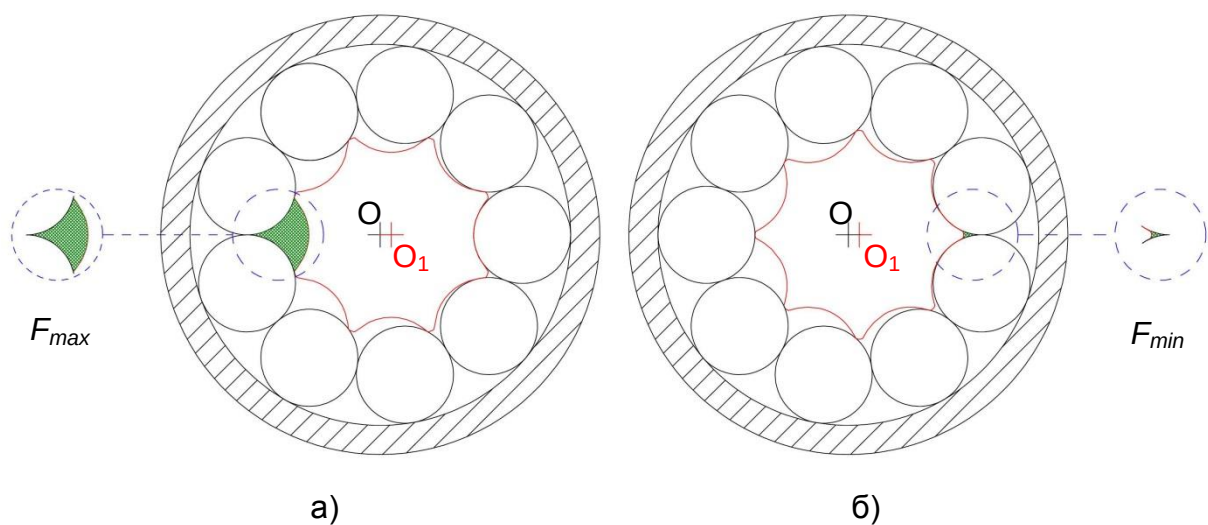
- а) Предавателно отношение 7/8, $e = 1,100\text{ mm}$.
- б) Предавателно отношение 8/9, $e = 1,150\text{ mm}$.
- в) Предавателно отношение 9/10, $e = 1,165\text{ mm}$.
- г) Предавателно отношение 10/11, $e = 1,185\text{ mm}$.
- д) Предавателно отношение 11/12, $e = 1,215\text{ mm}$.
- е) Предавателно отношение 12/13, $e = 1,230\text{ mm}$.



фиг. 3.27

3.3. Методика за изчисляване на работния обем на геролкова безсепараторна хидравлична помпа.

Представената методика за изчисляване на работния обем е за хидравлични геролкови помпи от вида, показан на фиг. 3.28, където e – ексцентрицитет.



Фиг. 3.29

Изчисляването на работния обем на помпата, показана на фиг. 3.29, може да се извърши като се използва:

- Най-голямата и най-малката площ, затваряна от зъбната предавка, и се умножи по ширината на ротора, за да се получи обемът.
- Приблизително чрез формула за геротор помпи:

$$V_0 = 2be\pi D_{e1} \frac{z_2}{z_1} \quad (3.13)$$

където: b е ширина на ротора;

D_{e1} – вътрешен диаметър (диаметър на падините) на вътрешното зъбно колело;

e – ексцентрицитет;

z_1 – брой на зъбите на вътрешното зъбно колело;

z_2 – брой на ролките.

Методиката е подробно описана в глава 3.3. Методика за изчисляване на работния обем на геролкова безсепараторна хидравлична помпа.

3.4. Изводи от Трета глава.

Създадени са методики за проектиране на зъбни двойки, профила на зъбите на вътрешното зъбно колело или профила на зъбите на външната гъривна за геролкови хидравлични помпи при различни входни данни:

- При известни габарити на работната двойка.
- При известен брой и диаметър на ролките.

Тези методики могат да бъдат използвани в производствени предприятия за изработване на геролкови хидравлични помпи.

4. Методика за дешифриране на съществуваща помпа.

Дешифрирането на съществуваща геротор помпа се налага, когато се извършват ремонтни работи или анализиране на съществуващата конструкция с цел подобряване на хидравлични и технологични параметри.

Методиката за дешифрирането на съществуващата помпа обхваща:

1. Разглобяване на хидромашината (в случая помпа).
2. Дешифриране на зъбната двойка.
3. Дешифриране на хидравличните канали.

4.1. Разглобяване на помпата.

Разглобява се работната камера на помпата. Помпата, която ще бъде дешифрирана, е показана на фиг. 4.1, а. Сваля се капакът затварящ работната камера. След отваряне на капака на помпата се вижда показаното на фиг. 4.1, б:



а)



б)

фиг. 4.1

Демонтира се зъбната двойка.

4.2. Методика за дешифриране на зъбната двойка на помпата.

За да се дешифрира зъбната предавка показана на фиг. 4.3, е необходимо да се снимат геометричните и конструктивни параметри. С тези параметри се съставят параметричните уравнения (3.3), което е основата за получаване на профила на зъбните колела. По получените криви на профила на зъбните колела се съставят управляващи програми за изработването им на металоурежещи машини с ЦПУ [2, 19].



