



ВИСШЕ ВОЕННОМОРСКО УЧИЛИЩЕ

НИКОЛА ЙОНКОВ ВАПЦАРОВ

Факултет ИНЖЕНЕРЕН, Катедра Корабни машини и механизми

Маг.инж. Петко Тодоров Петков

РАЗРАБОТВАНЕ И ПРИЛОЖЕНИЕ НА НОВ МЕТОД ЗА  
ТЕРМОДИНАМИЧНА ДИАГНОСТИКА И КОНТРОЛ НА  
ОБЕМНИ ХИДРАВЛИЧНИ ЕЛЕМЕНТИ И СИСТЕМИ

Област на висше образование: Технически науки

Професионално направление: 5.5. Транспорт, корабоплаване и авиация

Докторска програма: Корабни машини и механизми

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т    Н А

Д И С Е Р Т А Ц И О Н Е Н    Т Р У Д

за придобиване на образователната и научна степен **доктор**

Научни ръководители: проф. д-р инж. Пейчо Димов Томов

проф. д-р инж. Бохос Рупен Апрахамян

Рецензии и становища: проф. д-р инж. Генчо Стойков Попов

проф. д-р инж. Росен Петров Иванов

доц. д-р инж. Георги Пенчев Кадикянов

проф. д-р инж. Юлиан Василев Москов

доц. д-р инж. Делян Димитров Христов

Варна, 2023 г.

Дисертантът работи извън системата на висшето образование, задочна форма на обучение по докторска програма към катедра „Корабни машини и механизми“, при факултет „Инженерен“ на ВВМУ „Н. Й. Вапцаров“.

Изследванията от дисертационния труд са осъществени във ВВМУ „Н. Й. Вапцаров“, катедра „Корабни машини и механизми“, лаборатории по КСМ и Термодинамика.

Дисертационният труд е насочен за защита от ..... (Факултет „Инженерен“ при ВВМУ „Н. Й. Вапцаров“), в съответствие на чл. 5, ал. 1 от ЗРАС.

Автор: маг. инж. Петко Тодоров Петков

Заглавие: Разработване и приложение на нов метод за термодинамична диагностика и контрол на обемни хидравлични елементи и системи

Тираж: \_\_ броя

# ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

## 1. Актуалност и значимост на дисертационния труд.

Динамизмът, с който се характеризират почти всички съвременни измерителни сензори за температура, внася определени затруднения, както на етап проектиране, така и при последващата експлоатация на хидравличното оборудване. В този смисъл, актуалността на този труд се състои в разработването на нов оригинален термодинамичен метод за диагностика и контрол на хидравлични елементи и системи. В хода на теоретичното и експериментално изследване, се идентифицира ключов елемент, масленият резервоар, който може да бъде дефиниран като интегриращ елемент по отношение на хидравличната система, и към който може да бъде приложен метода за определяне на термодинамичната циклова ефективност за произволен хидравличен елемент и/или за хидравличната система, при неустановени експлоатационни режими. Актуалността на проблема, разгледан в настоящия дисертационен труд, се подразбира и от неизбежните практически обструкции и обстоятелства, които изискват преди всичко, бързо, точно и надеждно адаптиране на конкретен измервателен сензор за температура към текущите условия.

## 2. Цел и задачи на изследването.

Целта на дисертационната работа е разработване и приложение в експлоатационни условия на нов термодинамичен метод за диагностика и контрол на обемни хидравлични елементи и системи, при неустановени режими на работа. За постигане на поставената цел е необходимо да се решат следните основни задачи:

1. Разработване на подобрена методика за селективен избор на специализирани сензори и апаратура за измерване на температура, в неустановени режими на работа, при обемни хидравлични елементи и системи.

2. Разработване на уточнена методика за експресен първоначален термодинамичен контрол и мониторинг на обемни хидравлични елементи и системи, в експлоатационни условия.

3. Теоретично и експериментално изследване за определяне на динамичните характеристики на температурните сензори.

4. Програмно моделиране, с използване на Python SciPy, и експериментално изследване за динамичните характеристики на масления резервоар, представен като термодинамична подсистема.

5. Разработване на нов термодинамичен метод за диагностика и контрол на обемни хидравлични елементи и системи, в експлоатационни условия.

## 3. Обект/и и място на изследването.

Предвид експерименталната насоченост на изследванията, същите са проведени на територията на ВВМУ „Н. Й. Вапцаров“, в катедра „Корабни машини и механизми“, лаборатория „КСМ“ и лаборатория „Термодинамика“.

#### **4. Методи на изследването.**

За изпълнение на поставената цел и за решаване на възложените задачи, в дисертационния труд е приложен интердисциплинарен системен подход, като са използвани, както познати методи за идентификация на обектите – особено при изследване на динамичното поведение на термичните датчици за температура, така и методи за статистическо моделиране – при изследване на обектите „в статика“. Резултатите от теоретичните и експериментални изследвания са анализирани и оценени в края на всяка от главите на дисертационния труд.

#### **5. Практическа приложимост.**

Получените математически модели, формулираните констатации и направените изводи са приложими, както в дейността на научно-изследователски центрове и проектантски бюра, също така за специализирано обучение на експлоатационен персонал и/или в учебния процес, но не на последно място, и с чисто практико-приложна насоченост, например при внедряване и изграждане на системи за мониторинг, следене на състоянието, контрол и диагностика на хидравлични елементи и системи, които се явяват съставна част от по-големи машини, съоръжения и/или процесни инсталации.

#### **6. Аprobация.**

По темата на дисертационния труд са тиражирани 1 авторска и 4 съавторски публикации, 3 от които са публикувани в периодичните издания на международни научни конференции (ELMA 2019, SIELA 2020, ELMA2021), а другите 2 са представени и обсъдени на национална научна конференция „Дни на механиката“ 2018 и „Дни на механиката“ 2021, включително докладите са публикувани в списание „Топлотехника“.

#### **7. Структура и обем на дисертационния труд.**

Дисертационният труд е структуриран, както следва: въведение, 6 глави и 11 приложения. Съдържанието е изложено в 126 страници, в т. ч. 51 фигури, 11 таблици и библиография от 97 заглавия, от които 28 на кирилица и 69 на латиница.

## **КРАТКО СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД**

### **Въведение.**

В настоящия дисертационен труд са разгледани широк кръг от въпроси свързани с хидравличната техника, термодинамиката, топло- и масообменна, моделирането на термодинамични процеси при хидравлични компоненти и системи. Особено внимание се обръща върху изследване актуалността на проблема свързан с „динамиката“ и поведението на термичните сензори. Установена е неизбежната връзка между темата на дисертационния труд и професионалната област на приложение, каквото е морското инженерство, направени са първоначални изводи за актуалното състояние на проблема, поставени са цели и задачи за решаване пред дисертационния труд.

**Глава I. Литературен обзор. Сравнителен анализ на методи и техники за диагностика и контрол на обемни хидравлични елементи и системи. Цел и задачи на дисертационния труд.**

От направения литературен обзор на наличните и достъпни източници може да бъдат направени няколко важни извода:

1. За решаване на целите и задачите в дисертационния труд е необходим интердисциплинарен теоретичен и практически подход, т.к. естеството и сложността на решаваните термодиагностични задачи в хидравличната техника изискват цялостно разбиране на процесите и принципите на работа на редица машини и компоненти, включително механични, пневматични, електрически, електронни, термографски, измервателни прибори и изчислителна апаратура.

2. От теоретична гледна точка са налични достатъчно общодостъпни източници, от които може да се използва информацията относно въпросите на хидравлично и термодинамично моделиране на отделни компоненти, работни възли, както и цялостни системи.

3. От практическа гледна точка, съществуват определени ограничения по отношение на предлаганите на пазара термични измервателни прибори, особено когато се търси постигане на баланс между критерии като точност, бързодействие, свързаност ( т.е. възможност за архивиране и локално/дистанционно предаване на данни), пазарна достъпност, баланс по отношение на критерий цена-качество и др.

4. Усилията в търсене на подходящи методи и изграждане на цялостна концепция за термодинамична диагностика на хидравлични елементи и системи са дългогодишни (започват през 1921г., като претърпяват значително развитие в периода след 1970 г.) и могат да бъдат окачествени като променливоуспешни, особено от гледна точка на практико-приложност на постигнатите резултати.

5. Чрез прилагане на иновативни, бързи и надеждни методи за термодиагностика на хидравлични системи и елементи (и не само) в инженерната практика, все по-често намират приложение термографски камери с цифрово изображение и запис на температурни полета.

6. Основният извод е, че към момента отсъства диагностичен метод, за термодинамично определяне на състоянието на хидравлични елементи и системи, което да се базира основно на измерване на термични импулси, които постъпват в масления

резервоар, при неустановени режими на работа. Отчитайки спецификата на работния цикъл на машината, да може да се определи дали системата работи коректно и енерго-ефективно, или в нея има износен (дефектирал) компонент, при работата на който се отделя по-голямо количество топлина, което постъпва на порции в масления резервоар, и в крайна сметка води до повишаване на температурния тренд на работния флуид в него.

## **Глава II. Разработване на подобрена методика за селективен избор на специализирани сензори и апаратура за измерване на температура, при неустановени работни режими на обемни хидравлични елементи и системи.**

Техническите измервания са неразделна част от съвременната инженерна наука и практика. Една от целите на този труд е да се представят теоретично и използват практически някои от фундаменталните принципи при измерване, които са в основата на проведените научни изследвания.

### **2.1. Дефиниране на статични критерии за селективен избор и идентификация на съставните елементи на специализирани сензори и апаратура за измерване на температура.**

Възможно е да се идентифицират четири вида елементи, въпреки че в дадена система един тип елемент може да липсва или може да се появи повече от веднъж. Четирите типа съставни елементи са показани на фиг. 2.1 и могат да бъдат определени:



Фиг. 2.1 Условна блокова диаграма на измерителна система

- **Чувствителен елемент** - той е в контакт с процеса и дава резултат, който зависи по някакъв начин от променливата, която трябва да бъде измерена.
- **Елемент за настройка на сигнала** - той взема изходния сигнал на сензорния елемент и го преобразува във форма, по-подходяща за по-нататъшна обработка, обикновено постоянно напрежение, постоянен ток или честотен сигнал.
- **Елемент за обработка на сигнала** - той взема сигнала от изхода на елемента за настройка и го преобразува във форма, по-подходяща за представяне.
- **Елемент за представяне на данни** - той представя измерената стойност във форма, която може да бъде лесно разпозната от наблюдателя.

