

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

На правах рукопису

Бєліков Костянтин Олександрович

УДК 62-112.5

ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНИЙ СЛІДКУЮЧИЙ ПРИВОД ПОЗИЦІОНУВАННЯ
ПРИЙМАЧА ГЕЛІОСТАНЦІЇ

Спеціальність 05.02.02 - Машинознавство

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник:

Губарев Олександр Павлович

доктор технічних наук, професор

Київ – 2016

ЗМІСТ

Вступ.....	6
Розділ 1. Приводи систем позиціонування приймачів геліостанцій	12
1.1. Аналіз конструкцій і приводів систем позиціонування приймачів геліостанцій.....	14
1.2. Варіанти використання теплових приводів в геліоенергетиці	23
1.3. Аналіз структури систем позиціонування приймачів геліостанцій.....	32
1.4. Аналіз основних факторів впливу умов експлуатації на роботу геліостанцій і систем позиціонування	35
1.5. Мета і задачі досліджень	43
Розділ 2. Розробка структури і логіко-функціональної моделі теплового гідроприводу позиціонування приймача геліостанції.....	45
2.1. Аналіз структури систем позиціонування приймачів геліостанцій з використанням теплового гідроприводу	45
2.2. Принцип дії теплового гідроприводу.....	47
2.3. Визначення раціональної компоновки багатомодульного теплового гідроприводу позиціонування приймача і структури модулів.....	48
2.4. Визначення структури і алгоритму перетворення енергетичних потоків в модулі теплового гідроприводу	54
2.5. Формалізація процесу дії модуля теплового гідроприводу, складових процесу та їх взаємозв'язків.....	60
2.5.1. Математичні моделі перетворень енергетичних потоків у складових модуля теплового гідроприводу	61
2.5.2. Узагальнена логіко-функціональна модель модуля теплового гідроприводу. Реалізація в програмному середовищі Simulink	72
2.5.3. Тестування логіко-функціональної моделі.....	77
Висновки	86

Розділ 3. Теоретичне дослідження теплового гідроприводу позиціонування приймача геліостанції	87
3.1. Модельне дослідження характеристик модуля теплового гідроприводу	87
3.2. Модельне дослідження впливу рівня інсоляції та часу підведення теплового потоку на приріст об'єму рідини	88
3.2.1. Модельне дослідження впливу часу підведення теплового потоку при фіксованому рівні інсоляції на приріст об'єму рідини	91
3.3. Модельне дослідження впливу початкового об'єму камери і навантаження на приріст об'єму рідини	94
Висновки	99
Розділ 4. Експериментальне дослідження модуля теплового гідроприводу	100
4.1. Задачі і програма експерименту	100
4.2. Дослідження впливу температури робочої рідини на зміну об'єму рідини в камері розширення	102
4.3. Дослідження характеристик модуля теплового гідроприводу	109
4.3.1. Експериментальна установка для дослідження характеристик модуля теплового гідроприводу	109
4.3.2. Дослідження дії модуля під впливом природного потоку інсоляції	111
4.3.3. Експериментальне дослідження залежності характеристик модуля теплового гідроприводу від конструктивних параметрів і рівня теплової енергії	113
4.3.3.1. Визначення приросту температури на поверхні камери в процесі підведення теплового потоку	113
4.3.3.2. Дослідження переміщення вихідної ланки модуля від потужності теплового потоку і навантаження на сильфон	117
4.4. Порівняльний аналіз результатів моделювання дії модуля та результатів фізичних експериментів	121

Висновки	126
Розділ 5. Інженерна методика розрахунку теплового гідроприводу позиціонування приймача геліостанції.....	127
5.1. Обґрунтування вибору схемного рішення теплового гідроприводу позиціонування приймача геліостанції.....	129
5.2. Порядок розрахунку параметрів теплового гідроприводу	131
5.3. Визначення кількості модулів приводу	136
5.4. Розрахунок раціональних параметрів для схеми з кулісним механізмом..	144
5.5. Уточнення параметрів теплового гідроприводу та визначення прогнозованих характеристик.....	149
5.6. Рекомендації щодо вибору основних параметрів теплогідравлічного приводу.....	153
Загальні висновки.....	154
Список літературних джерел	157
Додатки.....	168

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

$c_{(a-z)}$ – теплоємність (Дж/кг·°C; Дж/кг·K);	$\alpha_{(0-9)}$ – кут розташування модулів теплового гідроприводу;
D, d – діаметр;	$\alpha_{(a-z)}$ – коефіцієнт тепловіддачі (Вт/м ² ·°C; Вт/м ² ·K);
F, f – площа (м ²);	β – коефіцієнт об'ємного розширення (1/°C; 1/K);
Gr – критерій Грасгофа;	δ – товщина (м);
h – хід, переміщення (м);	Δp – зміна тиску (Па);
L – довжина (м);	ΔW – зміна об'єму рідини (м ³);
l_0 – визначний еквівалентний лінійний розмір (м);	λ – коефіцієнт теплопровідності (Вт/м·°C; Вт/м·K);
m_p – маса частки рідини (кг);	μ – динамічна в'язкість робочої рідини (Па·с);
N – навантаження (Н);	ν – кінематична в'язкість робочої рідини (м ² /с);
Nu – число Нюсельта;	E – інсоляція (Дж/м ²);
p – тиск (Па);	ρ – густина рідини (кг/м ³);
Pr – критерій Прандтля;	Φ – променевий (тепловий) потік (Вт/м ²);
Q – кількість теплоти (Дж);	PP – робоча рідина;
Q – кількість теплоти (Дж);	TE – теплопровідний елемент;
q – потужність теплового потіку (Вт)	ψ – азимутальний кут чутливості модуля (рад);
T – температура (°C);	
t – час (с);	
W_k – об'єм робочої рідини (м ³);	
W_k – об'єм камери розширення (м ³);	

ВСТУП

Актуальність теми. При застосуванні фотогальванічних сонячних панелей та теплових колекторів в геліостанціях для вироблення електричної енергії, одним із шляхів збільшення об'єму виробленої енергії є позиціонування сприймаючої поверхні під сонячне випромінювання.

Для виконання цієї задачі використовують слідкуючі системи позиціонування приймача. В якості виконуючих пристроїв використовують електричні і гідравлічні приводи. Недоліком їх використання є споживання частки виробленої електричної енергії. Також, відомі теплові приводи позиціонування приймачів геліостанцій, які, на відміну від електричних і гідравлічних, не потребують електричного живлення, що при достатній точності позиціонування підвищує об'єм виробленої енергії. Недоліком теплових приводів є висока інерційність та матеріаломісткість, низька стабільність характеристик при змінних умовах експлуатації. Також, в літературі майже відсутні рекомендації щодо їх проектування. Більшість з відомих теплових приводів використовує теплообмін через теплопровідність. З огляду на велике значення теплоємності рідин та їх низьку теплопровідність такий спосіб перетворення сонячної енергії в механічну є малоефективним. Тому застосування такого типу приводів не поширене.

В роботі запропоновано використовувати тепловий гідропривод, який використовує теплове розширення рідини для виконання механічної роботи, а в якості основного шляху передачі теплової енергії – конвективний теплообмін, що може покращити інерційні характеристики теплового гідроприводу.

Актуальною науково-технічною задачею є розробка теплового гідроприводу позиціонування приймача геліостанції та обґрунтування меж його роботоспроможності з визначенням раціональних значень конструктивних параметрів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана відповідно до плану наукових досліджень, проведених на кафедрі Прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки механіко-машинобудівного інституту Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» в рамках держбюджетних науково-дослідних робіт НТУУ «КПІ» за темою №2447-п «Адаптивна гідросистема ефективного відбору потужності автономних екологічно чистих відновлюваних джерел енергії» (№ держреєстрації 0111U000777), за темою №2647-п. «Пасивні теплові та комбіновані гідроприводи позиціонування енергосприймаючих елементів екологічно-чистих відновлюваних джерел енергії» (№ держреєстрації 0113U001649).

Мета і задачі досліджень. Метою досліджень є розробка теплового слідкуючого гідроприводу позиціонування приймача геліостанції і визначення раціональної структури і експлуатаційних характеристик для розширення функціональних можливостей та підвищення ефективності позиціонування приймачів геліостанцій автономних об'єктів.

Для досягнення мети вирішувались наступні задачі:

1. Здійснено аналіз можливостей розширення функцій приводів позиціонування приймачів геліостанцій для умов автономних об'єктів, спрямований на пошук напрямків підвищення їх ефективності;
2. Визначити зв'язок умов експлуатації із структурою теплового гідроприводу позиціонування приймача геліостанції та запропонувати схему виконання приводу і способу перетворення теплової енергії в механічну, та виявити основні фактори впливу на вихідні характеристики теплогідрравлічного приводу;
3. Обґрунтувати раціональну структуру теплогідрравлічного приводу, що забезпечує слідкування за напрямом сонячного випромінення без додаткових джерел енергії;

4. Розробити математичний апарат для визначення вихідних характеристик теплового гідроприводу в залежності від конструктивних параметрів і експлуатаційних умов

5. Виконати теоретичні дослідження процесів перетворення енергетичних потоків під час дії теплогідравлічного приводу, з метою визначення раціональних параметрів приводу і основні фактори впливу на вихідні характеристики;

6. Виконати експериментальні дослідження модуля теплового гідроприводу, з метою підтвердження адекватності результатів розрахунку дії теплового гідроприводу позиціонування, визначити зв'язок експлуатаційних характеристик з основними конструктивними параметрами модуля;

7. Розробити інженерну методику розрахунку теплогідравлічного приводу та провести її перевірку в умовах промислового використання теплового гідроприводу позиціонування приймача геліостанції.

Об'єктом досліджень є теплогідравлічний слідкуючий привод позиціонування приймача геліостанції.

Предметом досліджень є взаємозв'язок гідравлічних, механічних, теплових процесів, що описують дії теплогідравлічного приводу під впливом змін умов експлуатації, та статичні і динамічні характеристики теплогідравлічного приводу позиціонування приймача геліостанції. **Методи досліджень.** Теоретичні залежності, які застосовані в математичній моделі теплогідравлічного модуля, базуються на фундаментальних законах, що визначаються механічними, гідравлічними, термодинамічними та фізичними процесами. Математичне моделювання модуля теплового гідроприводу проводилось за циклічно-модульним підходом із використанням відомих емпіричних залежностей для окремих складових модуля у вигляді логіко-функціональної моделі.

Обробка результатів експериментальних досліджень, моделювання робочих процесів в теплогідравлічному приводі та розрахунки за методиками

виконувались із застосуванням програм Microsoft Excel 2010, MatLab 6.5 (R12), MathCad 14.0.

Наукова новизна одержаних результатів.

Науково обґрунтовано умови використання теплового розширення рідини в якості рушійного механізму, встановлено співвідношення між підведеною тепловою енергією, об'ємом рідини, переміщенням вихідної ланки та навантаженням, за якими розроблено принципове технічне рішення теплового гідроприводу;

Вперше, встановлено закономірності зміни осередненої температури рідини та ходу вихідної ланки теплогідравлічного приводу від часу в умовах сталого теплового потоку з урахуванням конвективного і теплопровідного теплообміну в рідині та теплопровідного теплообміну з елементами конструкції;

Вперше, отримано експериментальні залежності змін температури в крайніх точках горизонтально розташованого циліндричного об'єму рідини під час підведення теплового потоку по осі, які дозволяють оцінити співвідношення конвективного та теплопровідного теплових потоків в рідині;

Встановлено, що при сталій температурі оточуючого середовища та сталому значенні підведеного теплового потоку співвідношення часу розширення робочої рідини та часу відновлення початкового об'єму не перевищує співвідношення потужності підведеного теплового потоку та осередненої потужності теплового потоку від камери до оточуючого середовища, за умов, що розширення рідини не перевищує 70% максимального розрахункового значення.

Практичне значення одержаних результатів.

– Запропоновано нові технічні рішення теплового слідкуючого гідроприводу, які базуються на використанні теплового розширення рідини, від'єднаних та розташованих по траєкторії слідкування камерах (патент

України на корисну модель №58269, патент України на корисну модель № 85038).

- Розроблено математичну модель та створено методику розрахунку для дослідження експлуатаційних властивостей та визначення основних характеристик модуля теплового гідроприводу з від'єднаними камерами через його геометричні параметри з врахуванням умов використання.
- Обґрунтовано умови доцільного використання теплового гідроприводу в системі позиціонування приймача геліостанції за показниками потужності теплового потоку та навантаження.
- Розроблено інженерну методику розрахунку теплового гідроприводу для систем позиціонування приймача геліостанції.
- Розроблена інженерна методика розрахунку одновісного теплового гідроприводу позиціонування приймача геліостанції, яку було впроваджено для використання при проектуванні геліостанцій в Інституті відновлювальної енергетики НАН України.

Основні теоретичні та експериментальні положення роботи використовуються в навчальному процесі НТУУ «КПІ» в дисциплінах "Об'ємний гідропривод" та "Адаптивні мехатронні системи".

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні результати роботи отримані автором самостійно. Серед них: дослідник виконав наукове обґрунтування розробки теплового гідроприводу в області машинобудування, що забезпечує підвищення енергетичної ефективності слідкуючих систем геліостанцій; побудовано логіко-функціональну модель та методику розрахунку пасивного слідкуючого теплового гідроприводу, що забезпечує вибір раціональних параметрів приводу відповідно умовам експлуатації; проведено експериментальні дослідження, обробку та аналіз їх результатів яких виконано безпосередньо здобувачем.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідались та обговорювались на таких науково-технічних конференціях та

семінарах: Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Мелітополь 2010р., м. Донецьк 2011 р., м. Чернігів 2012 р., м. Київ 2013 р., м.Мелітополь 2014 р.); International Scientific Conference "Unitech'13" (Болгарія, м. Габрово, 2013 р.); Міжнародна науково–технічна конференція «Енергоощадні машини і технології» (м. Київ, 2013 р.); Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Вінниця 2011 р., м. Київ 2012 р. м. Кіровоград 2013р., 2014 р.).

За результатами досліджень опубліковано 15 наукових праць, у тому числі 5 статей в фахових виданнях України, 2 з яких входять до науково-метричних баз даних 2 патенти на корисну модель, 8 тез та матеріалів доповідей в збірниках трудів конференцій.

РОЗДІЛ 1

ПРИВОДИ СИСТЕМ ПОЗИЦІОНУВАННЯ ПРИЙМАЧІВ ГЕЛІОСТАНЦІЙ

Одним з найважливіших пристроїв геліостанції є привод слідкуючих систем позиціонування, який орієнтує панелі геліостанцій на напрям сонячного випромінювання і, своєю роботою, забезпечує до 40% отриманої енергії (рис. 1.1). В системах позиціонування приймачів використовуються силові системи пристроїв до складу яких входять електричні двигуни, електромеханічні передачі лінійного переміщення та повороту (мотор-редуктори), пневматичні та гідравлічні приводи, та інші виконавчі пристрої, які утворюють слідкуючі системи геліостанцій або трекари [1, 2, 3].

Питанням дослідження і підвищення ефективності відбору сонячної енергії приймачами займаються вчені та інженери різних країн світу, серед них: Т. Грант, С. Калогіроу, Н. Барсум, П. Рот, М. В. Харченко, М. М. Мхітарян, С. В. Андрєєв, Р. Б. Ахмедов, Є. Є. Волков та інші.

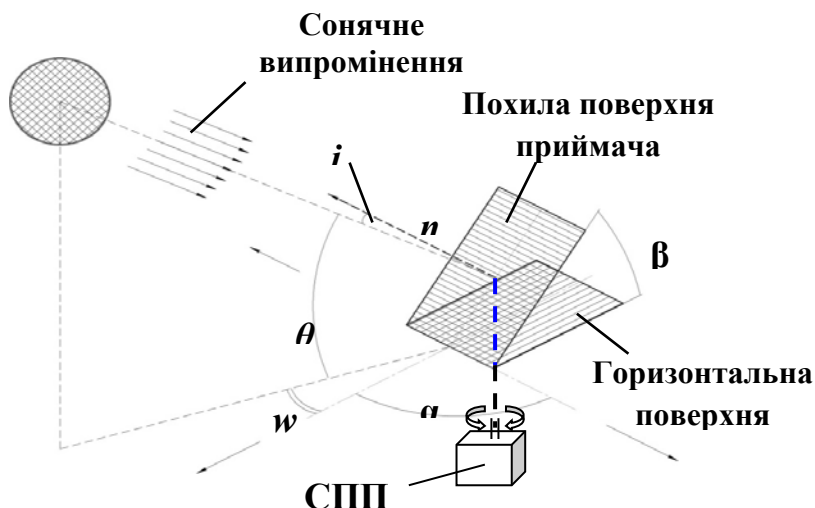


Рисунок 1.1 – Принципова схема дії приводу позиціонування приймача:
 i – кут падіння сонячних променів на поверхню приймача; θ – кут склоніння сонця; α – азимутальний кут орієнтації приймача; w – кутове відхилення що має відпрацьовувати слідкуючий привод; СПП – система приводу позиціонування приймача (трекер)

Особливості структури, складу та функцій приводів позиціонування панелей геліостанцій є наслідком суперпозиції режимів їх експлуатації, умов використання та енергетичної доцільності. Перелічені фактори набувають додаткової ваги для автономних геліостанцій. Основними з таких факторів є відсутність резервних джерел енергії і тривалі періоди відсутності сонячного випромінення, неможливість технічного обслуговування впродовж всього експлуатаційного циклу, підвищенні вимогами до надійності з урахуванням змін сезонних умов експлуатації (температури, вологості, опадів та ін.).

В загальному випадку система позиціонування розробляється індивідуально з врахуванням витрат енергії на керування, спостереження і позиціонування, що призводить до необхідності збільшення кількості панелей для компенсації власних енергопотреб геліостанції. Окрім того, це призводить до зростання масогабаритних показників приймача, площі установки станції та вартості системи позиціонування [4, 5]. Наслідком вказаного є обмеження функціональних можливостей і енергетичного потенціалу геліостанцій.

В більшості електромеханічних приводів позиціонування приймачів застосовують мотор-редуктори постійного струму (вхідна напруга 12 і 24В; струм до 10А; потужність до 1 кВт) при цьому момент на вихідному валу досягає 600 Н·м при частоті обертання 1...150 об/хв. [6, 7].

Для застосування електромеханічних приводів необхідні додаткові джерела електроенергії для систем позиціонування, систем керування, систем спостереження [8, 9]. Для визначення надійності та ефективності використання приводів відомих систем позиціонування приймача геліостанції при експлуатації на автономних об'єктах необхідно провести аналіз їх структури.

моменту зрушення, та втрати енергії, обумовлені ККД механічної передачі [13, 14].

Розглянуте технічне рішення не розв'язує задачу поновлення роботи приводу після тривалої відсутності сонячного випромінювання, і, так само, як і для повернення приводу у початковий стан, потребує стороннього або резервного джерела енергії, тобто є непридатним для автономної роботи.

Для зменшення навантаження на електричний привод, сонячні панелі розділяють на секції (рис. 1.4). Найбільш поширеними є системи з поворотним електро-механічним приводом для стеження за сонцем по куту склони́ння [4, 5, 17]. В якості двигуна використано кроковий двигун. Для забезпечення швидкості позиціонування до 15° на годину застосовано черв'ячний редуктор, який, з урахування показників крокового двигуна, забезпечує кутову швидкість в діапазоні $0,0001 \dots 0,02$ рад/с.

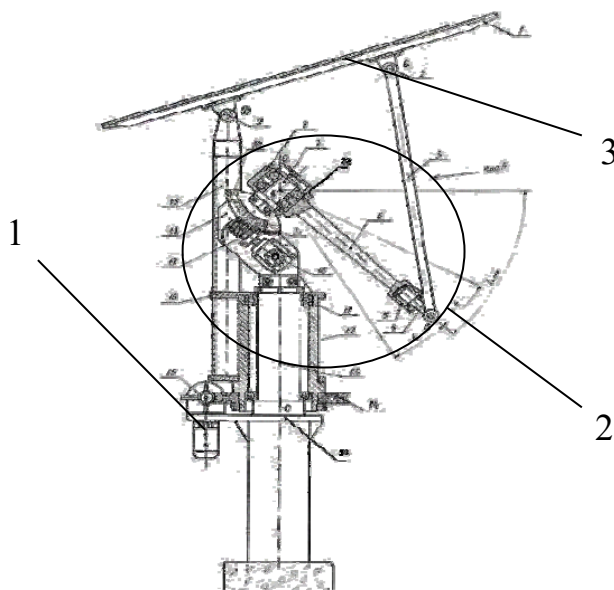


Рисунок 1.3 - Електромеханічний трекер з узгодженим законом позиціонування приймача за азимутом та склони́нням: 1 – електродвигун; 2 – передатний механізм; 3 – приймач [12]

Для використання в автономних станціях таке рішення є неприйнятним за кількома показниками. По-перше, електромеханічний привод має обмежений ресурс системи внаслідок збільшення часу роботи електродвигуна. По-друге,

при малих передатних числах рухома маса приймачів обмежена силовими характеристиками двигуна та витратою енергії, необхідної як для зрушення приводу, так і для позиціонування. Вплив умов використання, а саме підвищення температури редуктора, також призводить до зменшення ресурсу системи, внаслідок погіршення умов роботи пар тертя [18, 19]. Можливість заклинювання редуктора внаслідок сезонних змін температури та вологості знижує надійність приводу.

Окремої уваги заслуговує система керування (рис. 1.5), що включає електричну схему керування частотою обертання електродвигуна (постійного струму чи крокового), систему опрацювання сигналів з датчиків зворотного зв'язку, зміну рівнів швидкостей, що додатково ускладнює схему керування, зменшує надійність і підвищує вартість приводу [20, 21, 22].

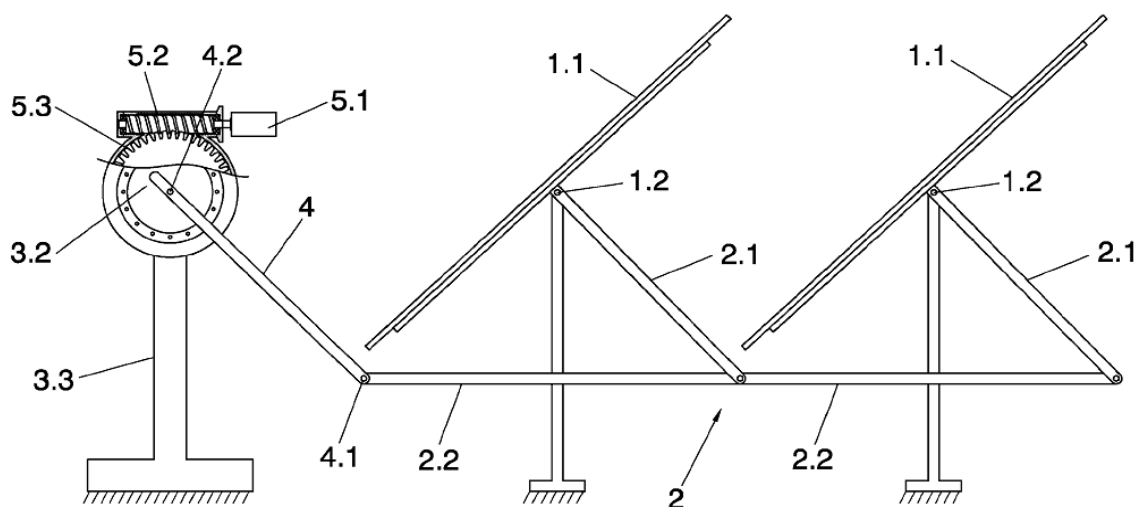


Рисунок 1.4 – Одновісна слідкуюча система позиціонування багатосекційного приймача за вертикальним положенням сонця [4]:

5.1 – електродвигун; 5.2 – черв'ячний редуктор; 4 – кривошип; 1.1 – приймач

Електрична система керування є вразливою до змін температури та вологості, без додаткових захисних елементів, потребує резервного джерела живлення і, як правило, має певний термін для технічного обслуговування. Рішення задачі живлення електронної частини системи керування від

аккумуляторних батарей, за відсутності певного рівня заряду, унеможлиблює позиціонування приймачів автономних станцій. Поновлення дії приводу потребує часу для накопичення заряду чи додаткового джерела струму для системи керування і виконавчого пристрою. Це унеможлиблює позиціонування панелей навіть за достатнього сонячного потоку, призводить до втрати часу вироблення енергії, погіршує інерційні та енергетичні характеристики системи повернення приводу в початкове положення наприкінці добового циклу закладене в алгоритм керування, тобто потребує обов'язкового резервного джерела енергії, як і при наявності захмарення – повернення у початкове положення вимагає додаткових затрат сторонньої енергії [9]. Точність позиціонування залежить від виконання механічної передачі і забезпечується в межах $5...15^\circ$ [23, 24].

Кількість секцій обмежується потужністю приводу, що потребує збільшення кількості приводів. Також, на кількість привідних пристроїв, впливає кількість вісей позиціонування приймача. В багатосекційній системі відбору сонячної енергії (рис.1.6) для позиціонування приймачів використано здвоєний поворотний привод.

Позиціонування приймачів виконується за двома осями. Відстань між панелями призвела до використання відкритої механічної передачі, яка обумовлює необхідність кожуха та погіршення експлуатаційних характеристик при наявності опадів. Додаткове погіршення механічних характеристик обумовлено нагрівом елементів передачі [25, 26]. Позиціонування приймачів виконується посекційно, тому точність залежить від точності встановлення панелей та датчиків освітлення, вказано, що для забезпечення роботи приводу необхідне періодичне калібрування [27].

Таким чином, застосування електро-механічних приводів для позиціонування панелей автономних геліостанцій є неефективним за показниками надійності механічної передачі та системи керування, роботи

приводу без сторонніх джерел енергії, поновлення позиціонування після тривалої відсутності сонячного випромінення.

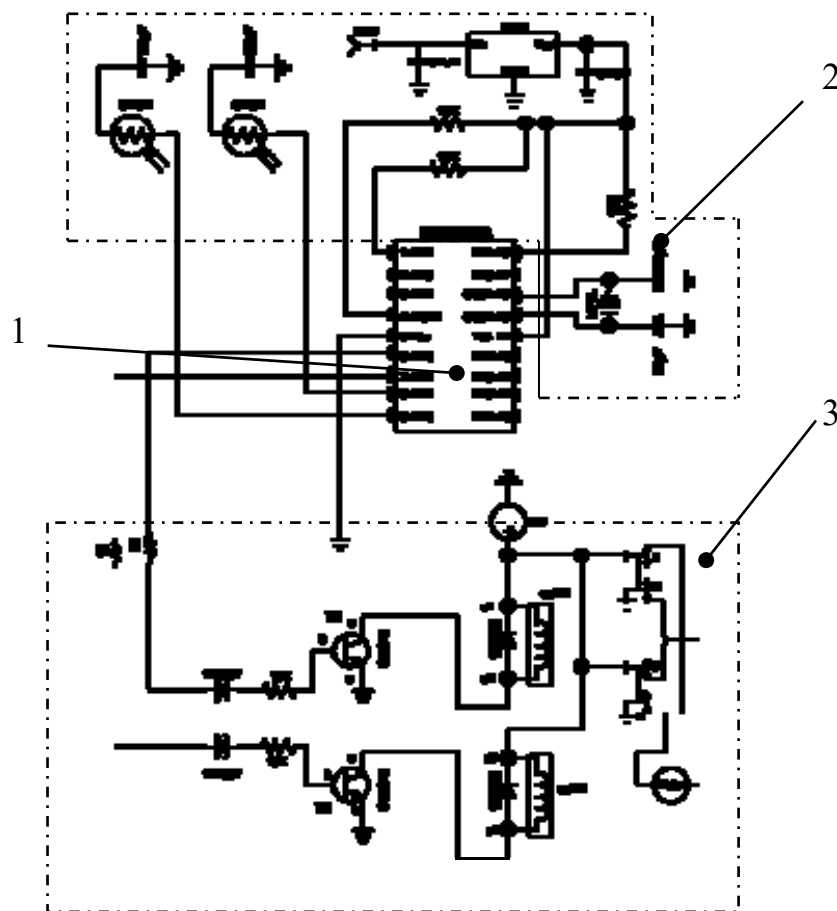


Рисунок 1.5 – Схема керування приводом позиціонування приймача геліостанції: 1 – контролер; 2 – контур входних сигналів; 3 – контур вихідних сигналів для електродвигуна [20]

При виконанні централізованої системи керування ускладнення електронної схеми пов'язане з протяжністю та надійністю проводки (датчики – контролер), що також впливає на швидкість відпрацювання сигналу керування приводами [28]. Встановлення секцій у вихідне положення, як і для інших варіантів електромеханічних приводів, зумовлює необхідність стороннього джерела енергії для живлення приводів і резервного джерела для системи стеження (живлення датчиків) і системи керування. Понижена швидкість

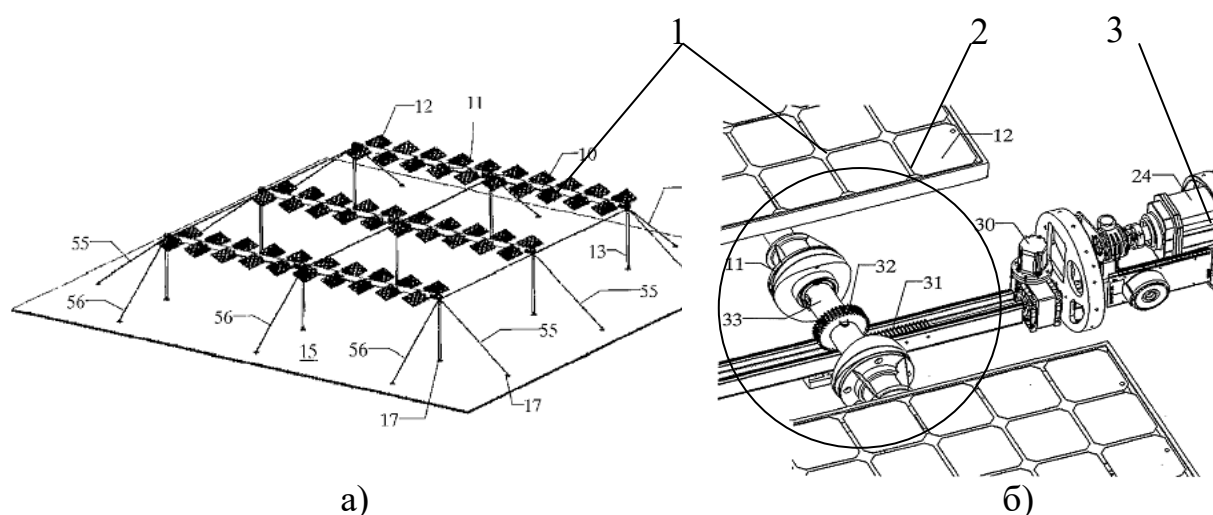
позиціонування в межах $0,001 \dots 0,2$ рад/с дещо зменшує споживану потужність приводу під час руху, але не змінює навантаження зрушення системи зі стану спокою.

Створення системи з розділеними панелями вказує на можливість побудови приводу з окремих модулів, які матимуть окремі інтервали відповідності у діапазоні кутів стеження. Такий підхід розв'язує задачу повернення у положення активного видобутку енергії за рахунок підключення до дії приводу, розташування якого припадає на напрям максимальної потужності сонячного випромінення. Таким чином, використання принципу багатомодульності може бути застосовано при створенні приводів позиціонування панелей автономних геліостанцій.

Аеродинамічне навантаження характерне для геліостанцій з великою площею панелей, що підлягають позиціонуванню [29, 30]. Непрогнозоване за положенням та величиною аеродинамічне навантаження призводить до ускладнення механічної передачі (застосування пар самогальмування) та необхідності постійного живлення приводів для утримання панелей в нерухомому стані, тобто збільшує енергоспоживання, а у випадку відсутності сонячного випромінення потребує стороннього джерела живлення значної потужності.

Розділення приймача на секції знижує аеродинамічне навантаження, але одночасно зумовлює використання більшої кількості приводів з відповідними механічними передачами, системами керування і стеження, тобто зменшує надійність системи та підвищує вимоги до технічного обслуговування, що є непридатним для автономних геліостанцій.

Необхідно зауважити, що використання приводу з складною та розгалуженою кінематичною передачею у широкому діапазоні змін температури оточуючого середовища призводить до прогнозованого заклинювання.



Рисисунок 1.6 – Система відбору енергії з розділеними панелями:

а) – загальний вигляд; б) – механізм позиціонування панелей:

1 – електричний привод; 2 – передатний механізм; 3 – секція приймача [5]

Для розглянутих електромеханічних приводів позиціонування панелей геліостанцій та їх систем керування необхідно передбачити зміну початкового напрямку сонячного випромінення в різні пори року [31]. Для цього необхідно застосувати систему спостереження за напрямом і інтенсивністю випромінення з резервним чи стороннім джерелом живлення. Також, для повернення у вихідне положення електромеханічний привод додатково споживає енергію у період, коли геліостанція її не виробляє, що потребує стороннього джерела енергії та зменшує загальний об'єм та часовий інтервал вироблення енергії.

За довготривалої відсутності потоку сонячної енергії на приймач повернення в робочий режим відбувається через деякий проміжок часу, що зумовлено необхідністю накопичення енергії від сонячних панелей в акумуляторі системи позиціонування. Найменшим є рівень енергії для живлення системи керування приводами, при цьому контур керування віддає команду до привода на виконання позиціонування [20]. Спрацювання привода, за умов низького рівня енергії в системі живлення, призводить до розрядки акумулятора системи керування. При цьому процес є повторюваним. Для

запобігання такої роботи приводу необхідна наявність контролю рівня енергії, що дозволяє активувати привод лише за умов достатньої кількості енергії для позиціонування. Це зменшить період відновлення роботи системи позиціонування, але збільшить похибку та додатково ускладнить алгоритм системи керування. При використанні розглянутих приводів для позиціонування теплового колектора відсутність постійного джерела енергії робить неможливим вихід із режиму очікування.

Необхідність додаткових джерел енергії для електромеханічних приводів та резервних джерел для систем спостереження і керування робить неможливим побудову приводу позиціонування панелей автономних геліостанцій на основі електромеханічного приводу з відповідними системами керування. Додатково застосування електромеханічних приводів обмежено їх потужністю, а розділення на секції не є можливим при обмеженості площі, відведеної під облаштування геліостанції автономних об'єктів [2].

З огляду величини навантаження та побудови приймачів великої потужності в межах однієї секції необхідно застосовувати гідравлічний привод (рис. 1.7). Системи позиціонування з використанням гідравлічного приводу побудовані за традиційною схемою об'ємного гідроприводу і забезпечують точність позиціонування систем в межах $5...10^\circ$ [32].

Такому рішенню притаманні всі вади гідроприводу, у тому числі витіки рідини у системі, перерегулювання, гідравлічні втрати енергії, вплив температури на характеристики рідини та привода в цілому [33, 34, 35]. Не менш складною, ніж для електромеханічного приводу, є система керування, що виконує кореляцію приймача відносно показів датчиків освітлення та датчиків напряму з врахуванням поточного контролю положення циліндрів. Це призводить до суттєвого здорожчання системи керування та ускладнює алгоритм керування.

На відміну від електромеханічних систем, використання гідроприводу потребує використання регулюючих пристроїв та насосної станції у якості

джерела енергії. Відмічено, що певний вплив на швидкість позиціонування має зміна характеристик рідини під впливом змін температури, але цей вплив не призводить до втрати роботоспроможності приводу [36, 37].

Як правило, алгоритм керування має окремий сегмент для повернення системи у вихідне положення, що потребує постійного моніторингу положення панелей і енергоживлення системи спостереження. Так само, як для електромеханічного приводу, для поновлення роботи після періоду відсутності сонячного випромінення, є необхідність виводу системи в робоче положення.

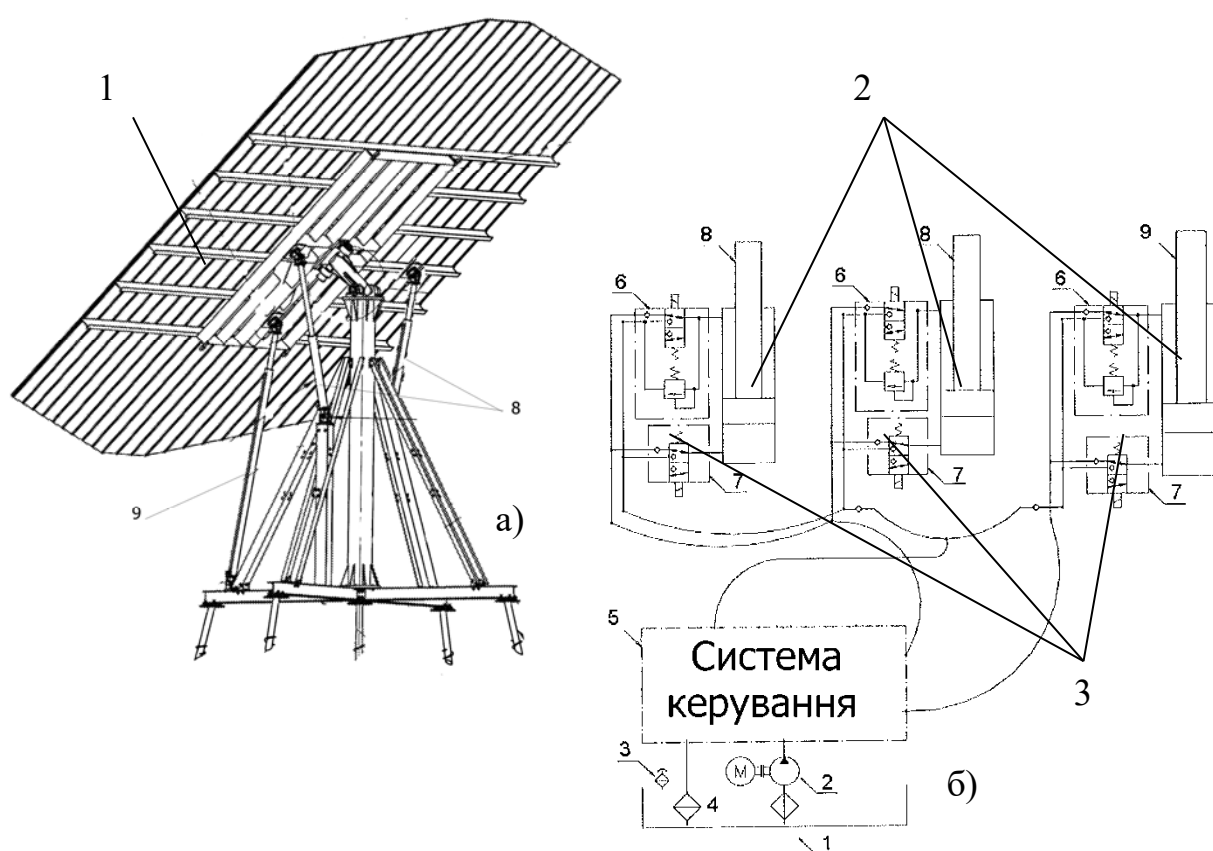


Рисунок 1.7 – Геліостанція з гідравлічним приводом позиціонування приймача: 1 – приймач; 2 – гідравлічні циліндри; 3 – гідросистема керування положенням циліндрів {а) – загальний вигляд; б) – гідравлічна схема} [32]

Виконання цього виходу супроводжується додатковим живленням виконавчих циліндрів від гідравлічної станції, що потребує стороннє джерело живлення, що є неприпустимим для автономної геліостанції.