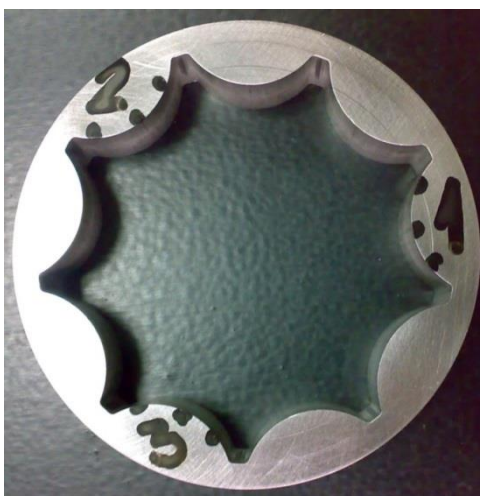
фиг. 4.3

Профилът на зъбите на външното зъбно колело представлява части от дъги от окръжности, разположени по окръжност с радиус R . Профилът на зъбите на вътрешното зъбно колело представлява крива, еквилистантна на епициклоидната крива, отместена на разстояние r (радиус на дъгите от окръжности).

Епициклоидната крива, минаваща през центрите на дъгите от окръжности се построява с параметричните уравнения (3.3).

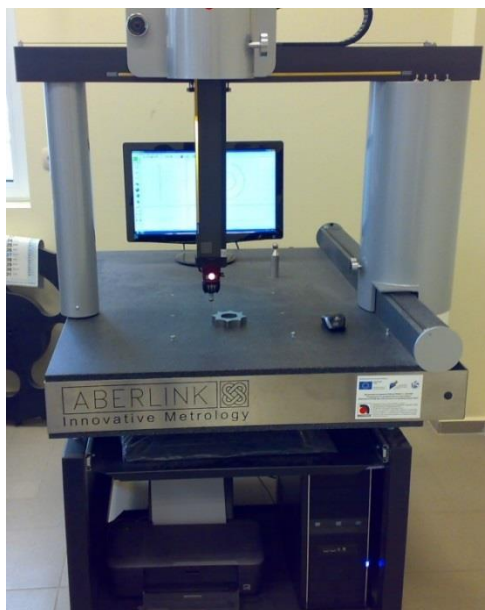
4.2.1. Дешифриране на външното зъбно колело.

На фиг. 4.5 е показано външното зъбно колело. За да се определят размерите на дъгите от окръжности и къде лежат центрите им, е необходимо да се направят измервания по три точки от всяка една от дъгите. С тези измервания може да бъде построена окръжност и да се намери нейният център. Измерванията са направени по схемата, показана на фиг. 4.5. По три точки, измерени от дъгите, се определя окръжност с радиус и център. Три измерени дъги определят окръжността, на която лежат центрите на дъгите от окръжности. Радиусът на тази окръжност представлява R от уравнение (3.3).



фиг. 4.5

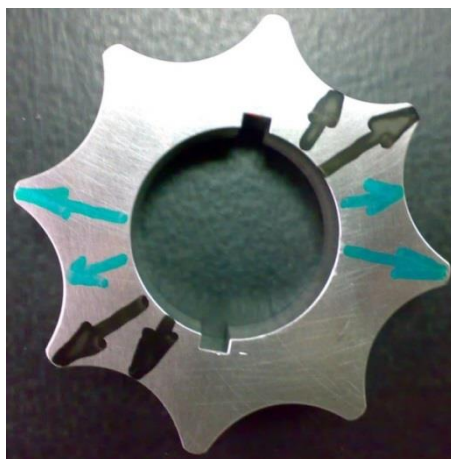
Всички измервания са направени на измервателна машина ABERLINK 3D, показана на фиг. 4.6.



Фиг. 4.6

4.2.2. Дешифриране на вътрешното зъбно колело.

На фиг. 4.8 е показано вътрешното зъбно колело и схемата на измерване. След четири измервания се получават стойности за диаметрите на вписаната и описаната окръжности на колелото.



фиг. 4.8

Ексцентрицитета на зъбната двойка се определя с формулата:

$$e = \frac{D_{\text{оп}} - D_{\text{вп}}}{4} \quad (4.1)$$

където:

$D_{\text{оп}}$ е диаметър на описаната окръжност.

$D_{\text{вп}}$ – диаметър на вписаната окръжност.

e – ексцентрицитет, от уравнение (3.3).

От направените измервания в т. 4.2.1 и т. 4.2.2 параметрите R и e се заместват с техните числени стойности в параметричните уравнения (3.3). С тях се начертава равнинна епициклоидна крива. Като се построи еквидистантна крива на епициклоидата, отместена на разстояние r навътре, се получава дешифрираният профил на зъбите на вътрешното зъбно колело.

След построяване на профилите на зъбите на зъбните колела могат да бъдат направени контролни измервания на определен брой точки от едно междузъбие и да се сравнят с чисто теоретичното безлуфтово зацепване.

След анализиране на геометричните и действителните размери се определят хлабините в зъбната предавка.

4.3. Методика за дешифриране на хидравличните канали.

След дешифрирането на зъбната двойка е необходимо да се дешифрират хидравличните канали в капака и в корпуса на помпата.

За целта се снемат координатите на точки от геометрията на профилните канали и позицията им спрямо отворите за закрепващите болтове. По получената съвкупност от точки се построяват контурите на профилите на каналите.

Каналите за хидравличната течност в капака и в тялото на помпата са с различни профили на контура.

За проверка на точността на построените профили на каналите с действителните такива се изработва шаблон в реални размери.

Изработеният шаблон се налага върху помпата и при нужда се правят необходимите корекции в контурите или разположението им в пространството. Наложеният шаблон върху корпуса на помпата е показан на фиг. 4.15.



фиг. 4.15

Данните от него могат да бъдат използвани за ремонтно производство или като изходни данни за предстоящи изследвания.