**Статичните критерий** условно могат да бъдат класифицирани на две групи - системни характеристики са тези, които могат да бъдат точно определени количествено с математически или графични средства.

#### **2.1.1. Системни характеристики.**

Като основни системни характеристики могат да бъдат посочени:

- **Диапазон (обхват)** – за всеки измерителен елемент той се специфицира от производителя с минимална и максимална стойност за входно-изходите сигнали.

- Линеиност - казва се, че даден елемент е линеен, ако съответстващите стойности на входния и изходния сигнал лежат на права линия.
- Нелинейност – обикновено се дефинира като функция  $N(I)$ , зависеща от входния сигнал, която е разликата между действителното измерване и идеалното линейни поведение на измервателния елемент.
- Чувствителност – това е засечената промяна  $\Delta O$  настъпила в показанието на изходния сигнал  $O$ , при реализирана промяна  $\Delta I$  на входния сигнал  $I$ , т.е. това е отношението между промяната във входния и изходния сигнали  $\Delta O/\Delta I$ .
- Влияние на околната среда – като цяло, изходният сигнал зависи не само от входния сигнал, но и от входните данни за околната среда като околна температура, атмосферно налягане, относителна влажност на въздуха, захранващо напрежение и т.н.
- Хистерезис – при зададена стойност на входния сигнал, изходът може да бъде различен в зависимост от това дали входния сигнал нараства или намалява. Хистерезисът е разликата между тези две стойности на изходния сигнал.
- Разделителна способност – някои измерителни елементи се характеризират с увеличаване на изходния сигнал, в серия от отделни стъпки или скокообразно, в отговор на непрекъснато увеличаване на входящия сигнал.
- Износване и стареене – тези ефекти могат да предизвикат промяна в характеристиките на елемент, напр. Коефициентите  $K$  и  $a$ , да се променят бавно, но систематично през експлоатационния живот на прибора.
- Обхват на грешките – ефектите на нелинейност, хистерезис и разделителна способност в много съвременни сензори и преобразуватели са толкова малки, че е трудно и не си заслужава да се определи точно количествено всеки отделен ефект.

### **2.1.2 Статистически характеристики.**

Могат да бъдат класифицирани както следва:

- Повторяемост – това е способността на даден елемент да дава еднакъв изходен сигнал при многократно прилагане на един и същ входящ сигнал. Липсата на повторяемост се дължи на произволни ефекти в елемента и неговата заобикаляща среда.
- Толеранс – това е ефект, който се наблюдава във всяко технологично производство и затова производителя се задължава да го посочи към техническите данните за сензора. Този ефект се дължи на малки случайни вариации в производството и често е добре представен от функцията за нормална плътност на вероятността.
- Точността на измерване на една променлива е близостта на измерената величина до истинската стойност на променливата. Измерва се количествено като грешка при измерване, т.е. разликата между измерената стойност и истинската стойност.

## **2.2. Дефиниране на общи динамични критерии за селективен избор на специализирани сензори и апаратура за измерване на температура.**

Най-разпространеният метод за оценка на динамичните характеристики е чрез дефиниране на математическия модел на системата и извличане на връзката между входния и изходния сигнал.

### **2.2.1. Измервателна система от първи ред.**

Добър пример за система от първи ред е температурен датчик с изходен електрически сигнал, напр. термодвойка или термистор. Голяят елемент (който не е поставен в „защитна гилза“) се поставя в работния обем течност. Първоначално в момент  $t=0$ , температурата на сензора е равна на температурата на флуида. Ако температурата на флуида внезапно се повиши при  $t = 0$ , сензорът вече не е в стабилно състояние и динамичното му поведение се описва от уравнението на топлинния баланс, където:

**скоростта на входящия топлинен поток – скоростта на изходящ топлинен поток = скоростта на промяна на топлинното показание на сензора**

Система от първи ред се описва математически като:

$$a_1 \frac{dy(t)}{dt} + a_0 y(t) = b_1, \quad (2.11)$$

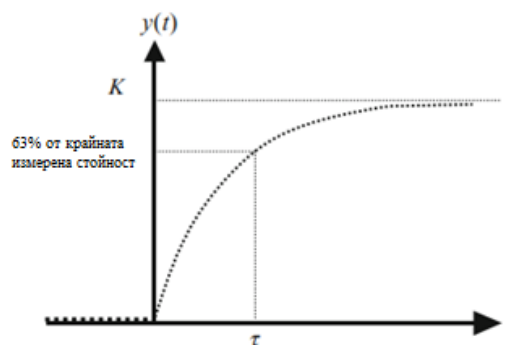
След прегрупиране се получават изразите:

$$\frac{a_1}{a_0} \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = \frac{b_1}{a_0}, \quad (2.12)$$

И съответно окончателния израз:

$$\tau \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = K, \quad (2.12)$$

Решаването на уравнение (2.12) дава възможност да се покаже, че в отговор на единично стъпално входно въздействие  $x(t)$ , функцията  $y(t)$  достига  $K$  по експоненциална зависимост.  $\tau$  е времето, което изходната стойност изисква, за да достигне приблизително 63% от крайната стойност на  $K$ . Типичен отговор за система от първи ред е показан на фиг. 2.7 – (BENTLEY, 2005).



Фиг. 2.7 Графично представяне на времеконстантата  $\tau$  при системи от първи ред

### 2.2.2. Измервателна система от втори ред.

Реакцията на системата може да бъде с по-сложно изразен характер. В отговор на единично стъпково входно въздействие тя може да започне да осцилира, преди да достигне крайната си стойност. Също така отговорът може да бъде свръхдемпиран или недостатъчно демпиран. Такива „системни отговори“ могат да бъдат описани в по-добро приближение с използването на система от втори ред. Реакцията на система от втори ред на стъпково входно въздействие е показана като:

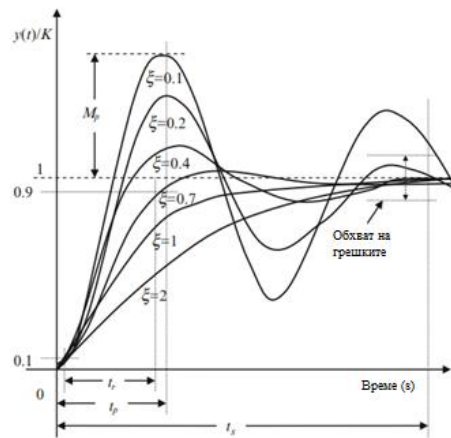


$$a_2 \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + a_1 \frac{dy(t)}{dt} + a_0 y(t) = b_1, \quad (2.13)$$

Чрез дефиниране на натуралната честота без демпфиране като  $\omega^2 = a_0/a_2$  и коефициента на затихване (демпфиране) като  $\xi = a_1/2(a_0 a_2)^{1/2}$ , израза (2.13) се редуцира до:

$$\frac{1}{\omega^2} \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + \frac{2\xi}{\omega} \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = K, \quad (2.14)$$

Това е отговора на стандартна система от втори ред при прилагане на стъпкова функция, за която  $K = b_1/a_0$ . Коефициентът на затихване и натуралната честота играят централна роля във формата на характеристиката, както може да се види на фиг. 2.8 – (BENTLEY, 2005).



Фиг. 2.8 Графично представяне на коефициента на затихване  $\xi$  при системи от втори ред

### 2.3. Дефиниране на динамични характеристики, с отчитане влиянието на топлопреносни ефекти, при селективен избор на специализирани сензори и апаратура за измерване на температура.

За определяне на динамичните характеристики на „гол“ измерителен елемент за температура (със снета „защитна гилза“ или стандартно без наличие на такава), се използва трансформация на Лаплас, при което се дефинира зависимостта:

$$G(s) = \frac{\Delta \bar{T}_s(s)}{\Delta \bar{T}_F(s)} = \frac{1}{1 + \tau_s s}, \quad (2.22)$$

Тъй като  $\tau$  зависи от  $U$ , времеконстантата на даден сензор ще зависи критично от физическите свойства и скоростта на флуида, заобикалящ сензора (табл. 2.5) – (BENTLEY, 2005).

Таблица 2.5 Сравнителни стойности на времеконстантата и коефициента на конвективен топлообмен

Състояние на флуида	Типични стойности за коефициент $U$	Типична $\tau$ за сензори със защитна гилза	Типична $\tau$ за термодвойка с минер. изолация
		$W m^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$	min

Бързодвижеща се течност	625	1.0	0.7
Бавнодвижеща се течност	250	1.5	1.5
Бърз газ	125	2	10
Средна скорост газ	63	4	20
Бавен газ	25	8	30

#### 2.4. Разработване на подобрена методика за селективен избор на специализирани сензори и апаратура за измерване на температура.

За постигане целите на настоящата научна разработка, първоначално се прибягва до групиране на критериите за селективен избор на специализирани датчици и апаратура за измерване на температура:

- Статични характеристики;
- Динамични характеристики;
- Комуникационни критерии – възможност за визуализация на резултата от измерването; възможност за запис на резултата, директно или дистанционно свързване/предаване на сигналите за измерваните величини;
- Икономически критерии – цена на продукта, достъпност на продукта на търговския пазар, необходимост от периодично калибриране/поддръжка.

Таблица 2.6 Сравнителна таблица за селективен подбор на температурни датчици

Тип селективен критерий	Наименование на критерия	HMG 3010 + ETS 4148	Pocket Multicontrol + TE 101	HND-T105 + HND-TF03
Системни и статистически критерии	Диапазон	-25 ... +100°C	-50 ... +200°C	-50 ... +400°C
	Чувствителност	t <sub>90</sub> : ~8 s	-	t <sub>90</sub> : ~10 s
	Линейност	-	-	-
	Нелинейност	-	-	-
	Хистерезис	-	-	-
	Разделителна способност	-	-	0,01°C
	Обхват на грешките	-	-	-
	Стареене и износване	-	1.4104	1.4403
	Влияние на ок.среда	≤ ± 0.01 % FS/°C	-	-
	Повторяемост	-	-	-
	Толеранс	-	-	-

	Точност на измерване	$\leq \pm 0.8 \% \text{ FS}$ max.	$\leq \pm 1.0 \% \text{ FS}$ max.	$\leq \pm 0.03 \% \text{ FS}$ max.
Динамични критерии	Тип чувствителен елемент	Pt1000 Acc.to DIN EN 60751	Pt100 Acc.to DIN 43760	Pt100 (4-wire), Acc.to DIN 60751
	Порядък (ред) на характер. ур-ие			
	Времеконстанта на процеса			
Комуникационни критерии	Визуализация на резултата	Да	Да	Да
	Запис на резултата	Да	Да	Да
	Предаване на данни	HSI (Hydac sensor interface)	Аналогов 4 ...20 mA сигнал	Аналогов 0 ... 1V или сериен интерфейс
Икономически критерии	Цена на продукта	$\approx 3000\text{€}$	$\approx 2000\text{DM}$	$\approx 1000\text{€}$
	Достъпност на продукта	Да	Да	Да
	Необходимост от калибриране	Не	Не	Не

### Глава III. Теоретично и експериментално изследване за определяне на динамичните характеристики на температурните сензори.