Проведений аналіз електромеханічних та гідравлічних приводів позиціонування панелей геліостанцій показав, що їх використання у складі автономних геліостанцій неможливо або малоефективне з причин необхідності резервного живлення для систем керування, додаткового каналу живлення для поновлення позиціонування після відсутності сонячного випромінювання, зниження надійності механічних передавальних систем та систем керування під впливом коливань температури та вологості. Ряд технічних проблем, що виникають протягом автономної експлуатації, та необхідність високого рівня кваліфікації в обслуговуванні кінематичних передач та систем стеження також протирічають тривалій автономній роботі електромеханічних та гідравлічних приводів.

Таким чином основними недоліками розглянутих конструктивних та принципових рішень є наступні.

1. Функціонування систем з електромеханічним і гідравлічним приводами без додаткового джерела живлення є обмеженим. Позиціонування теплових колекторів без постійного джерела живлення є неможливим.
2. Вплив змін умов експлуатації на характеристики складових частин приводу та системи керування, що знижує ефективність позиціонування.
3. Необхідність регулярного технічного обслуговування складових системи позиціонування.

Усунення недоліків пов'язаних з роботою приводів позиціонування в автономних об'єктах можна вирішити з використанням теплових приводів, за рахунок використання сонячного випромінювання, як джерела теплової енергії, що виключає необхідність в додатковому джерелі енергії [38, 39, 40].

1.2. Варіанти використання теплових приводів в геліоенергетиці

Для забезпечення можливості роботи трекерів геліостанції за відсутності постійного джерела електричної енергії використовуються теплові приводи,

робота яких заснована на фізичних властивостях матеріалів змінювати свої геометричні параметри при зміні температури. Наприклад, в якості приводу позиціонування приймача використовується тепловий привод з біметалевими пластинами (рис.1.8), який забезпечує точність до 30° , в умовах постійної інсоляції [41]. Початкове положення приймача відповідає часовому куту в діапазоні (12...14) год.

Недоліками системи позиціонування з біметалевими приводами є низька навантажувальна здатність секції, малі величини питомих переміщень. Використання такого приводу в якості системи позиціонування невеликих панелей, порівняно з дорогими електромеханічними та гідравлічними системами, є раціональною альтернативою підвищення ефективності сонячних установок. Однак, обмеженість за навантаженням не дозволяє застосовувати подібні приводи для секцій сонячних панелей значної потужності та теплових колекторів в умовах вітрового навантаження.

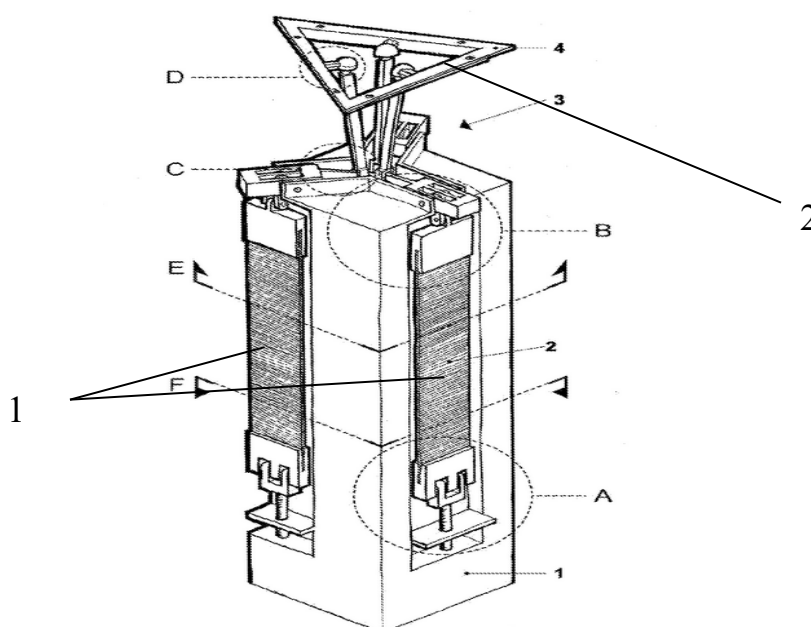


Рисунок 1.8 - Схема теплового приводу позиціонування приймача на біметалевих елементах: 1 – пакет біметалевих пластин; 2 – кріплення приймача [41]

Використання теплових двигунів об'ємного розширення дозволяє виконувати позиціонування приймачів більшої маси, що зумовлено підвищенням жорсткості робочого тіла порівняно з біметалевими елементами [42, 43]. Одним із таких теплових двигунів є двигун Стірлінга, який працює за рахунок теплового розширення газу чи рідини [44, 45]. Вихідні характеристики двигуна - крутний момент на валу, кількість обертів залежать від потужності підведеного теплового потоку, робочого середовища та величини навантаження. Двигун Стірлінга можна застосовувати для широкого діапазону навантажень, що використано в деяких геліостанціях, де в якості приводу генератора використовується двигун Стірлінга (рис. 1.9) [46, 47].

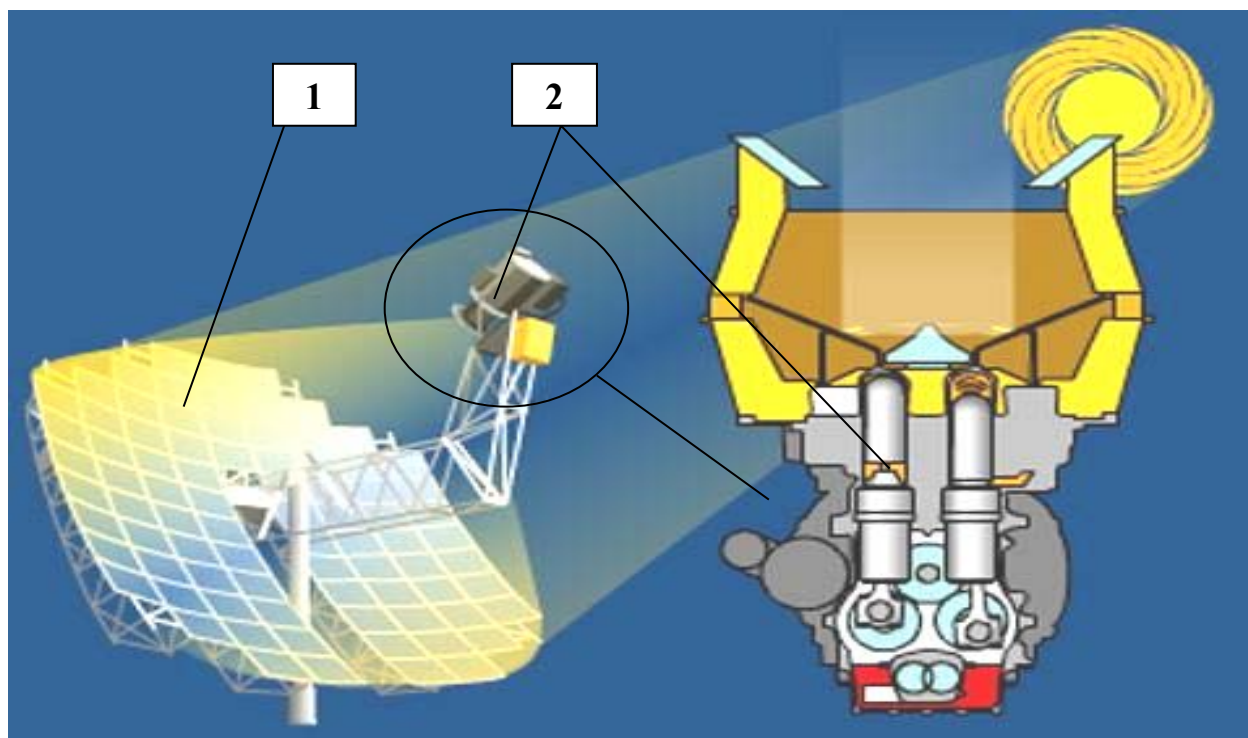


Рисунок 1.9 - Сонячний генератор електроенергії на базі двигуна Стірлінга: 1 – параболічне дзеркало (концентратор); 2 – привод генератора – двигун Стірлінга [46]

Оскільки двигун Стірлінга є машиною неперервної дії, а при підведенні теплового потоку фіксованих тривалості та рівня потужності кількість обертів є непостійною, то застосування його в задачі позиціонування є неможливим.

Однак, теплове розширення рідини в якості рушійного механізму може бути використано в задачі позиціонування приймача.

Також, теплове розширення робочого тіла використовується в лінійних приводах, наприклад в газовому тепловому приводі, який представляє собою герметичну камеру 1, одна стінка якої є пружною (виконана у вигляді мембрани 3 або сільфону) (рис.1.10) [48].

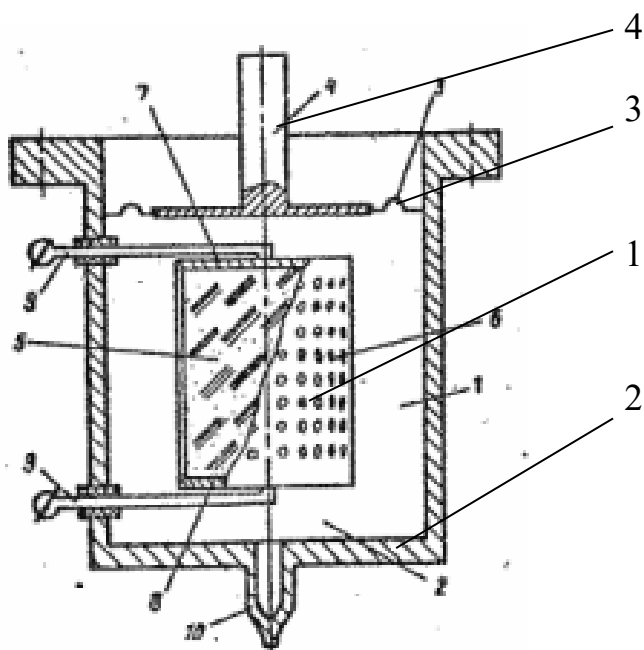


Рисунок 1.10 - Принципова схема газового теплового приводу:

1 – сорбент; 2 – камера; 3 – мембрана; 4 – вихідна ланка [48]

Камера заповнена робочим газом (ксенон), при цьому частина газу адсорбується електропровідним сорбентом (активоване вугілля). При пропусканні струму через сорбент відбувається виділення газу, що підвищує тиск в камері та компенсується деформацією пружної стінки – переміщення вихідної ланки приводу 4. Повернення у вихідне положення відбувається при відключенні струму, охолодженні сорбенту, що супроводжується поглинанням надлишкового об'єму газу сорбентом. Основною задачею приводу є створення певного рівня зусилля на виході, за рахунок підвищення тиску в камері при виділенні газу із сорбенту, при цьому величина переміщення обумовлюється

змінюю об'єму газу та величиною навантаження. Це дозволяє регулювати характеристики приводу в певному діапазоні, що можна використати в задачі позиціонування приймача. Але наявність вхідного електричного сигналу протирічить автономній роботі, а використання газу обмежує навантажувальну здатність.

За проведеним аналізом встановлено, що основним способом перетворення теплової енергії в механічну роботу є теплове розширення робочого тіла. При цьому основні характеристики розглянутих теплових приводів напряму залежать від характеристик робочого тіла (газ, рідина, біметал). Використання біметалевих елементів обмежене за рівнем навантаження та кутом повороту, також необхідно забезпечити рівномірний нагрів пластин [49]. Використання двигуна Стірлінга в системі позиціонування є неможливим через принцип його роботи. Використання рідини в якості робочого тіла підвищує силову характеристику приводу, за рахунок малої стисливості. Розглянуті теплові газові і рідинні приводи не можуть бути застосовані в приводі позиціонування геліостанції без внесення доробок та модифікацій, що враховують особливості роботи трекерів автономних об'єктів.

Найбільш перспективним з точки зору розширення діапазону навантажень є використання рідин в сукупності з герметичною камерою. Такий, варіант використовується в гідравлічних пружинах (рис.1.11) [50, 51].

По відношенню до газового середовища рідина має на кілька порядків більший модуль пружності [52, 53, 54]. Механічна робота, яка може бути виконана тепловим гідроприводом обумовлюється переміщенням вихідної ланки і величиною навантаженням. Переміщення вихідної ланки обумовлюється коефіцієнтом теплового розширення рідини (табл. 1.1), значенням зміни температур і модулем пружності (табл.1.2) [55, 56, 57].

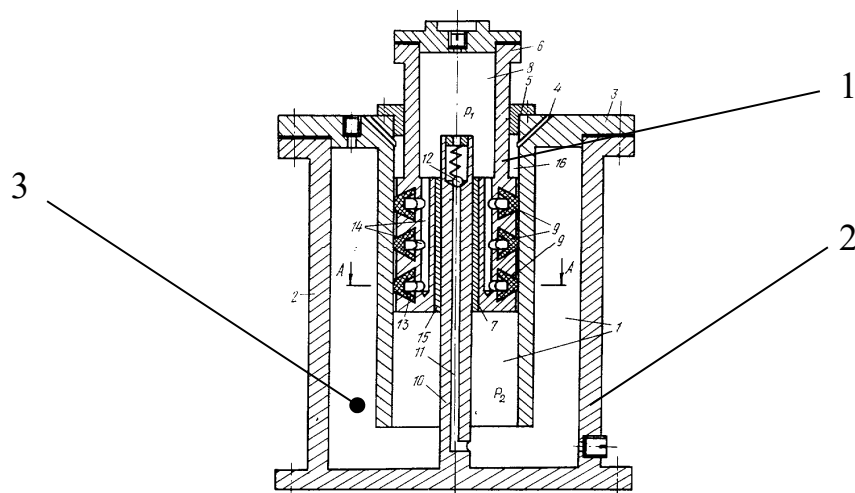


Рисунок 1.11 – Конструкція гідравлічної пружини:

1 – плунжер; 2 – корпус; 3 – робочий об'єм [50]

Для розглянутих рідин, окрім води, зміна об'єму складає (10...20)% від початкового на кожні 10 °С. Переміщення приводу залежить від зміни об'єму рідини при зміні температур, яка є різницею змін об'єму теплового розширення W_p і стиснення під навантаженням W_c відносно площі dF :

$$dh = (dW_p - dW_c)/dF.$$

Значення площі, в сукупності із допустимим рівнем тиску в робочій порожнині, визначають максимальне значення навантаження на вихідну ланку теплового гідроприводу. Тиск в камері визначається поточним рівнем навантаження, яке зумовлює значення стиснення рідини. Час переміщення вихідної ланки залежить від потужності теплового потоку до рідини. В комплексі вихідна потужність теплового гідроприводу обумовлена рядом параметрів пов'язаних із властивостями рідини: теплоємність, теплопровідність, критичні температури та тиск, коефіцієнт розширення та модуль пружності [55, 56, 57]. Рідини з високим коефіцієнтом розширення в більшості є токсичними, вогне- та вибухонебезпечними, що обмежує їх застосування, для використання в тепловому гідроприводі було обрано найбільш поширені рідини (табл. 1.2).

Таблиця 1.1. Коефіцієнти теплового розширення рідин

Речовина	$\beta \cdot 10^{-3}$ при температурі (°C)							
	-20	0	20	40	60	80	100	120
Вода	—	0,06	0,21	0,39	0,53	0,63	0,75	0,86
Бензол	—	1,18	1,22	1,26	1,3	1,37	1,43	1,57
Гексан	1,16	1,22	1,37	1,48	1,57	1,7	1,85	1,97
Діхлоретан	1,07	1,11	1,16	1,21	1,26	1,31	1,37	1,44
Діетиловий ефір	1,45	1,51	1,63	1,76	1,85	2,16	2,6	3,1
Ізопропіловий спирт	0,98	1,01	1,05	1,08	1,12	1,16	1,2	1,27
Метиловий спирт	1,09	1,14	1,19	1,27	1,3	1,42	1,61	1,81
Етилацетат	1,14	1,03	1,35	1,46	1,52	1,6	1,76	1,94
Етиловий спирт	1,18	1,05	1,08	1,13	1,22	1,33	1,44	1,87

Таблиця 1.2. Основні параметри робочих рідин теплового гідроприводу

Речовина	Ізопропіловий спирт	Метиловий спирт	Етиловий спирт
Густина ρ , кг/м ³	0,785	0,793	0,789
Температура застигання T_z , °C	-89,5	-97,9	-114,7
Температура кипіння T_k , °C	82,4	64,6	78,4
Критичний тиск $p_{кр}$, кПа		7,85	6,3
Теплоємність c_p , Дж/(кг·K)	2585	2550	2422
Теплопровідність λ , Вт/(м·K)	0,14	0,207	0,184
Коефіцієнт теплового розширення $\beta \times 10^{-3}$, K ⁻¹	1,08	1,199	1,12
Ізотермічний модуль пружності, МПа	1275	1275	1275

Величина зміни температури рідини залежить від кількості підведеної теплової енергії та обумовлена теплоємністю рідини. Для більшості рідин коефіцієнт теплоємності складає $(2...4) \cdot 10^3$ Дж/(кг·K), що обумовлює необхідність підведення питомої теплової енергії в межах $(2...4) \cdot 10^4$ Дж/кг для

підвищення температури рідини на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. При цьому швидкість нагріву рідини обумовлена потужністю теплового потоку.

Для забезпечення підведення променевої енергії до теплових приводів та збільшення потужності використовують оптичні концентратори: фокубуючі лінзи, лінзи Френеля і параболічні дзеркала [58, 59]. Ці концентратори, дозволяють отримувати достатній приріст температур на теплосприймаючих поверхнях (від 150 до $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ у фокусі), що знаходить застосування для реалізації підведення теплової енергії високого рівня [60, 61]. Однак, концентратори мають обмежений кут сприйняття випромінювання, а також, наявне переміщення сонячної плями по теплосприймаючій поверхні привода

Теплове лінійне розширення твердих тіл та температурна зміни об'єму рідини в автономній системі позиціонування приймача геліостанції застосовано в самонавідній термомеханічній системі слідкування за сонцем (рис. 1.12).

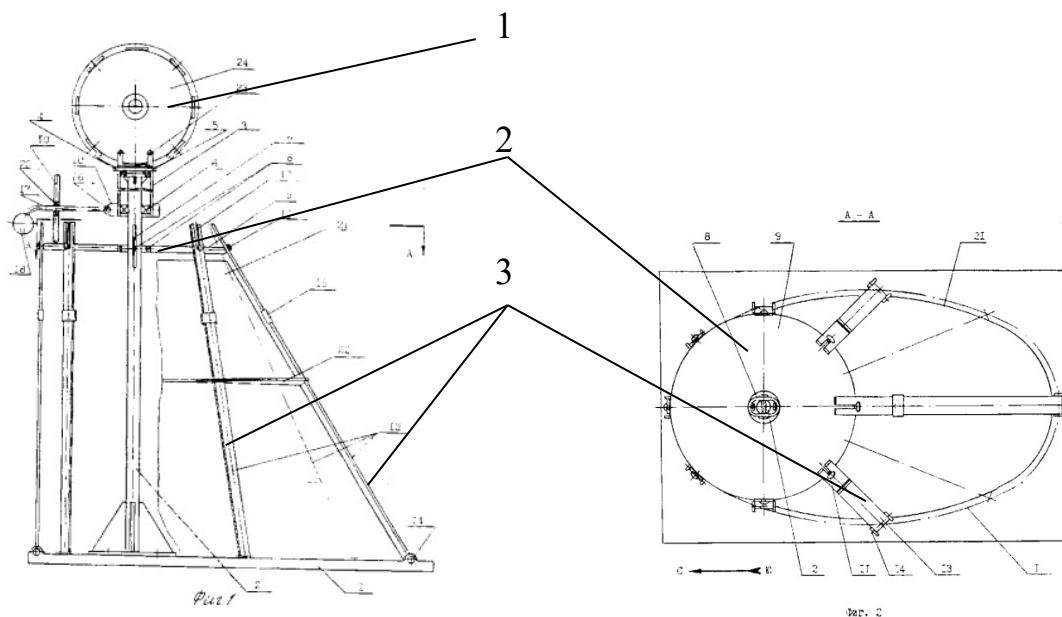


Рисунок 1.12 – Самонавідна термомеханічна система стеження за сонцем [62]: 1 – механізм позиціонування приймача по склонінню; 2 – механізм позиціонування приймача по азимуту; 3 – термочутливі приводні елементи

Позиціонування приймача виконується за рахунок зміни нахилу дисків, які з'єднано кіневатичною передачею з приймачем. Зміна орієнтації приймача відносно поточного положення сонця може відбуватися за рахунок теплового розширення твердих матеріалів та рідин (рис. 1.13). [62]. Варіанти виконання привідного механізму узагальнюються за наявності теплосприймаючих поверхонь, які освітлюються сонцем, та нагрівання термочутливих елементів за рахунок теплопровідності, на що вказує будова термочутливого елемента, що використовує розширення рідини. Така реалізація збільшує габарити автономної системи позиціонування, при цьому рівень навантаження є невеликим, як і для системи з біметалевими елементами.

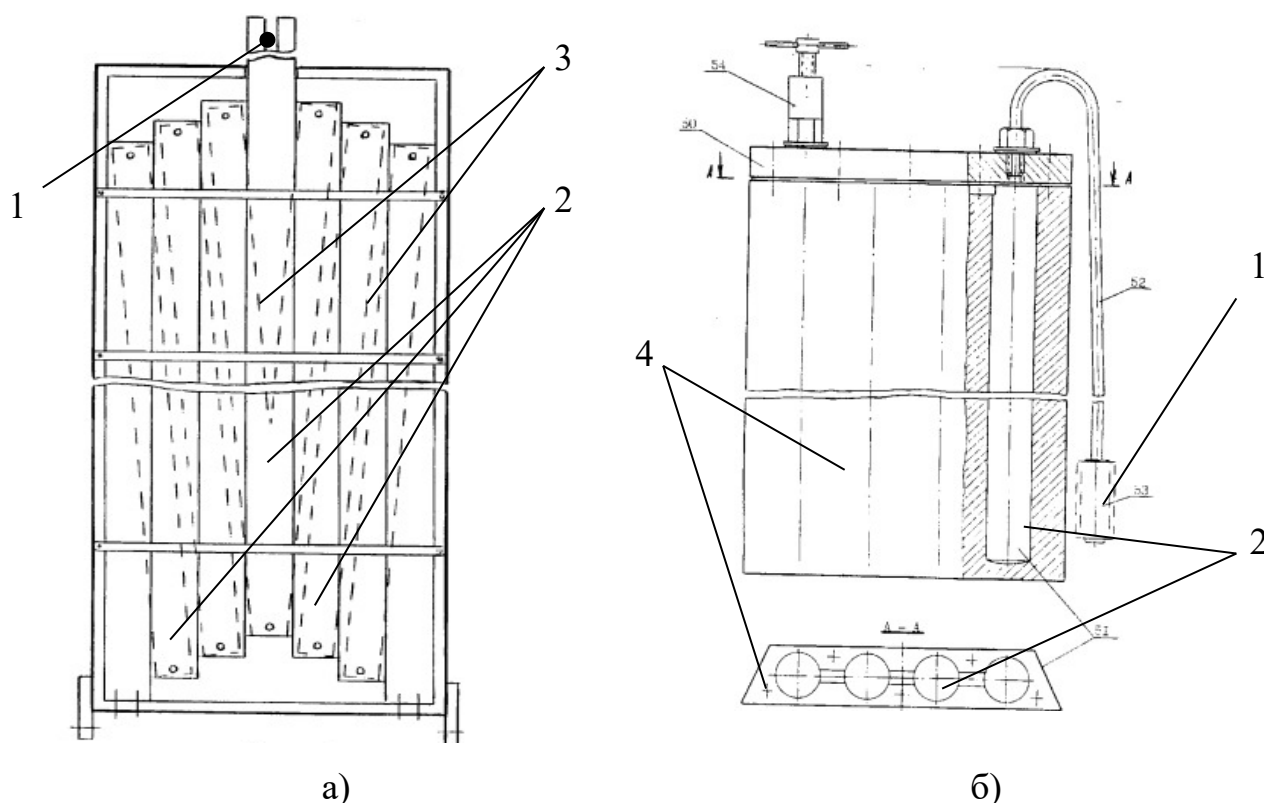


Рисунок 1.13 – Виконавчий елемент термомеханічної системи слідування за сонцем на основі біметалевих елементів (а) та з використанням рідини (б): 1 – вихідна ланка; 2 – робоче тіло 3 – лінія розділу матеріалу з різним коефіцієнтом лінійного розширення; 4 – ємність з рідиною

Також, реалізація функції стеження за сонцем має складну кінематику передатного механізму, що призводить до ускладнень в роботі в широкому діапазоні температур. Необхідність забезпечення достатньої площі тепло сприймаючих поверхонь призводить до збільшення габаритів установки, що пов'язано з нагрівом робочих елементів через теплопровідність.

За результатами проведеного аналізу встановлено, що є можливість побудови системи позиціонування приймача з використанням ефекту температурного розширення рідини в тепловому гідроприводі. Оскільки алгоритм роботи теплових приводів позиціонування приймача закладено у конструкції, то необхідно провести структурний аналіз електромеханічних та електрогідравлічних систем позиціонування для визначення шляхів реалізації окремих складових у конструкції теплового гідроприводу, для забезпечення роботи приводу при позиціонуванні приймача.

1.3. Аналіз структури систем позиціонування приймачів геліостанцій

За структурою системи позиціонування геліостанцій на базі електромеханічних і гідравлічних приводів відносяться до мехатронних систем, оскільки поєднують механічну та електронну частини [63, 64]. За результатами аналізу принципових рішень систем позиціонування панелей геліостанцій встановлено, що системи мають однакову структуру (рис. 1.14) та можуть бути розділені на відповідні функціональні блоки (рис. 1.15).

Основною проблемою синтезу мехатронних систем є узгодження механічної та електронної частин відповідно алгоритму роботи системи. При цьому, в залежності від типу приводу, характеру його роботи та використаних електронних компонентів варіанти синтезу та проблеми узгодження можуть варіюватись [65, 66].

При встановленні кожної геліосистеми враховується ряд факторів, які

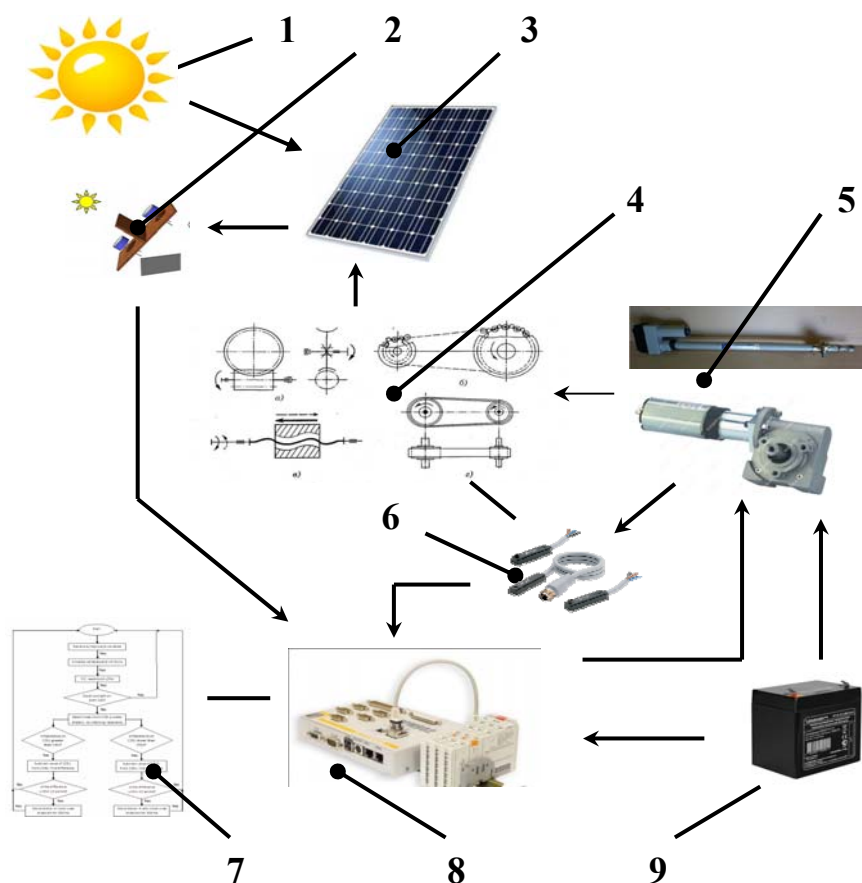


Рисунок 1.14 – Принципова схема системи позиціонування приймача:

1 – джерело інсоляції (сонце); 2 – диференційний датчик освітленості; 3 – приймач; 4 – передатний механізм; 5 – привод позиціонування; 6 – датчики положення; 7 – алгоритм і програма керування; 8 – контролер; 9 – джерело живлення

обумовлені місцем розташування об'єкту та умовами експлуатації, а саме: широта розташування, характер оточуючої місцевості, сезонні зміни температур і рівень та напрямок вітрових навантажень, вологість, рівень опадів та ін. [59, 60]

Найбільш вразливими за ознаками надійності, енергоспоживання та стійкості до умов експлуатації є виконавчий привод, передатний механізм та система і алгоритм керування. У той же час основними з позицій

функціонального призначення є виконавчий привод (здійснює рух панелей), датчики освітлення (рівень інсоляції) та датчики положення (кутове відхилення) [22, 67, 68].

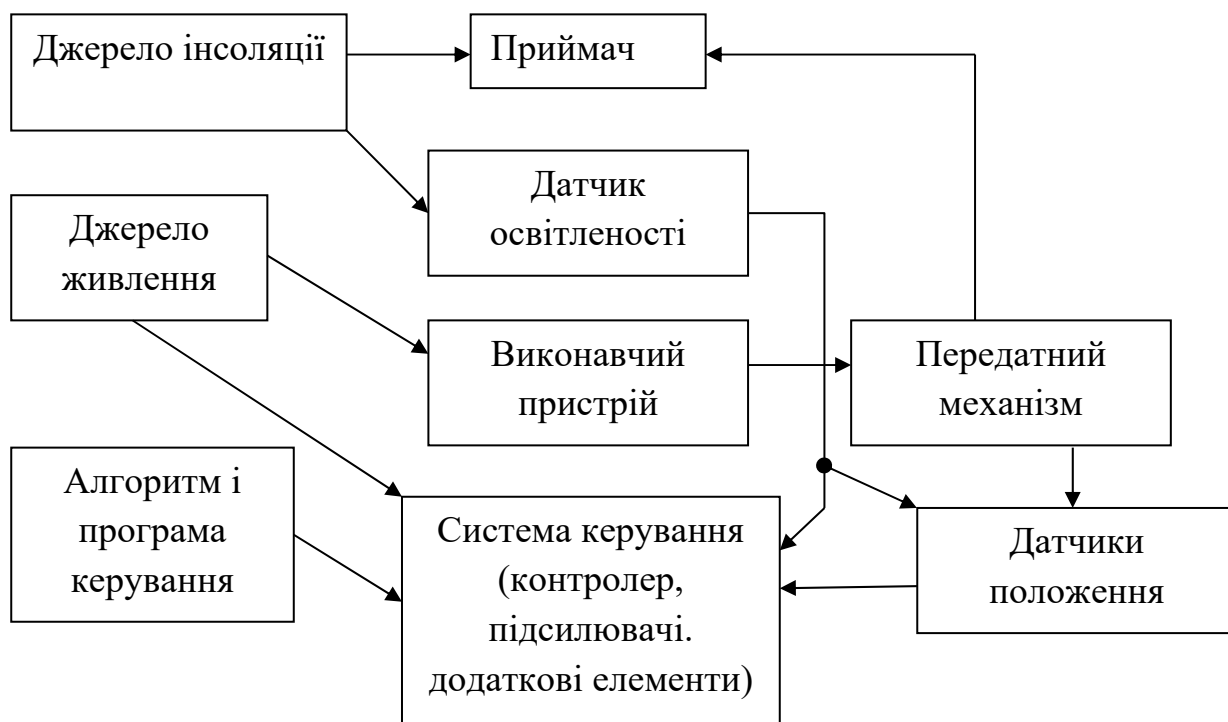


Рисунок 1.15 – Типова структурна схема приводу позиціонування приймача

Основним недоліком розглянутих систем є необхідність в джерелі постійного живлення, енергія якого витрачається на позиціонування. Також, складність структури, обумовлена вимогами до точності позиціонування знижує надійність систем.

Розробка ефективної системи позиціонування приймача базується на поєднанні трьох компонентів: виконавчий привод, датчики рівня інсоляції, датчики напрямку інсоляції, які інформаційно узгоджені та зв'язані через електронну систему керування, відповідно до алгоритму функціонування за ступінчатою циклограмою процесу позиціонування. Для реалізації зв'язку та узгодження компонентів необхідно враховувати особливості умов експлуатації систем позиціонування в сукупності з конструкцією. Що є найбільш

актуальним для теплов Для чого необхідно виділити основні фактори впливу з боку середовища експлуатації.

1.4. Аналіз основних факторів впливу умов експлуатації на роботу геліостанцій і систем позиціонування

Зміни експлуатаційних умов мають циклічний характер. Річний цикл призводить до змін діапазону кутів стеження з мінімального взимку, що не перевищує 100° , до максимального влітку, який, в залежності від широти, складає від 120° до 200° [59, 67, 68]. Також річний цикл задає максимальний добовий рівень інсоляції. Цей рівень змінюється від максимального влітку, який для широт України сягає 700 Вт/м^2 , до мінімального взимку, який не перевищує 30% рівня літньої інсоляції [69, 70].

Добовий цикл роботи приводу відповідає стеженню в межах кутів та рівнів інсоляції, що встановлює річний цикл. Додатковою особливістю приводів позиціонування приймачів є непрогнозоване зменшення рівня інсоляції, викликане захмаренням (рис. 1.16) [71].

Вказана зміна є непрогнозованою як за рівнем інсоляції, так і за кутом стеження. Наслідком стохастичної складової функції змін інсоляції є переривчастий графік слідкування як у часі, так і в кутах стеження [72, 73].

З огляду на переривчастий графік функції слідкування $Y = f(\varphi, \Xi)$ циклограма розподілена на інтервали очікування (I) і інтервали позиціонування (II) невизначеної довжини. З іншого боку збільшення довжини інтервалу очікування $Y = f(\Xi < \Xi_{\min})$ призводить до збільшення відхилення у теоретичній та дійсній позиціях приводу, а саме:

$$\Delta\varphi = k * t_i(\Xi < \Xi_{\min}).$$

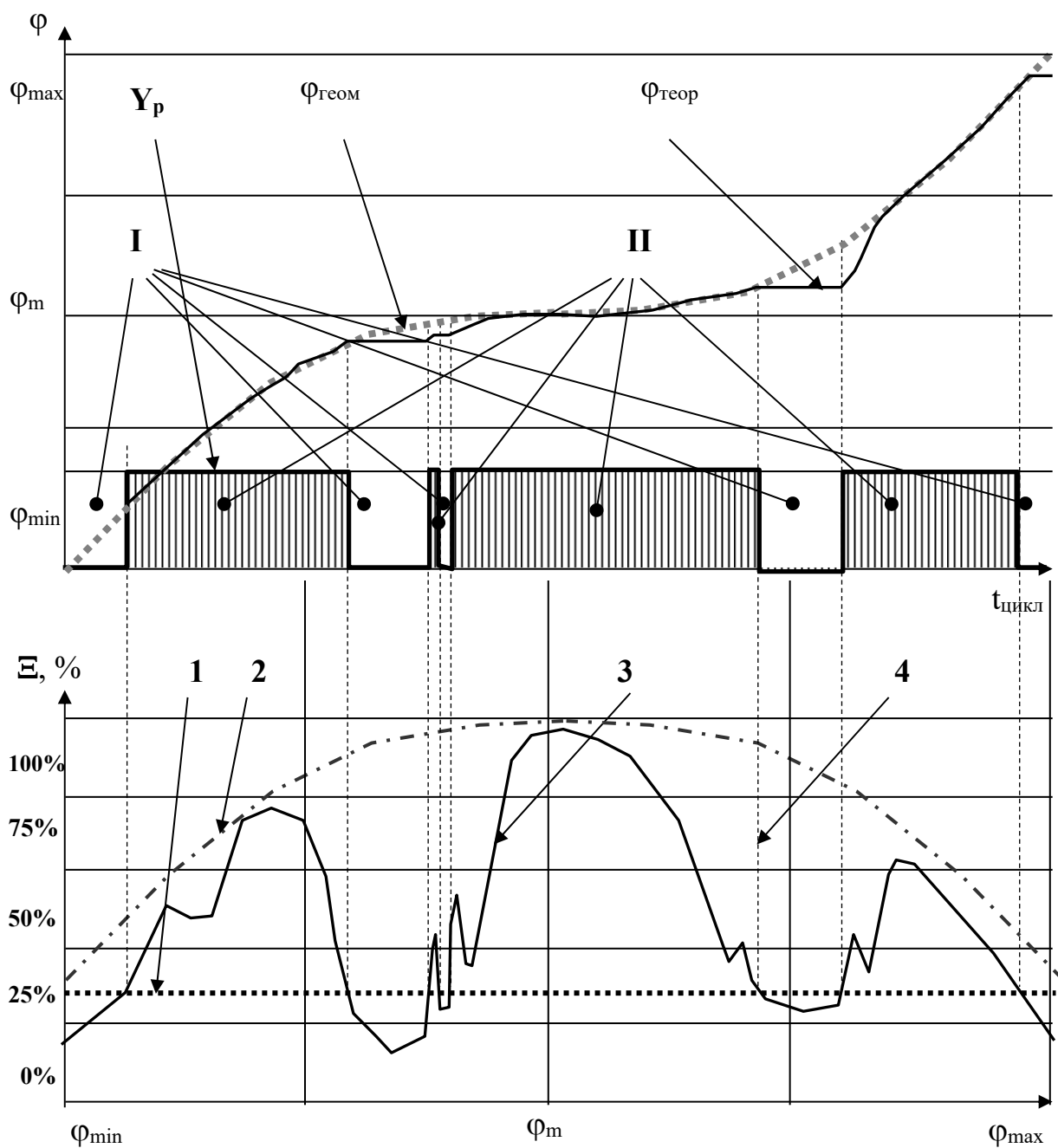


Рисунок 1.16 - Циклограма дії привода позиціонування платформи (Y) від кута сонячного випромінення (φ) з врахуванням теоретичної циклограми змін рівня інсоляції (2), обмеження мінімального рівня інсоляції (1), дійсного рівня інсоляції з врахуванням захмарення (3), розрахункової геометричної ($\varphi_{\text{геом}}$) та теоретичної ($\varphi_{\text{теор}}$) характеристик змін кута позиціонування: I – інтервали очікування, II – інтервали позиціонування приводу

У граничному випадку відхилення позицій може сягати всього діапазону позиціонування, тобто $\Delta\varphi = \varphi_{\max}$.