4.4. Изводи от Четвърта глава.

Създадена е методика за дешифрирането на зъбната двойка и сърповидните прозорци за хидравличната течност на съществуваща героторна помпа. Тази методика може успешно да бъде прилагана при необходимост за ремонт или изследване на помпи от този вид.

5. Разработване на нова конструкция безсепараторна геролкова помпа за вграждане в корпус на съществуваща помпа.

5.1. Разработване на конструкцията.

Новата конструкция помпа се проектира така, че да бъде вградена в съществуваща помпа, в случая е подбрана помпа BOSCH. Това позволява по-лесно да се сравнят показателите на новата със съществуващата помпа.

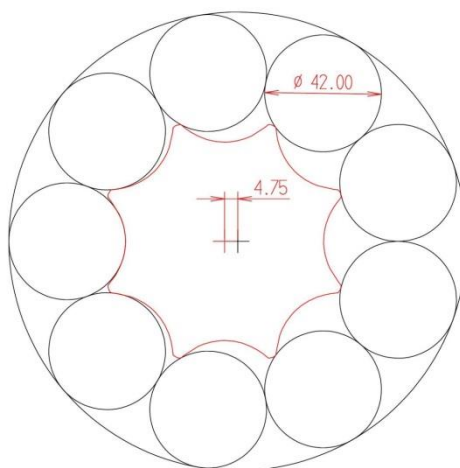
За изработване на опитен образец е избран вариант на зъбната двойка със следните характеристики:

1. Предавателно отношение – 8/9.
2. Ексцентрицитет – $e = 4,75 \text{ mm}$.
3. Диаметър на ролките – $d = 42 \text{ mm}$.

Профилът на вътрешното зъбно колело е получен по методиката, описана в т. 3.2.3.

Тези характеристики се доближават максимално до дешифрираната помпа в глава 4, което позволява да бъдат сравнени хидравличните характеристики на съществуващата помпа с опитния образец. Схема на избрания вариант зъбна двойка за опитния образец е показана на фиг. 5.1. По нея са проектирани 3D модели на детайлите от новата конструкция.

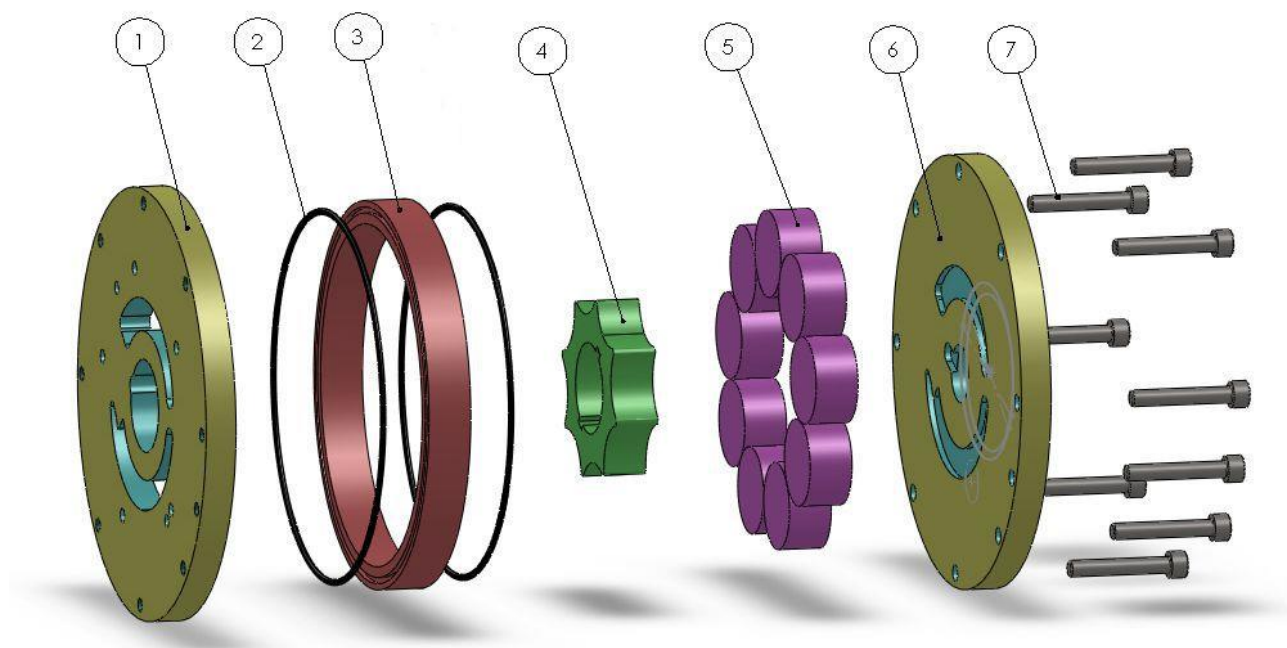
За проектирането на детайлите от новата конструкция е използван програмен продукт SolidWorks.



фиг. 5.1

Разглобен изглед на работната камера е даден на фиг. 5.4. Сглобяването ще се извърши в следната последователност: върху присъединителния фланец 1 се

поставя гривната 3 с О-пръстените 2; след това се поставя зъбното колело 4 и около него се нареждат ролките 5. Затваря се капакът 6 и се стягат болтовете 7.



фиг. 5.4: 1 – присъединителен фланец; 2 – О-пръстен; 3 – гривна; 4 – зъбно колело; 5 – ролки; 6 – капак; 7 – болтове.

5.2. Изводи от Пета глава.