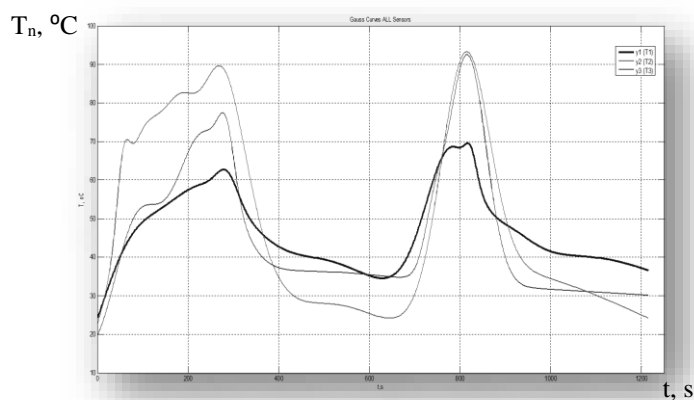
#### 3.1. Определяне влиянието на динамичните характеристики върху точността на измерване при специализирани сензори за температура, в напорни хидравлични системи.

Първоначалните измервания са проведени при лабораторни условия в лаборатория „Термодинамика“ към катедра КММ на ВВМУ, където в отворен съд с фиксиран обем, запълнен с хидравлично масло HLP-32 ( $\nu=32\text{cSt}$ ), е реализирано експериментално изследване в температурния диапазон  $T_M = 20 \div 100^\circ\text{C}$  – виж фиг. 3.1.



Фиг. 3.1 Експериментална установка за определяне влиянието на динамичните характеристики на датчиците за температура

В обобщен графичен вид са представени аналитичните резултати, които са получени чрез моделиране и апроксимацията на експерименталните криви в програмна среда „MatLab“. Използван е „Метод на Гаус“ на най-малките квадрати (НМК) от 8-ми ред, с точност на приближение „Adjusted R-square:  $\geq 0,9857$ “. Числената реализация на математичния модел се визуализира на фиг. 3.6.



Фиг. 3.6 Числена реализация на математичния модел

Констатирано е удовлетворително качествено и количествено сходство между моделните и експериментално снетите резултати от измерванията. Формализацията на математическия модел изглежда по следния начин:

$$T_{model} = a_1 e^{-\left(\frac{x_1 - b_1}{c_1}\right)^2} + a_2 e^{-\left(\frac{x_2 - b_2}{c_2}\right)^2} + a_3 e^{-\left(\frac{x_3 - b_3}{c_3}\right)^2} + a_4 e^{-\left(\frac{x_4 - b_4}{c_4}\right)^2} + a_5 e^{-\left(\frac{x_5 - b_5}{c_5}\right)^2} + a_6 e^{-\left(\frac{x_6 - b_6}{c_6}\right)^2} + a_7 e^{-\left(\frac{x_7 - b_7}{c_7}\right)^2} + a_8 e^{-\left(\frac{x_8 - b_8}{c_8}\right)^2}, \quad (3.1)$$

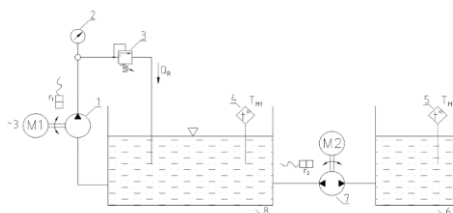
Първоначалният анализ на резултатите, от проведените експериментални изследвания относно определяне влиянието на динамичните характеристики върху точността на измерване при специализирани датчици за температура, позволява да бъдат направени следните важни изводи:

- Динамичната реакция на трите датчика се различава съществено, в качествено и количествено отношение, когато те са поставени при еднакви условия;
- Бързодействието при трите датчика е различно и това може да се отрази негативно върху точността на измерване, особено при регистриране на динамични преходни процеси.
- Забелязва се известно забавяне в реакцията на датчиците на HYDAC и Hydrotechnik, спрямо датчика на Kobold, но това не се вижда много добре на графиките поради големия времеви мащаб, който обхващат измерванията.
- Влиянието на „защитната гилза“ върху точността и бързодействието на датчика е минимално, но присъства неминуемо като фактор. Това може да се оцени добре в първия полупериод на фиг. 3.5, във времеви интервал между 0÷200s.

## 3.2. Уточняващо експериментално изследване, с цел прецизно определяне на динамичните характеристики на бързодействащ сензор за температура тип HND-T105.

### 3.2.1. Опитна експериментална уредба.

За целите на провежданото уточняващо експериментално изследване се използва съществуващ експериментален стенд в лаборатория КСМ при катедра КММ, който се състои от два независими мотор-помпени единици и два отделни маслени съда (основен и буферен), които са свързани помежду си. Принципната хидравлична схема на опитната уредба е показана на фиг. 3.7.



Фиг. 3.7 Принципна хидравлична схема

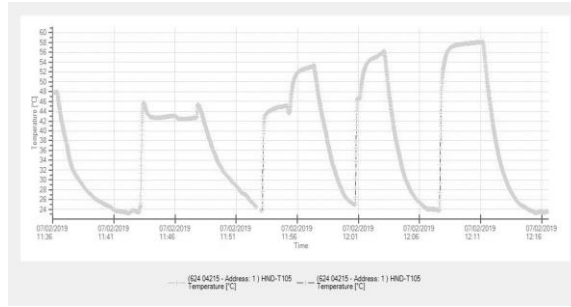
Общ изглед на компоновката на измервателните прибори към уредбата за показани на фиг. 3.8.



Фиг. 3.8 Общ изглед на експерименталната уредба за уточняващо и прецизно определяне на динамичните характеристики

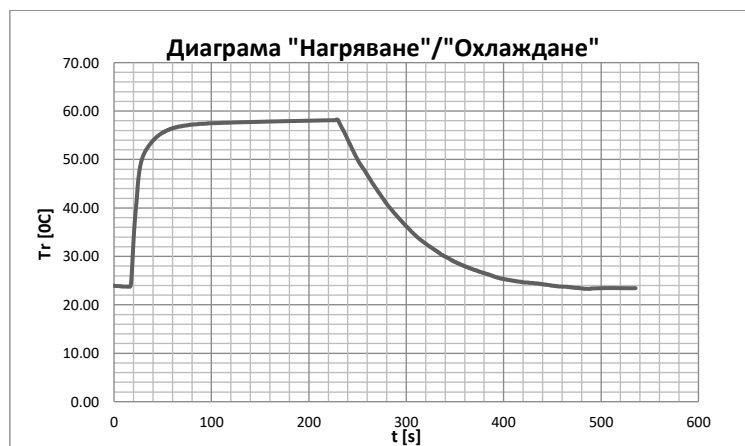
### 3.2.2. Експериментално изследване.

За провеждане на уточняващото изследване се използва датчика за температура, характеризиращ се с повишена точност и голямо бързодействие, тип: HND-T105 оборудван с чувствителен елемент HND-TF03 производство на Kobold Messring GmbH–Germany. Грешката на прибора е  $\pm 0,03^{\circ}\text{C}$ , в диапазона  $-199,99^{\circ}\text{C} \dots +199,99^{\circ}\text{C}$ , 1/10 DIN Class B, четирипроводна схема на свързване на термичното съпротивление, времезакъснение  $t_{90}=10\text{s}$  в диапазона  $-50,00^{\circ}\text{C} \dots +400,00^{\circ}\text{C}$ . С цел верификация на резултата, опитният експеримент е повторен неколккратно, което е видно от графиката на фиг. 3.9, която е снета и записана директно на РС посредством серийния интерфейс изход на устройството HND-T105.



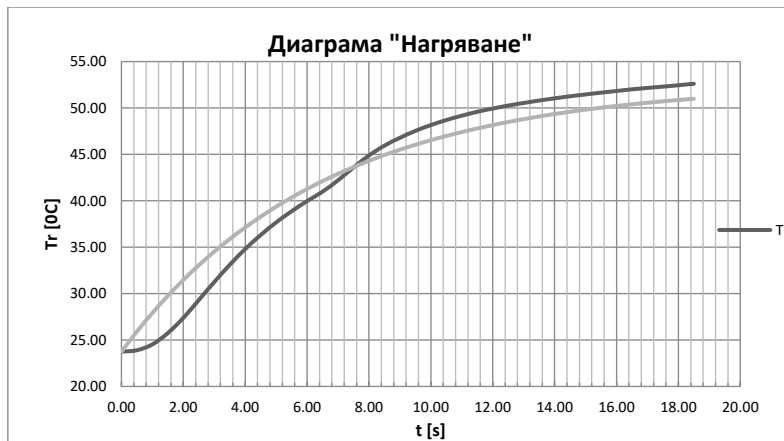
Фиг. 3.9 Графика на термодинамичната реакция на температурен датчик HND-T105

На фиг. 3.10 са представени обработените данни за промяна на температурата в основния съд за период  $\Delta t=545s$  (четвърти тестови цикъл), при усреднена стойност на номиналното натоварване от  $\Delta p=1 MPa$ . Симулацията е постигната посредством плавно затваряне на предпазния клапан (3) до достигане на показание 1 MPa от манометър (2) по схемата на фиг.3.7, като периодично се прилага корегиращо въздействие върху клапана, поради промяната на вискозитета на РТ във функция от достигнатата текуща работна температура.