Особливістю функціонування приводу є перервна функція відхилення кута позиціонування, максимальне значення якого може сягати максимального кута повороту платформи. При одному і тому ж положенні приводу, внаслідок захмарення та циклічності теоретичної функції інсоляції, відхилення може мати як від'ємний, так і позитивний знак [74, 75].

Таким чином, діапазон значень відхилення, його змінний напрям та обмеження за рівнем інсоляції мають бути враховані в алгоритмі керування приводом:

$$Y = \begin{cases} 1 : (\Xi > \Xi_{\min}) \wedge \{(\varphi - \omega) > \Delta\varphi_p\} \\ -1 : (\Xi > \Xi_{\min}) \wedge \{(\omega - \varphi) > \Delta\varphi_p\} \\ 0 : (\Xi < \Xi_{\min}) \vee \{|\omega - \varphi| < \Delta\varphi_p\} \end{cases}, \quad (1)$$

де Ξ - дійсний рівень інсоляції, ω - теоретичний кут позиціонування, φ - дійсний кут положення вихідної ланки приводу, φ_p - розрахункове відхилення позиціонування платформи, Y – сигнал команди на дію приводу з врахуванням напрямку.

Другим за важливістю серед чинників, що визначають особливості приводів позиціонування платформ, є умови використання, а саме довготривала робота в автономному режимі, широкий діапазон змін температури зовнішнього середовища [76, 77]. Довготривала автономна робота, з врахуванням (1), призводить до розривної у часі функції позиціонування. Це вказує на можливість відключення приводу в інтервалах очікування (І, рис. 1.16), що є резервом підвищення енергоефективності приводу позиціонування:

$$\int_0^{t_0} |Y| * \Theta(\varphi, \Xi) dt > \int_0^{t_0} (N_i + N_n + N_e) dt, \quad (2)$$

де $N_{\text{п}}$ – миттєва споживана потужність позиціонування, $N_{\text{с}}$ – миттєва споживана потужність стеження, $N_{\text{к}}$ – миттєва споживана потужність системи керування.

Задачею досліджень є створення такої системи контролю і керування, яка, в умовах довготривалої автономної роботи за відсутності резервного джерела живлення, вмикає процес позиціонування приводу тільки за умов знаходження панелі в інтервалах кутів, що відповідають умовам ефективного відбору потужності з урахуванням впливу значень відхилення позиціонування на енергоефективність геліостанції [78]:

$$\Delta N^+ (|\omega - \varphi|) \approx k_N \text{ctg}(|\omega - \varphi|) \Rightarrow$$

$$|\Psi - \varphi|_{\min} : \Delta N^+ * (|\omega - \varphi|) < \text{ctg}(|\omega - \varphi|) * (|\omega - \varphi| / \dot{\varphi}) \quad , (3)$$

де k_N – коефіцієнт, що враховує параметри панелі геліостанції, $\Delta N^+ (|\omega - \varphi|)$ – додана видобута потужність, що спричинена відпрацюванням відхилення $\omega - \varphi$, $\dot{\varphi}$ – середня швидкість повороту панелі.

Передумовою створення функціонально і енергоефективного приводу позиціонування панелей геліостанцій є визначення умов та режимів експлуатації, за яких отримана додана енергія при довготривалій роботі приводу нового типу виправдовує поточні та початкові затрати коштів та поточні витрати енергії при експлуатації геліостанції. Наступний аналіз спрямовано на визначення впливу роботи та параметрів приводів позиціонування на підвищення об'єму видобутої енергії.

Об'єм енергії, яка отримується за допомогою сонячних панелей залежить від технічних характеристик панелей, кута падіння сонячних променів та широти встановлення приймача, на кількість виробленої енергії впливає добова циклограма з врахуванням погодних умов. Втрати енергії внаслідок захмарення можуть складати до 90%. З врахуванням теоретичного графіку часових змін інсоляції (рис. 1.16, I) для стаціонарної сонячної панелі (потужність 500 Вт/м^2) з

раціональним значенням азимутального кута та кута нахилу втрати інсоляції залежатимуть від різниці ($w-\varphi$) [79].

При цьому кількість енергії, що виробляється приймачем (сонячною панеллю) визначається як [78, 79]:

$$E_{i\partial} = \Xi \cdot D_{i\partial} \cdot \eta / D_{\Xi}, \quad (4)$$

де $E_{пр}$ – об'єм енергії, що виробляється приймачем; Ξ – місячна інсоляція на квадратний метр (табличні дані); $P_{пр}$ – номінальна потужність сонячної панелі; P_{Ξ} – максимальна потужність інсоляції на квадратний метр (1000 Вт/м²); η – ККД передачі струму.

Об'єм енергії, що виробляється панеллю обмежений її номінальною потужністю [80, 81]. Збільшення інсоляції за рахунок позиціонування приймача у відсотковому відношенні відповідає втратам інсоляції для стаціонарно встановленого приймача. Вихідна потужність однієї секції панелі складає, в середньому, 100 Вт. Споживана потужність приводу – близько 90 Вт. Для приймача з 4-ма сонячними панелями маємо потужність 400 Вт, за умови рівня інсоляції на рівні 1 кВт/год·м². Таким чином, робота приводу слідкуючої системи під час позиціонування знижує вихідну потужність геліостанції на 25-30%.

З врахуванням періодичності дії приводу і враховуючи формулу (4) отримуємо зниження ефективності геліостанції (електромеханічний привод):

$$\frac{P_{c.c.} \cdot \Sigma t_{c.c.}}{P_{пр} \cdot t_{c.d.}} \cdot 100\%,$$

де $\Sigma t_{c.c.}$ – сумарний час роботи приводу; $t_{c.d.}$ – тривалість світлового дня.

При максимальному рівні сонячного випромінювання зниження сумарної енергії, що виробляється панелями, складає близько 1% [82]. При рівні інсоляції 50...80% нижчому від номінального зниження сумарної енергії складає від 5% до 15% (за умови сумарного часу роботи приводу 30хв). Це встановлює значення підвищення ефективності відбору сонячної енергії в межах 10...20% .

Таким чином, при розробці приводу необхідно враховувати, що період часу, в який стаціонарно встановлений приймач виробляє найбільшу кількість енергії складає близько 2 годин, що становить менше 15% від періоду підведення інсоляції. Близько 60% світлового дня рівень інсоляції на поверхню приймача складає менше 50%. Для приймача з позиціонуючим приводом допустиме відхилення $(\omega - \varphi)_{\max}$, яке забезпечать максимальне наближення дійсної характеристики потужності променевого потоку на поверхню приймача до кривої 3 (рис. 1.17) для певної місцевості має складати менше 15° (табл. 1.3). Втрати інсоляції на цьому кутовому сегменті складають менше 5%.

Таблиця 1.3. Втрати інсоляції відносно відхилення для стаціонарно встановленого приймача

Значення відхилення $\omega - \varphi$	5°	10°	15°	20°	30°	45°
Втрати інсоляції	<1%	2,5%	5%	15%	40%	>50%

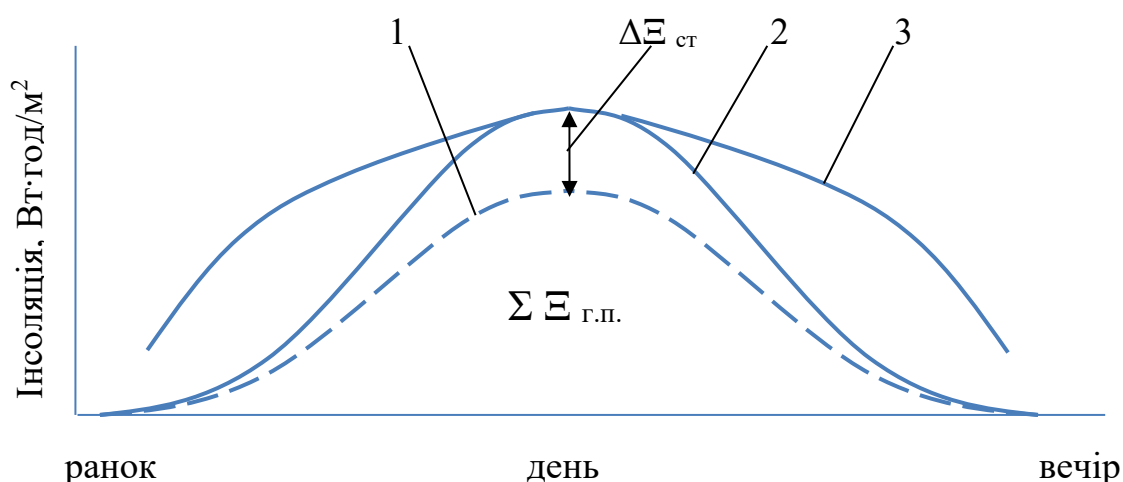


Рисунок 1.17 - Характеристика зміни потужності променевого потоку на поверхню [78]: 1 – крива потужності променевого потоку, що припадає на горизонтальну поверхню; 2 – крива потужності променевого потоку для похилої поверхні орієнтованої на південь; 3 – крива потужності променевого потоку для панелі зі слідкуючою системою

З врахуванням необхідності встановлення приймача у початкове положення та повернення системи з електромеханічним приводом до

номінального рівня споживання енергії при довготривалому простої, ефективність роботи геліостанції знижується. Тому для забезпечення переваг в автономності роботи теплового приводу необхідне комплексне дослідження впливу конструктивних факторів і умов експлуатації на характеристики теплового приводу, які визначають ефективність його застосування в системі позиціонування приймача.

Попередня оцінка обсягу отриманої енергії показала наступне. Обсяг енергії, що приходить на розташовану під оптимальним кутом панель, більший на 20...30% від інсоляції на горизонтальну поверхню [67, 74, 78]. Через зміну кута падіння променів по азимуту відсоток інсоляції зменшується. Визнано, що ефективним є позиціонування приймача протягом дня (область 3), що забезпечує максимальний приріст обсягу інсоляції на приймач. Окрім того, максимальний обсяг променевої енергії для на поверхню приймача обумовлено широтою розташування (рис. 1.18) і зумовлений зміною кута падіння променів протягом року [83]. Це також зумовлює зміну ефективності застосування систем позиціонування приймачів в різні пори року. Також, зміна кута падіння променів протягом дня в різні пори року обумовлює різні діапазони кутів для систем позиціонування. Це впливає на обсяг витрат енергії для позиціонування приймача на різних широтах розташування.

Основним шляхом підвищення ефективності геліостанцій є забезпечення їх енергетичної незалежності відносно електричного джерела живлення в умовах автономної експлуатації. Зазначені фактори, що впливають на енергоефективність панелей та систем позиціонування, також, обумовлюють умови експлуатації теплового гідроприводу позиціонування та його показники відносно точності і швидкості позиціонування приймача.

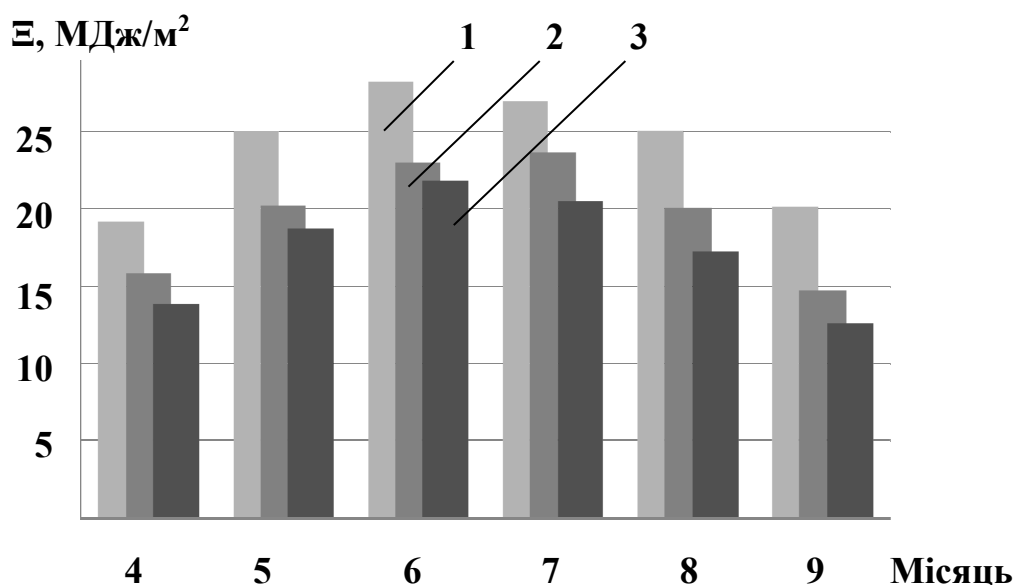


Рисунок 1.18 – Сумарна денна норма інсоляції на горизонтальну поверхню для територій України відносно широти: 1 – 40°; 2 – 45°; 3 - 50°

Вплив умов експлуатації на механічну частину систем позиціонування є невід’ємною частиною будь-якої системи і має враховуватись при проектуванні. Тому для створення ефективного теплового гідроприводу позиціонування приймача необхідно визначити раціональну схему компоновки, виконати підбір матеріалів та провести комплексне дослідження впливу конструктивних параметрів і умов експлуатації на характеристики теплового гідроприводу, що дозволить визначити межі ефективного застосування пасивного трекера.

1.5. Мета і задачі досліджень

Метою досліджень є розробка теплового слідкуючого гідроприводу позиціонування приймача геліостанції і визначення раціональної структури і експлуатаційних характеристик для розширення функціональних можливостей та підвищення ефективності позиціонування приймачів геліостанцій автономних об'єктів.

Для досягнення мети вирішувались наступні задачі:

1. Проаналізувати можливості розширення функцій приводів позиціонування приймачів геліостанцій для умов автономних об'єктів і виконати аналіз існуючих приводів систем позиціонування, спрямований на пошук напрямків підвищення їх ефективності;

2. Визначити зв'язок умов експлуатації із структурою теплового гідроприводу позиціонування приймача геліостанції та запропонувати схему виконання приводу і способу перетворення теплової енергії в механічну, та визначити основні фактори впливу на вихідні характеристики теплового гідроприводу.

3. Обґрунтувати раціональну структуру теплового гідроприводу, що забезпечує слідкування за напрямом сонячного випромінення без додаткових джерел енергії.

4. Виконати теоретичне дослідження процесів перетворення енергетичних потоків під час дії теплового гідроприводу і на основі його результатів запропонувати шляхи визначення раціональних параметрів приводу і основні фактори впливу на вихідні характеристики;

5. Розробити математичний апарат для визначення вихідних характеристик теплового гідроприводу в залежності від конструктивних параметрів і експлуатаційних умов;

6. Виконати експериментальні дослідження модуля теплового гідроприводу, з метою підтвердження адекватності результатів розрахунку дії теплового гідроприводу позиціонування, визначити зв'язок експлуатаційних характеристик з основними конструктивними параметрами модуля;

7. Провести перевірку запропонованої інженерної методики в умовах промислового використання теплового гідроприводу позиціонування приймача геліостанції.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА СТРУКТУРИ І ЛОГІКО-ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ МОДЕЛІ ТЕПЛОВОГО ГІДРОПРИВОДУ ПОЗИЦІОНУВАННЯ ПРИЙМАЧА ГЕЛІОСТАНЦІЇ

Розгляд структури теплового гідроприводу позиціонування приймача полягає у встановленні залежностей між умовами експлуатації і конструктивними параметрами та визначення його принципової схеми. Необхідність побудови логіко-функціональної моделі зумовлено необхідністю теоретичного дослідження впливу різних факторів на вихідні характеристики приводу, а також, попереднього визначення меж його застосування, що дасть змогу попередньо визначити основні параметри приводу.

2.1. Аналіз структури систем позиціонування приймачів геліостанцій з використанням теплового гідроприводу

Принципова і структурна схеми системи позиціонування з використанням теплового гідроприводу (рис. 2.1) має менше складових елементів, що збільшує надійність функціонування шляхом зменшення кількості критичних факторів впливу на функціонування системи в цілому. При цьому структура системи з тепловим приводом потребує реалізації алгоритму роботи приводу через конструктивні елементи, що обумовлює необхідність аналізу особливостей роботи приймача та систем позиціонування відносно умов експлуатації. Задачею аналізу є визначення допустимих меж застосування теплового гідроприводу та попередня оцінка підвищення ефективності відбору сонячної порівняно з системами позиціонування, що використовують електромеханічні приводи.

Таким чином, розробка ефективної системи позиціонування з використанням теплового гідروпривода базується на поєднанні трьох компонентів: виконавчий привод, датчики рівня інсоляції, датчики прямої інсоляції, які інформаційно узгоджені та зв'язані в конструкції теплового

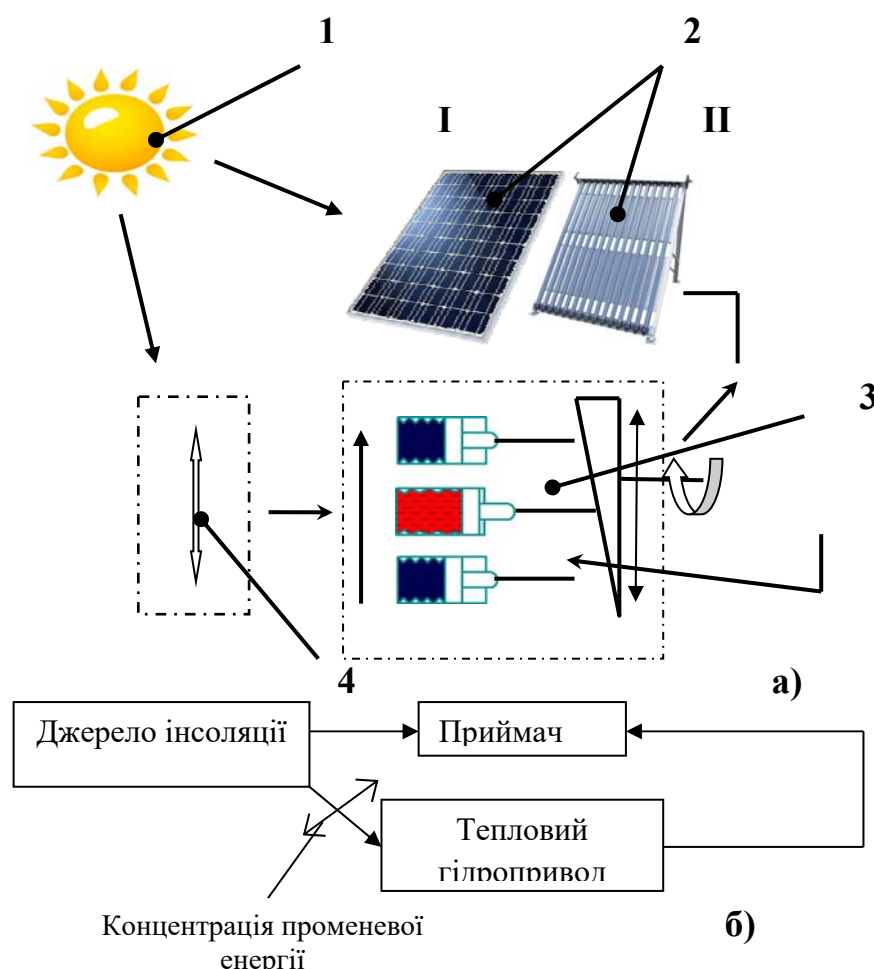


Рисунок 2.1 – Запропоновані принципова (а) та структурна (б) схеми геліостанції з тепловим гідроприводом позиціонування приймача: 1 – джерело інсоляції (сонце); 2 – приймач (І – сонячна панель; ІІ – тепловий колектор теплонасосних систем); 3 – тепловий гідропривід; 4 – концентратор променевої енергії

гідроприводу відповідно до алгоритму функціонування за ступінчатою циклограмою процесу позиціонування.

Для реалізації зв'язку та узгодження компонентів теплового гідроприводу необхідно враховувати особливості умов експлуатації систем позиціонування в сукупності з конструкцією. Для чого необхідно виділити основні фактори впливу з боку середовища експлуатації.

2.2. Принцип дії теплового гідроприводу

В основі роботи теплового гідроприводу, як і у відомих схемах розглянутих в розділі 1.2, лежить модульне виконання основних теплосприймаючих та виконавчих вузлів. Для використання в тепловому гідроприводі обрано модуль теплового гідроприводу лінійного переміщення (рис. 2.2), робота якого ґрунтується на перетворенні теплової енергії сонця підведеної до герметичної камери з рідиною, що має великий коефіцієнт теплового розширення, у механічну роботу через пружний елемент – сильфон чи мембрану [84, 85].

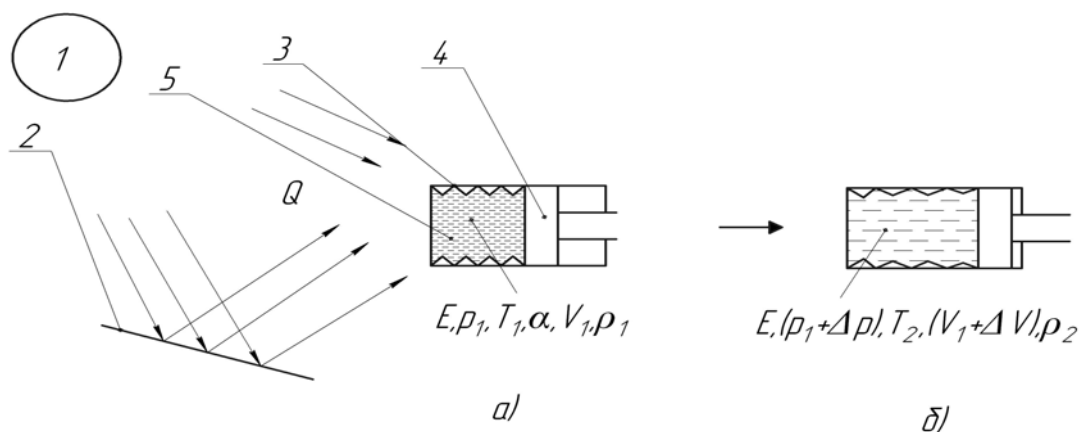


Рисунок 2.2 – Принципова схема перетворення сонячної енергії в механічну роботу: а) камера в початковому стані; б) камера в кінцевому стані; 1 – сонце; 2 – рефлектор; 3 – приводний циліндр; 4 – вихідна ланка; 5 – рідина

При нагріванні нестисливої рідини, що міститься в замкнутому об'ємі, виникає зміна її об'єму, яка викликає зростання тиску всередині камери. Отриманий тиск створює зусилля достатнє для деформації самої камери, здолаття сил тертя в циліндрі і виконання корисної роботи. Зміна об'єму дає

переміщення поршня. Повернення до початкового стану відбувається в час, коли припиняється підведення теплової енергії, за рахунок охолодження камер до температури оточуючого середовища.

Відмінність запропонованої схеми модуля від відомих полягає у використанні конвективного теплообміну для отримання переміщень вихідної ланки модуля. Використання тепло-масопереносу для інтенсифікації нагрівання рідини по об'єму камери має підвищити динамічні характеристики модуля і теплового гідроприводу в цілому.

В задачі позиціонування приймача геліостанції переважає необхідність виконання повороту приймача в межах азимутального кута. Тому необхідно визначити раціональну компоновку самого приводу, яка забезпечить ефективне перетворення лінійного переміщення в обертовий рух. Також для застосування теплового гідроприводу в задачі позиціонування приймача геліостанції автономних об'єктів потрібно визначити конструкцію його елементів, що відповідатимуть експлуатаційним умовам та забезпечать надійність його роботи.

2.3. Визначення раціональної компоновки багатомодульного теплового гідроприводу позиціонування приймача і структури модулів

Позиціонування приймача геліостанції полягає в почерговому спрацюванні теплогідравлічних модулів, які взаємодіють з приймачем через кулачковий механізм. Кожен модуль, має обмежений кут дії, що зумовлює необхідність використання кількох модулів, які утворюють модульну структуру теплового гідроприводу позиціонування. Перетворення лінійного руху в обертовий реалізується за рахунок виконання теплового гідроприводу з модульною структурою за схемою обертової гідравлічної машини – радіального чи аксіального мотору. При цьому, тепловий гідропривод позиціонування приймача має виконуватись, як неповноповоротна машина.

В радіальних гідромашинах обертовий рух може реалізовуватись через взаємодію поршневої групи із статорним і роторним кільцем [86]. Використання радіальної схеми для теплового гідроприводу формує два можливих розташування модулів відносно кулачкового механізму – зовнішнє і внутрішнє розташування (рис.2.3). При радіальному виконанні відбувається почергове спрацювання модулів при підведенні до них сонячного випромінення через концентратори. Для зменшення навантаження на модуль перетворення лінійного руху в обертовий в певному кутовому сегменті при взаємодії одного модуля і кулачка. Для забезпечення повороту приймача при послідовному підведенні сонячної енергії до кожного модуля - сумісно з поворотом приймача відбувається підведення робочої ділянки профілю до наступного модуля.

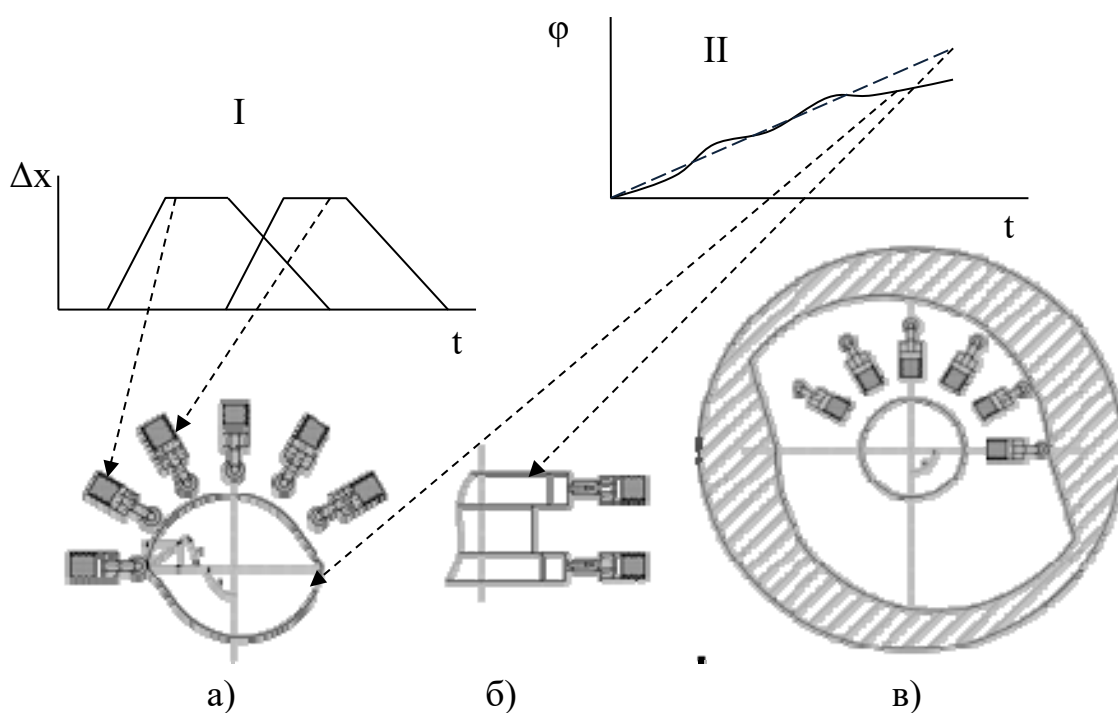


Рисунок 2.3 – Схема радіального розташування модулів теплового гідроприводу: а) зовнішнє радіальне однорядне розташування; б) дворядне зовнішнє розташування; в) внутрішнє розташування І – циклограма роботи модулів; ІІ – характеристика зміни кута приймача

Модульна структура приводу обумовлює ступінчасту характеристику повороту приймача.. Для наближення характеристики повороту приймача до лінійної необхідно збільшувати кількість модулів, що зменшить дискретність кроку теплового гідроприводу. Внутрішнє розташування модулів унеможливорює підведення променевого потоку до модулів та в кілька разів збільшує габарити направляючої.

При зовнішньому розташуванні модулів спостерігається збільшення навантаження на штовхач при його роботі, так як зменшується плече прикладення зусилля і збільшується момент протидії. Зовнішнє розташування штовхачів спрощує підведення теплової енергії від концентраторів, а процес охолодження, при конвекційному теплообміні, відбувається за рахунок додаткового обтікання поверхні циліндру вітровим потоком.

Виконання тепло гідравлічного приводу за радіальною схемою зумовлює збільшення масогабаритних показників за рахунок необхідності формування направляючої поверхні у вигляді профільованого кулачка. Алгоритм роботи модулів при радіальному виконанні теплового гідроприводу вимагає наявності постійного джерела теплової енергії, що є неможливим. В конструкції відсутній спосіб повернення приймача у вихідне/стаціонарне положення.

При виконанні теплового гідроприводу за схемою аксіального гідромотору (рис. 2.4) поршнева група заміщується модулями. Вхідним сигналом є різниця між рівнями інсоляції, що приходить на суміжні модулі. Поворот профільованого диску відбувається за найбільш нагрітим модулем, а швидкість повороту відповідає потужності теплового потоку підведеного до модуля [87, 88].

Кількість теплової енергії визначається рівнем інсоляції на теплосприймаючу поверхню камери (кутом розташування модуля) та часом підведення сонячного випромінювання. Переміщення сонця зумовлює почергове зростання інсоляції для кожного модуля, що забезпечує їх почергове спрацювання [84, 85, 87]. При відсутності підведення теплової енергії в

проміжку, який перевищує час роботи одного або більше модулів, позиціонування буде виконуватись за наступним нагрітим модулем приводу.

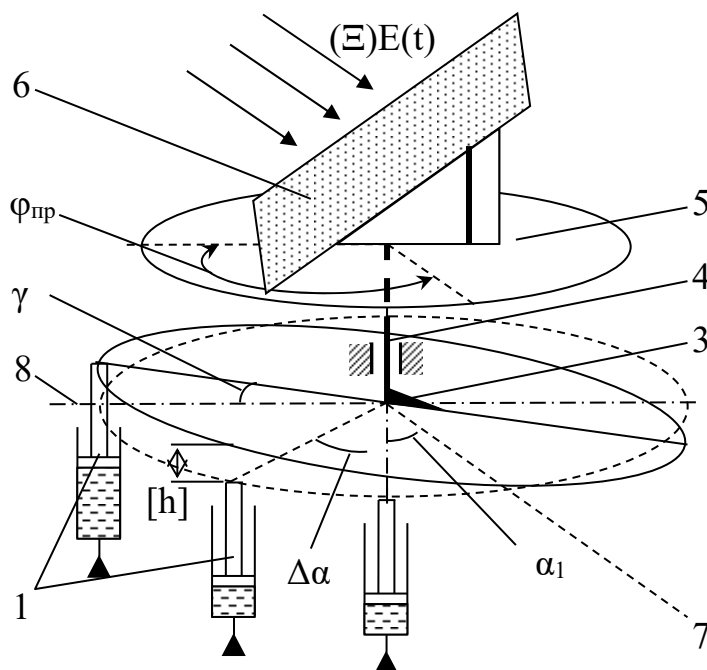


Рисунок 2.4 – Схема аксіального теплового гідроприводу позиціонування приймача геліостанції: 1 – гідравлічні циліндри (сильфони) модулів; 3 – кулачковий механізм з профільованим диском; 4 – вісь повороту; 5 – поворотна платформа; 6 – сонячна панель; 7 – початковий азимутальний кут відліку; 8 – зенітний азимутальний кут; γ – кут нахилу похилого диска; α_1 – азимутальний кут розташування сильфона першого модуля; $\Delta\alpha$ – кутовий крок між модулями; $[h]$ – запас ходу (холостий хід) сильфона

Виконання теплового гідроприводу за аксіальною схемою має менші масогабаритні показники, оскільки радіальний розмір визначається радіусом прикладення зусилля, розмірами і кількістю модулів. Також, у відповідності до існуючих систем позиціонування приймача, необхідно забезпечити конструктивно роботу приводу в двох режимах [1, 10, 12]:

1) неперервний режим, коли приймач повертається зі швидкістю, яка відповідає переміщенню сонця (можлива крокова зміна кута орієнтації приймача);

2) ступінчатий режим, позиціонування приймача відбувається приривчасто, через мінливу хмарність та паузи в періодах підведення сонячного випромінення.

Робота в обох режимах електромеханічних та гідравлічних систем позиціонування ґрунтується на сигналах датчиків освітленості [22]. Тепловий гідропривод має забезпечувати можливість роботи в обох режимах за рахунок конструкції, для чого запропоновано його виконання за схемою аксіальної багатомодульної гідромашини. При цьому для забезпечення роботи такої схеми без заклинювання вибір кількості модулів необхідно проводити з врахуванням динамічних характеристик модуля: швидкість переміщення вихідної ланки модуля залежить від потужності теплового потоку, який до нього підводиться; величина переміщення залежить від кількості теплоти, яка підводиться до рідини, та ефективної площі вихідної ланки; величина зміни об'єму та рівень зусилля, також залежать від ефективної площі та робочого об'єму модуля. Окрім того, модуль виконує функцію датчика поточного положення сонця і рівня інсоляції. Ефективність використання теплової енергії модулем залежить від його конструктивних параметрів та властивостей матеріалів. Також конструктивні параметри модуля у сукупності з його вихідними характеристиками (швидкість і величина переміщення вихідної ланки) обумовлюють вимоги до конструктивних параметрів передатного механізму, з метою забезпечення необхідного закону повороту приймача. Це обумовлює необхідність виконати дослідження модуля теплового гідроприводу та діапазон його вихідних характеристик і зв'язок між конструктивними параметрами і умовами експлуатації перед розробкою конструкції.

Оскільки перетворення теплової енергії в механічну напряму пов'язане з конструкцією модуля на першому етапі необхідно визначити схему за якою буде виконано модуль. В ході аналізу можливої конструкції модуля було розглянуто три схеми (рис. 2.5):

Виконання модуля із відокремленими камерою і сильфоном дозволяє полегшити компоноку вузла перетворення (вихідних ланок модулів і профільованого диску).

Виконання модуля із пласкою камерою дозволяє підвищити швидкість нагрівання рідини за рахунок збільшення площі теплосприймаючої поверхні та зменшення товщини шару рідини. Проте, збільшення площі тиску зменшує допустимий рівень навантаження та жорсткість камери [88].

Виконання модуля у вигляді моноблоку ускладнює компоновку вузлів та накладає обмеження, з боку габаритів камери розширення, на кут розташування модулів і точність позиціонування [89, 90].

При сполученні камери розширення через гнучку гідравлічну лінію компоновка вихідних ланок і профільованого диску враховує лише габарити вихідної ланки, що дозволяє забезпечити крок між модулями в межах до 10° .

Виконання модуля із циліндричною камерою розширення забезпечує високу жорсткість камери і можливість роботи при великих навантаженнях. До недоліків можна віднести невеликі розміри теплосприймаючої поверхні (теплового вікна) та застосування концентраторів сонячного випромінення. Однак, виконання модуля із циліндричною камерою дозволяє забезпечувати більш стабільні вихідні характеристики та зменшує масо-габаритні характеристики приводу в порівнянні з моноблоком [88]. Тому, для подальшого розгляду було вибрано будову модуля за схемою “б” (рис. 2.5).

Основними параметрами модуля за обраною схемою, які визначають вихідні характеристики є: внутрішній діаметр і довжина камери, товщина циліндричної стінки камери, ефективна площа сильфону, гідравлічний опір з'єднуючого каналу, жорсткість сильфону, площа теплового вікна, товщина теплопровідного елементу та інші конструктивні параметри.

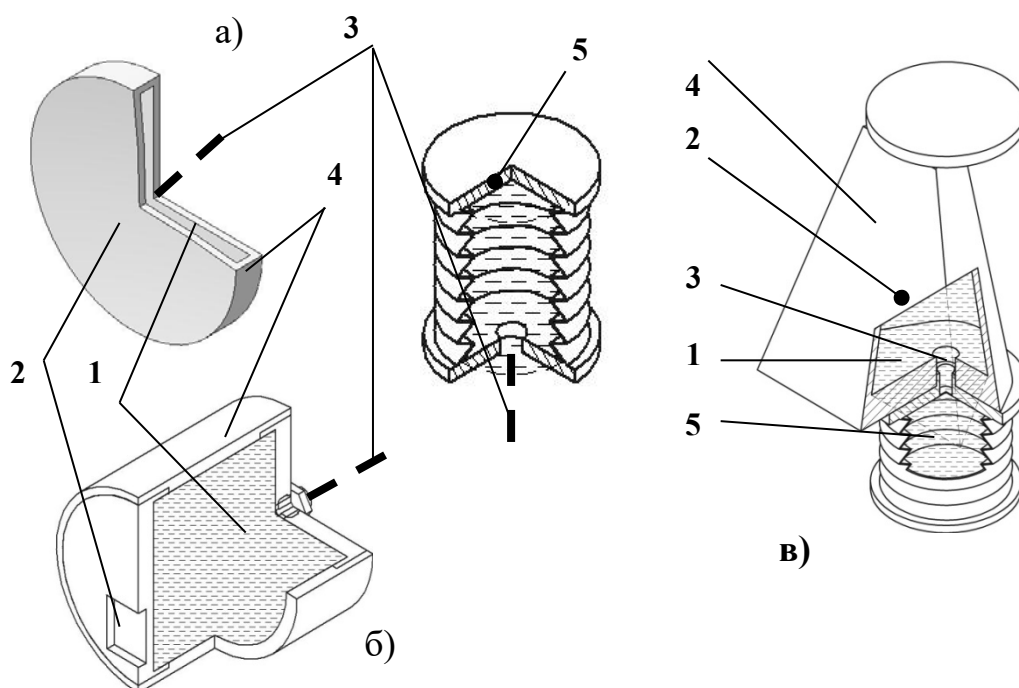


Рисунок 2.5 – Варіанти виконання теплогідравлічного модуля:

а) – модуль з плоскою камерою; б) – модуль з циліндричною камерою;

в) – моноблок

1 – рідина; 2 – теплове вікно; 3 – з'єднуючий канал; 4 – камера розширення; 5 – сильфон

Для встановлення взаємозв'язків параметрів модуля та умов експлуатації, через послідовність процесів, що супроводжують перетворення теплової енергії в механічну необхідно сформувати порядок розгляду цих перетворень - визначити алгоритм роботи модуля.

2.4. Визначення структури і алгоритму перетворення енергетичних потоків в модулі теплового гідроприводу

Дослідження модуля, з огляду на залежність вихідних характеристик від великою кількості факторів, вимагає створення математичної моделі, яка включає врахування умов експлуатації і параметрів модуля теплового

гідроприводу. Для моделювання дії модуля теплового гідроприводу, конструкція якого представляє собою циліндричну камеру із відокремленим сильфоном, які з'єднанні трубопроводом (рис. 2.6) було розглянуто розподіл основних енергетичних потоків (рис. 2.7).