Разработена е нова конструкция безсепараторна геролкова помпа. При новата конструкция външното зъбно колело се заменя от ролки със стандартни диаметри. Това дава следните предимства на новата конструкция пред съществуващите досега:

- Триенето при плъзгане се заменя от триене при търкаляне, което значително понижава износването от триене.
- Премахва се необходимостта от изработването на външно зъбно колело (фиг. 4.5) със сложен профил или сепаратор със сложна конфигурация за търкалящите тела. Това се постига, като тези елементи се заменят със ролки, допиращи се една до друга без сепаратор.
- Улеснени и с намалена себестойност ремонтни дейности по зъбната двойка, като при възникнали дефекти в работната двойка се заменят само търкалящите тела.
- Представени са операциите необходими за проектирането на детайлите на програмен продукт SolidWorks.

6. Компютърна симулация на хидравличните параметри.

6.1. Компютърна симулация на хидравличните параметри на прототипа.

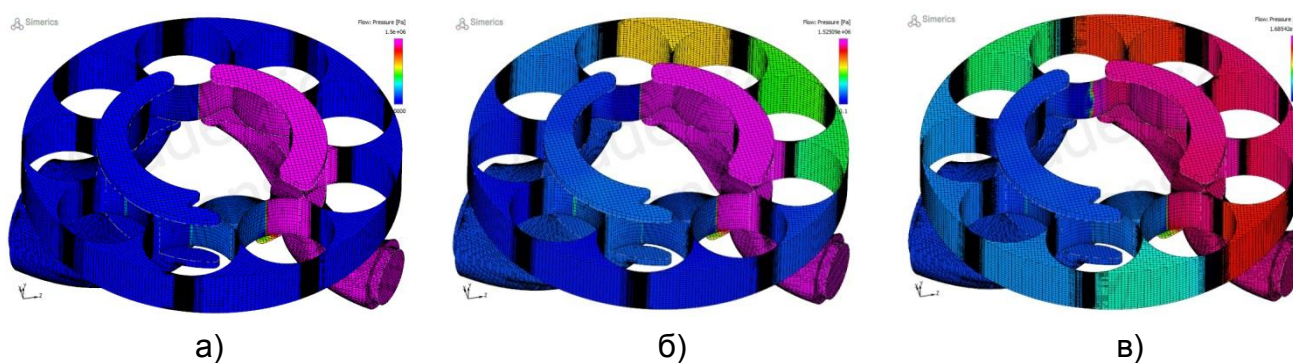
Направена е компютърна симулация на проектираната нова конструкция помпа. Използван е програмен продукт PumpLinx. Изследвано е поведението на помпата при различна големина на хлабините в зъбната двойка. Изследвани са следните големина на хлабините в зъбната двойка: 0,036 mm, 0,053 mm, 0,148 mm.

Всеки вариант е изследван при: $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, 1 и 4 оборота на зъбната двойка.

Параметри на системата: Хидравлична течност – минерално масло; вискозитет – 30 mm²/s, температура на флуида – 40 °C; входно налягане – 1 bar; обороти на входящият вал – 1 450 min⁻¹.

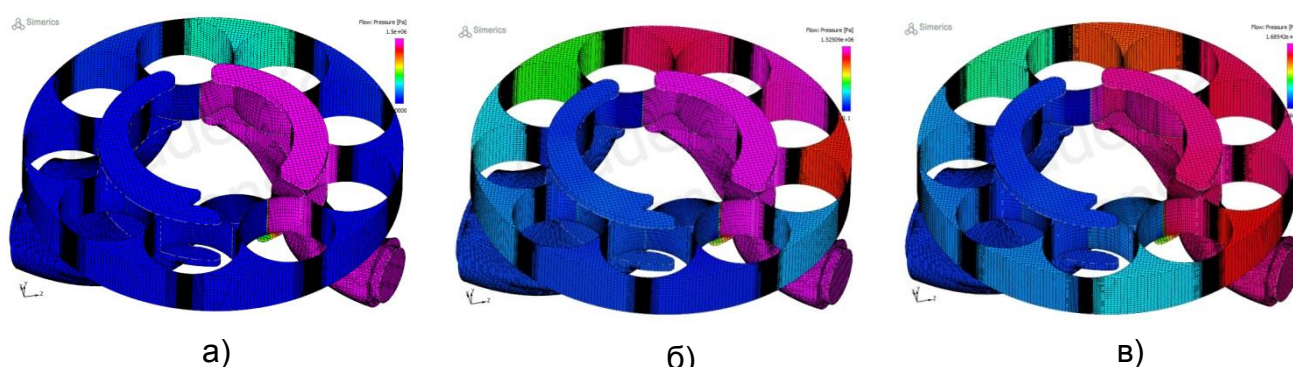
За да се покаже по-добре разликата в разпределението на налягането в работната камера, на следващите фигури са показани резултатите от симулацията за различните хлабини в зъбната двойка при едни и същи обороти.

На фиг. 6.14 е показано сравнение в разпределението на налягането в работната камера при $\frac{1}{4}$ оборот и хлабини: а) 0,036 mm; б) 0,053 mm; в) 0,148 mm.