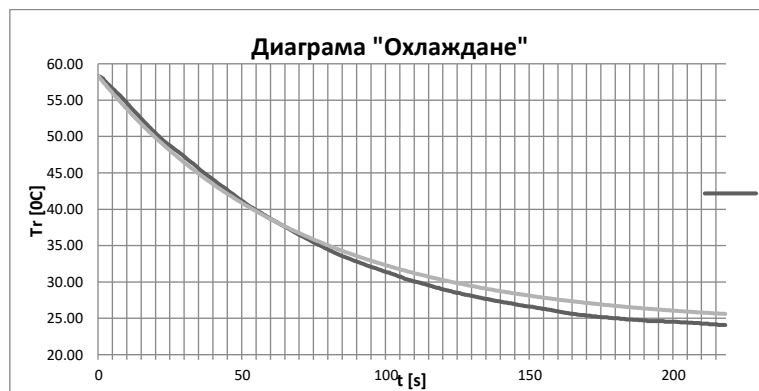


Фиг. 3.10 Диаграма на термодинамична реакция за процесите нагриване/охлаждане при температурен датчик HND-T105

На фиг. 3.11 и фиг. 3.12 са представени данни за динамичните характеристики на датчик за температура тип HND-T105, оборудван с измервателен елемент HND-TF03, както и графичните резултати за функционалните зависимости за „моделите“ на процесите, с отчитане на средно-квадратичните грешки. Приложена е функцията „Solver“ в програмна среда „Excel“, което се прави с цел да бъде минимизирана сумата от квадратичните грешки, при намиране на оптимална стойност за времепостоянната на процесите „ $\tau$ “. Получените резултати за времепостоянната при процес „нагриване“ е  $\tau_H=6,42s$ , докато за процес „охлаждане“  $\tau_C=70,14s$ .



Фиг. 3.11 Динамична характеристика за процес „Нагряване“ и модел на термичната реакция на датчик HND-T105



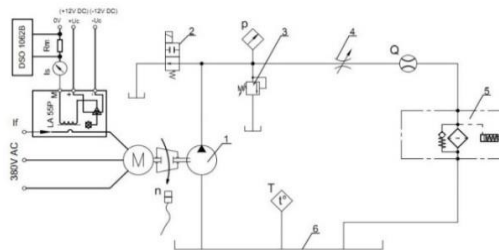
Фиг. 3.12 Динамична характеристика за процес „Охлаждане“ и модел на термичната реакция на датчик HND-T105

Анализът на сметите експериментални резултати позволява да се направят следните базови изводи:

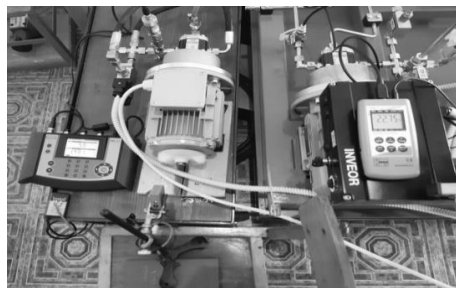
- Вътрешната динамика при смесването на флуидните потоци в резервоара, породена от позиционирането на смукателните линии на помпите и разположението на връщащите тръбопроводи, както и точното разположение на измервателния прибор, оказват съществено влияние върху динамиката в показанията му.
- Поставен при различни условия (установен режим или преходни неизотермични процеси), динамичната реакция на датчика за температура се различава качествено и количествено.
- Бързодействието е лимитирано и това може да се отрази негативно върху точността на измерване, особено при установяване на бързи и свръхбързи динамични преходни процеси.
- Влиянието на неръждаемата „защитна гилза“ върху точността и бързодействието на датчика е минимално. Това може най-ясно да се оцени на фиг. 3.10, във времеви интервал  $\Delta t = 20 \div 60$  s.

### 3.3. Експериментално изследване на преходни неизотермични процеси в електро-помпен хидравличен блок с дроселно регулиране.

За целите на настоящето експериментално изследване е реализирано допълнително разширение към съществуващия лабораторен хидравличен изпитателен стенд, чрез монтиране на нерегулируема електро-помпена група, с която се реализира дроселен метод на натоварване и симулация на преходни динамични процеси посредством електромагнитно разтоварване по налягане. Функционалната схема на стенда е представена на фиг. 3.13, а общият вид е показан на фиг. 3.14.



Фиг. 3.13 Функционална схема на експерименталната установка

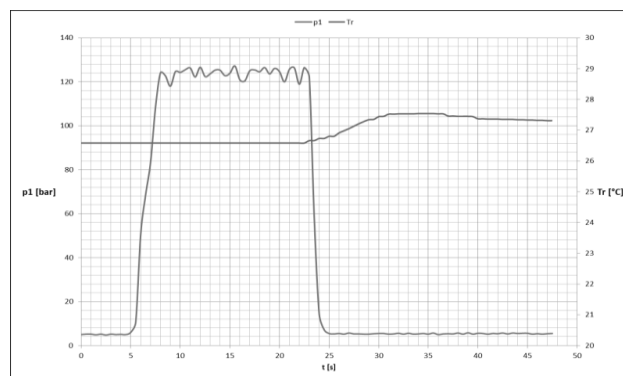


Фиг. 3.14 Общ изглед към експерименталната установка

В графичен вид са изложени реалните обработените в електронна среда „MS-Excel“, резултати от експерименталното изследване, при следната последователност:

### 3.3.1. Експеримент с кратковременно дроселно натоварване.

На фиг. 3.15 са показани обработените експериментални данни за преходни процеси в налягането на хидравличния изход на електропомпения агрегат, както и текущото изменение в температурата на маслото в резервоара.



Фиг. 3.15 Обработени експериментални данни за налягане и температура

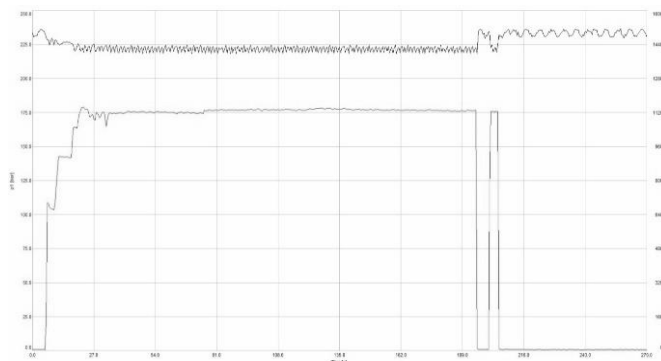
В случая на това изследване, първоначално се въздейства с кратковременен импулс с продължителност  $\Delta t = 19\text{s}$  и натоварване (амплитуда по налягане)  $\bar{p} =$



12,5 МРа, където:  $t$  – време,  $\bar{p}$  – усреднена (номинална) стойност на налягането. Симулирането на хидравлично натоварване на агрегата се постигна чрез плавно притваряне на дроселния клапан до фиксирана позиция и последващо бързо отваряне. На същата фигура е представена температурната реакция на маслото в резервоара, за периода на същия кратковременен товарен импулс ( $\Delta t = 19\text{s}$  и  $\bar{p} = 12,5\text{ МРа}$ ). Общата продължителност на преходния температурен процес е от порядъка на  $\Delta t = 45\text{s}$ . Максимално достигнатата амплитуда в температурния импулс е в размер  $\Delta T = 0,8^\circ\text{C}$ .

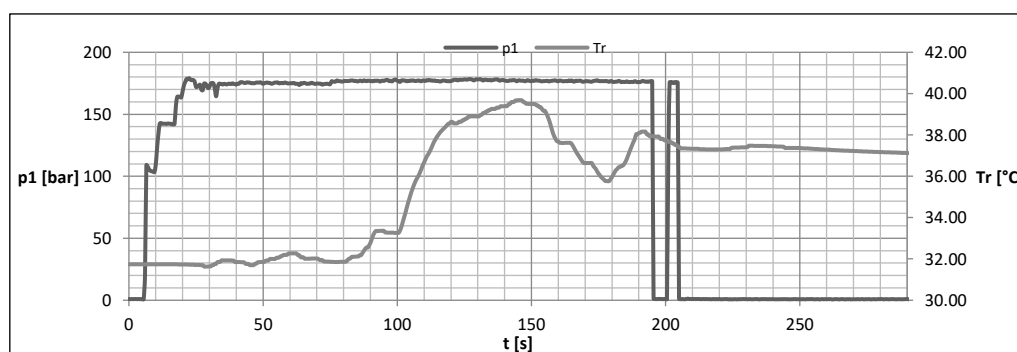
### 3.3.2. Експеримент с продължително дроселно натоварване.

На фиг. 3.16 е показано динамичното натоварване в хидравличната система при прилагане на по-продължителен импулс  $\Delta t = 200\text{s}$  и амплитуда в реализирания пад на налягане през дросела от  $\bar{p} = 17,5\text{ МРа}$ . В края на процеса посредством неколккратно кратковременно превключване под номинален товар на 2/2 разпределителя (2) се реализира допълнителна неравномерност в смущаващото въздействие от товарна гледна точка.



Фиг. 3.16 Запис на налягане и обороти при реализация на динамично натоварване

На фиг. 3.17 е представена температурната реакция на маслото в резервоара, при същия продължителен товарен импулс ( $\Delta t = 200\text{s}$  и  $\bar{p} = 17,5\text{ МРа}$ ). От графиката се вижда, че времето за реакция на термичния процес изостава с период от  $t_0 \approx 23,5\text{s}$  спрямо началото на подаване на импулса по налягане (хидравличния процес). Общата продължителност на процеса за динамично повишаване на температурата на маслото в резервоара е  $\Delta t = 113\text{s}$ . Максималната амплитуда на динамичния температурен импулс, установена в рамките на регистрираната продължителност на термичния процес, достига  $\Delta T_{\text{max}} = 7,92^\circ\text{C}$ .



Фиг. 3.17 Графика на изменението в налягането и регистрираната температурна реакция

### 3.3.3. Анализ на сметите експериментални резултати от двата преходни процеса.

Внимателният анализ на развитието в термичните процеси от т. 3.3.1 (фиг. 3.5) и т. 3.3.2 (фиг. 3.6), дава възможност да се направи обосновано предположение, че в първо приближение, процесите могат да се моделират посредством използване на комбинация от две последователно свързани типови динамични звена – колебателно звено и звено с чисто закъснение – онагледени в блоковата динамична схема от фиг. 3.20:

$$\xrightarrow{U(s)} \boxed{\frac{K_1}{T^2 S^2 + 2\xi T S + 1}} \xrightarrow{T_r^*(s)} \boxed{e^{-\tau s}} \xrightarrow{T_r(s)}$$

Фиг. 3.20 Блокова динамична схема на последователно свързани динамични звена

Съответно, за общата предавателна функция може да бъде записано:

$$W_{\Sigma}(s) = W_1(s) \cdot e^{-\tau s} \begin{cases} \text{при } 0 < \xi < 1 - \text{колебателно звено;} \\ \text{при } \xi \geq 1 - \text{апериодично звено от II-ри ред,} \end{cases} \quad (3.11)$$

където:  $W_{\Sigma}(s)$  – обща предавателна функция;

$W_1(s)$  – предавателна функция на първото звено;

$U(s)$  – изображение (по Лаплас) на входното управляващо въздействие;

$T_r(s)$  – изображение (по Лаплас) на температурата;

$T$  – времепостоянна на колебателното (първо) звено;

$\xi$  – коефициент на относително демпфиране;

$K_1$  – коефициент на усилване;

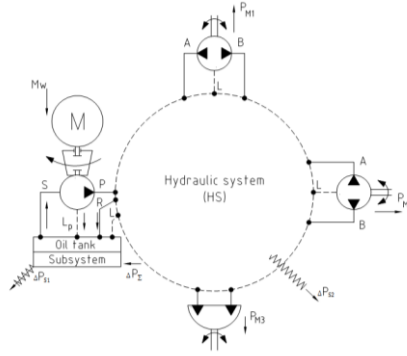
$\tau$  – времезакъснение на второто звено;

$s$  – комплексна променлива на Лаплас.