Модуль є герметичним та повністю заповнений робочою рідиною з високим коефіцієнтом теплового розширення. При зміні температури рідини в камері розширення, відповідно, змінюється об'єм рідини. Вихідна ланка модуля, яка представляє собою пружний елемент типу сильфон, сприймає зміну об'єму робочої рідини та перетворює її на переміщення.

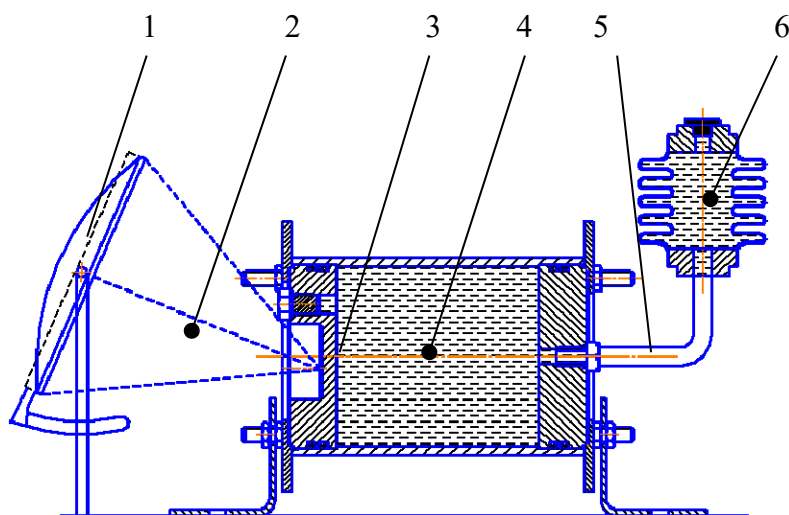


Рисунок 2.6 – Конструктивна схема модуля теплового гідроприводу:

1 – фокусуюча лінза; 2 – променевий потік сонячної енергії; 3 – теплове вікно; 4 – робоча рідина; 5 – трубопровід; 6 – сильфон

Нагрів рідини в камері відбувається за рахунок підведення сонячної енергії до тіла модуля або теплового вікна (теплопровідного елементу). Модуль можна умовно розділити на складові частини, які взаємодіють між собою в процесі роботи. Сонячна енергія E , як тепловий потік q концентрується на поверхні теплопровідного елементу за допомогою фокусуючої лінзи. При цьому відбувається нагрів теплопровідного елементу. При підвищенні

температури від теплопровідного елементу відбувається передача теплоти до тіла передньої кришки та елементарного об'єму робочої рідини dW_e .

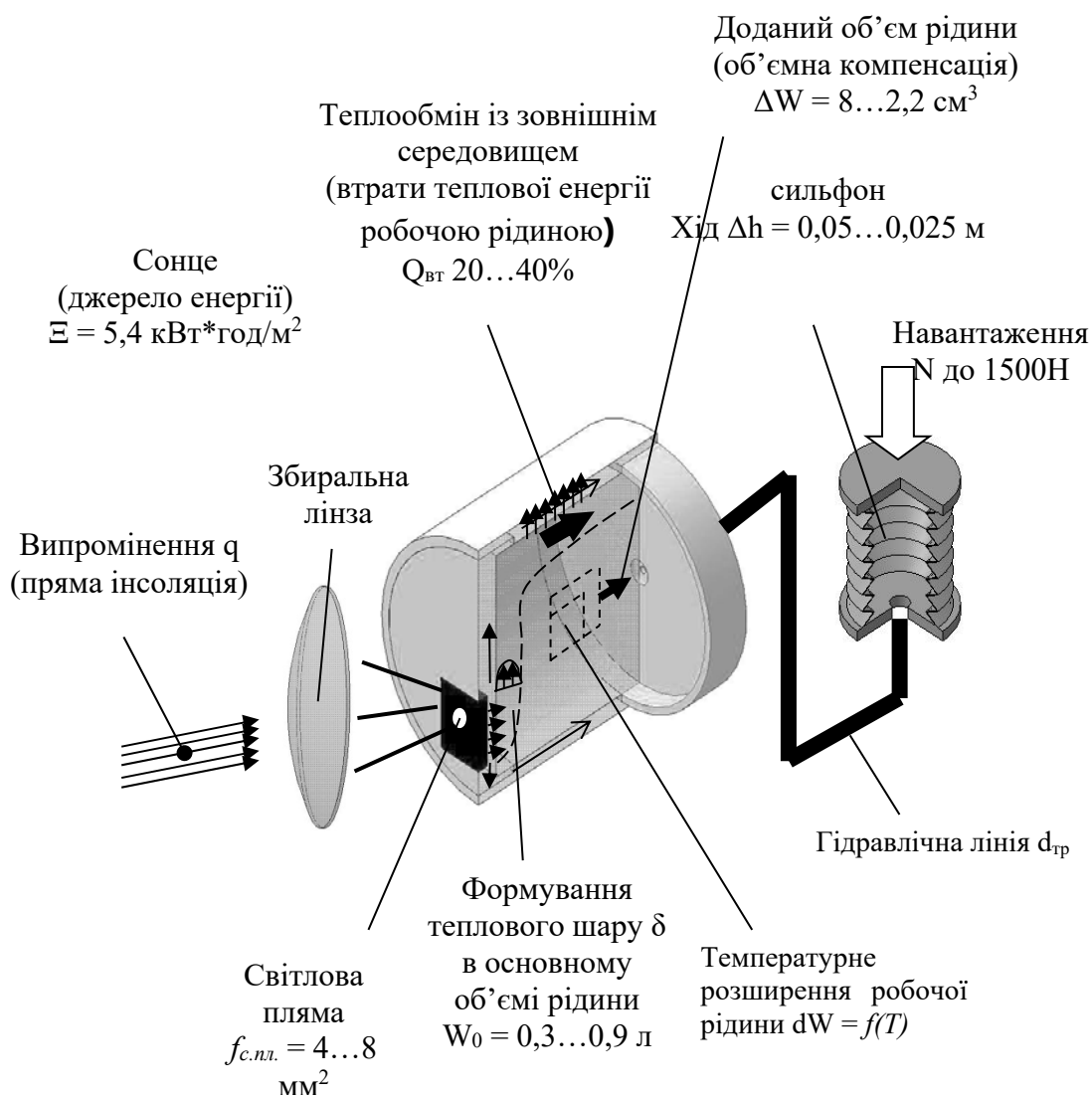


Рисунок 2.7 – Схема роботи теплогідравлічного модуля з циліндричною камерою

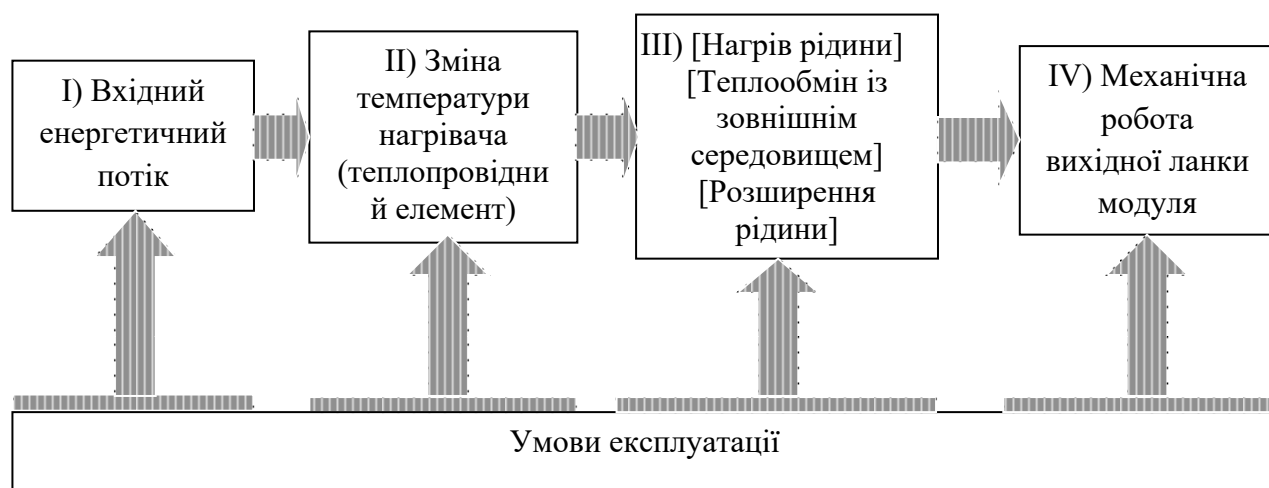
Втрати теплоти нагрівача відбуваються на нагрів елементарного об'єму робочої рідини та теплопровідність через передню кришку до оточуючого середовища та тіла гільзи. Внаслідок зміни температурних потенціалів гільзи в області передньої та задньої кришки виникає тепловий потік через тіло гільзи

q_{cyl} . Додатково, нагрів гільзи викликаний теплообміном з нагрітою робочою рідиною W_n , яка зосереджується у верхній частині гільзи.

Теплообмін із зовнішнім середовищем відбувається через передню кришку та зовнішню поверхню гільзи (верхню її частину, при розгляді втрат теплоти через вільну конвекцію). Нагрів основного об'єму робочої рідини відбувається шляхом переносу та розсередження по основному об'єму теплоти, яка переноситься елементарним об'ємом. Нагрів основного об'єму W_0 призводить до розширення робочої рідини ΔW , яке через витрату крізь трубопровід, сприймається сильфоном у вигляді лінійного переміщення Δh .

На витрату через трубопровід впливає різниця тисків в камері розширення та в порожнині сильфону. Початковий рівень тиску в камері зумовлений навантаженням, яке залежить від жорсткості сильфону [91, 92]. Розширення рідини в камері спричиняє зростання тиску на рівень, який відповідає супротиву каналу трубопроводу. Тиск в порожнині сильфону зростає при виникненні додаткового навантаження, при виконанні корисної роботи. Значення приросту тиску при виконанні роботи модулем однакове для сильфону та камери розширення.

Перетворення вхідного потоку енергії розділяється на 4 етапи (рис.2.8), при цьому на кожному етапі відбувається врахування окремої сукупності факторів впливу з боку середовища експлуатації.



Рисунк 2.8 – Блок-схема перетворення енергетичних потоків в модулі

Більш детально взаємозв'язки між окремими частинами модуля представлено в структурній схемі (рис. 2.9.), на основі якої будується логіко-функціональна модель дії модуля теплового гідроприводу.

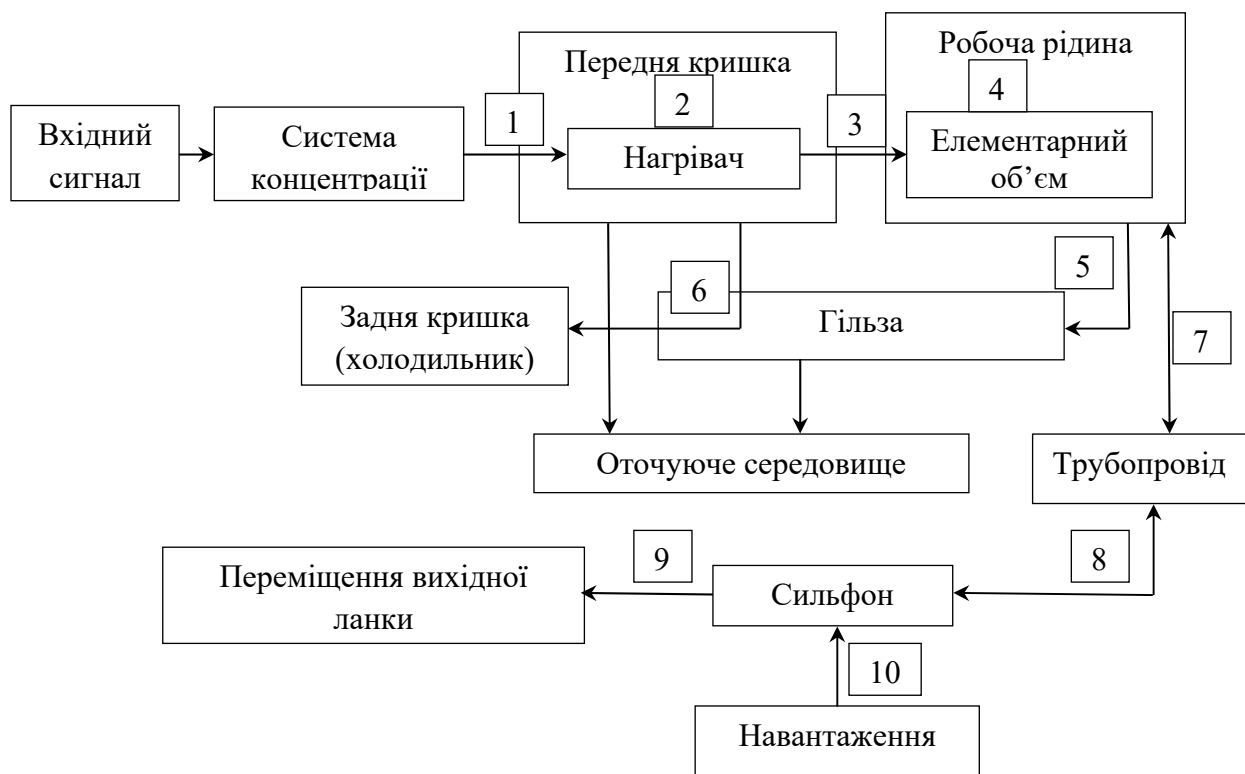


Рисунок 2.9. – Структурна схема модуля теплового гідроприводу:

1 – підведення теплового потоку до теплового вікна; 2 – теплообмін теплопровідного елементу з тілом кришки; 3 – теплопередача від нагрівача до елементарного об'єму рідини; 4 – процес накопичення теплоти робочою рідиною; 5 – теплові втрати робочої рідини в тіло гільзи; 6 – теплопередача через гільзу; 7 – формування тиску та витрати на виході з камери; 8 – формування тиску та витрати на виході трубопроводу; 9 – переміщення; 10 – врахування впливу навантаження на вихідний сигнал.

До першого блоку входять наступні складові: потужність сонячного випромінювання, характеристики концентруючих елементів, кут падіння сонячних променів на поверхню концентратора, співвідношення розмірів

сприймаючої поверхні концентратора та площі, яка сприймає концентроване випромінення.

В другому блоці враховуються параметри і характеристики теплосприймаючого елементу, його орієнтація відносно концентрованого потоку випромінення, компоновка відносно конструкції модуля, характеристики елементів, з якими взаємодіє теплопровідний елемент в ролі нагрівача.

Третій блок враховує основні характеристики та геометрія елементів модуля, що приймають участь в теплообмінних процесах рідини з елементами модуля. Основною функцією блоку є визначення величини зміни об'єму рідини в камері розширення.

Четвертий блок призначений для визначення характеристик зміни положення вихідної ланки модуля під впливом підведеної до модуля променевої енергії з врахуванням ступеню завантаженості.

Умови експлуатації включають початкові умови роботи теплого гідроприводу та, за необхідності, можуть змінюватись за певним законом під час функціонування модуля.

Для формалізації дії модуля теплового гідроприводу, його виділених структурних елементів та процесів необхідно визначити основні залежності між параметрами, які входять до розрахункової частини логіко-функціональної моделі. Це потребує означення основних параметрів в межах кожного блоку та визначення основних залежностей, що описують функції перетворення енергетичних потоків.

2.5. Формалізація процесу дії модуля теплового гідроприводу, складових процесу та їх взаємозв'язків

За структурною схемою модуля теплового гідроприводу було встановлено основні параметри та характеристики складових, які утворюють процес перетворення енергії.

1) Вхідний сигнал:

вхідним сигналом є характеристика зміни сонячної інсоляції впродовж дня; при підведенні теплоти у іншому вигляді, сформований сигнал теплового потоку подається безпосередньо на складову нагрівача. Характеристика зміни променевого потоку може задаватись у вигляді однієї із функцій: $\Phi_0 = \text{const}$; $\Phi_0 = f(\Xi, t)$:

1.a) *система концентрації*: діаметр лінзи: $D_{\text{л}}$; сила лінзи (фокусна відстань) f ; розмір світлової плями $f_{\text{с.пл}}$; кут чутливості модуля ψ .

1.б) *теплопровідний елемент*: висота теплового вікна: $H_{\text{ТЕ}}$; ширина теплового вікна: $L_{\text{ТЕ}}$; товщина стінки: $b_{\text{ТЕ}}$; теплоємність: $c_{\text{ТЕ}}$; приведена маса теплопровідного елемента: $\overline{m}_{\text{ТЕ}}$; початкова температура: T_0 , $T_0 = T_{\text{о.с.}}$ для $t = 0$.

2) Визначення температури теплопровідного елемента:

фізичні характеристики: теплоємність кришки $c_{\text{кр}}$ (для кришки і теплопровідного елемента виконаних з одного матеріалу $c_{\text{кр}} = c_{\text{ТЕ}}$); маса кришки $m_{\text{кр}}$; коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{\text{ТЕ}}$;

геометричні розміри: діаметр $D_{\text{кр}}$; товщина $b_{\text{кр}}$; зміщення центру теплового вікна відносно осі циліндричної камери e

3) Теплообмін між теплопровідним елементом, робочою рідиною і камерою:

3.a) *рідина*: теплоємність робочої рідини c_{RR} ; теплопровідність λ_{RR} ; густина ρ_{RR} ; кінематична в'язкість ν ; модуль пружності $E_{\text{из}}$; коефіцієнт теплового розширення β .

3.5) камери: зовнішній D_{cyl} та внутрішній d_{cyl} діаметри; довжина L_{cyl} ; об'єм камери розширення: W_k ; температура на протилежному кінці гільзи відносно теплопровідного елементу T_0 , $T_0 = T_{o.c.}$

4) **Вихідна ланка – сильфон:**

геометричні параметри: ефективна площа F_{ef} , що відповідає номінальному діаметру D_n ; величина робочого ходу $h_{ном}$.

характеристики: жорсткість c ; навантаження на вихідну ланку $N = const$; $N = var$; $N = f(h)$.

5) **Умови експлуатації:**

температура оточуючого середовища $T_{o.c.}$; вологість η ; коефіцієнт теплопровідності повітря λ_{air} .

Відповідно розподілу модуля на частини було складено математичний опис для кожної частини та процесів, які визначають взаємодію між ними.

2.5.1. Математичні моделі перетворень енергетичних потоків у складових модуля теплового гідроприводу

Після встановлення основних параметрів і характеристик для створення математичної моделі дії модуля теплового гідроприводу необхідно встановити залежності між ними.

1) **Формування вхідного сигналу.** При експлуатації модуля вхідним сигналом є тепловий потік сонячної енергії, що концентрується на поверхні теплового вікна. Рівень теплової енергії залежить від періоду світлового дня, в який працює модуль. Час концентрації сонячної енергії визначається розмірами теплового вікна (рис. 2.10).

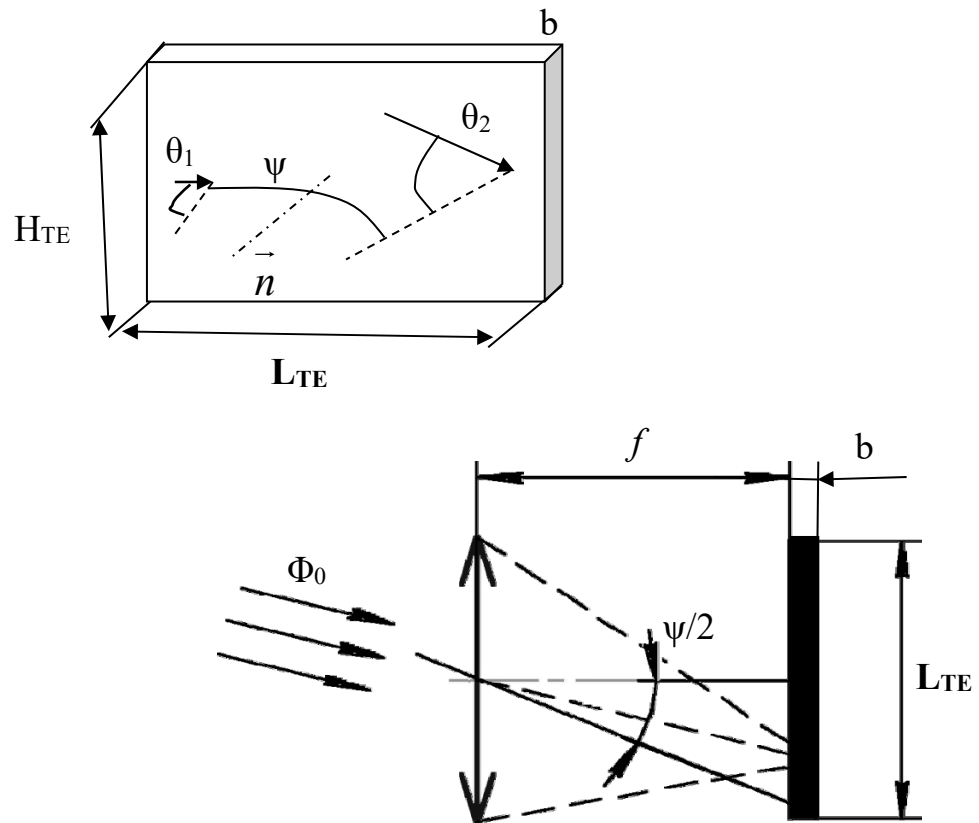


Рисунок 2.10 – Схема концентрації сонячної енергії на теплопровідному елементі: Φ_0 – променевий потік; D – діаметр лінзи; f – фокусна відстань; ψ – кут чутливості модуля

Розміри теплового вікна обумовлює величина кута чутливості модуля: ширина теплового вікна залежить від горизонтального (азимутального) кута чутливості, який приймається в межах $\psi = 15...30^\circ$; висота теплового вікна залежить від зміни кута склоніння сонця в період експлуатації модуля $\Delta\Omega_{\max} = 22,4^\circ$ [76, 77].

Ширина теплового вікна визначається як:

$$L_{TE} = 2f \cdot \tan \frac{\psi}{2},$$

де f – відстань між фокусуючою лінзою та теплопровідним елементом (фокусна відстань); ψ – азимутальний кут чутливості.

Розмір теплового вікна по вертикалі розраховується аналогічно:

$$H_{TE} = 2f \cdot \tan \frac{\Delta\Omega}{2},$$

де $\Delta\Omega$ – зміна кута склоніння сонця в період функціонування одного модуля.

Через невелике значення зміни кута склоніння ($<5^\circ$) протягом функціонування одного модуля, висота теплового вікна вибирається відносно сезонної зміни кута склоніння $\Delta\Omega_{\max}$, або приймається тотожною ширині теплового вікна– $H_{TE} = L_{TE}$.

Азимутальний кут чутливості модуля визначає проміжок часу, протягом якого відбуватиметься концентрація сонячної енергії на поверхні теплопровідного елемента:

$$t_\varphi = \frac{\psi}{\omega}$$

де $\omega = 0,0042$ °/с – кутова швидкість переміщення сонця.

Протягом світлового дня та періоду роботи модуля щільність променевого потоку змінюється. Вхідний сигнал може мати характеристику трьох типів в залежності від періоду світлового дня, що розглядається:

- постійне або близьке до постійного значення щільності теплового потоку;
- похила пряма чи крива;
- пульсації вхідного сигналу з довільним періодом та частотою (імітація тимчасових захмарень).

Значення щільності теплового потоку є статистичною величиною, яка змінюється у часі. Променевий потік, що підводиться до фокусуючої лінзи:

$$\Phi_0 = a \frac{d\Xi}{dt} \cdot f_l$$

де $\frac{d\Xi}{dt}$ – променевий потік за добовою інсоляцією відносно тривалості світлового дня; α – коефіцієнт, що враховує різницю між кутом нахилу лінзи та кутом нахилу поверхні, для якого приймаються значення щільності сонячного випромінювання.

Променевий потік, що передається модулю через фокусуючу лінзу знаходиться як [61]:

$$\Phi = \Phi_0 \tau \frac{D^2}{16f^2}$$

де Φ_0 – потік сонячного випромінювання; τ – коефіцієнт пропускання лінзи; D – діаметр лінзи; $1/f$ – оптична сила лінзи.

Сумарна кількість теплоти, що передається до теплового вікна:

$$Q_{\bar{e}} = \int_{t_a} \Phi dt$$

За кількістю теплоти, що передана до теплового вікна через фокусуючу лінзу (інший концентратор випромінювання) проводиться розрахунок теплообміну в модулі теплового гідроприводу.

2) **Визначення температури теплопровідного елементу.** Нагрівачем в модулі виступає теплопровідний елемент, який виконано у вигляді тонкої стінки в тілі модуля. Внутрішня поверхня якого контактує з робочою рідиною. Приріст температури нагрівача формується на основі значення теплового потоку, який поглинається поверхнею теплопровідного елементу [48,9, 11]:

$$q_{TE} = A \cdot \Phi$$

де A – коефіцієнт поглинання поверхні теплопровідного елементу.

Зміна температури теплопровідного елементу знаходиться як [63]:

$$\Delta T_{TE} = \frac{\int q_{TE} dt}{c_{TE} \cdot \bar{m}_{TE}}$$

де c – теплоємність теплопровідного елементу; $\bar{m}$ – приведена маса теплопровідного елементу; T_0 – початкова температура теплопровідного елементу; q_{TE} – тепловий потік до тіла теплопровідного елементу без врахування втрат теплоти у зовнішнє середовище, тіло модуля і до рідини.

Приріст температури нагрівача збуджує ряд термодинамічних процесів взаємодії нагрівача з тілом модуля, зовнішнім середовищем та робочою рідиною. Тепловий потік, що передається до рідини знаходиться із теплового балансу:

$$\vec{q}_{TE} + \vec{q}_{\dot{a} \rightarrow DD} + \vec{q}_{\dot{a} \rightarrow I} + \vec{q}_{o.c.} = 0,$$

де $\vec{q}_{TE}$ – тепловий потік до теплопровідного елементу; $\vec{q}_{\dot{a} \rightarrow DD}$ – теплота, що віддається рідині; $\vec{q}_{\dot{a} \rightarrow I}$ – втрати теплоти конструктивні елементи камери розширення; $\vec{q}_{o.c.}$ – теплові втрати у зовнішнє середовище.

3) Теплообмін між теплопровідним елементом, робочою рідиною і камерою.

Втрати у зовнішнє середовище визначаються площею теплопровідного елементу, коефіцієнтом тепловіддачі та різницею температур із зовнішнім середовищем [82, 83, 84]:

$$q_{o.c.} = \alpha_{TE-o.c.} (\Delta T_{TE-o.c.}) \cdot [T_{TE}(q) - T_{o.c.}(t)] \cdot F_{TE},$$

де $\alpha_{TE-o.c.} (\Delta T_{TE-o.c.})$ – коефіцієнт теплопередачі від теплопровідного елементу в оточуюче середовище, як функція різниці температур; $T_{TE}(q)$ – температура теплопровідного елементу, яка визначається балансом теплових потоків; $T_{o.c.}(t)$ – температура оточуючого середовища, як функція від часу (при моделюванні дії одного модуля приймається $T_{o.c.} = const$).

Значення початкових температур модуля, робочої рідини та температура оточуючого середовища приймаються однаковими в початковий момент часу.

Втрати в модуль враховують взаємодію нагрівача з частиною модуля, в якій розташовано теплопровідний елемент. Для теплопровідного елемента, який виконано в циліндричній кришці із зміщенням відносно центральної вісі втрати теплоти нагрівачем визначаються як [83]:

$$q_{\dot{a}\dot{o}.i} = \frac{2\pi\lambda_{\dot{e}\dot{o}}b(T_{TE}(q) - T_{cyl}(q))}{\ln \frac{\sqrt{\left(\frac{d_{cyl} + \bar{d}_{TE}}{2}\right)^2 - e^2} + \sqrt{\left(\frac{d_{cyl} - \bar{d}_{TE}}{2}\right)^2 - e^2}}{\sqrt{\left(\frac{d_{cyl} + \bar{d}_{TE}}{2}\right)^2 - e^2} - \sqrt{\left(\frac{d_{cyl} - \bar{d}_{TE}}{2}\right)^2 - e^2}}$$

де $T_{cyl}(q)$ – температура гільзи модуля в області контакту з кришкою (в початковий момент часу $T_{cyl0} = T_{o.c.}$); d_{cyl} - внутрішній діаметр гільзи; $\bar{d}_{TE}$ - приведений діаметр теплопровідного елемента; e - зміщення центру теплового вікна відносно центральної осі модуля; $\lambda_{\dot{e}\dot{o}}$ - коефіцієнт теплопровідності кришки, в якій встановлено теплопровідний елемент (якщо теплове вікно виготовлено в тілі кришки $\lambda_{\dot{e}\dot{o}} = \lambda_{TE}$).

3.а) *Теплообмін між внутрішньою поверхнею теплопровідного елемента (нагрівача) з елементарним об'ємом робочої рідини.*

Теплообмін між теплопровідним елементом і робочою рідиною розглядається через конвективну теплопередачу в межах поверхні контакту певного елементарного об'єму рідини з внутрішньою поверхнею ТЕ. Теплова енергія, що надається елементарному об'єму W_e рівна втратам теплопровідного елемента $q_{e.PP} = q_{\dot{a}\dot{o}.DD}$. При передачі теплоти до елементарного об'єму рідини його температура змінюється на величину:

$$\Delta T_{e.PP} = \frac{q_{e.PP}}{c_{PP} \cdot \overline{m}_e},$$

де c_{PP} – теплоємність робочої рідини; $\overline{m}_e = \rho_{0PP} \cdot W_e$ – маса елементарного об'єму робочої рідини; ρ_{0PP} – густина робочої рідини при температурі T_0 .

Зміна температури елементарного об'єму W_e супроводжуєть конвективним масопереносом, що виникає за рахунок зміни густини робочої рідини. При цьому формується тепловий шар товщиною δ , в межах якого відбувається перетікання рідини з області нагріву до верхньої частини камери, при цьому течія направлена вертикально вгору. Теплота, яка передається до основного об'єму рідини, при нагріві елементарного об'єму в межах площі контакту із ТЕ визначається як:

$$q_{PP} = H_{TE} \cdot \frac{\overline{m}_e}{\rho_{PP}} \cdot \overline{u}_e,$$

де $\overline{u}_e$ – осереднена швидкість переміщення елементарного об'єму в тепловому шарі.

Осереднена швидкість вертикального переміщення елементарного об'єму нагрітої рідини знаходиться з умови рівноваги сил, що діють на рідину в процесі конвективного теплообміну (рис. 2.12):

$$\vec{G} + \vec{P}_A + \vec{\tau} = 0, (*)$$

де $\vec{G}$ – гравітаційна складова; $\vec{P}_A$ – підйомна сила; $\vec{\tau}$ – сили в'язкого тертя.

Приймаючи, що ширина теплового шару відповідає ширині теплового вікна L_{TE} , а основна теплопередача по довжині шару відбувається в межах

висоти H_{TE} , тоді товщина сформованого шару на виході із області нагріву визначається як:

$$\delta = \frac{W_e}{F_{TE}}.$$

Значення елементарного об'єму визначається за величиною тепловго напору, при умові, що вся енергія затрачена на його нагрів була ним сприйнята, втрати в межах області нагріву відсутні, значення $\Delta T_{e.PP} = \frac{1}{3} \cdot \Delta T_{TE}$:

$$q_{TE-PP} = \alpha_{TE-PP} \cdot (T_{TE} - T_{PP}) \cdot F_{TE} = c_{PP} \cdot \rho_0 \cdot W_e \cdot \frac{1}{3} \cdot (T_{TE} - T_{RR}).$$

З врахуванням напрямку дії складових сил розраховується осереднена швидкість переміщення елементарного об'єму нагрітої рідини:

$$\bar{u}_e = \frac{F_{TE} \cdot \delta \cdot g \cdot \rho_{0PP} \cdot \left(1 - \frac{1}{1 + \beta \cdot \Delta T_{ePP}}\right)}{\mu(T_e)},$$

де β – коефіцієнт теплового розширення робочої рідини;

$\mu(T_e)$ – динамічна в'язкість.

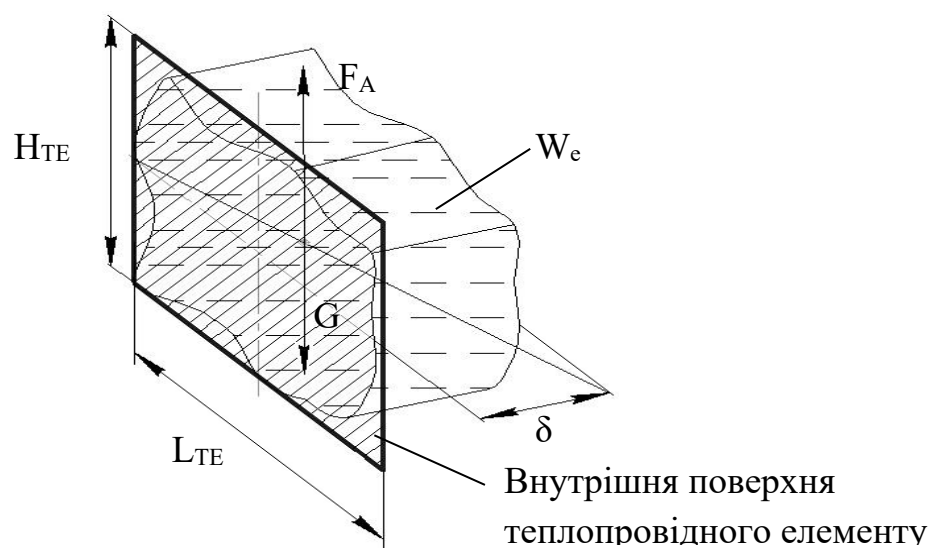


Рисунок 2.12 – Схема розрахунку переносу теплоти елементарним об'ємом робочої рідини

Температура основного об'єму робочої рідини T_{RR} при розрахунку теплообміну із нагрівачем приймається близькою до поточного значення температури оточуючого середовища в поточному часовому сегменті $T_{PP0} = T_{o.c.i}$.

Коефіцієнт тепловіддачі визначається через критерій Нюсельта, який характеризує теплообмін на межі розділу "стінка-рідина" [84]:

$$\alpha_{TE-RR} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda_{RR}}{l_0},$$

де l_0 – визначний еквівалентний лінійний розмір.

Значення еквівалентного розміру теплопровідного елементу приймаємо як:

$$l_0 = k \cdot \sqrt{F_{TE}},$$

де k – коефіцієнт відхилення

Осереднене значення критерію Нюсельта при вільному обтіканні рідиною вертикальної пластини (ламінальний режим), за рахунок різниці густини між нагрітим шаром біля ТЕ та основним об'ємом рідини, визначається з емпіричної залежності [84]:

$$\overline{Nu} = 0,76(Gr \cdot Pr)^{0,25},$$

де Gr – критерій Грасгофа; Pr – критерій Прандтля.

Критерій Грасгофа, характеризує під'ємну силу, що виникає внаслідок різниці густин [84]:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T_e \cdot l_0^3}{\nu^2},$$

де $g=9,81$ м/с²; β – коефіцієнт об'ємного розширення рідини; $\Delta T=T_{TE} - T_{RR}$; ν – кінематична в'язкість рідини.

Критерій Прандтля, враховує вплив фізичних властивостей теплоносія (робочої рідини) на коефіцієнт тепловіддачі [62, 63]:

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot c_{pRR}}{\lambda_{RR}},$$

де μ – динамічна в'язкість рідини; c_p – питома теплоємність рідини.

Сумарний об'єм робочої рідини в камері розширення, який було нагріто знаходиться як:

$$W_0 = W_e \int \bar{u}_e dt.$$

Сумарна кількість теплоти, яка була надана робочій рідині:

$$Q_{RR} = \int_{t_a} (q_{e,RR} - q_{RR-cyl}) dt,$$

де q_{RR-gyl} – втрати теплоти робочою рідиною до гільзи камери розширення.

Середньоінтегральна температура нагріву об'єму W_0 робочої рідини:

$$\Delta T_{RR} = \frac{Q_{RR}}{c_{RR} \cdot \rho_0 \cdot W_0}$$

3.6) Теплообмін рідини із зовнішнім середовищем через стінки камери

Основні втрати теплоти робочою рідиною в процесі нагріву та охолодження модуля відбуваються через гільзу камери розширення.

Температура гільзи обумовлюється тепловим балансом, який враховує:

- тепловий потік через тіло гільзи, від кришки нагрівача до протилежної кришки (температура протилежної кришки приймається постійною:

$$q_{cyl} = \frac{L_{cyl}}{\lambda_{cyl}} q_{\partial \partial .i}.$$

- втратами теплоти робочої рідини в тіло гільзи:

$$q_{RR-cyl} = \alpha_{RR-cyl} (T_{RR} - T_{cyl}) \cdot F_{RR-cyl} ,$$

- втратами у зовнішнє середовище:

$$q_{cyl-o.c.} = \alpha_{o.c.} (T_{cyl} - T_{o.c.}) F$$

Зміна температури гільзи:

$$\Delta T_{cyl} = \frac{\int (q_{cyl} + q_{RR-cyl} - q_{cyl-o.c.}) dt}{c_{cyl} \cdot m_{cyl}} ,$$

4) Розрахунок переміщення вихідної ланки модуля

Вхідними величинами до блоку “моделювання роботи вихідної ланки” є теплове розширення рідини та розрахункове навантаження під час експлуатації. Опис дії вихідної ланки побудовано за наступними залежностями:

- зміна об'єму, сприйнята пружним елементом:

$$\Delta W = \Delta W_T - \Delta W_p ,$$

де ΔW_p – об'ємне стиснення рідини під впливом тиску:

$$\Delta W_p = \frac{\sum \Delta p}{E} \cdot W_{e.d.} ,$$

де E – ізотермічний модуль пружності рідини; $\sum \Delta p$ – сумарний приріст тиску в камері розширення:

$$\sum \Delta p = \Delta p_N + \Delta p_e ,$$

де Δp_N – приріст тиску спричинений навантаженням з боку штовхача та пружним елементом; Δp_k – опір каналу сполучення камери і штовхача;

- переміщення вихідної ланки:

$$h = \Delta W / F_{\text{eff.}} ,$$

де $F_{\text{eff.}}$ – ефективна площа сильфону.

Для синтезу наведених залежностей в математичну модель використовуємо циклічно-модульний підхід, що дозволило об'єднати математичний опис окремих елементів модуля, із збереження взаємозв'язків та послідовності дій, в логіко-функціональну модель дії модуля теплового гідроприводу.

2.5.2. Узагальнена логіко-функціональна модель модуля теплового гідроприводу. Реалізація в програмному середовищі Simulink

На основі математичного опису складових модуля теплового гідроприводу та їх взаємодії між собою було побудовано схему перетворень енергетичних потоків (рис. 2.13). Зважаючи на складність та багатофакторність математичного опису функціонування модуля теплового гідроприводу, така модель потребує комп'ютерної реалізації та тестування на непротиворічність принципу дії модуля з подальшим порівнянням з експериментальними даними [78, 79, 80, 81, 82].