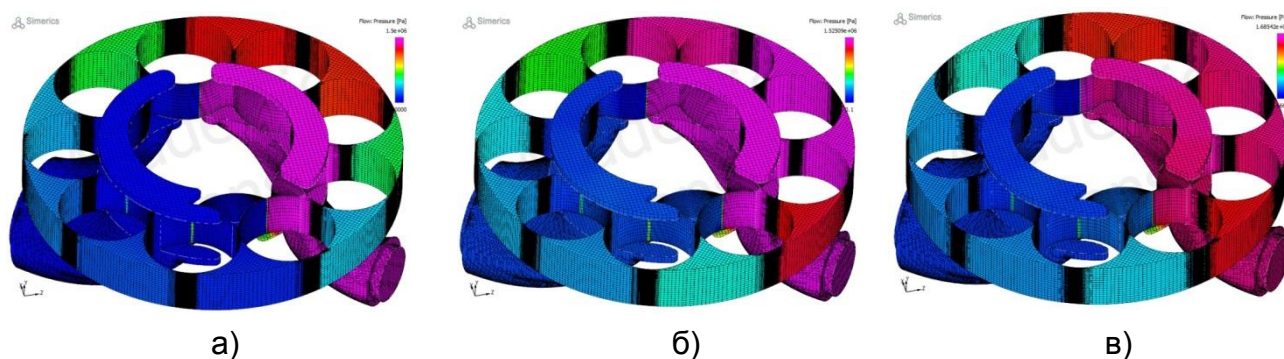
фиг. 6.14: $\frac{1}{4}$ оборот

На фиг. 6.15 е показано сравнение в разпределението на налягането в работната камера при $\frac{1}{2}$ оборот и хлабини: а) 0,036 mm; б) 0,053 mm; в) 0,148 mm.



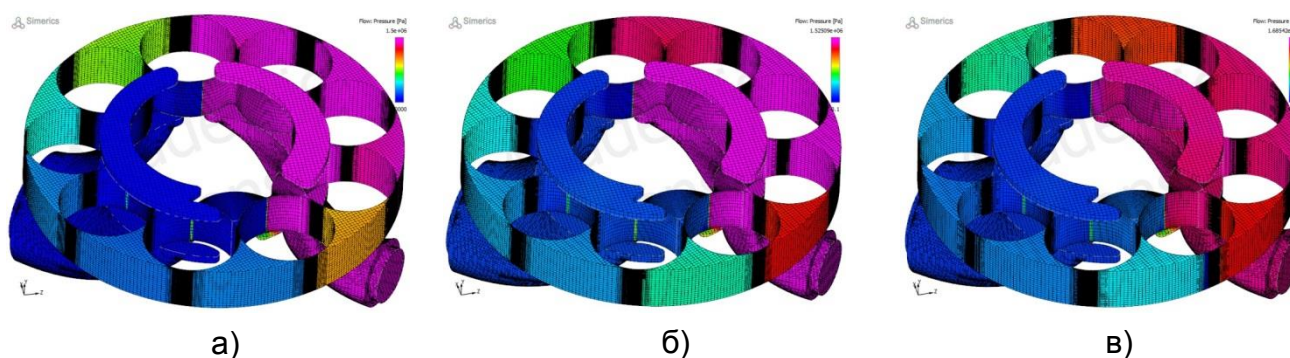
фиг. 6.15: $\frac{1}{2}$ оборот

На фиг. 6.16 е показано сравнение в разпределението на налягането в работната камера при 1 оборот и хлабини: а) 0,036 mm; б) 0,053 mm; в) 0,148 mm.



фиг. 6.16: 1 оборот

На фиг. 6.17 е показано сравнение в разпределението на налягането в работната камера при 4 оборота и хлабини: а) 0,036 mm; б) 0,053 mm; в) 0,148 mm.



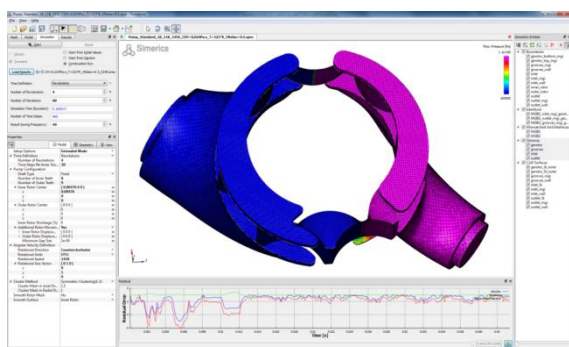
фиг. 6.17: 4 оборота

6.2. Компютърна симулация на хидравличните параметри на съществуваща помпа.

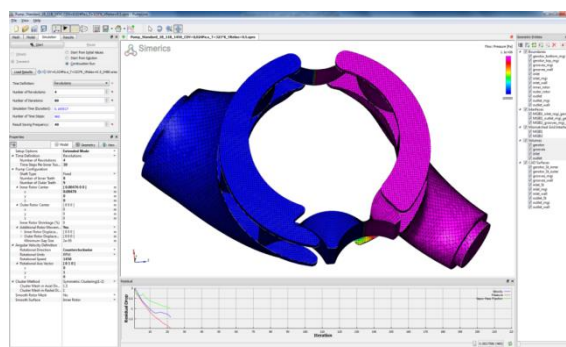
Направена е компютърна симулация на хидравличните параметри на съществуваща помпа BOSCH. Подбраната помпа BOSCH и изработеният прототип са с максимално близки обеми на работната камера. Това позволява адекватно да бъдат сравнени показателите на двата образца и да се види ефективността на новата конструкция спрямо съществуващите такива.

Помпата е изследвана при 1, 2 и 4 оборота (фиг. 6.18).