## Глава IV. Разработване на нов термодинамичен метод за диагностика и контрол на обемни хидравлични елементи и системи, в експлоатационни условия.

### 4.1. Нов метод за термодинамична диагностика и контрол на хидравлични елементи и системи, в експлоатационни условия.

На фиг. 4.1 е показана принципната схема на обемна хидравлична система (ХС) за задвижване и управление, с ротационни преобразуватели на енергия – хидравлична помпа и хидромотори. Наличието на такъв тип преобразуватели гарантира постоянен обем на РТ в подсистемата маслен резервоар (МР). С цел постигане на прегледност и удобство, при настоящето изследване, резервоарът и помпеният блок са изнесени отделно от конфигурацията на системата, но са обозначени хидравличните връзки с нея.



Фиг. 4.1 Принципна схема на обемна хидравлична система с ротационни машини

В настоящето теоретично изследване е използван като базов, неизотермичния подход развит в (ТОМОВ, 2015). Енергийната ефективност на работния цикъл, в реално време, може да се оцени чрез интегралния диагностичен показател – общ КПД на цикъла, представен във вида (Minav et al., 2014):

$$\eta_c = \frac{\int_{t_1}^{t_2} P_{out}(t) dt}{\int_{t_1}^{t_2} P_{in}(t) dt} = \frac{E_{out}}{E_{in}}, \quad (4.1)$$

За целите на настоящето изследване, като изходна база, е използвано балансово уравнение за топлинните мощности, в подсистемата маслен резервоар (MP), записано в най-общ вид:

$$\rho V C_p \frac{dT_r}{dt} = \Delta P_{\Sigma}(t) - \alpha A s_1 (T_r - T_0) - P_c(t) + P_h(t), \quad (4.5)$$

Тъй като в хидросистемата са включени само ротационни преобразуватели на енергия, то обемът в резервоара се запазва практически постоянен и това дава основание да се запишат следните равенства:

$$\begin{cases} m_{tS} = m_{tR} + m_{tL}; \\ m_{tS} h_S = m_{tR} h_R + m_{tL} h_L, \end{cases} \quad (4.7)$$

и съответно:

$$\Delta P_{\Sigma}(t) = m_{tR}(h_R - h_S) + m_{tL}(h_L - h_S), \quad (4.8)$$

Понеже резервоарът е „отворен“ и съобщен с атмосферата, мигновените стойности на енталпийните разлики имат вида:

$$\Delta h_R = h_R - h_S = \int_{T_S}^{T_R} C_{po}(T) dT \approx \overline{C_{po}} (T_R - T_S), \quad (4.9)$$

$$\Delta h_L = h_L - h_S = \int_{T_S}^{T_L} C_{po}(T) dT \approx \overline{C_{po}} (T_L - T_S), \quad (4.10)$$

Освен това трябва да се има в предвид и равенството:  $T_S(t) = T_r(t)$ , т.е. температурите в смукателния тръбопровод на помпата и в резервоара са еднакви. За целите на диагностичния процес, почленно интегрираме уравнение (4.5) във времеви интервал  $\Delta t = t_2 - t_1$  на работния цикъл:

$$\Delta E_{\Sigma} = \int_{t_1}^{t_2} \Delta P_{\Sigma}(t) dt = V \int_{t_1}^{t_2} \rho(T) C_{po}(T) \left( \frac{dT_r}{dt} \right) dt + \bar{\alpha} A_S \int_{t_1}^{t_2} [T_r(t) - T_o] dt + \int_{t_1}^{t_2} P_C(t) dt - \int_{t_1}^{t_2} P_h(t) dt, \quad (4.11)$$

Решението на първия интеграл, след знака за равенство в (4.11), се получава чрез замяна на променливата, след полагане на субституцията:

$$\rho(T) C_{po}(T) = F[T_r(t)], \quad (4.12)$$

и съответно:

$$\int_{t_1}^{t_2} F[T_r(t)] \frac{dT_r}{dt} dt = \int_{T_r(t_1)}^{T_r(t_2)} F(T_r) dT_r, \quad (4.13)$$

Плътноста на „чисти“ (дегазирани) хидравлични масла слабо зависи от температурата и в оптималния температурен диапазон за експлоатация на хидросистемата се приема:  $\bar{\rho} = \rho(T) \left\{ \frac{T_{r1}}{T_{r2}} = const. \right.$  В същия диапазон, с достатъчна за практическите цели точност, специфичният топлинен капацитет  $C_{po}$  може да се апроксимира с линейната зависимост:

$$C_{po} = C_{po}(T_r) = a_0 + a_1 T_r, \quad (4.14)$$

Тогава решението на интеграла (4.13), се получава във вида:

$$\int_{T_r(t_1)}^{T_r(t_2)} F(T_r) dT_r = \bar{\rho} \int_{T_r(t_1)}^{T_r(t_2)} (a_0 + a_1 T_r) dT_r = \bar{\rho} \left\{ a_0 (T_{r2} - T_{r1}) + a_1 \left[ \frac{(T_{r2}^2 - T_{r1}^2)}{2} \right] \right\}, \quad (4.15)$$

По време на тестването е целесъобразно подсистемите „нагревател“ и „охладител“ на РТ в резервоара да бъдат изключени, т.е.  $P_C = P_h = 0$ . Вземайки това под внимание, изразът за общия КПД на работния цикъл се записва в следния окончателен вид:

$$\eta_c = 1 - \frac{\sum_1^n \Delta E_j}{E_{in}} = 1 - \frac{\bar{\rho} V \left\{ a_0 (T_{r2} - T_{r1}) + a_1 \left[ \frac{(T_{r2}^2 - T_{r1}^2)}{2} \right] \right\} + \bar{\alpha} A_S \left[ \int_{t_1}^{t_2} T_r(t) dt - T_o \Delta t \right] + \Delta E_{S2}}{E_{in}}, \quad (4.16)$$

Времевият интервал  $\Delta t$  се налага като гранично условие за цикъла и зависи от спецификата и продължителността на работния процес. Натрупаният опит показва, че времетраенето на „термичната реакция“ в резервоара значително превишава по стойност времетраенето на входното (механично) натоварване в хидравличната система. В този смисъл, входящият енергиен сигнал може да се представи в следната разгърната форма:

$$E_{in} = \int_{t_1}^{t_2} P_{in}(t) dt = \int_{t_1}^{t_0} P_{in}(t) dt + \int_{t_0}^{t_2} P_o(t) dt, \quad (4.17)$$

За повишаване точността на разработения диагностичен метод, при определяне на интегралния диагностичен показател – пълен КПД ( $\eta_c$ ) на хидросистемата, е

необходимо да се отчита и „собствената динамика“ на цифровия термометър. Динамиката на температурния датчик се описва достатъчно точно с апроксимиращ модел (BENTLEY, 2005), линейно диференциално уравнение от I<sup>БИ</sup> ред, във вида:

$$\tau_2 \frac{dT_r^*}{dt} + T_r^*(t) = T_r(t), \quad (4.20)$$

За целта интегрираме почленно уравнение (4.20), в интервала  $t_1 \div t_2$ :

$$\tau_2 \int_{t_1}^{t_2} \frac{dT_r^*}{dt} dt + \int_{t_1}^{t_2} T_r^*(t) dt = \int_{t_1}^{t_2} T_r(t) dt, \quad (4.21)$$

Съответно за първия член отляво, се получава изрази:

$$\tau_2 \int_{T_r^*(t_1)}^{T_r^*(t_2)} dT_r^* = \tau_2 (T_{r_2}^* - T_{r_1}^*), \quad (4.22)$$

Окончателно:

$$\int_{t_1}^{t_2} T_r(t) dt = \int_{t_1}^{t_2} T_r^*(t) dt + \tau_2 (T_{r_2}^* - T_{r_1}^*), \quad (4.23)$$

Полученият израз (4.23), директно замества значението на интеграла в уравнение (4.16). За да се изчисли пълният КПД ( $\eta_c$ ) на хидросистемата обаче, се налага да се определят фиксираните реални значения на температурите  $T_{r_1}$  и  $T_{r_2}$ , в началото и края на цикъла. За целта е целесъобразно да се използва директно диференциалното уравнение (4.20), в което времепостоянната  $\tau_2$  е определена предварително чрез идентификация. Възможни са два варианта:

1) При тестването на хидросистема в реални условия се осигуряват (при възможност) малки времеви участъци, в началото и края на цикъла, където текущата температура запазва постоянни стойности ( $T_{r_{1(2)}}^* = const$ ). Тогава значението на първата производна в уравнение (4.20) се нулира и  $T_{r_{1(2)}}^* = T_{r_{1(2)}}^*$ .

2) Началният и краен участъци на  $T_r^* = T_r^*(t)$  се апроксимират поточно, с кубична сплайн-интерполационна функция от 3-та степен и се изчисляват значенията на производните в съответните „възли“ (точките 1 и 2).