Для можливості виконання поелементної перевірки роботи, модель було розбито на чотири блоки (рис.2.14):

- 1) блок введення початкових параметрів та умов експлуатації;
- 2) блок моделювання підведення теплової енергії до модуля;
- 3) блок моделювання процесів теплообміну;
- 4) блок моделювання характеристики переміщення вихідної ланки.

Модель дозволяє провести теоретичне дослідження функціонування модуля в експлуатаційних умовах. При цьому отримуються прогнозовані характеристики зміни температур складових модуля, робочої рідини, зміни тиску робочої рідини, швидкості переміщення вихідної ланки в залежності від зміни конструктивних параметрів та умов експлуатації.

Для проведення модельних експериментів логіко-функціональну модель було реалізовано в середовищі Simulink пакету Matlab (рис. 2.15).

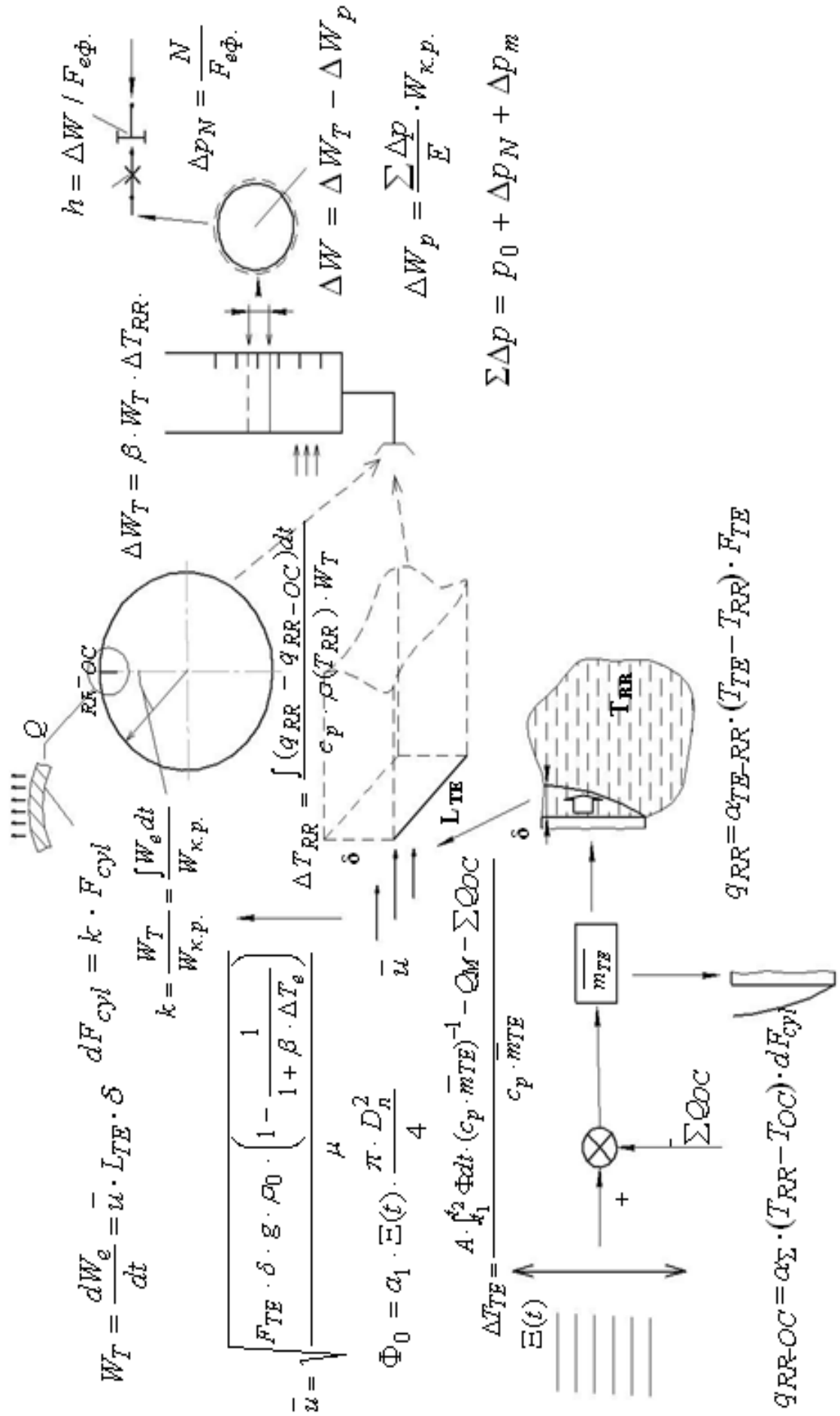


Рисунок 2.13 – Схема перетворень енергетичних потоків у логіко-функціональній моделі теплогідравлічного модуля

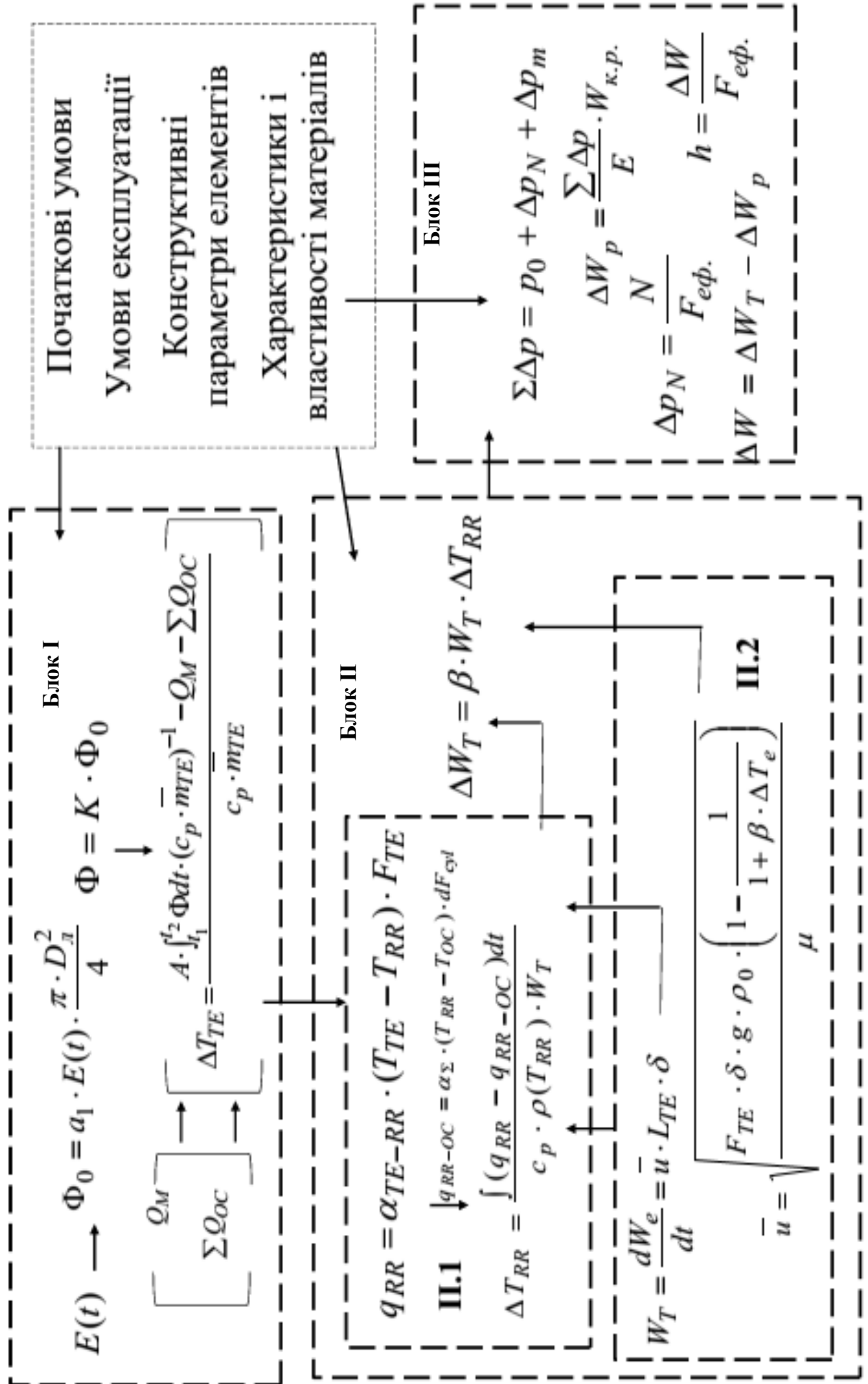


Рисунок 2. 14 – Структура логіко-функціональної моделі теплогідравлічного модуля приводу

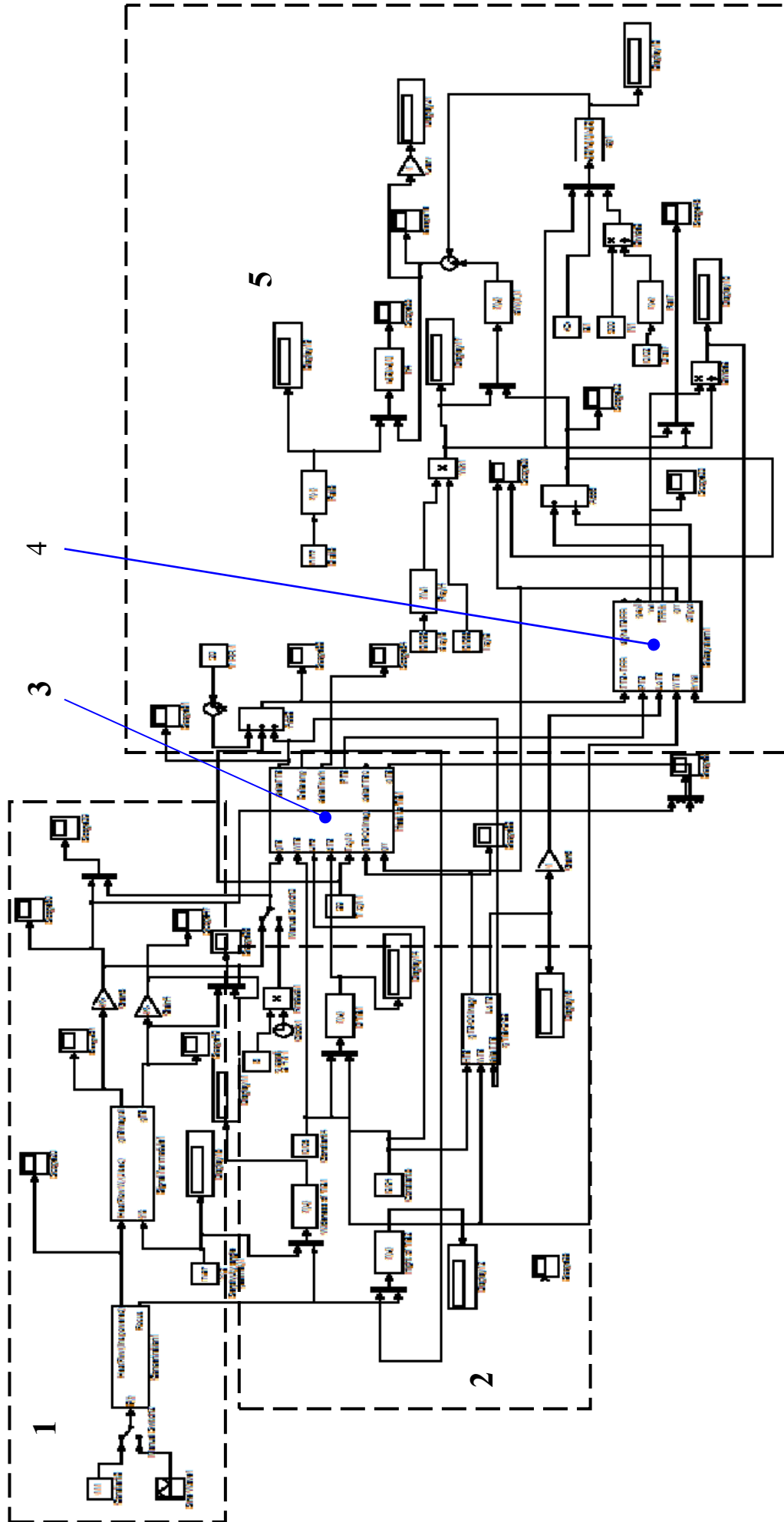


Рисунок 2.15 – Модель модуля теплового гідроприводу побудована в середовищі Simulink пакету Matlab: 1- блок формування вхідного сигналу; 2 – введення/перерахунок параметрів теплового вікна; 3 – блок моделювання теплообміну між теплопровідним елементом і зовнішнім середовищем; 4 – моделювання теплообміну теплопровідного елемента із складовими модуля; 5 – моделювання теплофізичних процесів в робочій рідині; 6 – моделювання переміщення вихідної ланки

Дане середовище дозволяє виконувати моделювання динамічних систем з високою достовірністю отриманих результатів, а інтерфейс дозволяє швидко і зручно вносити корективи та уточнення в структуру моделі [83, 84].

Введення основних параметрів до моделі необхідно виконувати в системі СІ. Вхідний сигнал потоку інсоляції вводиться в розмірності Вт/м² (Дж/м²·с). Введення теплофізичних параметрів: теплоємність складових модуля, теплопровідність і густина матеріалів вводяться із точністю до одного знаку після коми; лінійні розміри вводяться з точністю до 4-го знаку після коми; кутові розміри вводяться в розмірності – радіан. Час введення основних параметрів складає 10-30 хв. Зміна частини основних параметрів (задача іншого типорозміру модуля, зміна характеристики вхідного сигналу, умов експлуатації) виконується протягом 5 – 10 хв, в залежності від кількості параметрів. Час моделювання вихідної характеристики модуля відносно одного вхідного сигналу для одного типорозміру модуля і фіксованих умов експлуатації виконується протягом 3 – 30 с (залежить від характеристик ЕОМ).

Мінімальні системні вимоги ЕОМ для роботи в пакеті Matlab [85]:

Операційна система – OS: Windows XP Service Pack 3, Windows Server 2003 R2 with Service Pack 2, Windows Vista Service Pack 1 or 2, Windows Server 2008 Service Pack 2 or R2, Windows 7;

Процесор – CPU: Intel або AMD x86 з підтримкою SSE2;

Оперативна пам'ять – RAM: 1024 MB (рекомендовано 2048 MB);

Мінімальний обсяг фізичної пам'яті – HDD: 3–4 GB (повний пакет установки).

Створена логіко-функціональна модель дозволяє виконувати дослідження спрямовані на визначення впливу сукупності параметрів на характеристики роботи модуля. Перед проведенням досліджень необхідно провести тестування моделі на непротиворічність за основними теоретичними відомостями про процеси взаємодії в виділених блоках.

2.5.3. Тестування логіко-функціональної моделі

Тестування моделі спрямоване на встановлення непротиворічності роботи кожного блоку окремо та в сукупності відповідно до запропонованого алгоритму перетворень енергетичних потоків у модулі. Моделювання виконувалось для діапазону зміни інсоляції $200 \dots 500 \text{ кВт/год} \cdot \text{м}^2$ та тривалості підведення теплової енергії $30 \dots 120 \text{ хв}$.

Складові модуля та їх властивості і характеристики, відносно яких проводились тестові модельні експерименти:

- рівень навантаження на вихідну ланку модуля $N = 0 \dots 500 \text{ Н}$;
- діапазон рівнів інсоляції $\Xi = 100 \dots 500 \text{ Вт/год} \cdot \text{м}^2$;
- діаметр фокусуючого фокусуючої лінзи $D_{\text{л}} = 0,14 \text{ м}$;
- діапазон кутів чутливості модуля $\Psi = 4 \dots 30^\circ$;
- коефіцієнт поглинання променевої енергії теплопровідним елементом $0,3$;
- теплоємність теплопровідного елемента $c_{\text{ТЕ}} = 700 \dots 1200 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$;
- коефіцієнт теплопровідності теплопровідного елемента $\lambda = 75 \dots 250 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;
- коефіцієнт теплопровідності гільзи камери розширення $\lambda = 75 \dots 250 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;
- коефіцієнт теплоємності робочої рідини $c = 2500 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$;
- теплоємності гільзи камери $c = 500 \dots 1200 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$;
- модуль пружності рідини (приймаємо $E = 1250 \text{ МПа}$).
- густина робочої рідини $\rho = 789 \text{ кг/м}^3$.
- Коефіцієнт температурного розширення рідини $10^{-3} \dots 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1}$

Моделювання всіх процесів відбувається відносно часу та порівнюється відповідно тривалості підведення теплоти до модуля та періоду охолодження. В

якості критеріїв непротиворічності для результатів моделювання тестування моделі обрано: збереження якісної різниці рівнів енергетичних потоків в межах кожного блоку для двох різних вхідних енергетичних потоків; зміна градієнту росту функцій відповідно зміні різниці/відношення між змінними параметрами; швидкість і ступінь нагрівання не протирічають величинам потужностей, енергетичних потоків які підведено; тривалість охолодження не протирічить об'єму закумульованої в елементі енергії та за характером сходиться відносно відомих експериментальних характеристик зміни температур для різних тіл [73].

Порядок виконання перетворень в моделі:

1) Блок 1 "моделювання теплопередачі до теплового вікна".
Призначення: моделювання характеристики зміни температури теплопровідного елемента відповідно до рівня та тривалості підведення променевої енергії від лінзи до теплового вікна (рис. 2.16).

Вхідною величиною є значення рівня прямої інсоляції інсоляції. Характеристика зміни сигналу у часі та його тривалість виконуються введенням параметрів: кут розташування та кут чутливості модуля - визначають часовий проміжок в якому відбувається підведення теплової енергії до модуля. Кут чутливості модуля визначає максимальну тривалість підведення енергії, в сукупності з кутом розташування визначається час початку та завершення підведення теплової енергії

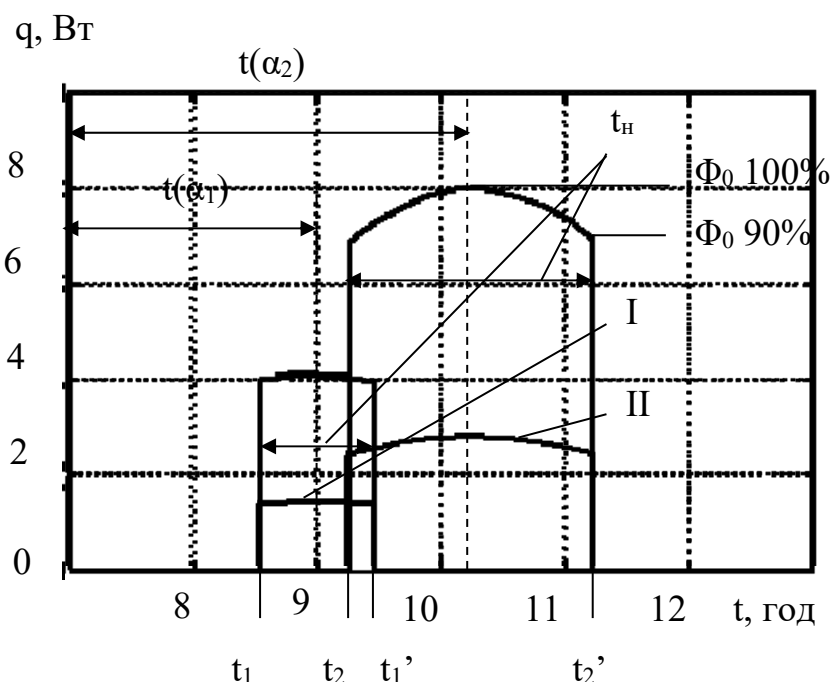


Рисунок 2.16 – Характеристика зміни потужності променевого потоку фокусуючою лінзою: $t_1 \dots t_1'$ – період підведення теплової енергії до теплового вікна модуля, що відповідає куту чутливості модуля 15° ; $t_2 \dots t_2'$ – період підведення теплової енергії до теплового вікна модуля, що відповідає куту чутливості модуля 30° ; $t(\alpha_1)$, $t(\alpha_2)$ – часові кути розташування модуля

В процесі моделювання променевий потік Φ_0 , який проходить через лінзу змінює своє значення в залежності від різниці азимутального кута положення сонця та кута розташування модуля – при співпадінні кутів поточного положення сонця та розташування модуля рівень променевого потоку досягає максимального значення.

На початку t_n та в кінці t_n' періоду підведення променевої енергії на теплове вікно рівень променевої енергії складає 90...95% від максимального рівня. Це обумовлено кутом падіння сонячних променів на поверхню лінзи та зміною розмірів світлової плями, що впливає на коефіцієнт підсилення променевого потоку. Також на рівень енергії, що підводиться до теплового вікна впливають параметри фокусуючої лінзи: діаметр та фокусна відстань. Оскільки теплопровідний елемент не є "абсолютно чорним тілом", то значення

приросту теплової енергії (I і II), що підводиться до теплового вікна, обумовлюється коефіцієнтом відбивання, який залежить від покриття сприймаючої поверхні. Приріст теплової енергії (рис. 2.12) для теплопровідного елементу обумовлено коефіцієнтом поглинання, який приймається відповідно матеріалу теплопровідного елементу.

Верифікація відпрацювання блоку проводилася у відповідності до заданої тривалості підведення променевої енергії на поверхню лінзи та подальшу концентрацію на теплопровідному вікні. Також, відповідно рівня потужності променевого потоку в залежності від рівня інсоляції (рис. 2.12). Тривалість підведення сигналу відповідає часу проходження сонцем азимутального кута, який за значенням відповідає куту чутливості модуля. Максимальний рівень променевого потоку відповідає моменту співпадіння кутів положення сонця та кута розташування модуля: для I азимутальний кут розташування модуля складає 30° ; для II - 45° . Значення променевого потоку відповідає інсоляції, що приходить на поверхню лінзи. Рівень поглинутої енергії (криві I і II) відповідає прийнятому коефіцієнту поглинання і складає 35% від рівня підведеної енергії.

Геометричні параметри теплового вікна обумовлюють значення кута чутливості модуля. У сукупності із значенням товщини стінки теплопровідного елементу формують, густини матеріалу та значення теплоємності формують питому величину теплоти, яку необхідно підвести до модуля, для зміни температури на 1°C .

Припущення: зміна температури теплопровідного елементу однакова по всій поверхні теплового вікна та товщині теплопровідного елементу.

Втрати енергії теплопровідного елементу залежать від приросту температури відносно оточуючого середовища, корпусних елементів модуля (їх теплофізичних та геометричних параметрів) та втрат теплоти на нагрів рідини в камері.

Збільшення теплової енергії на теплопровідному елементі за часовими позначками збігається з тривалістю підведення променевого потоку до теплового вікна. Рівень втрат теплоти зростає при підвищенні температури відповідно характеристикам зміни температури теплопровідного елементу. Кількість теплоти підведена до теплового вікна відповідає інтегральному значенню вхідного променевого потоку (рис. 2.13).

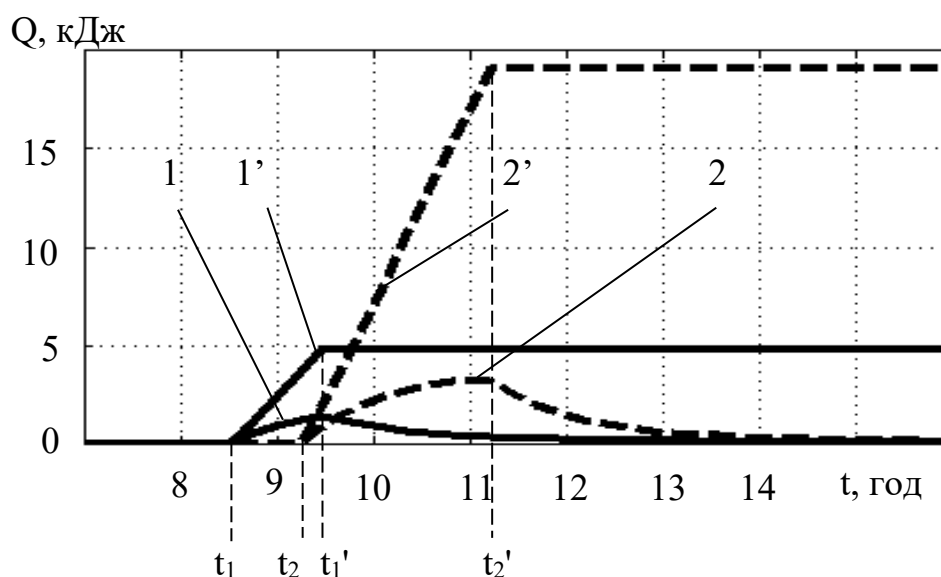


Рисунок 2.17 – Характеристика зміни кількості теплоти, яка підводиться до теплового вікна: 1', 2' – зміна кількості теплоти, яка підводиться через лінзу до теплового вікна відповідно потужності та тривалості променевого потоку рис. 2.9.; 1, 2 – характеристика зміни приросту теплоти на теплопровідному елементі

Вихідним сигналом блоку є характеристика зміни приросту температури теплопровідного елементу без врахування теплових втрат на нагрів рідини (рис. 2.18). Зміна температури за часовими маркерами відповідає тривалості підведення енергії до теплового вікна. Характеристика ділянок нагріву і охолодження збігається із відомими кривими нагріву і охолодження отриманими. За значенням приріст температури узгоджується із масогабаритними параметрами та теплофізичними характеристиками теплопровідного елементу відносно рівня набутої енергії. З точки логіки функціонування блок 1 є адекватним [78, 80, 81, 82]. Перевірка адекватності

блоку в цілому потребує проведення експериментального дослідження на натурному зразку.

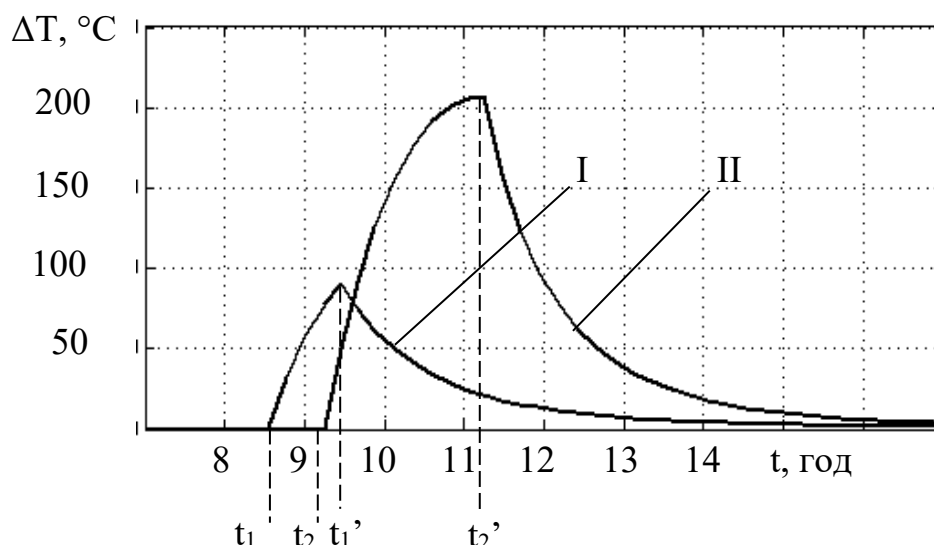


Рисунок 2.18 – Характеристика зміни приросту температури на теплопровідному елементі відповідно наданій кількості теплоти рис. 2.13

2) Блок 2 "моделювання теплообмінних процесів". Призначення: моделювання теплообміну між елементами камери розширення модуля.

Припущення 1: теплообмінні процеси відбуваються тільки в камері розширення – для модуля з відділеними камерою і сільфоном.

Припущення 2: теплопередача до рідини відбувається за рахунок конвективного теплообміну; теплопередача за рахунок теплопровідності не враховується з огляду на невелике значення коефіцієнту теплопередачі для рідин (порядок значення коефіцієнту теплопередачі 10^{-3}).

Припущення 3: температура рідини приймається постійною при моделюванні конвективного теплообміну між теплопровідним елементом та рідиною.

Вхідним сигналом є зміна температури теплопровідного елемента. Рівень теплопередачі залежить від температурного напору між теплопровідним елементом і рідиною (рис. 2.19). Нагрів основного об'єму рідини відбувається за рахунок переміщення нагрітої рідини в граничному тепловому шарі. Зміна

температури теплового шару приймається на рівні $1/3$ зміни приросту температури теплопровідного елементу.

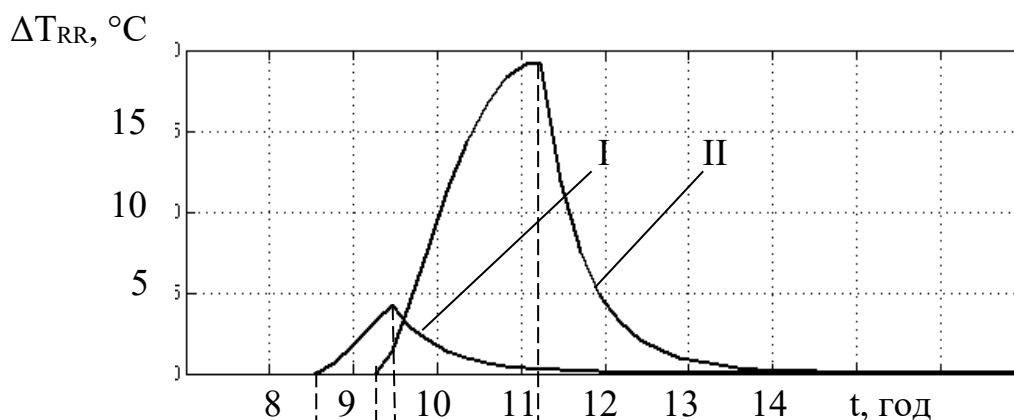


Рисунок 2.19 – Характеристика зміни середньої температури рідини відповідно інтегральному значенню підведеної теплоти (рис. 2.14) з врахуванням втрат теплоти у зовнішнє середовище

При нагріві рідини відбувається переміщення нагрітої рідини у верхню частину камери. Кількість рідини, що переміщується визначається товщиною теплового шару та швидкістю течії в ньому. Ширина теплового шару приймається рівною ширині теплового вікна. Втрати теплоти у зовнішнє середовище враховуються відповідно до температури нагрітої рідини та її об'єму, що зосереджено у верхній частині камери.

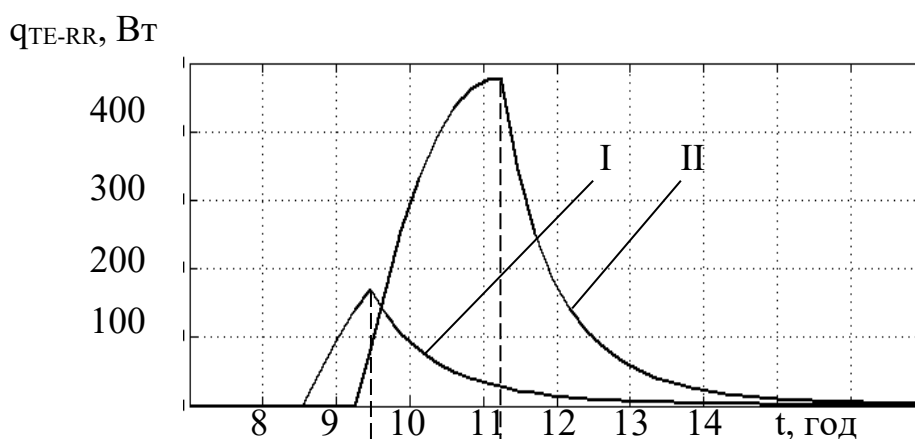


Рисунок 2.20 – Характеристика зміни тепловіддачі до рідини відповідно зміні температурного напору між теплопровідним елементом та рідиною

Відповідно кількості теплоти перенесеної при конвекції визначається середнє значення температури рідини відносно всього об'єму. За характеристикою кривої та часовими маркерами характеристика зміни тепловіддачі до рідини відповідає зміні приросту температури теплопровідного елементу (рис.2.20). За рівнем теплопередачі характеристики зміни теплопередачі не перевищують рівня теплової енергії (рис. 2.13., криві 1 і 2).

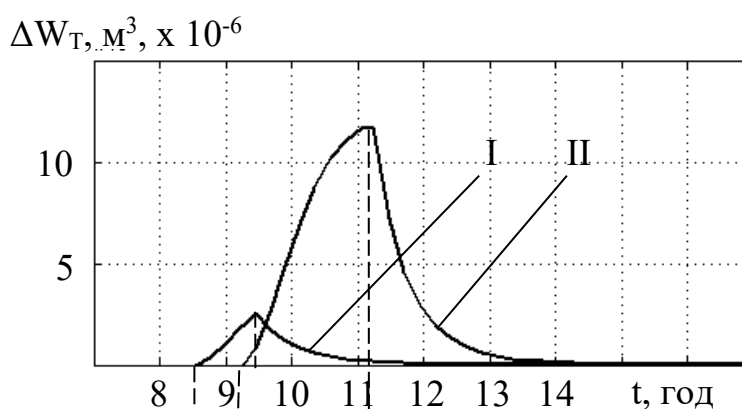


Рисунок 2.21 – Характеристика зміни температурного приросту об'єму рідини відповідно рис. 2.13

Вихідними сигналами блоку теплообміну є:

- характеристика зміни теплопередачі між теплопровідним елементом і рідиною (враховується у блоці 1, для визначення остаточної температури теплопровідного елементу);
- характеристика зміни приросту температури корпусних елементів камери;
- характеристика зміни приросту об'єму рідини (рис.2.21).

Отримані характеристики збігаються відповідно часовим міткам. Значення в окремих точках збігаються відносно теплофізичних та конструктивних параметрів. Для підтвердження адекватності необхідне проведення експериментальних досліджень, за логікою функціонування блоку протирічностей немає.

3) Блок 3 "модельовання переміщення вихідної ланки модуля". Вхідними сигналами є значення приросту зміни об'єму в камері розширення та

характеристика зміни навантаження на вихідну ланку ($N = \text{const}$; $N = f(h)$). Характеристика переміщення вихідної ланки (рис. 2.22) формується відповідно відношенню зміни приросту об'єму рідини в камері до ефективної площі сифону. Величина навантаження впливає на рівень тиску в камері та величину стиснення рідини – відповідно зменшення переміщення вихідної ланки.

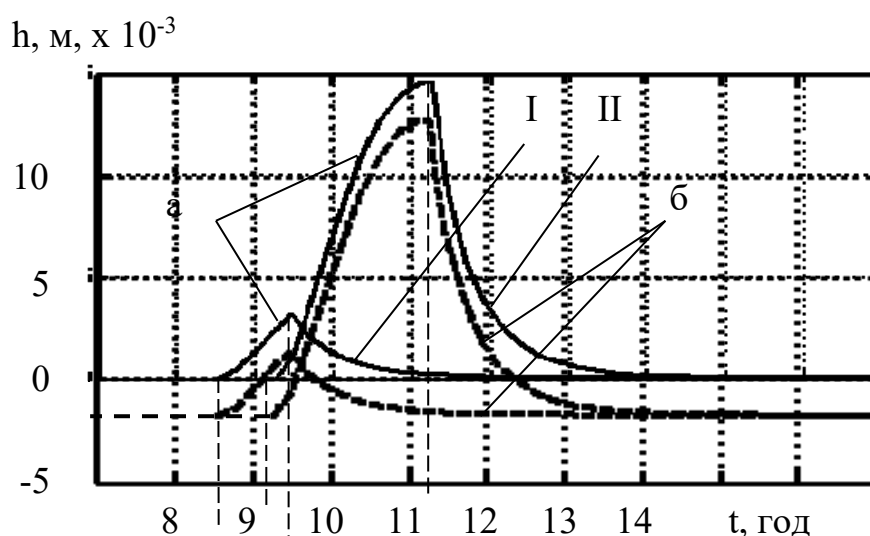


Рисунок 2.22 – Характеристика переміщення вихідної ланки модуля:
а) – без навантаження; б) – $N=300\text{H}$

Характеристика переміщення вихідної ланки відповідно вхідному сигналу збігається за часовими мітками та характером кривих. Вплив навантаження на стиснення рідини та зменшення величини переміщення вихідної ланки не суперечить відомим теоріям та збігається за розрахунком для прийнятих параметрів вихідної ланки та модуля пружності рідини. Для підтвердження адекватності блоку необхідно провести експериментальні дослідження.

Після підтвердження непротирічності роботи моделі в межах окремого блоку і в цілому вважаємо її придатною для використання у визначенні впливу основних факторів на характеристики модуля

ВИСНОВКИ

Запропоновано структурну схему виконання теплового гідроприводу позиціонування у вигляді аксіальної машини, встановлено, що вплив умов експлуатації на вихідні характеристики приводу зосереджено в модулі теплового гідроприводу.

Запропоновано конструкцію модуля теплового гідроприводу та алгоритм перетворення енергетичних потоків, що розглядає передачу теплоти для нагрівання робочої рідини через конвекцію, що за результатами моделювання вказує на покращення інерційних характеристик теплового гідроприводу порівняно з передачею теплоти через теплопровідність рідини.

Побудовано алгоритм розрахунку дії модуля теплового гідроприводу та запропоновано основні розрахункові залежності, які зведено в логіко-функціональну модель, що реалізована в середовищі Simulink пакету Matlab

Тестування логіко-функціональної моделі показало, що модель відпрацьовує заданий алгоритм перетворення енергетичних потоків у модулі та може використовуватись для вибору конструктивних параметрів теплового гідроприводу після підтвердження її адекватності експериментально.

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВОГО ГІДРОПРИВОДУ ПОЗИЦІОНУВАННЯ ПРИЙМАЧА ГЕЛІОСТАНЦІЇ

Теоретичне дослідження теплового гідроприводу позиціонування за допомогою побудованої логіко-функціональної моделі спрямовано на попереднє визначення діапазону раціональних конструктивних параметрів модуля теплового гідроприводу та відповідних їм значень переміщень і швидкостей вихідної ланки, а також тривалості процесів нагріву і охолодження модуля теплового гідроприводу. Результати модельних експериментів необхідні для створення макетного зразка модуля теплового гідроприводу, що дозволить експериментально підтвердити адекватність запропонованої логіко-функціональної моделі.

3.1. Модельне дослідження характеристик модуля теплового гідроприводу

Дослідження спрямовано на визначення допустимих інтервалів змін параметрів привода, отримання розрахункових залежностей для визначення раціональних значень конструктивних параметрів (діаметр камери, початковий об'єм рідини, діаметр сильфона, співвідношення довжини і діаметра камери), отримання залежностей для врахування впливу на характеристики привода умов експлуатації (температура оточуючого середовища, навантаження).

Для визначення впливу рівня і часу підведення інсоляції на характеристики модуля було проведено модельні експерименти для типового на території України діапазону значень потужності теплового потоку, які відповідають діапазону $100 - 500 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^2$ прямого випромінювання (рис. 3.1 ...