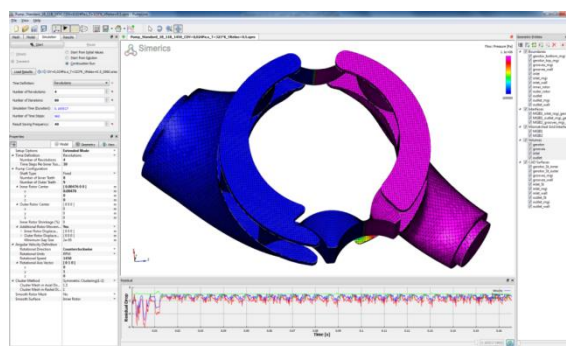
От компютърния модел става ясно, че се достига максимално налягане в работната камера на четвъртия оборот от завъртането на роторите. След това налягането остава постоянно.



а) 1 оборот



б) 2 оборота



в) 4 оборота

фиг. 6.18

6.3. Анализ на резултатите.

Направените симулации на хидравличните параметри на прототипа и съществуващата помпа показаха:

1. Прототип:

- а) при хлабина 0,036 mm – 1.5 MPa;
- б) при хлабина 0,053 mm – 1.525 MPa;
- в) при хлабина 0,148 mm – 1.685 MPa.

2. Съществуваща помпа BOSCH: 1,1 MPa.

Изследваната помпа BOSCH показва максимално налягане на хидравличната течност 1,1 MPa, а направеният прототип – 1,6 MPa.

6.4. Изводи от Шеста глава.

Предлаганият вариант на зъбната двойка, при който външното зъбно колело се замества от ролки, търкалящи се безсепараторно по вътрешната стена на работната камера, повишава налягането на помпата средно 1,5 пъти спрямо помпата BOSCH.

7. Изработване на прототип за вграждане.

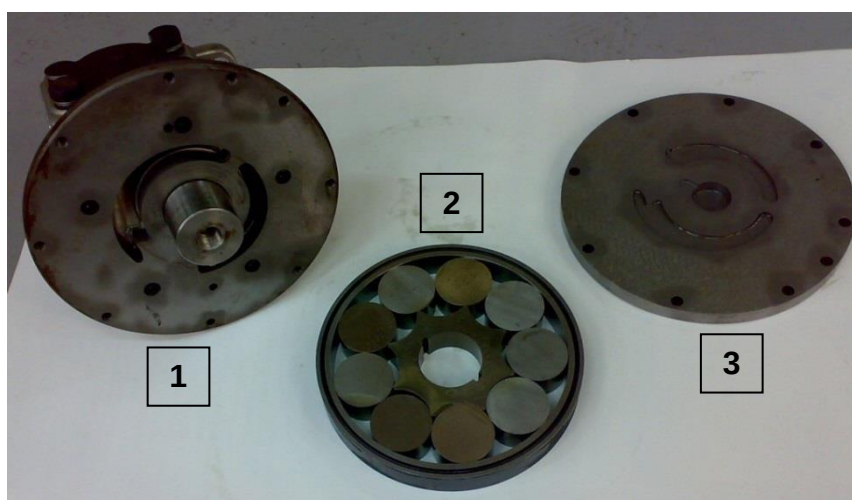
7.1. Технология за изработването.

Изработен е прототип от 3D-моделите от глава 5. Част от процеса на изработване е показан на следващите фигури. На фиг. 7.1 са показани отрязаните ролки от прътов материал.



фиг. 7.1: Ролки

На фиг. 7.5 са показани присъединеният фланец към помпата 1, наредената зъбна двойка, състояща се от зъбно колело и ролки в гривната 2 и капакът 3.



фиг. 7.5

На фиг. 7.7 е показана сглобената зъбна двойка към помпата.



фиг. 7.7

Новата конструкция е изработена така, че да може да бъде присъединена към вече съществуваща помпа BOSCH модел PGZ4-1X/050RA07VE4, на която са известни техническите параметри. По този начин могат да се сравняват характеристиките на вече съществуващата с новата конструкции. Всички други конструктивни елементи се запазват непроменени. На фиг. 7.8 е показана присъединената конструкция – изработена по 3D модела от фиг. 5.4 към корпуса на помпа BOSCH.



фиг. 7.8

Помпата от фиг. 7.8 е изпратена в Университета в Щутгарт, Германия за по-нататъшни изследвания.

7.2. Изводи от Седма глава.

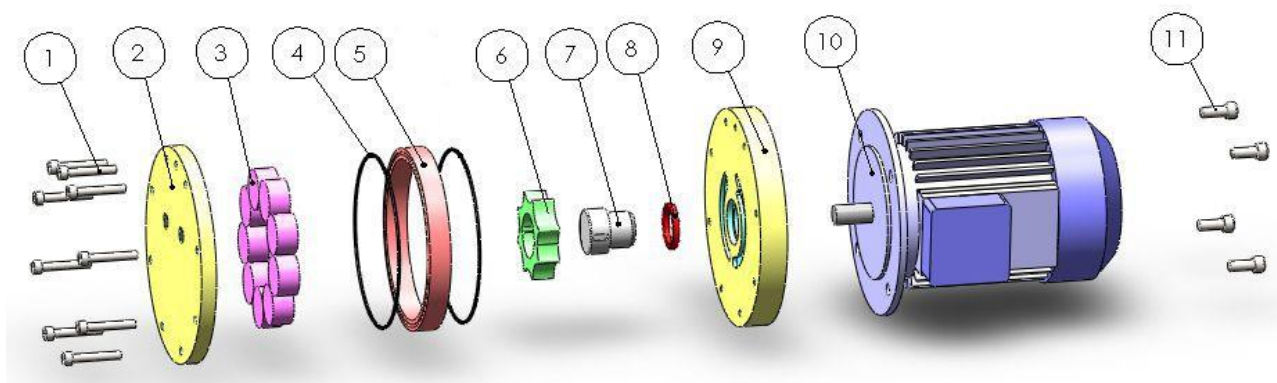
Създадена е технология за изработването и сглобяването на прототип на геролкова безсепараторна хидравлична помпа за вграждане в корпуса на съществуваща помпа BOSCH.