В такъв случай крайната изчислителна формула, за общия (циклов) КПД на хидросистемата, добива следния окончателен вид (при Вариант 1):

$$\eta_c = 1 - \frac{\sum_1^n \Delta E_j}{E_{in}} = \frac{\bar{\rho} V \left\{ a_0 (T_{r_2}^* - T_{r_1}^*) + a_1 \left[ \frac{(T_{r_2}^{*2} - T_{r_1}^{*2})}{2} \right] \right\} + \bar{\alpha} A_{s_1} \left[ \int_{t_1}^{t_2} T_r^*(t) dt + \tau_2 (T_{r_2}^* - T_{r_1}^*) - T_o \Delta t \right] + \Delta E_{S_2}}{E_{in}}, \quad (4.24)$$

Важен момент в настоящето изследване, е определянето на общия времеви (циклов) интервал  $\Delta t = t_2 - t_1$ . Както показва опита от експеримента „термичната реакция“ в резервоара продължава известно време и след като е прекратено механичното натоварване на хидросистемата, в момента  $t = t_0 < t_1$ . След това системата остава да

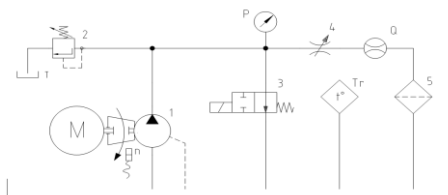
работи на „празен ход“ и върти маслото през тръбната подсистема, отнемайки остатъчна топлина от нагнетите вътрешни повърхности на тръби и хидроелементи – зъбна помпа, клапани и др. Основната част от тази остатъчна топлина (на празен ход) се транспортира обратно в резервоара, а една много малка част се предава в околната среда през стените на тръбите и хидроелементите. По тази причина обикновено, времето  $t_2 > t_0$ . За да определим времето  $t_2$  за края на цикъла се подхожда по следния начин. В изходното балансово уравнение (4.5), при „изключено“ принудително нагряване/охлаждане, се полага  $\Delta P_{\Sigma}(t) = 0$ , т.е. прекратява се подаването на топлина към резервоара. В такъв случай уравнението се трансформира във вида:

$$-\rho V C_{\vartheta} \frac{dT_r}{dt} = -\alpha A s_1 (T_r(t) - T_0), \quad (4.25)$$

И тъй като  $\rho V C_{\vartheta} > 0$ , то производната  $\frac{dT_r}{dt} < 0$ , т.е. сменя знака си и температурата на маслото в резервоара започва да намалява. С фиксиране на времето  $t_2$  в този момент се решава задачата за намиране на общия (циклов) интервал:  $\Delta t = t_2 - t_1$ . В тази част от изследването на се отчита влиянието на  $\Delta E_{S2}$ , което е пренебрежимо малко.

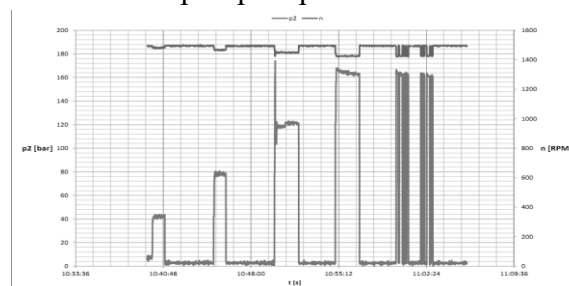
#### 4.2. Експериментално изследване.

За да се провери работоспособността и достоверността на термодинамичния метод за диагностика, е проведено първоначално експериментално изследване в лабораторни условия. На фиг. 4.2 е показана принципната хидралична схема на експерименталната уредба за симулация и изследване на термодинамичните процеси в реална система.

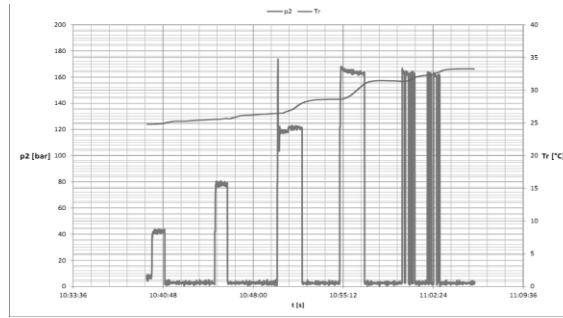


Фиг. 4.2 Хидралична схема на експерименталната установка

Експерименталните резултати са обработени в програмна среда „Excel“ и са представени графично на фиг. 4.3 и фиг. 4.4. На фиг. 4.3 със син цвят е означено изменението на налягането ( $p$ ) в хидраличната система, а с червен цвят – оборотите ( $n$ ) на вала на помпата/електродвигателя. На фиг. 4.4 с червен цвят е означено изменението на температурата ( $T_r$ ) на маслото в резервоара.



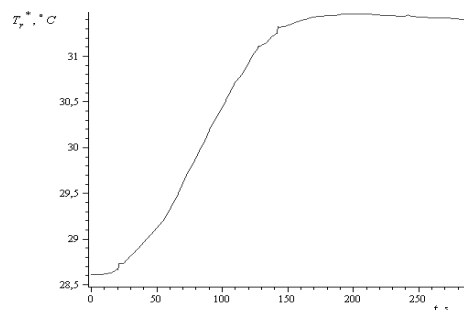
Фиг. 4.3 Налягане и обороти във функция от времето



Фиг. 4.4 Температура и налягане във функция от времето

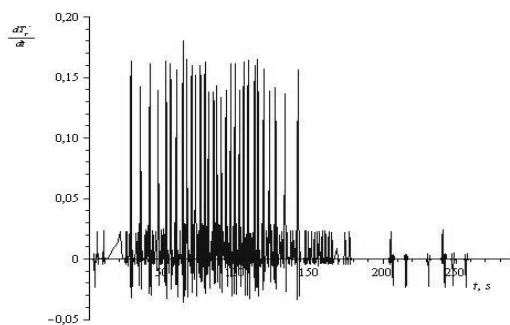
### 4.3. Числена симулация на модела.

Съгласно схемите на фиг. 4.1 и фиг. 4.2 хидравличната система се явява „пасивен“ тип, т.е. цялата подадена активна механична енергия (на „входа“ на помпата), необратимо се превръща в топлина чрез дроселиране на „изходящия“ хидравличен поток от помпата. Числената симулация е извършена с четвъртия по ред (след началото) работен цикъл в хидросистемата – фиг. 4.3 и фиг. 4.4. В качество на източник на механична енергия (фиг. 4.2) е използван трифазен асинхронен електродвигател „М“ с параметри:  $0,75\text{kW}/1420\text{min}^{-1}$ , който задвижва зъбна помпа (1) с работен обем  $V_p = 1,7\text{cm}^3$ . В избрания работен цикъл помпата работи с усреднен пад на налягане  $\overline{\Delta p} = 16,421\text{MPa}$  и осигурява номинално натоварване на електродвигателя. С използване на експериментални данни за температурата  $T_r^*(t)$  регистрирана в четвъртия (по ред) работен цикъл, след апроксимация на данните с кубичен сплайн-функция е получено численото решение (апроксимацията) за  $T_r^* = T_r^*(t)$ , представено на фиг. 4.5.



Фиг. 4.5 Апроксимация на температурата  $T_r^*(t)$  с кубичен сплайн

Както се вижда в началния участък  $\Delta t' = 20\text{s}$  и крайния за цикъла  $\Delta t'' = 200 \div 220\text{s}$ , температурата се запазва практически постоянна и в тези участъци  $T_{r_{1(2)}} \approx T_{r_{1(2)}}^*$ . Този извод е подвърден числено и с намирането на значенията на производната  $\frac{dT_r^*}{dt}$  във „възловите точки“ на сплайн-функцията, за целия изчислителен диапазон  $\Delta t''' = 250\text{s}$ . Резултатът е показан на фиг. 4.6. Както се вижда извън участъците с постоянна температура (съгласно вариант 2), динамичната корекция при определянето на действителната температура  $T_r(t)$  на маслото в резервоара има по-значим характер и трябва да се отчита.



Фиг. 4.6 Значения на производната  $\frac{dT_r^*}{dt}$

Крайните резултати от изчислителния процес са представени по-долу в табличен вид – табл. 4.1.

Таблица 4.1 Изчислителни Резултати

№	Изчислителни резултати		
	Наименование на получения резултат	Стойност	Размерност
1.	Входна (валова) механична енергия	$E_{in} = 85500$	[J]
2.	Топлинна енергия постъпваща в резервоара	$\Delta E_{\Sigma} = 68822$	[J]
3.	Топлопредаване в ок.среда от останалата част на системата	$\Delta E_{S2} = 16678$	[J]
4.	Времетраене на механичното натоварване	$\Delta t_I = 114$	[s]
5.	Времетраене на „термичната реакция“ в резервоара	$\Delta t_{II} = 216$	[s]
6.	Изчислен общ (циклов) КПД на зъбната помпа	$\eta_{pc} = 80,49$	[%]

#### 4.4. Анализ на получените резултати.

За да се извърши оценка на получените резултати, са използвани допълнително експериментални данни относно обемния дебит  $Q_p$  (на изхода) и пада на налягане  $\Delta p$  на помпата – фиг. 4.2. В качеството на дебитомер е използван обемен хидромотор (поз. Q), тип: MM8CRS/PC (flow meter) на фирма M+S Hydraulic – Bulgaria. Изчислената допълнително хидравлична мощност на „изхода“ от помпата, необратимо превърната в топлина чрез дроселиране (поз. 4) е  $\Delta P_n = 626,133W$ . Изчисленият по „класически“ начин пълен КПД на помпата е  $\eta_{pc} = 0,8348$  ( $\approx 83,48\%$ ). Сравнението на този резултат с табличния  $\eta_{pc} = 0,8049$  (80,5%) показва удовлетворително сходство между теоретични и експериментални резултати. С прецизиране на входните данни в изчислителния процес може да се осигури точност:  $\Delta \leq 1\%$ .

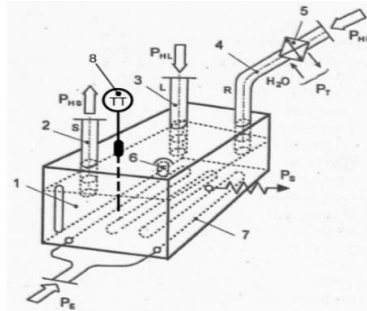
### Глава V. Моделиране и изследване относно динамиката на маслен резервоар, представен като термодинамична подсистема.

#### 5.1. Синтезиране на динамичен модел на масления резервоар.

Схемата на примерна конфигурация на маслен резервоар, включително прилежащата измервателна апаратура - цифров термометър, са показани на фиг. 5.1.



Следвайки схемата, обемът на маслото ( $V$ ) в резервоара може да се счита за "контролен обем" (КО), като към него са обособени отделените "входове" и "изходи" за флуида.