3.3) [12,14]. За максимальний рівень інсоляції (100%) прийнято сонячний потік випромінення E : $100\% = 500 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^2$. В експериментах враховано, що для позиціонування платформи геліостанцій вагою від 300 Н до 5000 Н за допомогою теплового гідроприводу з профільованим диском достатньо зусилля на модулі (200 ... 300) Н [18, 19]. З огляду на конструктивні особливості приводу з відокремленими камерами, необхідність підведення інсоляційного потоку та потрібний для позиціонування об'єм енергії введено обмеження на початковий об'єм рідини в камері розширення $W_0 : (0,3 \dots 0,9) \text{ дм}^3$.

3.2. Модельне дослідження впливу рівня інсоляції та часу підведення теплового потоку на приріст об'єму рідини

Виконано серію модельних експериментів з визначення впливу часу підведення теплового потоку та рівня інсоляції на приріст об'єму рідини без врахування навантаження. Експеримент виконано для фіксованого об'єму камери приводу ($0,3 \text{ дм}^3$) та співвідношення діаметру і довжини камери (рис. 3.1). Розрахунковий час підведення теплоти складав 2,5 години, а потужність теплового потоку змінювалась від 25% до 100%.

Отримані залежності показали, що за час, що відповідає куту сприйняття сонячної енергії одним модулем (в інтервалі 0,5 ... 2,2 години) приріст об'єму за рахунок теплового розширення рідини не перевищує $500 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$ при максимальному рівні інсоляції. В той же час, при рівні інсоляції 25% приріст об'єму зменшився майже в 10 раз незалежно від часу підведення теплового потоку. Таким чином, при побудові модуля теплового гідроприводу орієнтовне значення приросту об'єму може складати $500 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$ при об'ємі рідини $0,3 \text{ дм}^3$. Рівень потужності потоку інсоляції суттєво зменшує цей показник, що вказує на необхідність побудови максимально жорсткої конструкції модуля для експлуатації в умовах пониженого рівня інсоляції. Залежність приросту об'єму від рівня інсоляції має близький до лінійного вигляд при умові, що час

підведення теплоти не перевищує 1,4 ... 1,6 годин.

Наступним етапом виконано дослідження впливу початкового об'єму рідини в камері на приріст об'єму. Метою дослідження було вивчення можливості збільшення ходу робочого органу модуля за рахунок збільшення ΔW . Експерименти, аналогічні до попереднього, проведено для початкового об'єму рідини в камері 0,5 і 0,9 дм³ (рис. 3.2, 3.3).

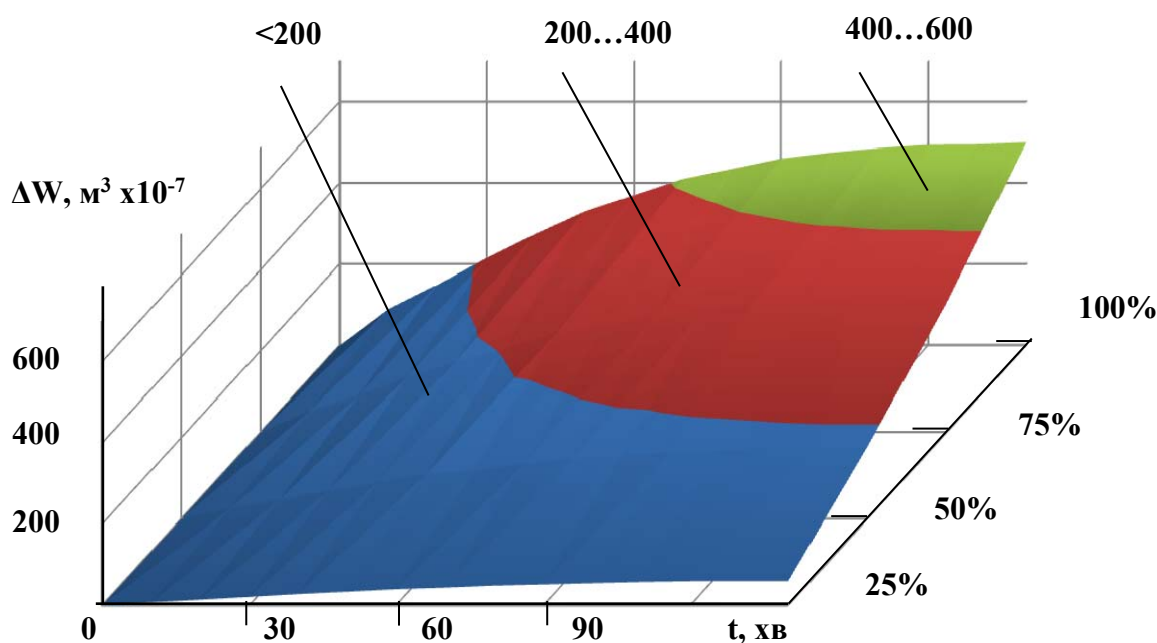


Рисунок 3.1 – Залежність приросту об'єму рідини ΔW від відносного рівня інсоляції E і часу t для камери об'ємом $W_0 = 0,3 \times 10^{-3} \text{ м}^3$ (E : 100% = 500 кВт·год/м²)

Встановлено, що збільшення об'єму рідини в камері в 1,67 рази додає в показнику ΔW $60 \times 10^{-7} \text{ м}^3$ при часі підведення випромінювання 2 години. Тобто, додавання 67% до об'єму рідини перетворено в 15% доданого об'єму. Таким чином, використання збільшення об'єму рідини для збільшення ходу приводу є достатньо слабким чинником у порівнянні з рівнем інсоляції чи часом підведення теплового потоку.

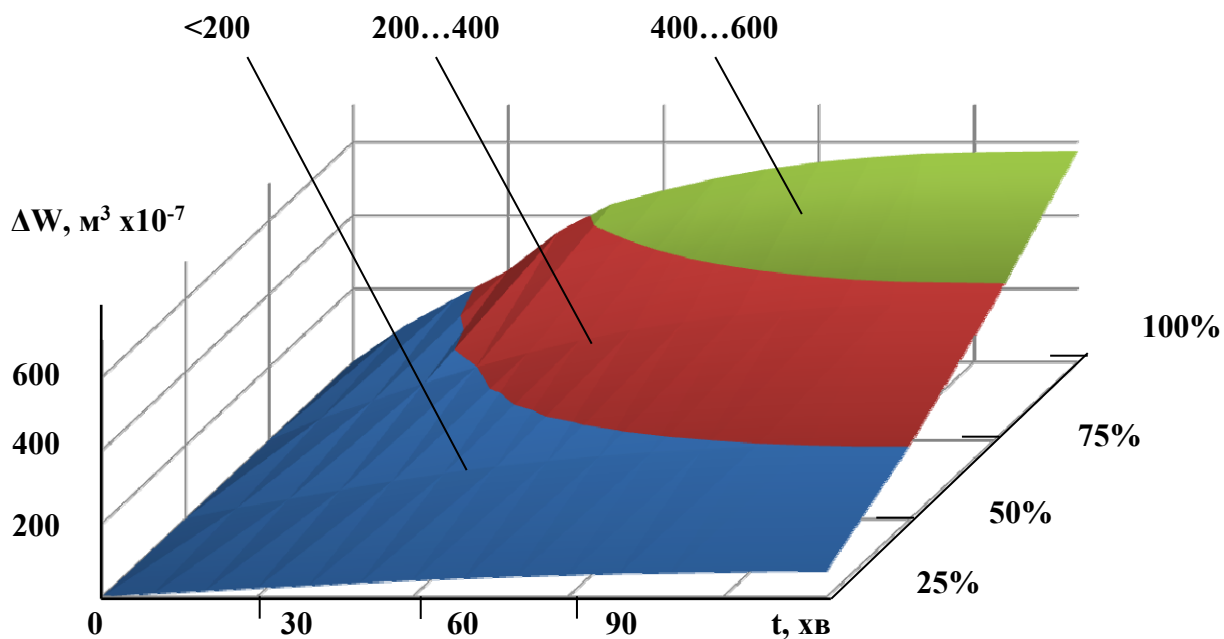


Рисунок 3.2 – Залежність приросту об'єму рідини ΔW від відносного рівня інсоляції E і часу t для камери об'ємом $W_0 = 0,5 \times 10^{-3} \text{ м}^3$ (E : 100% = 500 кВт·год/м²)

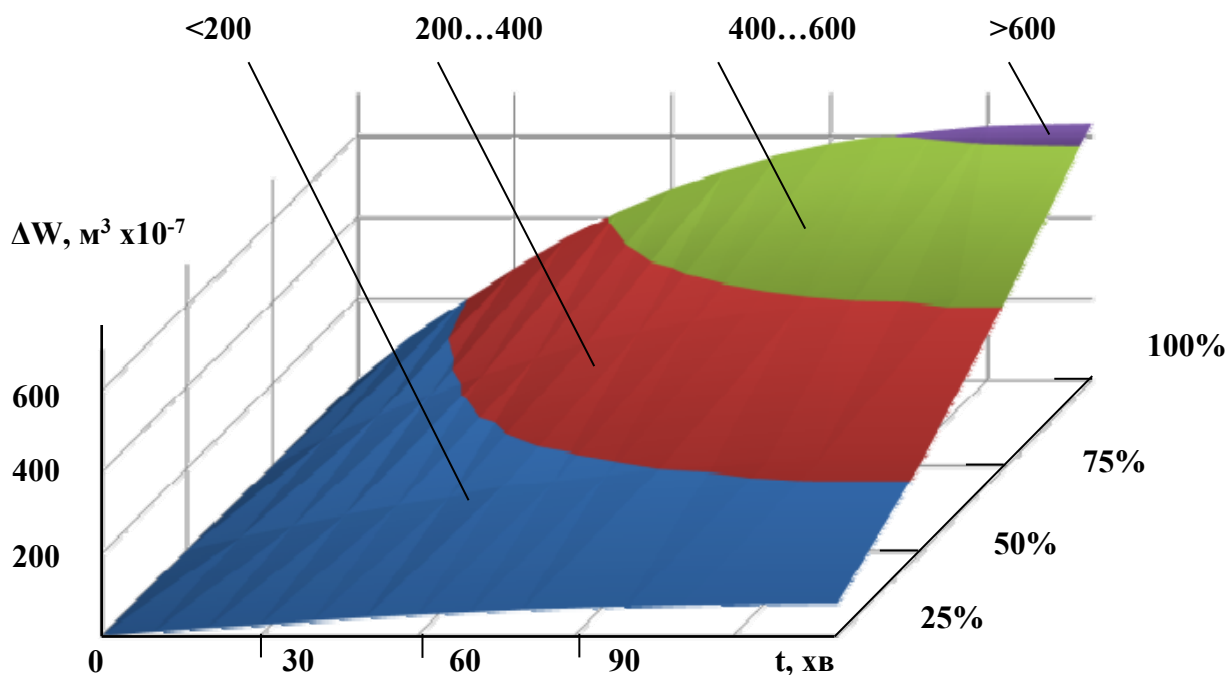


Рисунок 3.3 – Залежність приросту об'єму рідини ΔW від відносного рівня інсоляції E і часу t для камери об'ємом $W_0 = 0,9 \times 10^{-3} \text{ м}^3$ (E : 100% = 500 кВт·год/м²)

Подальше збільшення об'єму рідини в камері на 200% у порівнянні з початковим збільшило показник ΔW ще на 14% (сумарне збільшення до 30%, $115 \times 10^{-7} \text{ м}^3$, рис. 2.22). Отриманий результат підтвердив попередні висновки

щодо недоцільності збільшення об'єму рідини в камері приводу. Одним із визначних параметрів є час підведення теплового потоку. Для визначення раціональних меж тривалості підведення теплового потоку, яка забезпечить позиціонування приймача необхідно провести дослідження характеристик модуля при фіксованому рівні інсоляції.

3.2.1. Модельне дослідження впливу часу підведення теплового потоку при фіксованому рівні інсоляції на приріст об'єму рідини

Наступним етапом досліджень було вивчення впливу часу підведення теплового потоку на показник ΔW при фіксованому значенні потоку інсоляції, без врахування навантаження для розглянутих значень початкового об'єму рідини в камері (рис. 3.4 ... 3.6).

Залежності приросту об'єму рідини від часу при фіксованій потужності теплового потоку $\Delta W = const$ мають три характерні ділянки (I, II, III рис. 3.3). Першій ділянці відповідає близька до лінійної характеристика. Цій ділянці відповідає близький до 0,9 години інтервал часу. На третій ділянці, початок якої припадає на 2,5 години, залежність близька до гіперболічної з наближенням до стабілізованого значення додаткового об'єму. Стабілізація відбувається приблизно за 4 ... 4,5 години при об'ємі 0,3 дм³. Друга ділянка відтворює перехідну ланку характеристики.

Отримано, що першій ділянці відповідає приблизно (57 ... 65)% максимального (стабілізованого) значення ΔW_{stab} . Друга ділянка додає (25 ... 30)%, але це потребує втричі більшого часу підведення теплового потоку. На третю ділянку припадає (5 ... 15)% із затримкою у часі більш як в чотири рази у порівнянні з першою ділянкою.

За результатами досліджень зроблено припущення: на першій ділянці домінуючим є процес конвективного теплообміну; характеристика третьої ділянки обумовлена переважно теплопровідними процесами в рідині та

елементах конструкції; друга ділянка є перехідною з суттєвим впливом обох процесів. Перша ділянка охоплює до (57 ... 65)% приросту об'єму. Часовий інтервал першої ділянки майже не залежить від рівня підведеної потужності.

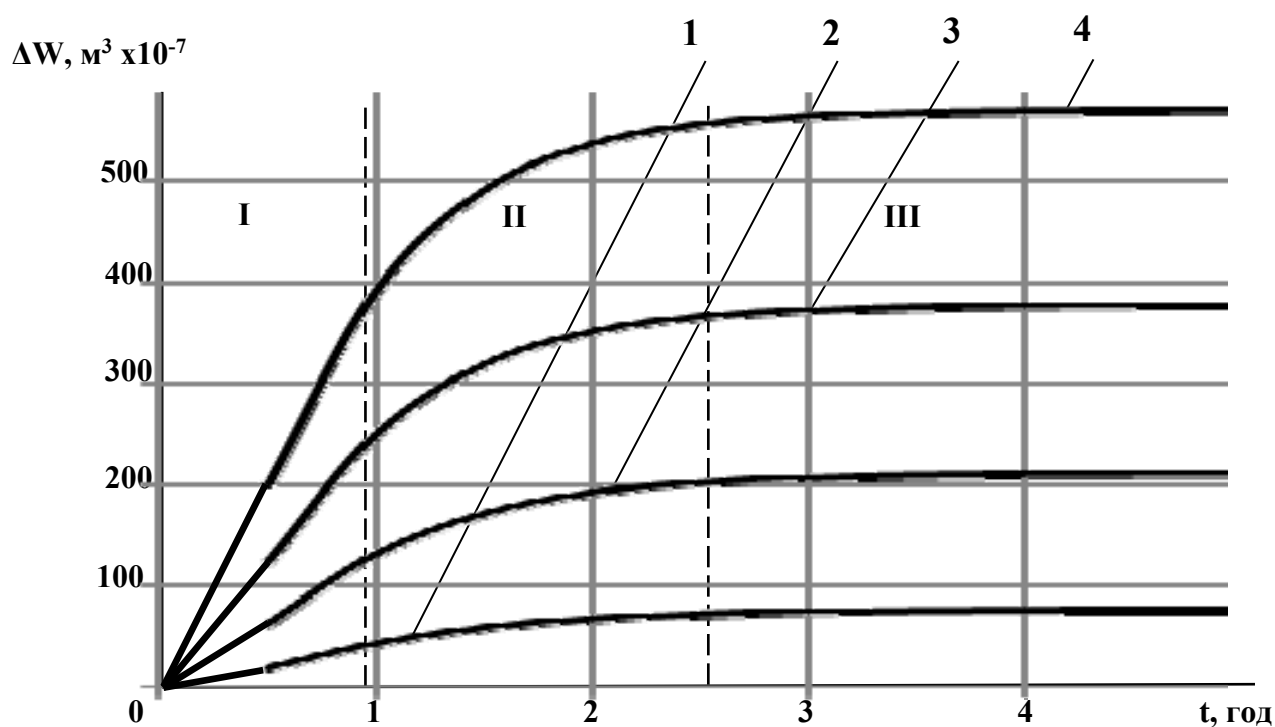


Рисунок 3.4 – Залежності змін приросту об'єму рідини ΔW від часу при фіксованому об'ємі камери ($0,0003 \text{ m}^3$) та рівнях інсоляції: 1 – 25%; 2 – 50%; 3 – 80%; 4 – 100%

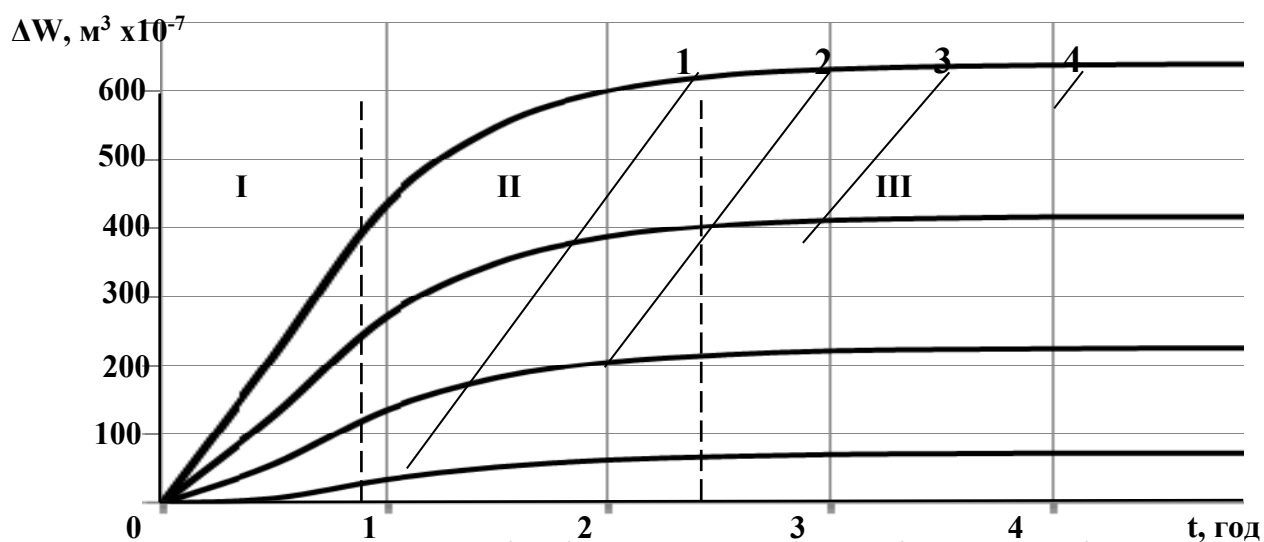


Рисунок 3.5 – Залежності змін приросту об'єму рідини ΔW від часу при фіксованому об'ємі камери ($0,0005 \text{ m}^3$) та рівнях інсоляції: 1 – 25%; 2 – 50%;

Таким чином, при побудові теплового гідроприводу найбільш доцільно використовувати першу ділянку характеристики, оскільки вона забезпечує в 2,7 рази більшу швидкість у порівнянні з другою ділянкою.

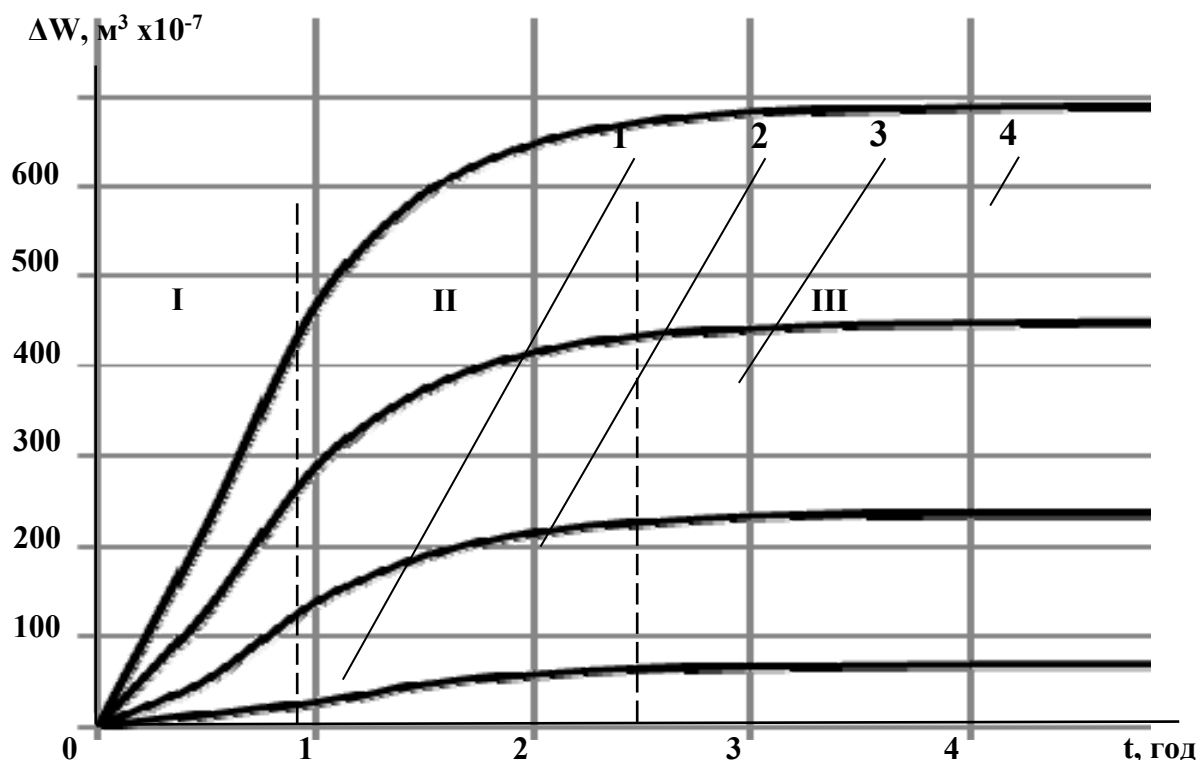


Рисунок 3.6 – Залежності змін приросту об'єму рідини ΔW від часу при фіксованому об'ємі камери ($0,0009\text{м}^3$) та рівнях інсоляції: 1 – 25%; 2 – 50%; 3 – 80%; 4 – 100%

Аналогічні експерименти для об'єму рідини в камері $0,5\text{ дм}^3$ та $0,9\text{ дм}^3$ підтвердили попередні висновки щодо розподілу характеристики на три характерні ділянки. Було встановлено, що майже незмінними залишились і часові межі цих ділянок, і відносний приріст ΔW , що припадає на ці ділянки. Тобто, зміна початкового об'єму рідини майже не впливає на характер залежності ΔW від часу. Однак, значення початкового об'єму впливає на величину зміни об'єму.

3.3. Модельне дослідження впливу початкового об'єму камери і навантаження на приріст об'єму рідини

За попередніми результатами було встановлено, що початковий об'єм рідини має вплив на максимальне (стабілізоване) значення зміни приросту об'єму від рівня інсоляції. Для встановлення величини впливу початкового об'єму на стабілізоване значення показника ΔW_{stab} було зроблено ряд модельних експериментів щодо впливу рівня інсоляції та початкового об'єму на показник ΔW_{stab} при фіксованій тривалості (2 години) підведення променевого потоку до модуля (рис. 3.7).

Встановлено, що при значеннях початкового об'єму менших за $0,3 \times 10^{-3} \text{ м}^3$ залежність $\Delta W_{stab} = f(W_0)$ має лінійний характер і забезпечує більше 50% від максимально можливого значення ΔW_{stab} (I ділянка).

В діапазоні значень $W_0 = 0,3 \dots 0,75 \times 10^{-3} \text{ м}^3$ залежність $\Delta W_{stab} = f(W_0)$ також має близький до лінійного характер, але питоме прирощення значення ΔW_{stab} не перевищує 30%. II ділянка забезпечує приріст ΔW_{stab} на 45%. При подальшому збільшені початкового об'єму ΔW_{stab} зберігає близьке до фіксованого значення (відхилення в межах 5%).

В модельних експериментах було використано фіксоване значення діаметру камери, що дозволило, разом з дослідженням впливу об'єму рідини, отримати обмеження щодо співвідношення діаметру та довжини камери. Помічено, що межа першої ділянки відповідає співвідношенню діаметра і довжини камери $1 : 0,3$. Зроблено припущення, що кількість рідини, задіяна в конвективному теплообміні для різних довжин камер, є майже однаковою, а характерний об'єм за встановленим співвідношенням відповідає значенню температурного напору між нагрівачем та рідиною.

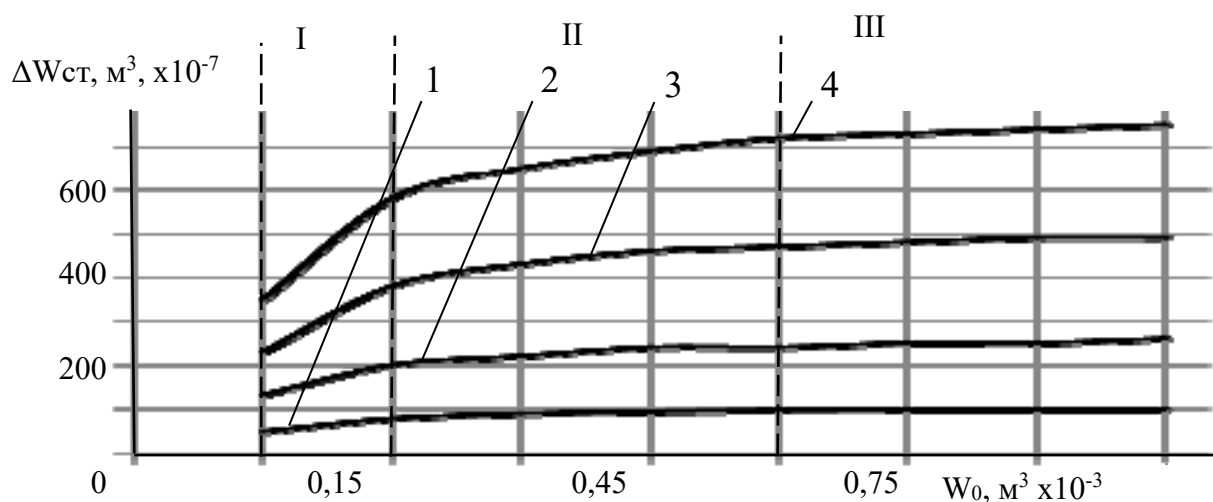


Рисунок 3.7 – Залежність стабілізованого приросту об'єму рідини $\Delta W_{\text{ст}}$ від об'єму камери W_0 при відносних значеннях інсоляції: 1 – $E = 40\%$;

Показано, що з урахуванням теплообміну з оточуючим середовищем через конструктивні елементи, збільшення початкового об'єму W_0 понад значення, що відповідає співвідношенню $d/l = 1/0,3$, майже не впливає на величину ΔW . Таким чином, встановлено межу, яка, при заданому значенні початкового об'єму рідини дозволяє визначити основні геометричні параметри: $d = 0,95\sqrt[3]{W_0}$, $l = 1,35d$. Окрім, впливу конструктивних параметрів та рівня і тривалості підведеної потужності необхідним є розгляд впливу навантаження з боку об'єкта позиціонування на зміну об'єму.

Дослідження впливу навантаження на модуль спрямовано на визначення зміни характеристик переміщення вихідної ланки під дією навантаження в процесі роботи теплового гідроприводу, внаслідок об'ємного стиснення (деформації) рідини в модулі. Основними параметрами модуля, що впливають на величину об'ємної деформації рідини є: ефективна площа сильфону і об'єм модуля. Окрім величини навантаження вплив на об'ємну деформацію рідини має густина, яка є змінною величиною відносно температури, і впливає на коефіцієнт стисливості (модуль пружності рідини). Зважаючи на невелику зміну температури рідини $\{\Delta T_{RR} < 20^\circ \text{C}(K)\}$, що спостерігалась під час

моделювання процесів теплообміну модуля в розрахунках величини об'ємної деформації і зміни тиску рідини приймався ізотермічний модуль пружності. Прогнозована залежність величини об'ємної деформація рідини ΔW_N від рівня навантаження для ряду значень початкових об'ємів модуля (рис.3.8) за результатами моделювання має близький до лінійного характер. Відношення величин об'ємної деформації при одному рівні навантаження для різних початкових об'ємів модуля пропорційне відношенню цих об'ємів.

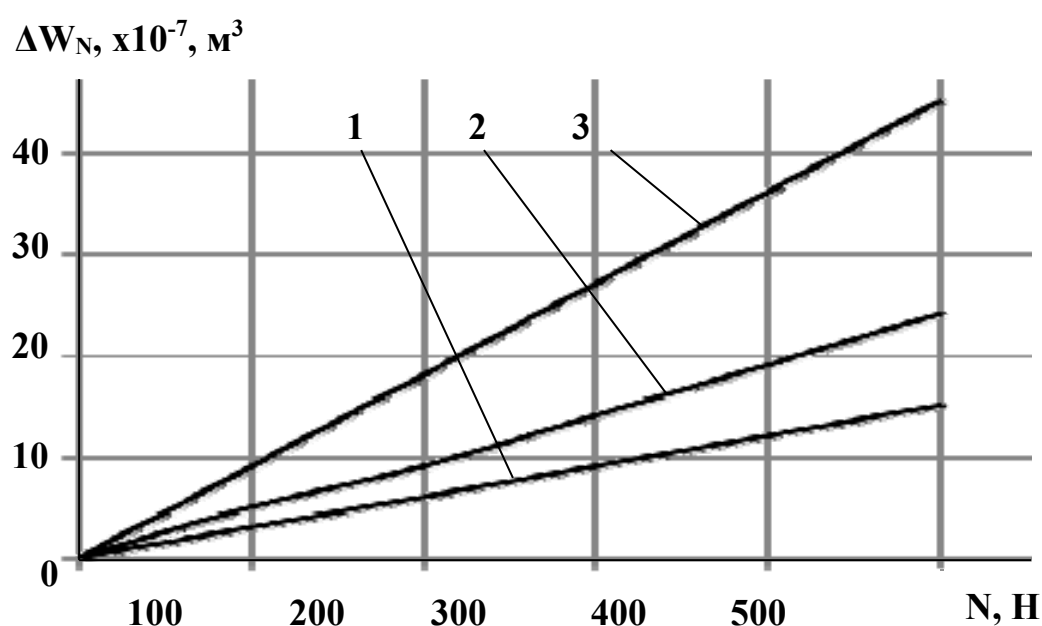


Рисунок 3.8 –Залежність зменшення об'єму рідини під дією навантаження для об'ємів камер: 1) – $0,3 \times 10^{-3} \text{ м}^3$; 2) – $0,5 \times 10^{-3} \text{ м}^3$; 3) – $0,9 \times 10^{-3} \text{ м}^3$ (ефективна площа сильфону $F_{\text{еф}} = 8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$)

Зростання навантаження призводить до підвищення тиску в рідині, що супроводжується підвищенням її густини. Таким чином навантаження має зменшити доданий об'єм рідини, що позначиться на переміщенні вихідної ланки приводу.

Дослідження показали, що зменшення приросту об'єму ΔW , яке обумовлене співвідношенням тиску в рідині, спричиненим навантаженням, та коефіцієнта пружності рідини E , є незмінним під час дії модуля (рис. 3.9). Це пояснюється компенсацією теплового розширення за рахунок збільшення

коефіцієнта теплового розширення. Тобто, при постійному рівні навантаження має місце зміщення початкової точки відліку координати положення вихідної ланки. При цьому величина максимального ходу сильфону відносно оновленої початкової координати залишається фіксованою. Відмічено, що зміщення початку відліку призводить до такого самого зміщення координати вихідної ланки, визначеного за певний час підігріву рідини. тобто відбувається паралельний перенос залежності доданого об'єму від часу:

$$\Delta W(N_i) = f(t, N_0) + \delta W(N_i - N_0).$$

Узагальнюючий модельний експеримент, для вивчення можливості збільшення приросту об'єму ΔW шляхом збільшення початкового об'єму рідини W_0 з урахуванням від'ємного впливу навантаження у разі збільшеного об'єму W_0 показало наступне. При фіксованому навантаженні (300Н), фіксованому рівні потоку інсоляції ($\Xi = 75\%$) і фіксованому часі підведення енергії (2,0 години) отримано наступні данні:

- збільшення початкового об'єму на 200% забезпечує 16% доданого ΔW ;
- збільшення початкового об'єму на 67% забезпечує 10% доданого ΔW .

Таким чином, параметр початковий об'єм рідини W_0 може бути використано для збільшення доданого об'єму у термін, прийнятний для теплового гідроприводу геліостанції. Однак, його вплив на збільшення ΔW є відносно малим у порівнянні з рівнем інсоляції, і цей вплив зменшується при зростанні навантаження на привод. За попередніми результатами збільшення об'єму камери зменшує жорсткість модуля відносно навантаження (рис. 3.8). При збільшенні розмірів камери, початкового об'єму рідини, значення зменшення об'єму також збільшується. На основі отриманих результатів було побудовано характеристики переміщення вихідної ланки при різних рівнях навантаження та жорсткості модуля (рис.3.9).

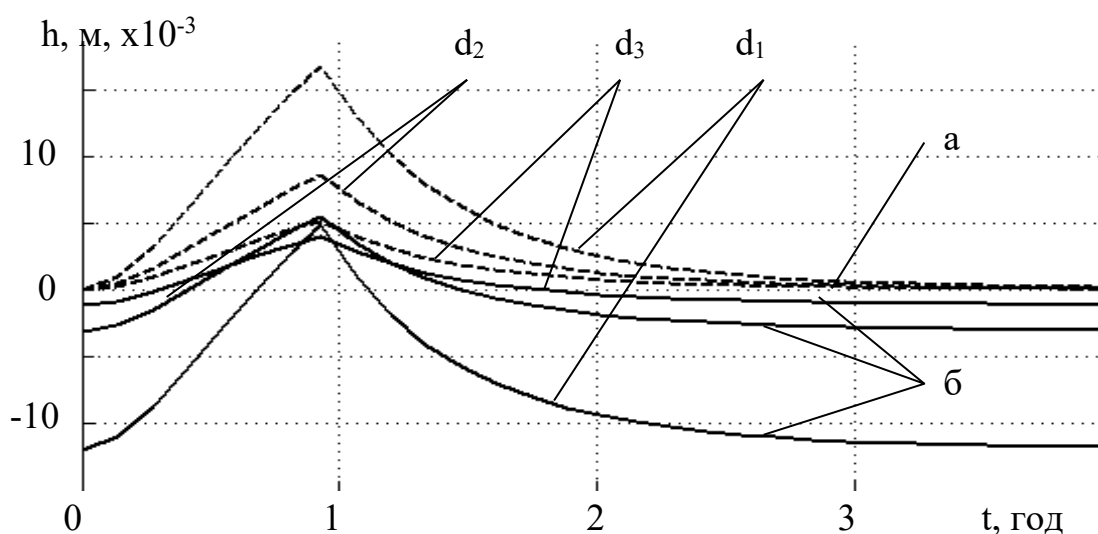


Рисунок 3.9 - Характеристика переміщення вихідної ланки теплогідравлічного модуля ($W_0 = 0,5 \text{ дм}^3$) при різних діаметрах сифону: $d_1 = 0,02 \text{ м}$; $d_2 = 0,28 \text{ м}$; $d_3 = 0,36 \text{ м}$ (а) – без навантаження; б) – $N = 300 \text{ Н}$)

Початковий об'єм камери залишався постійним, а змінювалась ефективна площа сифону. З отриманих результатів видно, що рівень навантаження та жорсткість модуля визначають початкову координату положення вихідної ланки, а значення ходу залишається фіксованим, за умов постійного рівня навантаження.

ВИСНОВКИ

За результатами моделювання рекомендовано провести експериментальні дослідження з ціллю перевірки адекватності запропонованої моделі відносно визначення характеристик зміни температури елементів модуля теплового гідроприводу і переміщення вихідної ланки за умов підведення теплового потоку потужністю від 300 да 900 Вт/м², для об'ємів камери в діапазоні 0,3...0,9 дм³ та діапазону навантажень 0...500 Н.

За результатами теоретичних досліджень тривалість підведення теплової енергії складає від 0,5 (min) до 2 (max) годин. Підведення теплової енергії в період часу після двох годин малоефективне та використовується лише для підтримання кінцевого положення вихідної ланки.

Результати моделювання надали можливість обґрунтувати співвідношення діаметру та довжини камери, і вибір матеріалів конструкції, які використані при побудові макету модуля теплового гідроприводу для експериментального дослідження. Для забезпечення більш ефективної теплопередачі до рідини мінімальний об'єм камери рекомендовано обирати не менше 0,25...0,3 дм³.

Для діапазона зусиль привода (0,1 ... 0,5) кН було встановлено, що навантаження впливає лише на початкову і кінцеву координату положення вихідної ланки при роботі модуля. При цьому має незначний вплив на величину ходу вихідної ланки. Для діапазону розмірів камер розширення (0,3...0,5) дм³ зміщення вихідної ланки під дією навантаження є невеликим, та знаходиться в межах (0,5...5)% відносно ходу. Отримані результати необхідно підтвердити експериментально.

Для проведення експериментальних досліджень обрано об'єми камери в межах 0,5...0,9 дм³. В якості матеріалів кришок обрано матеріал – алюміній, а для гільзи – сталь.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МОДУЛЯ ТЕПЛОВОГО ГІДРОПРИВОДУ

4.1. Задачі і програма експерименту

Для підтвердження результатів модельних експериментів необхідно проведення натурних експериментальних досліджень дії модуля в експлуатаційних умовах. Метою експериментального дослідження є визначення впливу конструктивних параметрів модуля, тривалості та рівня потужності теплового потоку, що підводиться до камери модуля, на вихідні характеристики модуля теплового гідроприводу.