8. Проектиране, изработване и сглобяване на помпа за монтиране върху фланцов електродвигател.

8.1. Проектиране.

На база на изработения прототип в глава 7 е проектирана и изработена помпа, която може да бъде използвана в промишлеността.

Работната камера е захваната към електродвигател, който да задвижи зъбната двойка. За целта са направени промени в конфигурацията на капака и присъединителния фланец. На фиг. 8.2 е показан разглобен изглед на помпата.



фиг. 8.2: 1 – болтове; 2 – капак; 3 – ролки; 4 – О-пръстен; 5 – гривна; 6 – зъбно колело; 7 – втулка; 8 – семеринг; 9 – фланец; 10 – електромотор; 11 – болтове.

Сглобяването на помпата ще се извърши в следната последователност: към електромотора 10 с болтовете 11 се закрепя фланеца 9. В отвора за вала във фланеца се поставя семеринга 8. Върху вала на електромотора се поставя втулката 7. На втулката 7 се поставя зъбното колело 6. Върху фланеца се поставя гривната 5 с двата О-пръстена 4. Нареджат се ролките 3. Поставя се капакът 2 и се завиват болтовете 1.

Проектирани са два варианта на зъбната двойка – с диаметър на ролките $\varnothing 40$ mm и $\varnothing 42$ mm. За двата варианта са изчислени ширините на роторите при различни номинални стойности на работния обем – 20, 32, 40, 50, 63, 80 cm³. Видът на зъбните двойки и профилът на зъбите на зъбното колело са проектирани по методиката, описана в т. 3.2.3. Работните обеми и ширините на роторите са изчислени по методиката, описана в т. 3.3. Ширините на роторите при различните работни обеми са показани в таблица 8.1.

Таблица 8,1

Диаметър на ролките, d [mm]	40					
Номинален размер	20	32	40	50	63	80
Обем, V [cm³]	21,62	34,6	42,17	51,90	64,87	84,33
Ширина на ротора, b [mm]	10.00	16.00	19,50	24,00	30.00	39.00
Диаметър на ролките, d [mm]	42					
Номинален размер	20	32	40	50	63	80
Обем, V [cm³]	21,46	34,57	42,91	52,45	64,37	83,44
Ширина на ротора, b [mm]	9.00	14,50	18.00	22,00	27.00	35.00

8.2. Изработване и сглобяване.

Проектираните детайли от глава 8.1 са изработени от стомана X12 и сглобени.

Последователността на сглобяването е представена в глава 8.2 на дисертационния труд.

Крайнният резултат е показан на фиг. 8.13.



фиг. 8.13

8.3. Изводи от Осма глава.

1. Проектирана е геролкова безсепараторна хидравлична помпа за монтиране на електродвигател.
2. Разработени са два варианта на зъбната двойка – с диаметър на ролките $\varnothing 40$ mm и $\varnothing 42$ mm, и са изчислени необходимите ширини на роторите при различни работни обеми.
3. Разработена е технология за сглобяване на помпата към фланцов електродвигател.

Общи изводи и постигнати резултати.

1. Направен е литературен обзор и анализ на съществуващите конструкции помпи, като са установени следните предимства и недостатъци.
Предимствата:
 - Много точно отместват обеми – количеството на хидравличната течност, излязло от помпата, може много точно да се изчисли. Могат да се използват в случаи, когато е необходимо да се знае с точност количеството преминал флуид.
 - Вариантите с винтови ротори могат да се използват като транспортъри.
 - Вариантите с три зъбни колела дават възможността хидравличните потоци да се разделят на два независими кръга.Недостатъци:

- Много сложна и скъпа изработка на работната зъбна двойка – много високата точност на обработване (в хилядни от милиметъра);
 - Невъзможност за взаимозаменяемост на някое от зъбните колела от героторната двойка и при възникнал дефект в някое от колелата не може да се смени само дефектиралото зъбно колело, а трябва да бъдат заменени и двете колела..
2. Създадена е автоматизирана система за морфологичен анализ на конструкции на съществуващи геротор помпи.
 3. Създадени са методики за построяването на геролковата безсепараторна зъбна двойка при различни входни параметри.
 - При известни габарити на работната двойка;
 - При известен брой и диаметър на ролките.
 4. Създадена е методика за дешифриране на съществуваща помпа.
 5. Разработена е нова конструкция безсепараторна геролкова помпа за вграждане в корпус на съществуваща помпа. Новата конструкция има следните предимства:
 - Триенето при плъзгане се заменя от триене при търкаляне, което значително понижава износването от триене.
 - Премахва се необходимостта от изработването на външно зъбно колело със сложен профил или сепаратор със сложна конфигурация за търкалящите тела. Това се постига, като тези елементи се заменят със ролки, допиращи се една до друга без сепаратор.
 - Улеснени и с намалена себестойност ремонтни дейности по зъбната двойка, като при възникнали дефекти в работната двойка се заменят само търкалящите тела.
 6. Направена е компютърна симулация на хидравличните параметри на новоразработената конструкция. При симулацията е установено, че предлаганият вариант на зъбната двойка повишава налягането на помпата средно 1,5 пъти спрямо съществуващите до сега конструкции.
 7. Изработен е прототип за вграждане.
 8. Създадена е технология за изработването и сглобяването на прототип на геролкова безсепараторна хидравлична помпа за вграждане в корпуса на съществуваща помпа BOSCH.
 9. Проектирана и изработена е помпа, която е монтирана върху фланцов електродвигател.
 10. Проектирана е геролкова безсепараторна хидравлична помпа за монтиране на електродвигател.
 11. Разработени са два варианта на зъбната двойка – с диаметър на ролките $\varnothing 40\text{ mm}$ и $\varnothing 42\text{ mm}$, и са изчислени необходимите ширини на роторите при различни работни обеми.
 12. Разработена е технология за сглобяване на помпата към фланцов електродвигател.