Фиг. 5.1 Конфигурация на маслен резервоар: 1- резервоар; 2 – смукателна тръба (S); 3 – дренажна линия (L); 4 – сливна линия (R); 5 – воден охладител; 6 – филтър-дихател; 7 – електрически нагревател; 8 – температурен датчик

В разширен вид, изходното балансово уравнение за топлинната мощност има следната форма:

$$\rho V C_{\vartheta} \frac{dT_r}{dt} = m_{tR} h_R + m_{tI} h_I - m_{tS} h_S - \bar{\alpha} A_s (T_r - T_0) + P_h(t) - P_c(t), \quad (5.1)$$

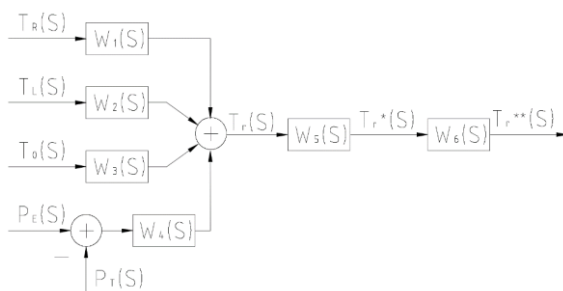
След подробна аналитична обработка и отчитане на факта, че резервоарът е "отворен" и комуникиран с атмосферата (чрез въздушния дихател - поз.6), се получава следната система от уравнения, описваща динамиката на масления резервоар:

$$\left\{ \begin{array}{l} \tau_0 \frac{dT_r}{dt} + T_r(t) = k_1 T_R(t) + k_2 T_L(t) + k_3 T_0(t) \\ \quad + k_4 [P_h(t) - P_c(t)]; \\ \tau_2 \frac{dT_r^*}{dt} + T_r^*(t) = T_r(t); \\ T_r^{**}(t) = T_r^*(t - \tau), \end{array} \right. \quad (5.4)$$

Първото уравнение в тази система се базира на следните допускания:

- Контролният обем на маслото в резервоара е постоянен;
- Използват се усреднени стойности за плътността  $\bar{\rho}$  и специфичните топлинни капацитети  $\bar{C}_p$  и  $\bar{C}_v$ , които се считат за постоянни;
- Всички задвижващи механизми и помпи в системата са от ротационен тип;
- Влиянието на условията на околната среда в общия случай варира във времето, т.е.  $T_0 = T_0(t)$

Чрез прилагане на трансформацията на Лаплас към системата от уравнения (5.4), при нулеви начални условия се получава динамичната блокова диаграма, показана на фиг. 5.2.



Фиг. 5.2 Динамична блокова схема на модела на резервоара (6.4)

Времеконстантата  $\tau_2$  на термометъра може да се определи чрез идентификация. При синтеза на блоковата динамична схема на модела на резервоара (Фиг. 5.2) се прави опростяващо допускане, че масовия дебит на помпата  $m_t$  е постоянен за хидросистемата (използвана е помпа с постоянна производителност) и има приложено постоянно натоварване. Ако помпата има променлив дебит, системата от уравнения (5.4) има променливи коефициенти и диаграмата на фиг. 5.2 е валидна само след „замразяване“ на коефициентите за локално установен режим на подаване от помпата. Системата уравнения (5.4) може да бъде допълнително опростена, ако загубите се обобщат в един член и температурата на околната среда се приеме за постоянна  $T_0 = const$ . В опростен вид, системата придобива съкратената форма:

$$\begin{cases} \tau_1 \frac{dT_r}{dt} + T_r(t) = k \Delta P_{\Sigma}(t) + T_0; \\ \tau_2 \frac{dT_r^*}{dt} + T_r^*(t) = T_r(t); \\ T_r^{**}(t) = T_r^*(t - \tau), \end{cases} \quad (5.5)$$

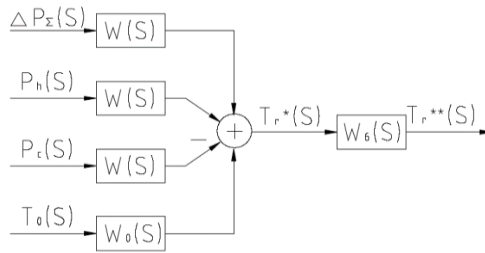
В разширен вариант, след допълнителна обработка и прегупиране, и като се вземат в предвид допълнителните влияния на "външните смущаващи въздействия" като неволно "нагриване/охлаждане" на работния флуид ( $T_0 \neq const$ ), в общия случай уравнение (5.6) придобива вида:

$$\mathcal{T}^2 \frac{d^2 T_r^*}{dt^2} + 2\xi\mathcal{T} \frac{dT_r^*}{dt} + T_r^*(t) = k[\Delta P_{\Sigma}(t) + P_h(t) - P_c(t)] + T_0(t), \quad (5.7)$$

След преобразуване на уравнение (5.7) посредством трансформацията на Лаплас, при нулеви начални условия и отчитане на закъснението ( $\tau \neq 0$ ), се получава системата от уравнения, записана във форма на „изображения“:

$$\begin{cases} T_r^*(S) = W(S)[\Delta P_{\Sigma}(S) + P_h(S) - P_c(S)] + W_0(S)T_0(S); \\ T_r^{**}(S) = e^{-\tau S} T_r^*(S) = W_6(S)T_r^*(S), \end{cases} \quad (5.8)$$

Системата (5.8) отговаря на концептуалната динамична блокова схема, изобразена на фиг. 5.3.



Фиг. 5.3 Динамична блокова схема на модела (6.8)

При изолирано външно смущаващо въздействие, в опростена форма, основното уравнение се получава във вида:

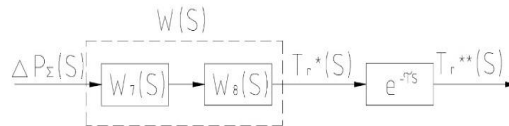
$$\mathcal{T}_2^2 \frac{d^2 T_r^*}{dt^2} + \mathcal{T}_1 \frac{dT_r^*}{dt} + T_r^*(t) = k \Delta P_\Sigma(t), \quad (5.10)$$

В този случай, уравнението (5.10) съответства на тип апериодично звено от II<sup>PII</sup> ред, като трансферната функция за него придобива вида:

$$W(S) = \frac{T_r^*(S)}{\Delta P_\Sigma(S)} = \frac{k}{(\mathcal{T}_3 S + 1)(\mathcal{T}_4 S + 1)}, \quad (5.11)$$

т.е. апериодичното звено от II<sup>PII</sup> ред, може да бъде представено като две последователно свързани апериодични звена от I<sup>PII</sup> ред, с общ коефициент на усилване  $k$  и времеконстанти  $\mathcal{T}_3$  и  $\mathcal{T}_4$ .

Въз основа на изведените зависимости (5.10), (5.11) и като се вземе предвид времезакъснението ( $\tau$ ) в процеса, при разглеждания случай се получава следната динамична блокова схема на модела:



Фиг. 5.4 Динамична блокова схема на модела (5.11)

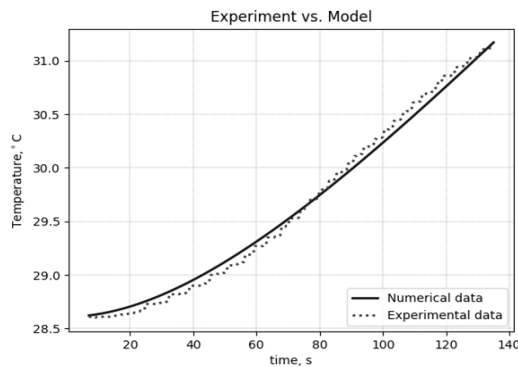
## 5.2. Експериментално изследване и числена симулация на модела.

След съставянето на системите от уравнения и изготвянето на динамичните блокови схеми за модела, се пристъпва към верификацията му, като за целта са проведени серия от експериментални изследвания, а също така е подготвена числена симулация, за да се изследват представянето и надеждността на предложения термодинамичен модел на масления резервоар. Записите и на двете устройства са синхронизирани, така че да се даде точна и адекватна оценка на динамичната реакция на прибора, поставен при тези конкретни работни условия. Настройката на единичното време за вземане на проби (резолюцията на записа) е с размерност 0,5s. Същото се отнася и за прецизния датчик за температура. На фиг. 5.5 са илюстрирани части от хидравличната система – резервоар с върещаш филтър, сливни и дренажни линии (маркучи) и температурния датчик.



Фиг. 5.5 Експериментална установка с температурен датчик

За числената симулация се използва системата от уравнения на модела (5.5). Той е ограничен до един цикъл на натоварване под налягане. Стойностите на основните моделни параметри са:  $\tau_1 = 1741,72 \text{ s}$ ,  $\tau_2 = 0,18 \text{ s}$  и  $\Delta P_{\Sigma} = 610 \text{ W}$ . На фиг. 5.6 е показано сравнението на експерименталните и числените резултати за температурата на маслото в резервоара.

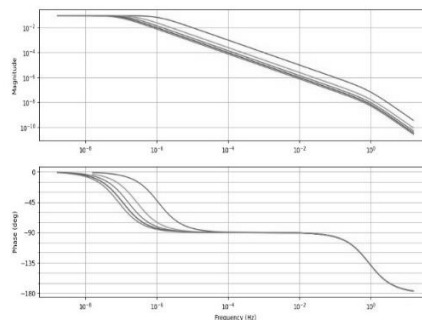


Фиг. 5.6 Сравнение на експерименталните и числените данни

Допълнително е проведен числен експеримент върху термодинамичните модели от зависимостите (5.7), (5.8) и (5.9), при опростяващо допускане, че е „изключено“ влиянието на „външните смущения“, като стойностите на параметрите са:

$$T = 17,7062, s; \xi = 49,1889; K = 0,0909 \text{ } ^\circ\text{C/W}.$$

В резултат са получени амплитудната и фазово-честотните характеристики на динамичното звено „маслен резервоар“, които са представени на фиг. 5.7 за работната течност – хидравлично масло с кинематичен вискозитет  $\nu = 32 \text{ cSt}$  (при  $40 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) и полезен обем  $V_{oil} = 12 \text{ l}$ .



Фиг. 5.7 Амплитудни и фазово-честотни характеристики на резервоара

На фигурата с различни цветове са показани конкретните стойности на обема масло ( $V$ ), за които са получени характеристиките. В посока отгоре надолу, съответно при обеми:  $V_{oil} = 1,4,7, 10$  и  $13$  l. На фиг. 5.7 ясно е "подчертана" динамиката на двете последователно свързани апериодични звена от  $\Gamma^{VI}$  ред, а в точките на "пречупване" на амплитудната характеристика, със спускане, перпендикулярно към абсцисната ос, са определени и двете "свързващи" честоти:  $f_3 = \frac{1}{T_3}, Hz$ ;  $f_4 = \frac{1}{T_4}, Hz$ . Както може да се види в обобщението на динамичната връзка, масленият резервоар може да бъде представен като апериодична единица от  $\Pi^{VII}$  ред, с много висок коефициент на относително затихване  $\xi \gg 1$ .