Задачі експериментальних досліджень:

1. дослідження впливу величини приросту температури на зміну приросту об'єму рідини, спільно зі значенням початкового об'єму та коефіцієнтом теплового розширення при нагріванні та охолодженні;
2. дослідження макетного зразка модуля (перевірка адекватності моделі):
3. дослідження впливу часу підведення теплового потоку постійної потужності на величину переміщення сильфону;
4. дослідження розподілу температур в модулі для різних типорозмірів камери (перевірка гіпотези про те, що основним процесом теплопередачі є конвективний);
5. дослідження впливу початкового об'єму на вихідну характеристику модуля, при фіксованому часі підведення теплового потоку постійної потужності;

6. дослідження характеристики модуля при фіксованому часі підведення теплового потоку постійної потужності та різних рівнях навантаження;

7. визначення часу охолодження модуля та характеристики переміщення в процесі охолодження в залежності від ступеню нагріву модуля;

8. дослідження характеристик модуля в експлуатаційних умовах (підведення сонячної енергії через лінзу): вплив тривалості підведення сонячної енергії; вплив початкового об'єму камери на характеристики при підведенні сонячної енергії

Відомі залежності та параметри, що характеризують значення густини рідини при окремих значеннях температури та тиску, не дозволяють виконувати моделювання дії теплового гідроприводу під впливом теплового потоку у безперервному експлуатаційному процесі. Врахування цих характеристик не дозволяє оцінити динаміку змін густини у часі та гістерезис вказаної залежності, викликаний швидкістю процесу теплопередачі, оскільки вони відображають тільки теплопровідні процеси між рідиною і оточуючим середовищем. У нашому випадку, при заданих параметрах камери розширення, середнє за об'ємом камери значення густини рідини є наслідком суперпозиції теплопровідних і конвекційних процесів. Виконано аналогічні до модельних експерименти для двох типів рідин, що мають найбільший коефіцієнт об'ємного розширення і дозволяють використовувати рідини в широкому діапазоні температур оточуючого середовища..

Результати модельних експериментів опосередковано вказали, що при розрахунку дії теплового гідроприводу необхідно врахувати нерівномірність підвищення температури в рідині та вплив на процеси зміни об'єму рідини температури оточуючого середовища, для чого виконано експерименти з камерою розширення. Для перевірки результатів моделювання дії приводу під навантаженням, яке враховує як теплове розширення, так і зміну тиску в рідині

та пружну деформацію конструктивних елементів модуля, виконано експерименти з навантажуючим пристроєм.

На першому етапі досліджень необхідно виконати перевірку теоретичних відомостей щодо температурної зміни об'єму рідини. Також, дослідження температурного розширення рідини направлено на дослідження динаміки зміни температури і об'єму в періоди нагріву і охолодження.

4.2. Дослідження впливу температури робочої рідини на зміну об'єму рідини в камері розширення

Основним об'єктом дослідження є робоча рідина та її температурні властивості, а саме величина зміни початкового об'єму при підвищенні температури рідини. Для моделювання процесу нагріву рідини та зміни її об'єму внаслідок теплового розширення було запропоновано використовувати герметичну прозору ємність, що дозволить спостерігати за поведінкою рідини під час нагріву, та з'єднану з нею мірну трубку, яка слугуватиме для визначення величини об'єму.

Вимір температури проводився за допомогою термометра. В якості оточуючого середовища було вирішено використовувати воду, температура кипіння якої вища за температуру кипіння спиртів.

Фактори, що впливають на досліджувані процеси:

- температура оточуючого середовища, °C;
- температура робочої рідини, °C;
- початковий об'єм рідини, м³ (мл);
- насиченість рідини повітрям, %;
- тиск, МПа (бар).

Для експериментального дослідження величини збільшення об'єму рідини було вирішено використовувати наступну конструкцію ємності (рисунок 4.1), що складається з:

- камери розширення (герметичної ємності певного об'єму);
- п'єзометра (для вимірювання збільшення об'єму рідини);
- комплекту термометрів (для контролю поточної температури рідини).

Оскільки дослідження проводяться за лабораторних умов, температура оточуючого середовища та тиск лежатимуть в межах:

температура оточуючого середовища та початкова температура робочої рідини $T = 19 \dots 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$; тиск 0,1 МПа. Для проведення серії дослідів початкову температуру відліку приймаємо $T = +20 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Для гальмування процесу теплопередачі було вирішено проводити нагрів досліджуваної рідини на "водяній бані".

Значення величини розширення рідини мають зніматися при досягненні рідиною відповідного значення температури. Діапазон температур для дослідження величини розширення рідини приймається в межах $(+20 \dots +60) \text{ }^{\circ}\text{C}$. Експеримент має проводитися до того, поки не буде досягнуто кінцевої температури $(+60 \text{ }^{\circ}\text{C})$ і стабілізується значення показу п'єзометра.

Вважаємо, що близько 5 дослідів в серії для кожної рідини, а також, початкових об'ємів буде достатнім. Очікувана точність для однієї серії експериментів складає близько 91%, що є достатнім.

Було проведено 2 серії дослідів для метилового та ізопропілового спиртів (рис. 4.2, 4.3, 4.4, 4.5). Наповнення ємності метиловим спиртом відбувалося за температури $T = +20 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Початковий об'єм рідини при заповненні ємності, за даної температури, становив $W_0 = 0,000375 \text{ м}^3$ (375 мл).

Після наповнення ємності було видалено залишковий об'єм повітря з-під кришки та проведено доливання рідини до нульової відмітки. Після занурення ємності у воду, температура якої становила $+16 \text{ }^{\circ}\text{C}$, рівень спирту в трубці опустився нижче нульової позначки. Після початку нагрівання нульова позначка була досягнута за температури води $+18 \text{ }^{\circ}\text{C}$. А так як ми знаємо, що рівень стовпчика спирту в трубці знаходився на нульовій позначці за

температури $T = +16\text{ }^{\circ}\text{C}$, тому можна зробити висновок, що температура досліджуваної рідини в даний момент часу була нижчою, ніж температура оточуючого середовища (води) на $2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ця затримка пояснюється процесом теплообміну між рідиною та оточуючим середовищем.

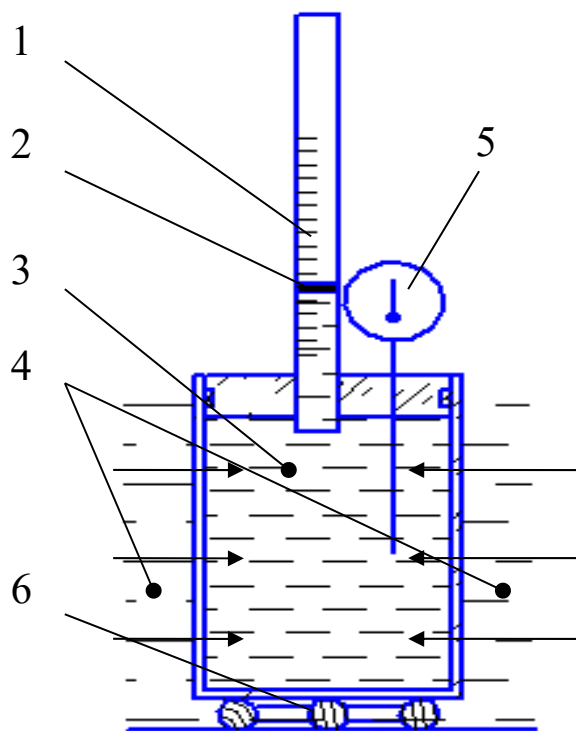


Рисунок 4.1 – Принципова конструкція ємності для дослідження величини розширення рідини: 1 – камера розширення; 2 – герметична кришка; 3 – термометри з різним рівнем занурення; 4 – фільтр-вологоуловлювач;

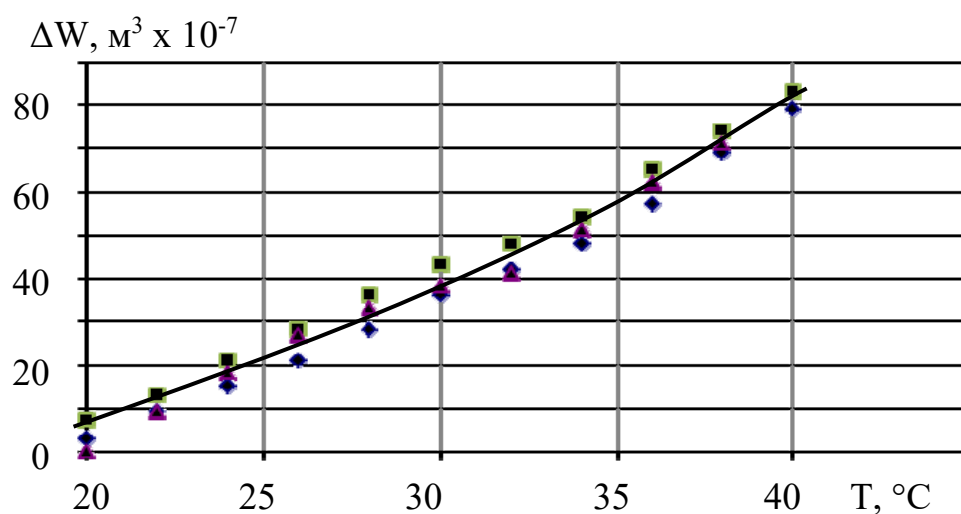


Рисунок 4.2 – Характеристика зміни об'єму метилового спирту при ростанні температури рідини ($W_0 = 375\text{ мл}$)

Така закономірність спостерігалася і при наступних дослідах. Результати дослідів представлені у вигляді графіків для процесу нагрівання (рисунок 4.4) та для процесу охолодження (рисунок 4.5). Протягом дослідів спостерігалось формування бульбашок повітря під кришкою, що є результатом виходу повітря з рідини (експериментальні дані знімалися за відсутності накопичення повітря під кришкою, яке видалялось).

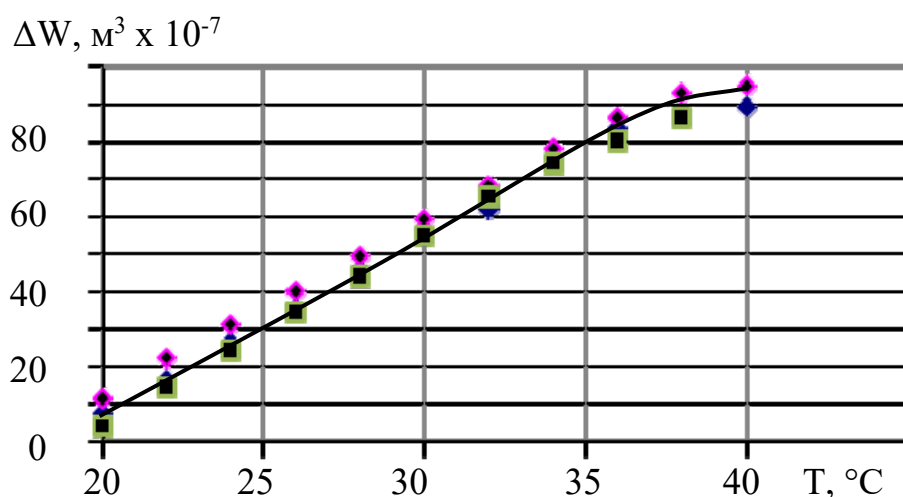


Рисунок 4.3 – Характеристика зміни об'єму метилового спирту при зниженні температури рідини ($W_0 = 375$ мл)

З графіків видно, що залежність зміни об'єму від температури є нелінійною характеристикою і має вогнуту форму при процесі нагріву (рис. 4.2;4.4) та випуклу при охолодженні (рис. 4.3; 4.5).

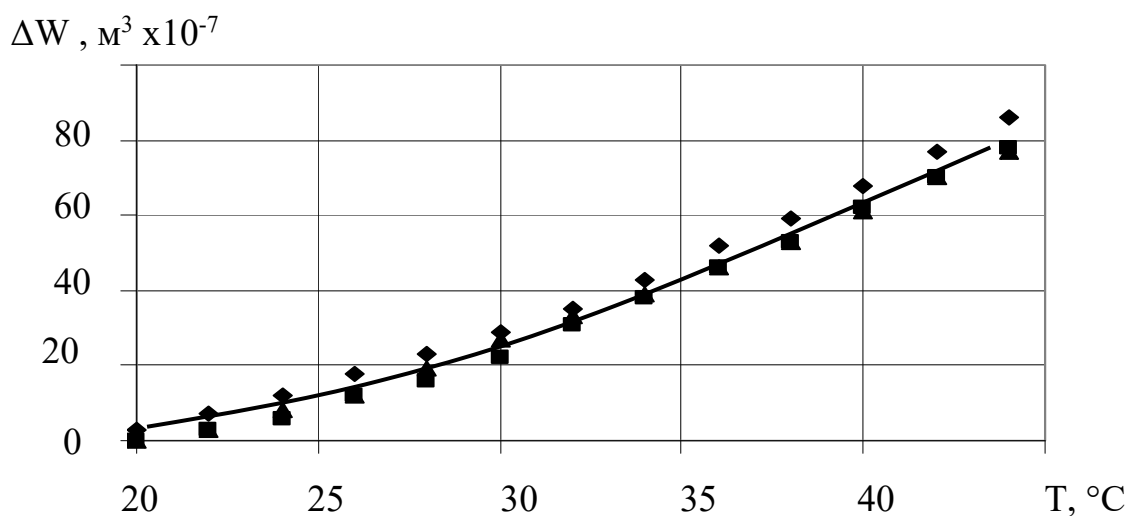


Рисунок 4.4 – Характеристика зміни об'єму ізопропілового спирту при збільшенні температури рідини ($W_0 = 375$ мл)

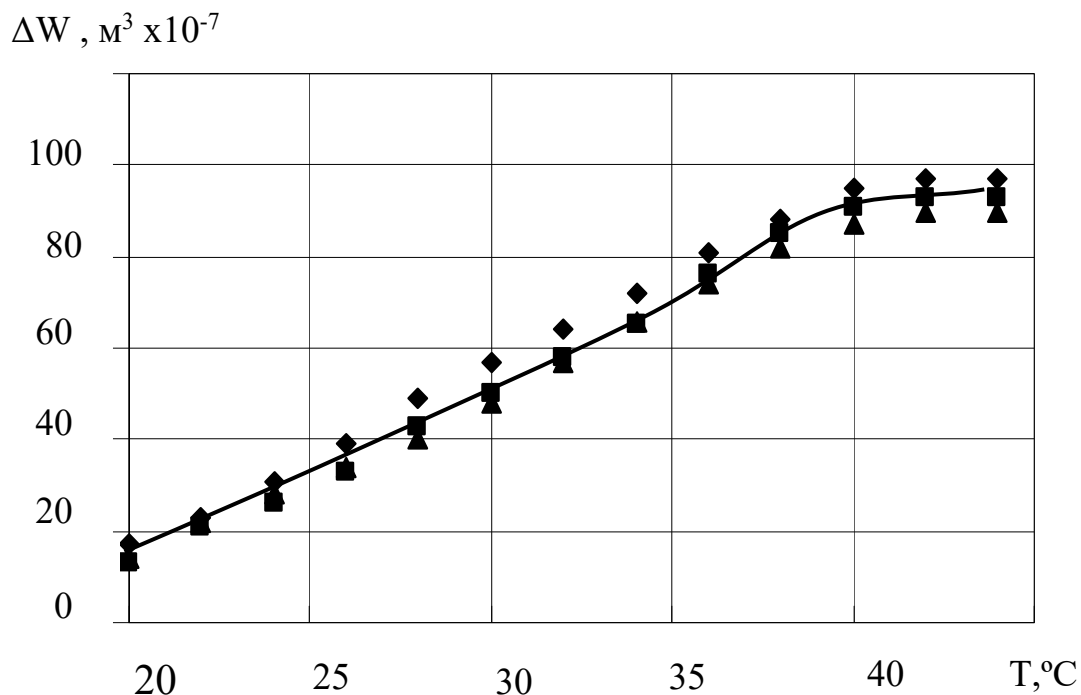


Рисунок 4.5 - Результати експериментального дослідження об'ємного розширення ізопропілового спирту при зниженні температури рідини ($W_0 = 375$ мл)

Було встановлено, що при процесі нагрівання температура спирту була меншою за температуру води, а при охолодженні спостерігалася інша ситуація – температура спирту перевищувала температуру води. Це пояснюється тим, що процес теплообміну між спиртом та водою відбувався через стінки ємності, тому при нагріванні йшла затримка росту температури в спирті через те, що для підвищення температури спирту, температура води мала бути вища і підтримуватися на сталому рівні деякий час, достатній для зрівняння температур всередині та зовні ємності, згідно закону теплопередачі. Процес нагріву рідини був неперервним і температура води постійно зростала, тому і виникала різниця між температурою всередині та зовні ємності.

При охолодженні виникала та сама ситуація, але через те, що різниця температур між оточуючим середовищем та водою була більшою, ніж у системі "спирт-стінка-вода", процес охолодження води протікав швидше, ніж спирту. По мірі зниження температури води інтенсивність теплообміну з зовнішнім середовищем також зменшувалась. Тому є справедливим вважати, що істині

значення зміни об'єму рідини за даної температури лежать в полі між значеннями при нагріві та охолодженні (рис.4.6; 4.7).

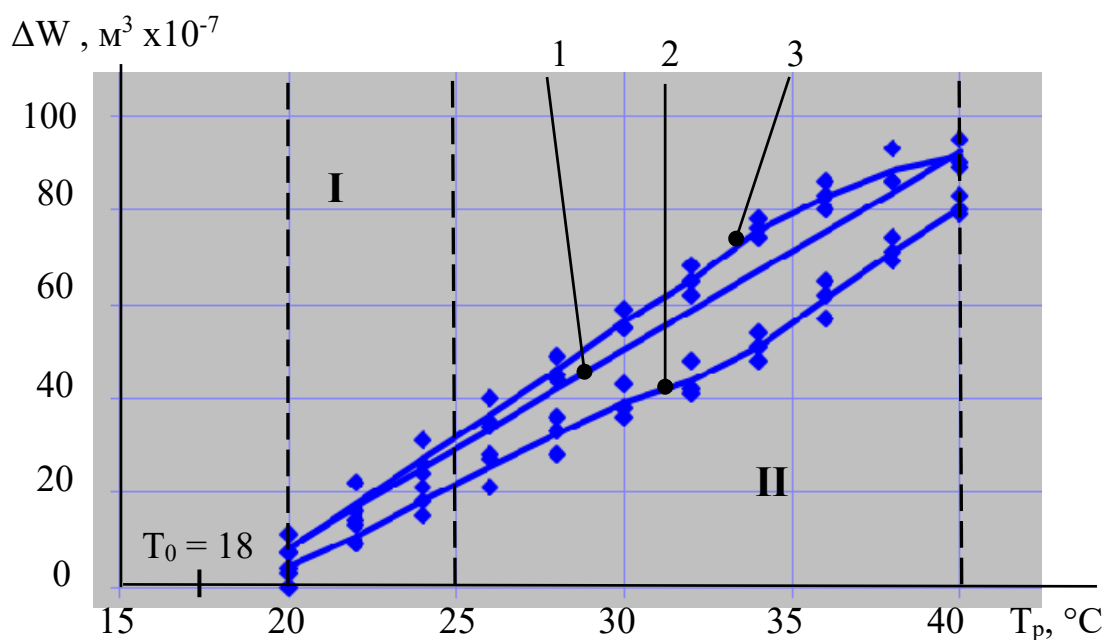


Рисунок 4.6 - Результати експериментального дослідження об'ємного розширення метилового спирту ($W_0 = 375$ мл): 1 – теоретична залежність; 2 – при нагріванні; 3 – при охолодженні

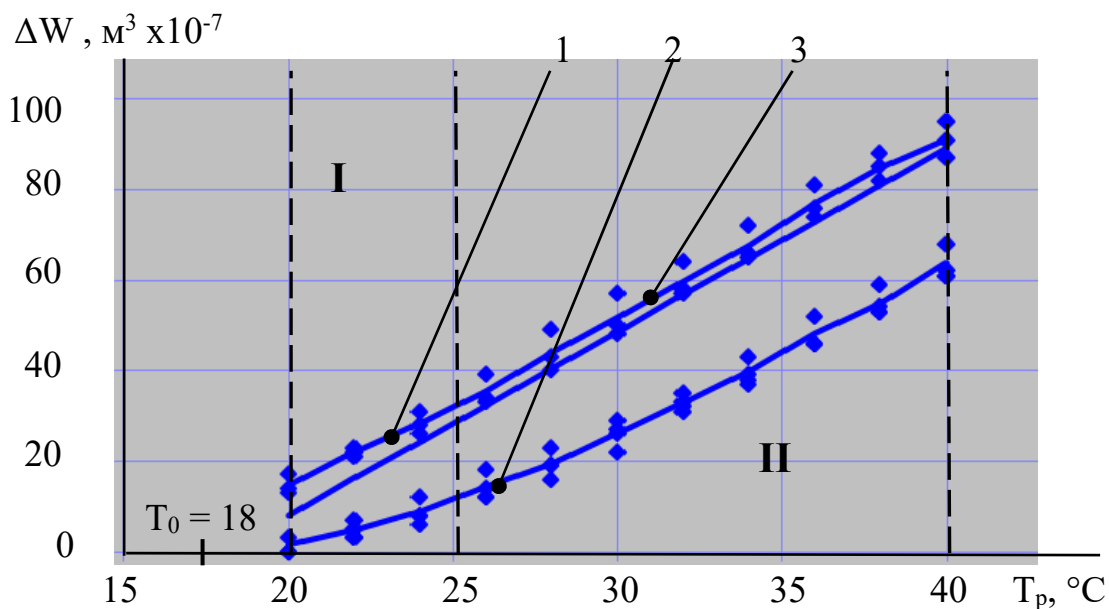


Рисунок 4.7 - Результати експериментального дослідження об'ємного розширення ізопропілового спирту ($W_0 = 375$ мл) : 1 – теоретична залежність ; 2 – при нагріванні; 3 – при охолодженні

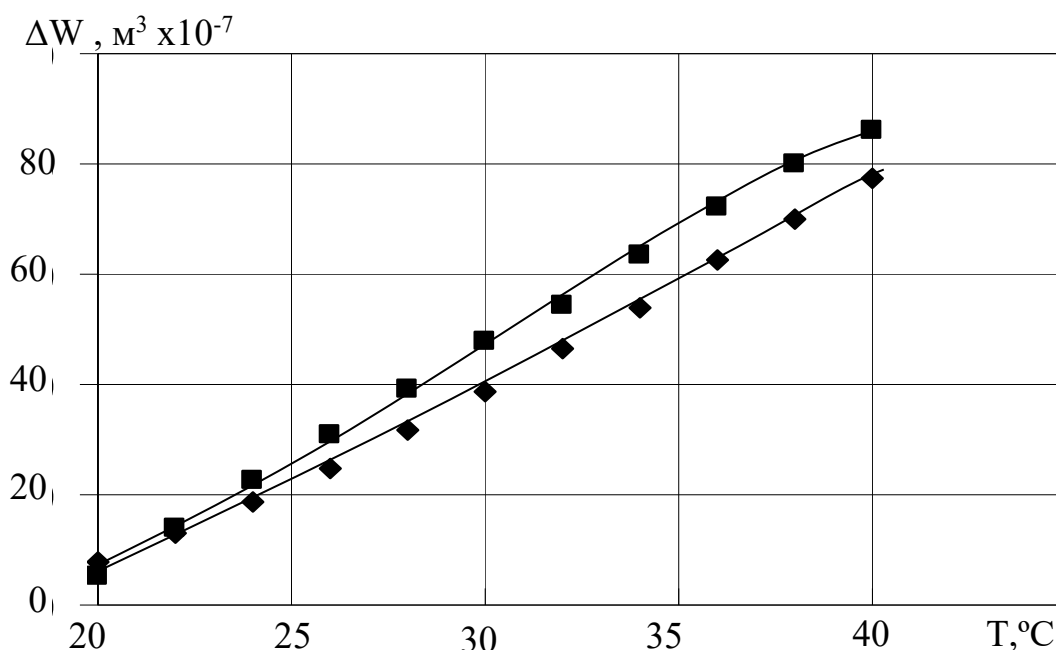


Рисунок 4.8 - Порівняння результатів зміни об'єму рідини від температури для метилового (1) та ізопропілового (2) спиртів за середніми значеннями серій експериментів ($W_0 = 375$ мл)

Співвідношення між значеннями приросту об'єму для метилового та ізопропілового спиртів, отриманих в ході експериментальних досліджень, відповідає співвідношенню між коефіцієнтами теплового розширення для досліджуваних рідин (рис.4.8). Дослідження впливу початкового об'єму на зміну об'єму рідини від температури показали такі ж результати. Отримані результати показують, що значення зміни приросту об'єму при одному значенні температури може знаходитись в межах (80...100)% від розрахункового.

Після експериментальних досліджень рідини та встановлення динаміки зміни об'єму і температури рідини необхідно провести експерименти дії модуля теплового гідроприводу з використанням досліджених рідин.

4.3. Дослідження характеристик модуля теплового гідроприводу

4.3.1. Експериментальна установка для дослідження характеристик модуля теплового гідроприводу

Для проведення експериментальних досліджень характеристик модуля теплового гідроприводу з врахуванням результатів отриманих при моделюванні було створено експериментальну установку за схемою модуля з циліндричною камерою та відділеним сильфоном (рис. 4.9).

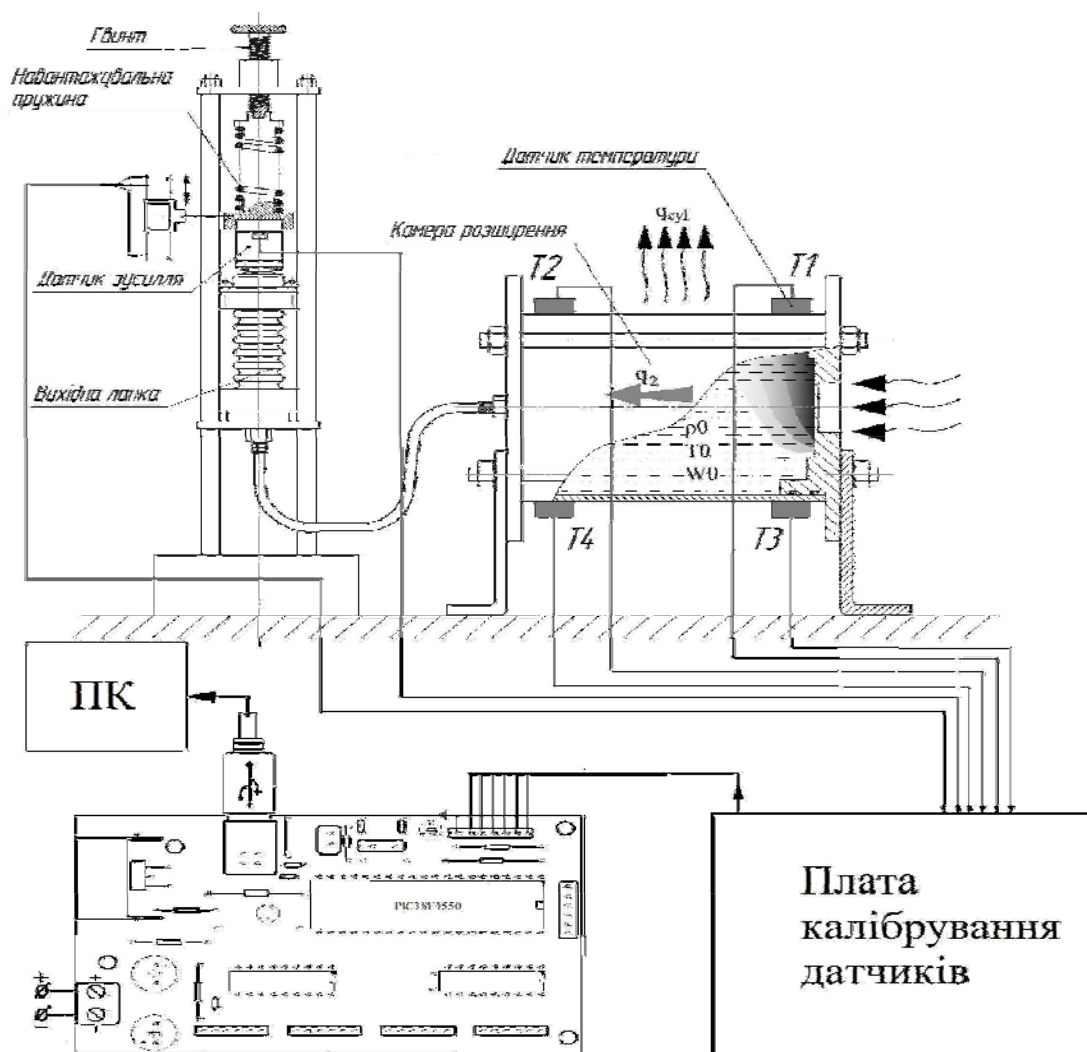


Рисунок 4.10 – Схема експериментальної установки

Макет модуля (рис. 4.10) передбачає можливість зміни об'єму камери розширення (початкового об'єму рідини) за рахунок встановлення гільзи різної

довжини. В ході експерименту було проведено ряд експериментів для двох об'ємів 0,5 та 0,9 дм³. В якості з'єднувального каналу використовувався гнучкий трубопровід високого тиску.

Для контролю температури використовується 4 термодатчики типу LM335. Точність вимірювання температури складає близько 0,5...1°C. З метою підвищення точності використовується спеціальна плата для калібрування датчиків. Калібрування датчиків відбувалось за допомогою...

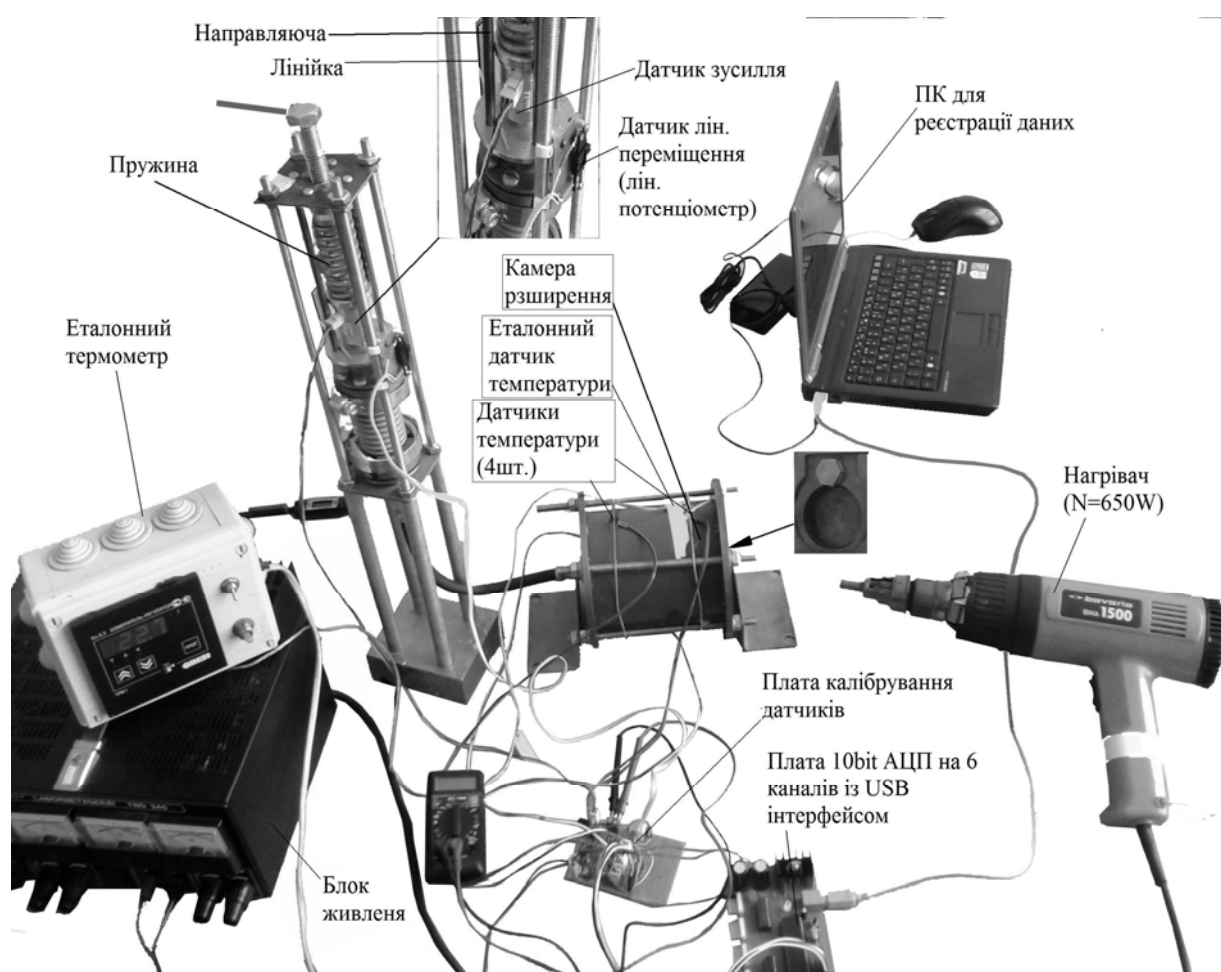


Рисунок 4.10 – Комплект експериментального обладнання та вимірювальної апаратура

Для створення навантаження на сильфон використовувалась пружина та передача "гвинт – гайка". Фіксація рівня навантаження відбувалась за допомогою ємнісного датчику зусилля. Хід сильфону контролювався за

допомогою потенціометра (точність вимірювань 0,1 мм) та лінійки (похибка спостерігача 0,3 мм). Підведення теплового потоку до теплового вікна модуля відбувалось за допомогою промислового фену. Підведення променевого потоку відбувалось за допомогою фокусуючої лінзи (діаметр лінзи 0,14 м; фокусна відстань 0,14 м). Реєстрація даних відбувалась за допомогою ЕОМ. Основним елементом установки є камера розширення. Вона складається із тонкостінної гільзи (30ХГСА) із товщиною стінки 4мм та двох кришок (Д16Т), стягнутих між собою шпильками. Перша кришка має спеціальне вікно для підводу теплової енергії, а друга – спеціальний отвір в центрі, для під'єднання трубопроводу, який сполучає камеру із вихідною ланкою (сильфоном).

В якості вихідної ланки використовується сильфон – *тонкостінна* (товщина стінки 0,2мм; номінальний діаметр 32 мм; $F_{\text{ef}} = 0,008 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$). Сильфон встановлюється у вертикальному положенні, таким чином, щоб рівень рідини в сильфоні знаходився вище камери розширення. Це запобігає виникненню розрідження тиску в камері.

Торці сильфону герметично закриті спеціальними кришками. Верхня кришка має спеціальну циліндричну поверхню, в яку вставляється вкладиш, що поєднаний із центруючою пластиною, яка рухається по направляючих. Направляючі потрібні для центрування сильфону для того, щоб при навантаженні вихідної ланки, сильфон зберігав вертикальне положення.

Переміщення вихідної ланки визначається за допомогою за допомогою лінійного повзункового потенціометра та мірної шкали (лінійки).

4.3.2. Дослідження дії модуля під впливом природного потоку інсоляції

Для уточнення особливостей функціонування модуля теплового гідроприводу та підтвердження робото спроможності теплового гідроприводу в реальних умовах, при підведенні інсоляції за допомогою фокусуючої лінзи, було проведено ряд експериментів у різні проміжки світлового дня. Підведення

променевої енергії за допомогою лінзи відбувалося при фіксованих положеннях (кутах орієнтації) модуля і поверхні лінзи. В ході експериментів спостерігались короточасні зміни рівня інсоляції в межах 30% та паузи в підведенні променевого потоку, що обумовлювались захмареннями. При проведенні експериментів циліндричну поверхню було екрановано від прямих сонячних променів.

За отриманими експериментальними даними було побудовано осереднені характеристики переміщення вихідної ланки модуля (рис.4.11).

За отриманими характеристиками, через непостійність і складність закону зміни рівня інсоляції, а також погодних умов, складно визначити адекватність логіко-функціональної моделі. За попереднім аналізом можна вважати, що характеристики отримані при моделюванні достатньо близькі до реальних.

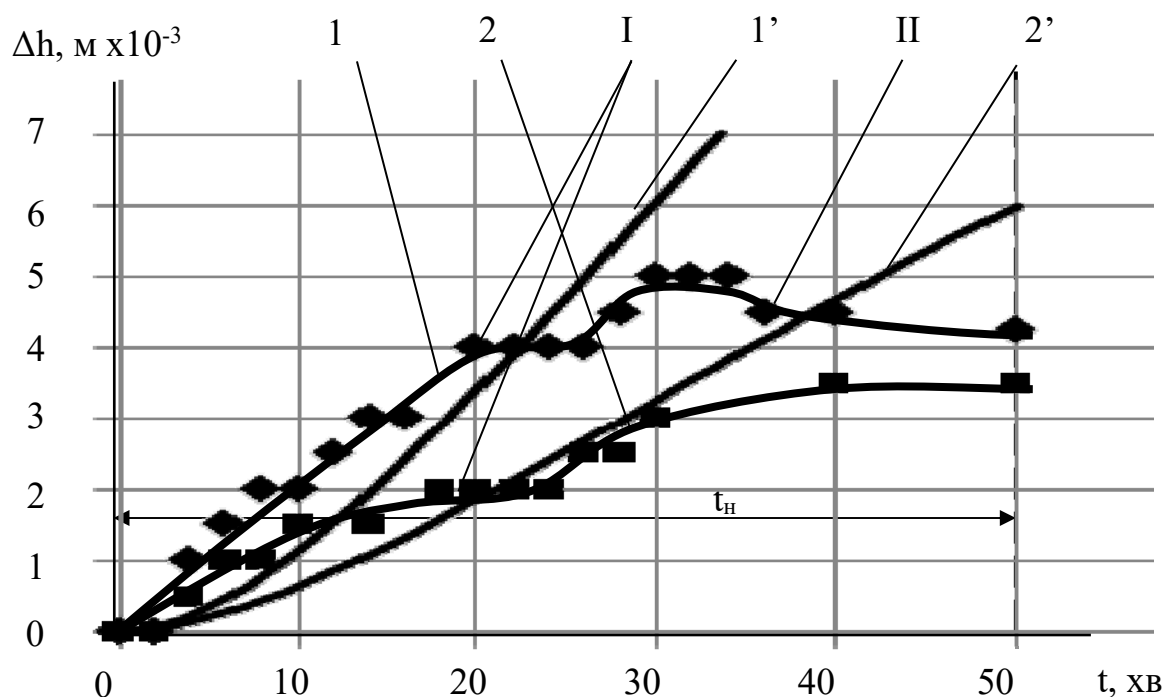


Рисунок 4.11 – Осереднені характеристики переміщення вихідної ланки модуля при підведенні сонячної енергії: 1 – $\Xi_{\text{ср}} \approx 60\%$; 2 – $\Xi_{\text{ср}} \approx 40\%$; 1' – моделювання для $\Xi = 60\%$; 2' – моделювання для $\Xi = 40\%$;

Через складність аналізу результатів отриманих при експлуатації модуля в умовах експлуатації було вирішено провести дослідження умов підведення теплового потоку постійної потужності.

4.3.3. Експериментальне дослідження залежності характеристик модуля теплового гідроприводу від конструктивних параметрів і рівня теплової енергії

4.3.3.1. Визначення приросту температури на поверхні камери в процесі підведення теплового потоку

Однією із задач експериментального дослідження є визначення зміни приросту температури в крайніх точках осьового перерізу камери розширення з метою встановлення характеру розподілу теплових потоків та визначення об'єму конвективної області. Дослідження проводилось для двох типорозмірів камер: внутрішній діаметр гільзи $D = 0,98$ м; довжина гільзи: $L_1 = 0,12$ м ($W_0 = 0,5$ дм³); $L_2 = 0,18$ м ($W_0 = 0,9$ дм³). В ході експериментальних досліджень було отримано характеристики зміни температур в точках T_1 , T_2 , T_3 і T_4 (рис. 4.12...4.15) для камери L_1 , відповідно розташуванню датчиків температури на схемі (рис. 4.10).