Предимства на новата помпа:

1. Заменя се триенето при плъзгане с такова при търкаляне
2. Контактът се разпределя по цялата периферия на ролката, а не само в определено петно
3. Между външната гривна и ролките се образуват маслени джобове, които при високи скорости повдигат ролките на маслени възглавници
4. За намаляване на страничното (челно) триене на ролките са изработени челни маслени цилиндрични джобове (ролките са освободени в центъра).
5. Технологичност на конструкцията, защото е лесна изработката на цилиндрична повърхнина.
6. По-малка по габарити от помпата на BOSCH.
7. Лесна ремонтна пригодност.

Приноси.

Научно-приложни приноси:

1. Създадена е автоматизирана система за морфологичен анализ на конструкции на съществуващи геротор помпи.
2. Създадени са методики за построяването на геролкова безсепараторна зъбна двойка при различни входни параметри, съответно при известни габарити на работната двойка или при известен брой и диаметър на ролките.
3. Създадена е методика за дешифриране на съществуващи геротор помпи.

Приложни приноси:

1. Разработена е нова конструкция безсепараторна геролкова помпа за вграждане в корпус на съществуваща помпа, която има следните предимства:
 - Триенето при плъзгане се заменя от триене при търкаляне, което значително понижава износването.
 - Премахва се необходимостта от изработването на външно зъбно колело със сложен профил или сепаратор със сложна конфигурация за търкалящите тела. Това се постига като тези елементи се заменят със ролки допиращи се една до друга без сепаратор.
 - Улеснени и с намалена себестойност ремонтни дейности по зъбната двойка като при възникнали дефекти в работната двойка се заменят само търкалящите тела.
2. Направена е компютърна симулация на хидравличните параметри на новата конструкция. При симулацията е установено, че предлагания вариант на зъбната двойка повишава налягането на помпата средно 1,5 пъти спрямо съществуващите до сега конструкции.
3. Изработен е прототип за вграждане в корпус на помпа BOSCH.
4. Проектирана е и изработена геролкова помпа, за монтиране върху фланцов електродвигател.
5. Създадена е технология за сглобяване на помпата към фланцов електродвигател.

Публикации по дисертационния труд.

1. Алексиев Ст., Н. Начев, Г. Мишев, "Автоматизация на морфологичния метод за анализ", Сборник доклади от XXI МНТК "АДП-2012", Созопол, България, стр. 25, ISSN-1310-3946
2. Aleksiev S., N. Nachev, "METHODOLOGY FOR CONSTRUCTING THE GEAR COUPLE OF A GEROLLER NON-SEPARATOR HYDRAULIC MACHINE", Journal

of TEHNOMUS XVII, "Stefan Cel Mare" University of Suceava, Romania, ISSN-1224-029X, page 330,

3. Начев Н., Ст. Алексиев, Ст. Стоев, "ОСНОВНИ ВИДОВЕ РОТАЦИОННИ ХИДРОМАШИНИ", Списание на Технически Университет – София филиал Пловдив, TECHSYS 2013, България, стр. 213, ISSN 1310-8271.
4. Алексиев Ст., Н. Начев, Е. Велев, "МЕТОДИКА ЗА КОНСТРУИРАНЕ ГЕРОЛКОВА ХИДРОМАШИНА КАТО ОПРЕДЕЛЯЩИ СА РАЗМЕРИТЕ НА РОЛКИТЕ", Сборник доклади от XXII МНТК "АДП-2013", Созопол, България, стр. 127, ISSN-1310-3946.
5. Начев Н., "ПРЕДИМСТВА НА ГЕРОЛКОВАТА БЕЗСЕПАРАТОРНА КОНСТРУКЦИЯ ПРЕД ТАКИВА САМО С ЦИКЛОИДНИ ПРОФИЛИ", Списание на Технически Университет – София филиал Пловдив, том 20, 2014, България, стр. 149, ISSN 1310-8271

Annotation.

This dissertation presents theoretical and constructive development of a gerotor pump.

Bi-rotor pumps, otherwise popularly known as gerotor pumps, constitute of two gear wheels (rotors). The design and manufacturing of these wheels is a complex undertaking in engineering, faced by designers and industrial engineers.

The rotors are cycloid gear wheels. They are characterized by a contracted cycloid curve cross-section. The innovation of this development work is in the solving of a specific problem, where one of the corrected cycloid gear wheel is transformed into two cylindrical rollers in physical contact with one another. The latter design leads to numerous technological, as well as performance related advantages.

The development work in the dissertation solves the problem with the design engineering by creating 4 methods in regards to the different input data.

The entire product portfolio of BOSCH has been re-designed for this type of product.

The new design of gerotor non-separator pump has been put under comparison together with the current BOSCH pump with the help of a simulation program. Having identical cubic capacity the new pump demonstrates 1.5 times higher pressure, compared to the BOSCH pump.

Conducted tests in the Technical university of Stuttgart confirm the simulation.

The newly developed geroller design has the following advantages:

- Slipping friction is replaced by rolling friction, which reduces wear.
- There is no longer need for manufacturing an external gear wheel with a complex profile.
- Simplified and low cost service repairs on the gear couple.