## Глава VI. Заключение и основни изводи.

### 6.1. Анализ и обобщение на получените резултати.

В резултат на извършените теоретични и експериментални изследвания, и въз основа на свършената допълнителна аналитична работа, е постигната основната цел и са решени поставените задачи пред дисертационния труд – да се разработи и провери достоверността, работоспособността и практическата приложимост на предложения нов метод за термодинамична диагностика на обемни хидравлични елементи и системи, при неустановени (динамични) експлоатационни режими. В тази връзка, могат да бъдат направени следните *общии изводи и констатации*:

1. До момента на окончателно изготвяне на дисертационния труд, никъде не е открита налична и общодостъпна информация за създаден или предложен идентичен подход за решаване на диагностичната задача, какъвто се предлага от новия метод за термодинамична диагностика и контрол, приложим при обемни хидравлични елементи и системи, и който да се базира на измерване и определяне на термичните импулси, които постъпват в подсистемата МР. С отчитане на спецификата в работния цикъл (график) на всяка индивидуална промишлена или мобилна хидравлична система, и чрез прилагане на експресния термодинамичен метод, може лесно и бързо да се определи дали системата работи коректно, каква е фактическата циклова ефективност (КПД на енергопреобразувателния процес), както и дали някой от елементите в хидравличната система не е износен (дефектирал) като при работата му се отделя повишено количество топлина, което постъпва на порции в масления резервоар, и в крайна сметка води до повишаване на температурата на работния флуид над пределно допустимите норми.

2. От направения анализ на достъпната каталожна информация относно селектираните измервателни сензори за температура, се оказва, че производителите на диагностично оборудване масово пропускат да посочат основни данни за статичните характеристики на приборите, и по правило не се предоставя никаква информация за динамичните характеристики на същите – това налага определени ограничения на етап селективен избор, а от друга страна изисква опитното им определяне, преди да се пристъпи към провеждане на практически изследвания.

3. Въз основа на направеното проучване на достъпни теоретични източници, научни публикации с практическа насоченост и каталожна информация от фирмите производители на измервателни сензори за температура, може да се направи извод, че към момента не съществува универсален прибор за измерване на температура. При всеки един образец съществуват определени ограничения (гранични условия), които фиксират неговата област на практическо приложение.

4. Окончателният анализ на резултатите от проведените експериментални изследвания относно определяне влиянието на динамичните характеристики върху точността на измерване при специализирани сензори за температура, позволява да бъдат направени следните детайлизирани изводи:

4.1. Динамичната реакция на трите селектирани и изследвани сензора се различава съществено, както в качествено, така и в количествено отношение, когато те са поставени при еднакви други условия.

4.2. Отчетеното бързодействие при трите сензора е различно и това може повлияе негативно върху точността на измерване, особено при регистриране на динамични преходни процеси.

4.3. Установява се известно забавяне при реакцията на сензорите на фирмите HYDAC (ETS-4148) и Hydrotechnik (TE-101), спрямо сензора на Kobold (HND-TF03), но това не е ясно изразено на графиките, поради твърде големия времеви период, който обхващат измерванията.

4.4. Констатира се, че влиянието на защитната гилза върху точността и бързодействието на сензора е минимално, но присъства неминуемо като фактор.

4.5. Направен е важен извод, че при измерване на динамични преходни процеси по отношение на температурата в подсистемата МР, по-удачен избор се явява сензорът тип щека - единствено чувствителния елемент, без присъствие на защитна гилза. В случай на измерване на динамични преходни процеси в напорни хидравлични системи, подходящи са сензорите със защитна гилза, както поради естеството и изискванията на работното положение, така и поради възможността да се гарантират относително високи скорости на течение на маслените потоци, което чувствително подобрява динамичните характеристики при меренето на този тип сензорни прибори.

5. Термодинамичният математичен модел на масления резервоар е синтезиран и представен като система от диференциални уравнения с постоянни коефициенти от I<sup>ви</sup> и II<sup>ри</sup> ред. Моделът е изграден последователно от няколко динамични блокови схеми, които го репрезентират като сложна подсистема, част от съвременните хидравлични системи за задвижване и управление, като допълнително е изследвана неговата достоверност, работоспособност и надеждност.

6. Категорично е доказана динамичната съвместимост (спрегнатост на типовите динамични звена) между резервоара, разглеждан като нискочестотен динамичен обект и цифровия сензорен термометър, което осигурява коректни резултати при провеждане на симулация и експериментално изследване на преходни термични процеси в подсистемата маслен резервоар.

7. Получено е много добро сходство между изведените теоретични зависимости и получените експериментални резултати. Изчислените стойности за цикловия КПД на помпата (по класическия метод) се различават с < 3% от получените стойности за цикловия КПД, с използване на новия термодинамичен метод за диагностика и контрол.

8. Разработеният нов термодинамичен метод за диагностика и контрол на хидравлични елементи и системи е работоспособен, достоверен, надежден и удобен за практическо използване. Освен за обемни хидравлични системи, този метод с успех може да бъде приложен за контрол и мониторинг, в реално време, на силови високоволтови трансформатори в електроразпределителни подстанции.

## **6.2. Приноси на докторанта.**

Изследванията в дисертацията са по научно направление: термодинамична диагностика и контрол на обемни хидравлични елементи и системи. В представения дисертационен труд са реализирани следните приноси:

### **6.2.1. Научно-приложни приноси.**

Получени са нови, сравнителни, експериментални данни за селектирани и изследвани температурни сензори, относно динамичните им реакции и бързодействие,

както и термичното влияние на защитната гилза върху първичния (чувствителен) елемент.

Изведена е нова универсална апроксимираща аналитична зависимост за динамичната реакция на изследваните сензори и са уточнени динамичен модел с разширена предавателна функция и оптимален измервателен диапазон на специализиран сензор за температура HND-T105+TF03.

Разработена е уточнена методика за експресен първоначален термодинамичен контрол и мониторинг на обемни хидравлични елементи и системи в експлоатационни условия, с използване на термографски камери.

Предложен е нов метод за термодинамична диагностика и контрол на обемни хидравлични елементи и системи в неустановени експлоатационни режими. Разработеният нов термодинамичен метод за диагностика и контрол е работоспособен, достоверен, надежден и удобен за практическо използване.

Предложен е разширен динамичен модел на масления резервоар, разглеждан като базова термодинамична подсистема. Моделът на масления резервоар е синтезиран в програмна среда Python SciPy, като последният е изследван по отношение на неговата достоверност, работоспособност и надеждност.

Доказана е категорично динамичната съвместимост между резервоара, разглеждан като нискочестотен динамичен обект и цифровия термометър, което осигурява достоверни резултати при симулация и тестване на преходни процеси в подсистемата маслен резервоар.

#### **6.2.2. Приложни приноси.**

Създадени са нова стендова уредба и подобрени опитни уредби, на които са проведени експерименталните изследвания по темата на дисертационния труд. Същата може да бъде използвана от преподавателите, докторантите и обучаемите лица в специалност КММ, за провеждане на учебно-практически занятия и лабораторни упражнения по програмата на учебната дисциплина КСМ, както и с цел провеждане на научно-изследователска работа.

Разработена е блокова диаграма на дейностите по прилагане на уточнена методика за експресен първоначален термодинамичен контрол и диагностика на хидравлични елементи и системи, с използването на термографски камери, където са посочени последователните стъпки за решаване на практически експлоатационни проблеми.

#### **6.3. Възможности за внедряване в практиката.**

Към настоящия момент са налице реални възможности за разработване и внедряване на индивидуално техническо решение, относно приложението на новия метод за термодинамична диагностика и контрол на хидравлични елементи и системи, както и неговото използване при оценка и оптимизация на експлоатационните (неустановени) работни режими в хидравлична система за автоматично мазане на редуктори и опорни лагери на Шамотна пещ (с единична мощност 75 kW) и Охладител (с инсталирана мощност 40 kW) в ОФ Ветово на Каолин АД. Разработката е осъществена с подкрепата и участието на водеща фирма в областта на хидравличната техника HYDAC International, Германия – клон Варна.

#### **6.4. Изводи от глава шеста и насоки за бъдещо развитие.**

Генералният извод, който може да бъде направен, на база проведеното теоретично и експериментално изследване е, че предложения нов (експересен) метод за термодинамична диагностика и контрол на обемни хидравлични елементи и системи, е работоспособен, достоверен, надежден и удобен за практическо използване. Тези му

качества са проверени и са успешно доказани, както при установени, така и в неустановени работни режими на обемни хидравлични системи с ротационни преобразуватели на енергия.

Възможностите за бъдещо развитие и усъвършенстване на метода са насочени към уточняване на неговата приложимост при хидравлични системи за задвижване и управление, където работния цикъл на системата се характеризира с присъствието на фактора променливи маси, породен от наличието на обемни линейни двигатели – бутални хидравлични цилиндри. В резултат на това, се очаква че динамиката на процесите в масления резервоар ще се характеризира с определена (индивидуална) периодика на повишена интензивност (поради неравномерността на флуидния поток във въртяща линия, породена от различните масови дебити от работна течност, които постъпват периодично на порции) и периоди на престой (интегриране на температурните показания в масления резервоар).

### **Списък на публикациите по дисертационния труд**

1. ТОМОВ, Р., 2019. Influence of dynamic characteristics on the measurement accuracy of temperature sensors in pressure hydraulic systems. In: P. PETKOV (Ed.). Varna, Toplotehnika Magazine. ISSN:1314-2550, Vol. X, Iss. I, pp. 43-47.
2. PETKOV, P., 2022. Experimental investigation of the dynamic characteristics of a high-speed temperature sensor type HND-T105. Varna, Toplotehnika Magazine. ISSN:1312-8612, Vol. XVII, Iss. I, pp. 45-50.
3. ТОМОВ, Р., 2020. Experimental Study of Transient Processes in the Electric Pump Block with Throttle Control. In: B. АRAHAMIAN, P. PETKOV, P. ANDREEV (Eds.). Burgas, 21st International Symposium on Electrical Apparatus & Technologies (SIELA), pp. 1-4, doi: 10.1109/SIELA49118.2020.9167142.
4. ТОМОВ Р., 2021. Express Method for Thermodynamic Diagnostics of Hydraulic Systems with Hydraulic Volume Rotary Machines in Operating Conditions. In: B. АRAHAMIAN, P. PETKOV (Eds.). 17th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA), pp. 1-6, doi: 10.1109/ELMA52514.2021.9503068.
5. ТОМОВ Р., 2021. Thermodynamic Modelling of the Oil Tank as a Subsystem in Hydraulic Power Drives. In: D. YANULOV, P. PETKOV (Eds.). Varna 17th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA), pp. 1-4, doi: 10.1109/ELMA52514.2021.9503032.