Середнє значення приросту температури складає близько 15 °С відносно початкової. Відхилення в значеннях приросту температури зумовлено зміною потужності теплового потоку, який підводився до модуля впродовж $t_n = 10$ хв, в межах 10% . Значення зміни приросту температури для різних початкових температур, які обумовлювались температурами оточуючого середовища, в точці T_1 мають відхилення в $(2...4)$ °С, що складає менше 30% .

Максимальне значення приросту температури в точці T_2 обумовлено втратами на теплопровідність по довжині гільзи камери розширення та тепловими втратами у зовнішнє середовище. Середнє значення температурного напору для верхньої частини гільзи складає $(5...8)$ °С та залежить від температури оточуючого середовища.

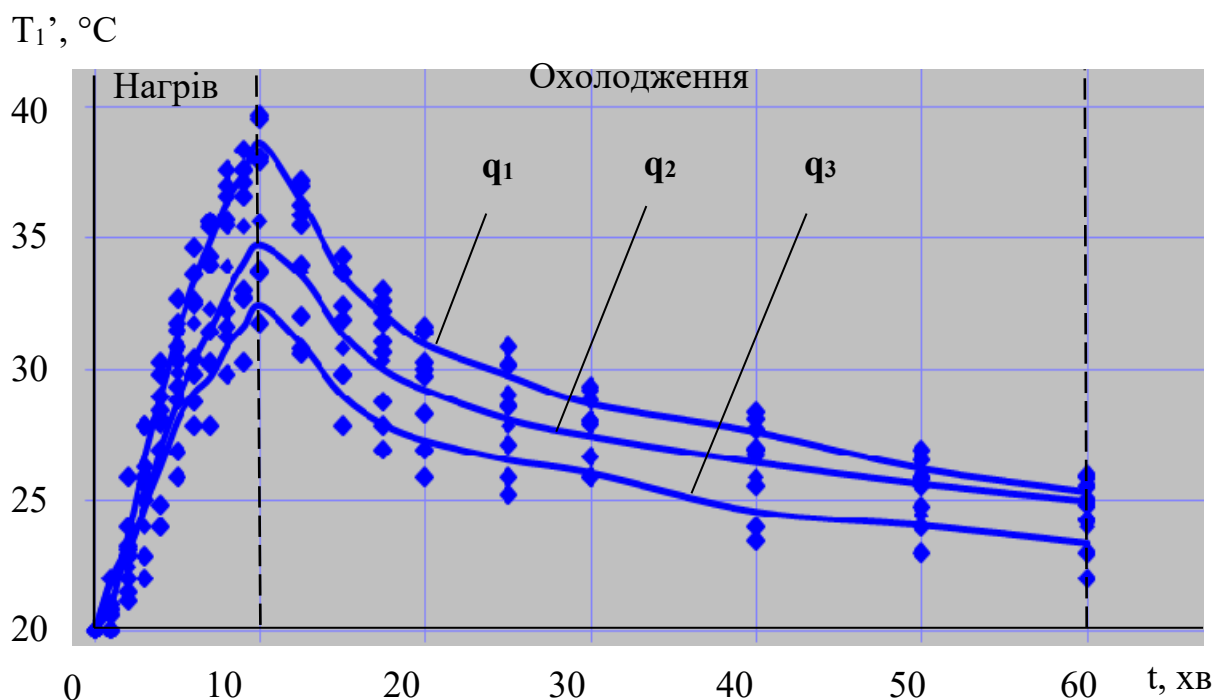


Рисунок 4.12 Характеристика зміни приведеної температури в точці T1 в період підведення теплового потоку (I) до модуля та період охолодження (II) q_1 (100%), q_2 (75...80%), q_3 (50%)– рівень потужності теплового потоку, який підводиться до теплового вікна модуля

Характеристика зміни температури в точці T3 близька до отриманої характеристики в T1, що зумовлено близьким розташуванням точок до теплопровідного елементу. Різниця інтенсивності нагріву в точках T1 і T3 пов'язана з ексцентричним розташуванням теплового вікна, при цьому точка T3 розташована ближче до теплопровідного елементу. Відношення товщини стінки між теплопровідним вікном і точками T1 та T3 складає 10%. Однак, швидкість приросту температури в T1 більша, що спричинено тепловим потоком від нагрітої рідини. Це також, відноситься до характеристики приросту температур у точках T2 і T4.

Характеристики зміни температур в точках T2 і T4 також мають різні часові градієнти приросту температури, що пов'язано з різними

температурними напорами між стінками гільзи та рідини. Що показує зосередження нагрітих шарів рідини у верхній частині модуля.

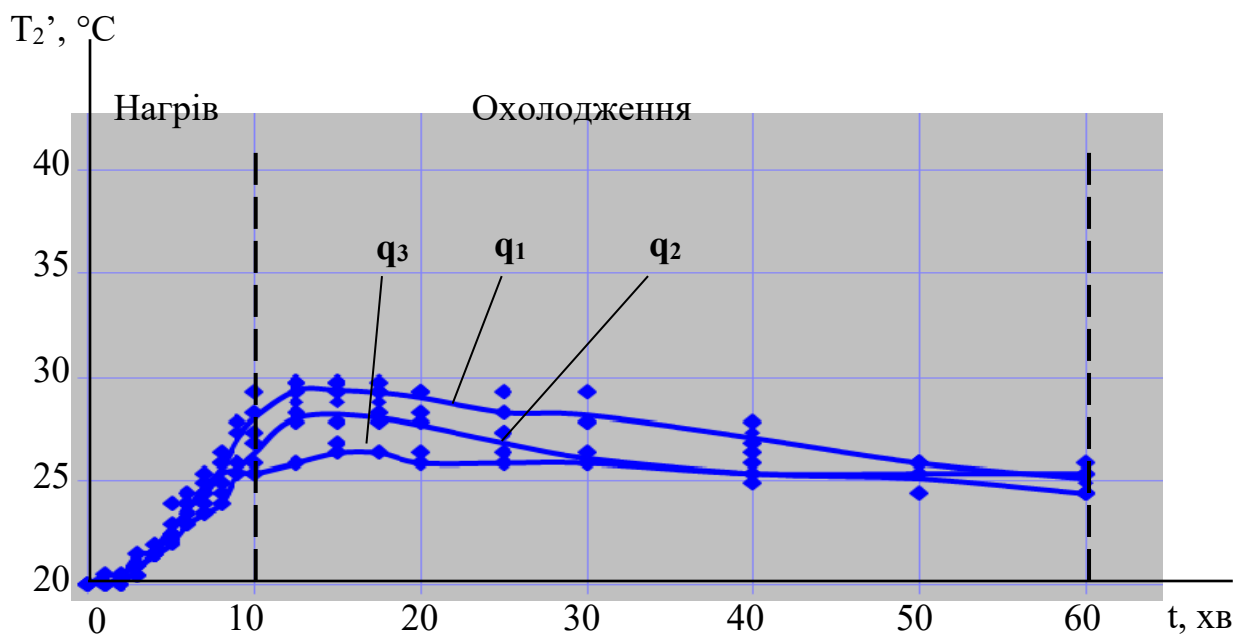


Рисунок 4.13 Характеристика зміни приведеної температури в точці T_2 в період підведення теплового потоку (I) до модуля та період охолодження (II)

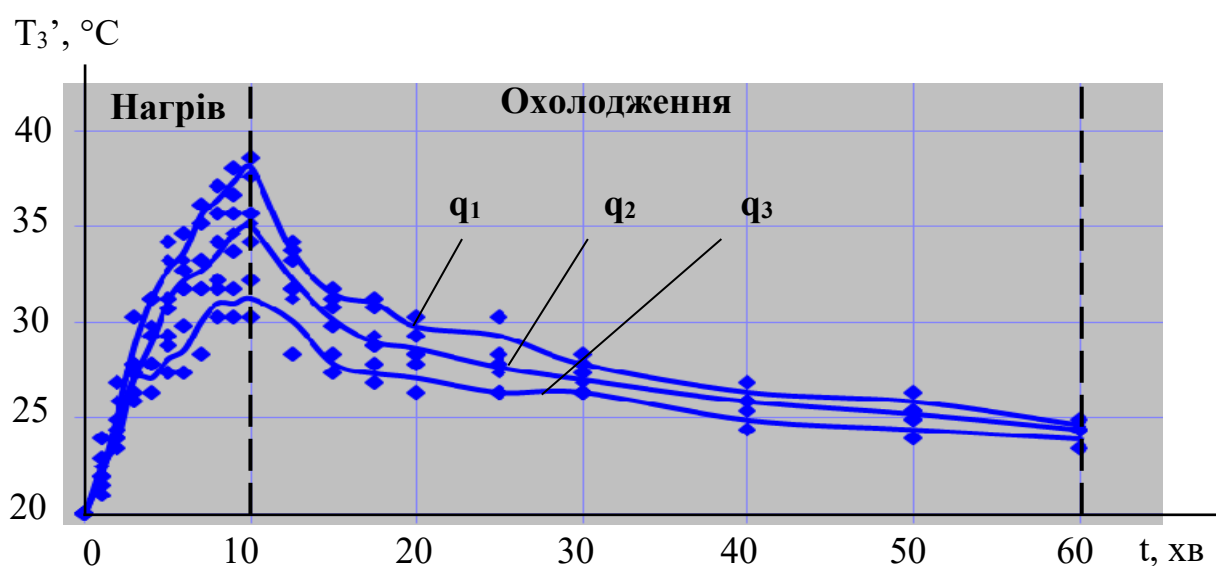


Рисунок 4.14 Характеристика зміни приведеної температури в точці T_3 в період підведення теплового потоку до модуля та період охолодження

Дисперсія експериментальних значень температури пов'язана з тим, що для кожного дослідку потужність теплового потоку відрізнялась, але протягом одного експерименту зберігала значення впродовж всього часу підведення енергії.

Отримані характеристики зміни температури на поверхні гільзи для обох типорозмірів камер та досліджуваних рідин є однаковими, що зумовлено високою теплопровідністю матеріалів камери розширення

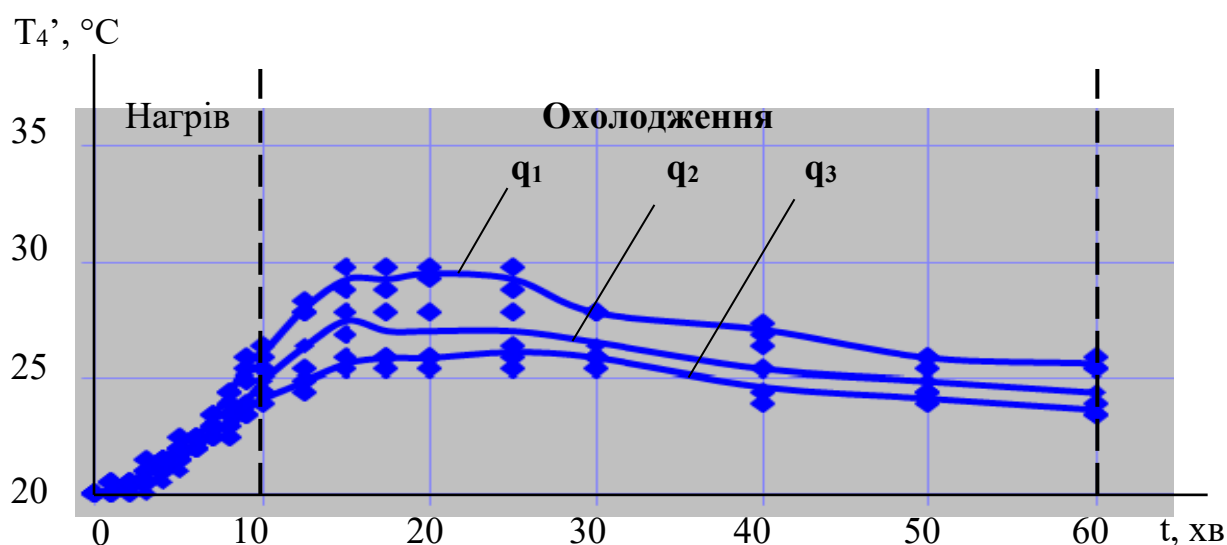


Рисунок 4.15 Характеристика зміни приведеної температури в точці T4 в період підведення теплового потоку (нагрів) до модуля та період охолодження

За результатами експериментального дослідження розподілу температури в камері розширення встановлено, що збільшення початкового об'єму рідини в камері практично не впливає на розподіл температур, через високу теплопровідність матеріалів (відхилення за результатами експериментів складає менше 3%). Також, встановлено, що різниця між значеннями коефіцієнтів теплового розширення для досліджуваних рідин (метиловий та ізопропіловий спирти) має невеликий вплив, а враховуючи гістерезис об'ємного розширення від температури (рис. 4.6 і 4.7) в розрахунках допускається приймати середнє

значення для обох рідин, оскільки за іншими теплофізичними показниками відхилення складає менше 1%.

4.3.3.2. Дослідження переміщення вихідної ланки модуля від потужності теплового потоку і навантаження на сільфон

В ході експериментальних досліджень було отримано результати переміщення сільфону за умов постійної потужності теплового потоку, який підводився до модуля, протягом фіксованого часу (рис. 4.16). При цьому величина ходу в кожному досліді зберігалась майже постійною відповідно фіксованій кількості підведеної теплоти. Відносна похибка між отриманими результатами складає менше 15%. Отримані результати було порівняно із модельним характеристиками переміщення вихідної ланки модуля.

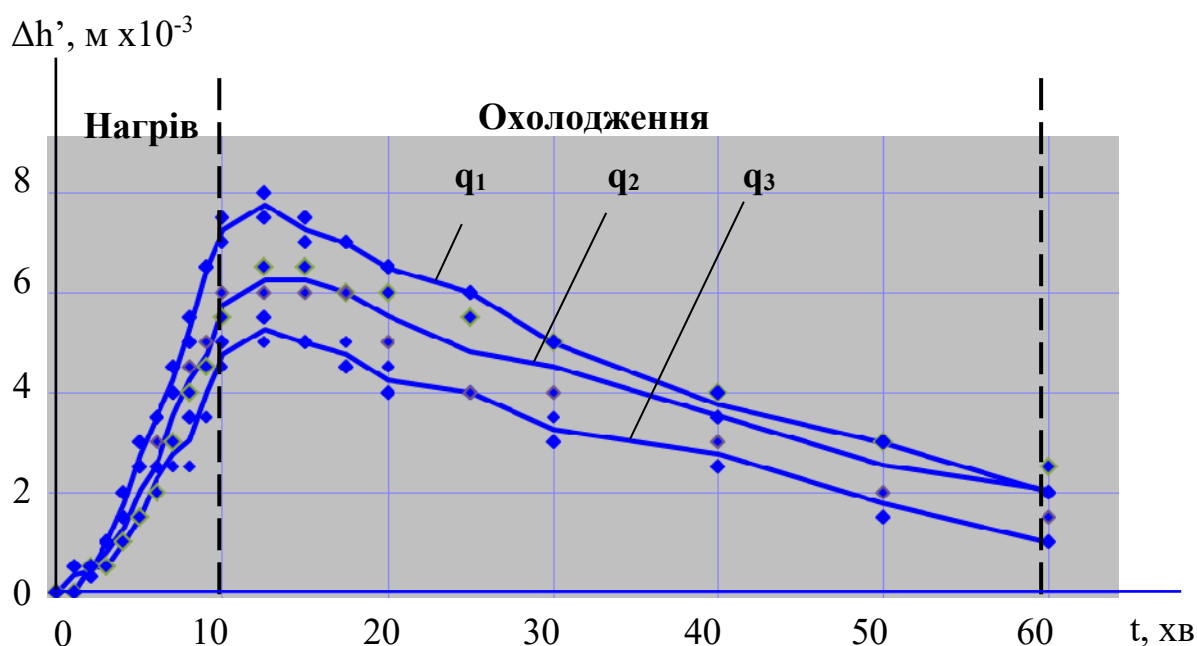


Рисунок 4.16 – Характеристика переміщення вихідної ланки модуля в період підведення теплового потоку (t_n) та період охолодження в період підведення теплового потоку (нагрів) до модуля та період охолодження

Характеристики отримані в ході експериментальних досліджень та модельних експериментів добре узгоджуються. Похибка складає менше 30%. Додатково необхідно уточнити у моделі ділянку, яка відповідає періоду врівноваження температур, після припинення підведення теплового потоку до модуля.

Для виявлення впливу навантаження на характеристику перміщення вихідної ланки було проведено ряд дослідів при різних фіксованих рівнях навантаження (рис. 4.17...4.19).

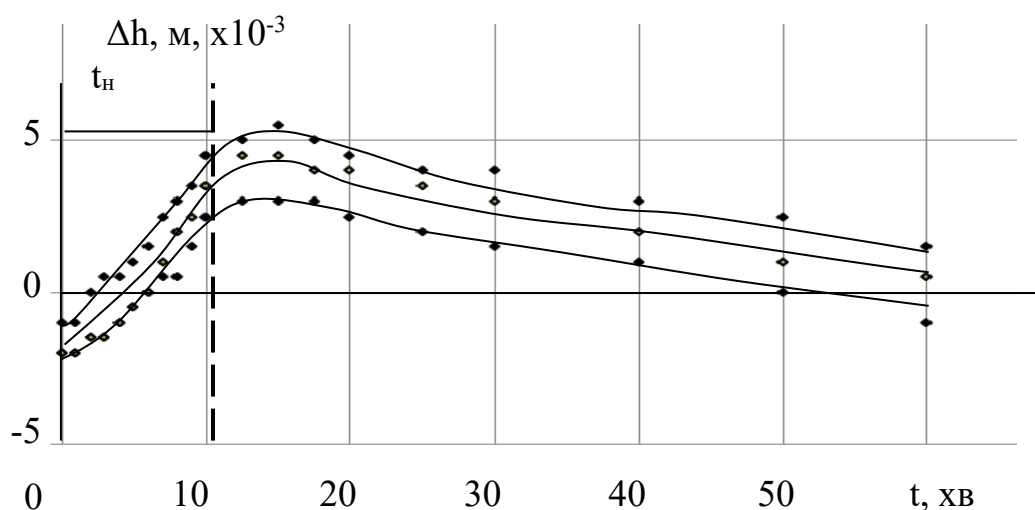


Рисунок 4.17 – Характеристика переміщення вихідної ланки модуля при навантаженні 100Н в період підведення теплового потоку (t_n) та період охолодження

Було експериментально встановлено, що величина ходу сильфону при навантаженні 100 Н зберігалась майже постійною (відхилення складало близько 0,5 мм). При цьому спостерігалось збіг початкового положення вихідної ланки, що обумовлено пов'язано, як з впливом навантаження, так і рівнем початкової температури модуля. Відповідно експериментальних даних, які отримані для ненавантаженого сильфону при тих самих початкових температурах було встановлено, що зміна початкового положення сильфону при навантаженні 100 Н складає 1...2 мм.

Подібні серії експериментів було проведено для фіксованих рівнів навантаження 200 Н та 300 Н (рис. 3.18, 3.19). При навантаженні 200 Н величина зміщення початкового положення Δh_0 склала 2 мм, для 300 Н – 4 мм. Оскільки максимальна похибка датчика вимірювання навантаження складає близько 10%, тоді сумарна похибка складає близько 20%.

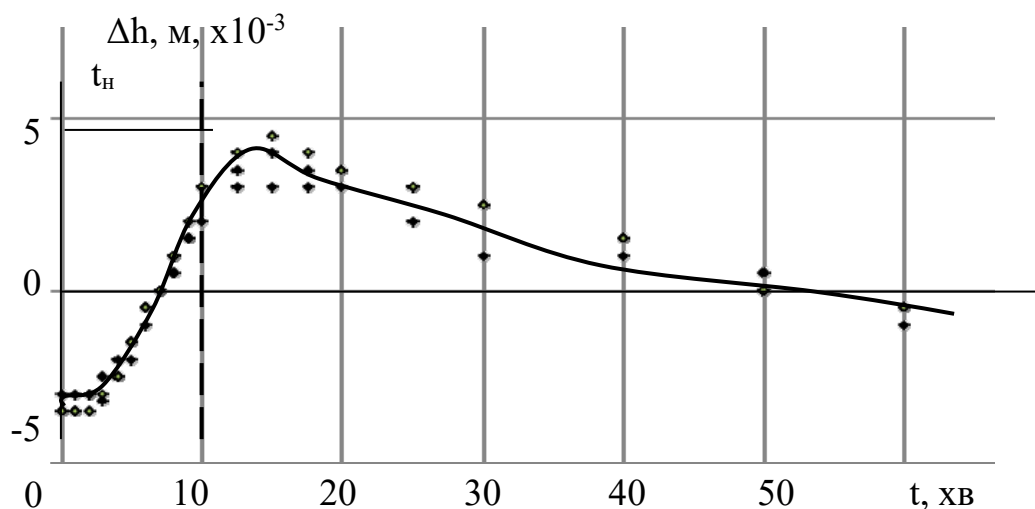


Рисунок 4.18 – Характеристика переміщення вихідної ланки модуля при навантаженні 200Н в період підведення теплового потоку ($t < t_h$) та період охолодження ($t > t_h$)

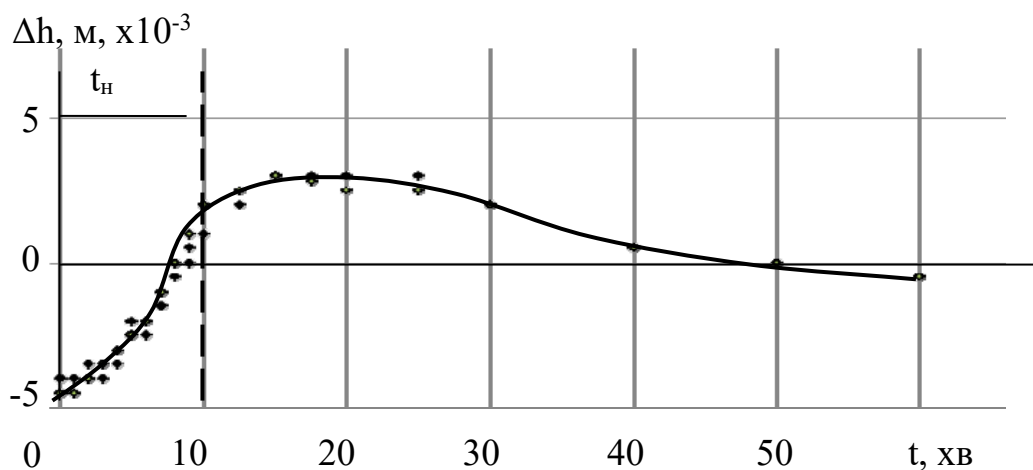


Рисунок 4.19 – Характеристика переміщення вихідної ланки модуля при навантаженні 300Н в період підведення теплового потоку (t_h) та період охолодження

Характеристики переміщення вихідної ланки отриманих в ході моделювання роботи модуля при фіксованих рівнях навантаження на вихідну

ланку модуля добре узгоджуються з результатами отриманими під час експериментальних досліджень. Відносна похибка складає 10%.

Оскільки при роботі модуля можуть виникати зміни рівня навантаження, що обумовлено конструкцією приводу та аеродинамічним навантаженням на поверхню приймача було проведено серію дослідів при змінному навантаженні. Початкове значення навантаження складало 100 Н, зміна навантаження формувалась відповідно переміщення сильфону, за рахунок стискання навантажувальної пружини (рис.4.20).

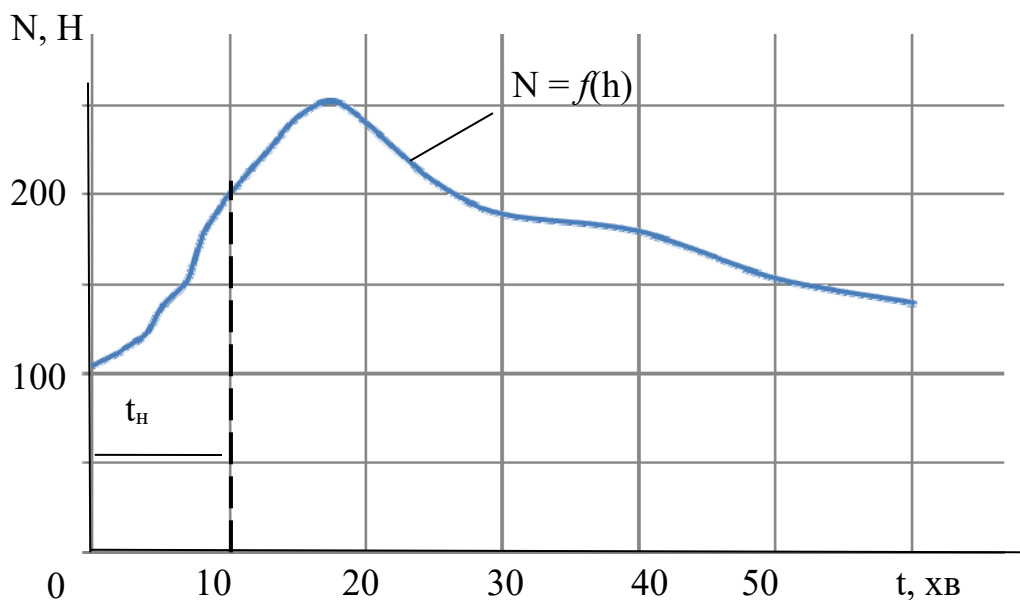


Рисунок 4.20 – Характеристика навантаження на вихідну ланку при її переміщені в період підведення теплового потоку (t_n) та період охолодження ($N_0 = 100 \text{ Н}$)

Отримані характеристики Δh знаходяться між експериментальними кривими, які характеризують переміщення вихідної ланки модуля при навантаженнях 100Н і 300Н та є перехідними (рис. 4.21). При порівнянні характеристик отриманих при експериментальному дослідженні та при моделюванні роботи модуля (за тих же конструктивних параметрів, характеристик матеріалів та експлуатаційних умов) було встановлено, що розроблена логіко-функціональна модель є адекватною. Відносна похибка між

експериментальними та модельними характеристиками складає менше 30%, що є задовільним.

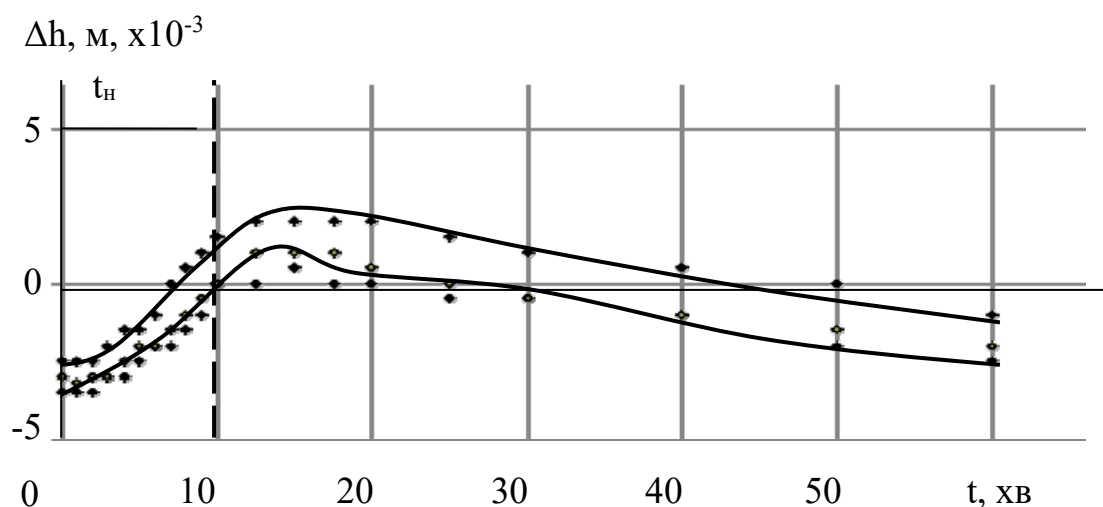


Рисунок 4.21 – Характеристика переміщення вихідної ланки модуля при змінному навантаженні в період підведення теплового потоку (t_n) та період охолодження

Також було встановлено, що різниця між коефіцієнтами теплового розширення та тепловими характеристиками досліджуваних рідин, з огляду на низькі значення приросту температур, мають незначний вплив. Відповідність між отриманими характеристиками переміщення вихідної ланки для досліджуваних рідин, також пояснюються величиною гістерезису.

4.4. Порівняльний аналіз результатів моделювання дії модуля та результатів фізичних експериментів

Відповідно до отриманої характеристики переміщення вихідної ланки модуля (рис.3.16) в перерахунку на ефективну площу сильфону ($F_{\text{еф}} = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$) отримуємо характеристику зміни приросту об'єму рідини (рис.4.22). За отриманою характеристикою зміни приросту об'єму визначаємо характеристику зміни середньої температури рідини (рис. 4.23). Отримані

характеристики зміни температури рідини близькі до характеристик зміни температури в точках T2 (рис. 4.13).

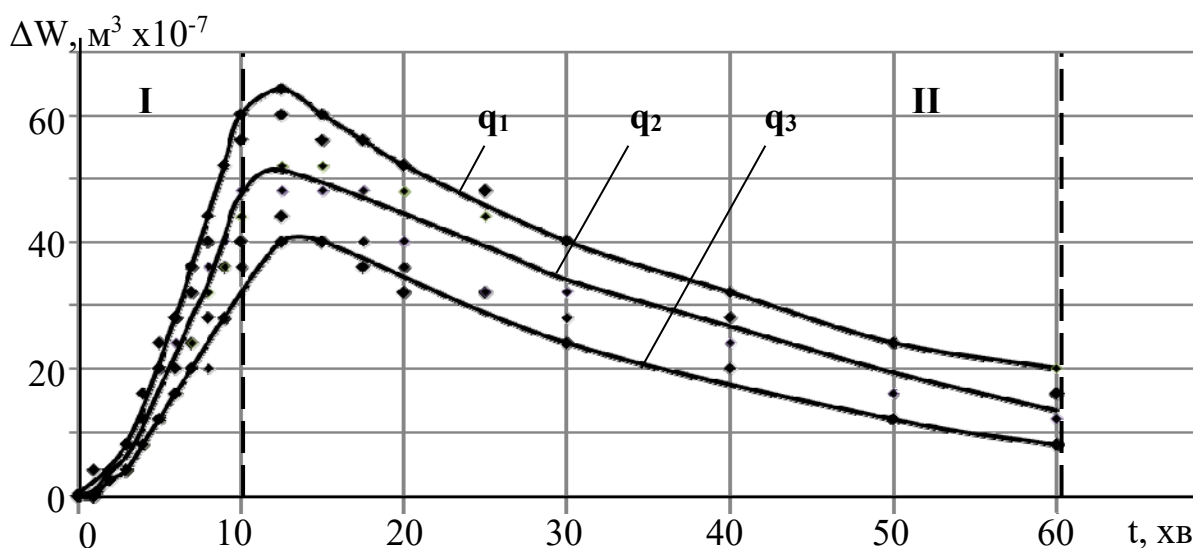


Рисунок 4.22 Характеристика зміни приросту об'єму рідини в період підведення теплового потоку (I) та період охолодження (II)

Оскільки, було прийнято вважати переважним процес конвективного теплообміну та зосередження нагрітих шарів рідини в верхній частині камери, то вважаємо, що характеристика зміни середньої температури рідини пропорційна кількості теплоти, яка зосереджена в нагрітих шарах.

Отримані характеристики зміни середньої температури рідини (рис. 4.23) відображують кількість енергії, яка надана рідині. Оскільки теплопередача відбувається через конвекцію та в рідині присутнє розшарування, то температура в нагрітих шарах рідини визначається градієнтом приросту температури в тепловому шарі.

Розглядаючи період підведення теплового потоку до модуля, було запропоновано залежність визначення градієнту приросту температури в нагрітому шарі рідини:

$$\partial T_{RR} = \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\alpha \cdot (\Delta T_1 + \Delta T_2) / 2}{c \cdot L \cdot \rho} - \frac{\lambda \cdot (T_3 - T_4)}{x^2 \cdot c \cdot \rho} \right) \cdot \frac{\delta^2 \cdot c \cdot \rho}{\lambda},$$

де $\frac{\partial T}{\partial t}$ - градієнт приросту температури в точці T1; L – довжина гільзи;

x – відстань між точками T3 і T4.

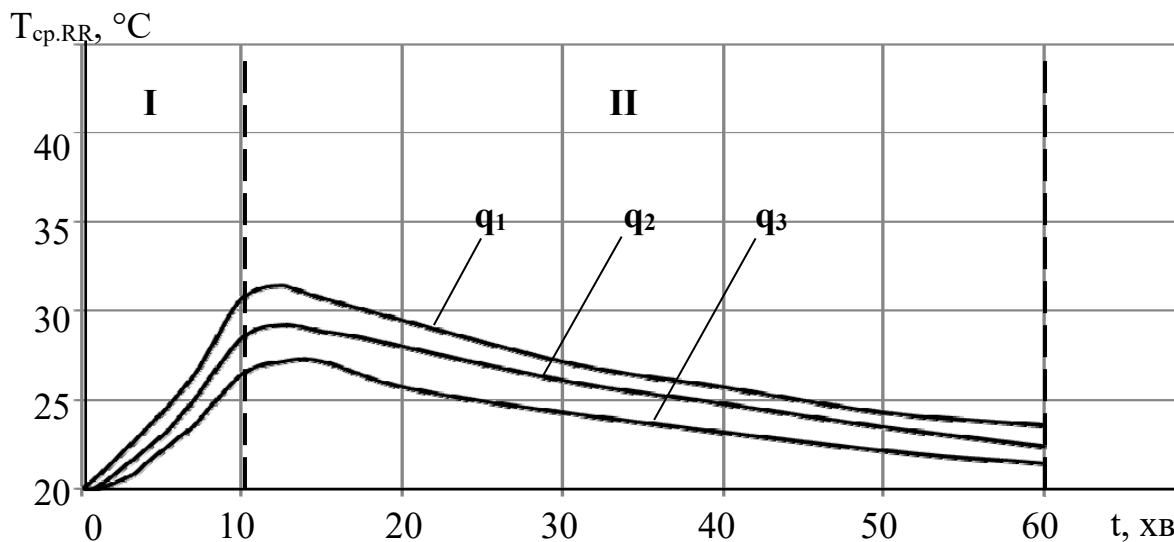


Рисунок 4.23 – Характеристика зміни середньої температури об'єму рідини ($W_0 = 0,5 \times 10^{-3} \text{ м}^3$) в період підведення теплового потоку (I) до модуля та період охолодження (II)

Запропонована залежність доцільна для розгляду процесу нагрівання, оскільки в період охолодження відбуваються процеси врівноваження температур в об'ємі рідини. За отриманою характеристикою зміни температури в нагрітому шарі рідини (рис. 4.24) було визначено осереднене значення об'єму конвективної області для кожного рівня потужності підведеного потоку (табл.4.1). Відповідно хартеристиці зміни температури в конвективній області були розраховані характеристики приросту об'єму рідини в період підведення теплової енергії (рис. 4.25.б)).

В середньому похибка між експериментальною характеристикою зміни приросту об'єму рідини та розрахунковою, відповідно характеристики (рис.4.24) та значень об'єму конвективної області (табл. 4.1) на всьому періоді підведення теплоти не перевищує 30%. Максимальна розбіжність між значеннями зміни приросту об'єму в кінці періоду нагрівання складає не більше

15%. В логіко-функціональній моделі, для опису теплопередачі в період нагрівання, використовується той самий підхід.

Таблиця 4.1. Об'єм конвективної області

Рівень потужності теплового потоку q	50%	75...80%	100%
Об'єм конвект області $W_{\text{конв.1}}$, Мл	135,8 мл	178,6	230
Відносний об'єм рідини в камері $W_0 = 500$ мл	27%	35%	46%

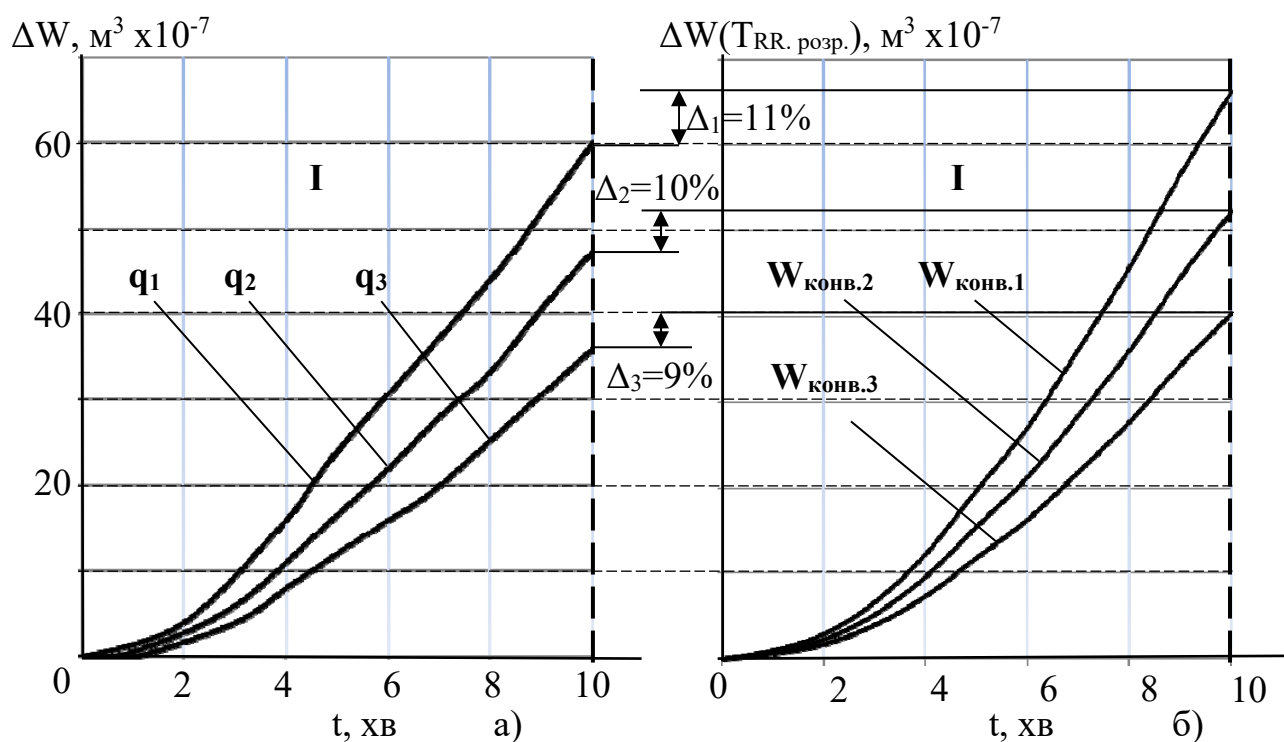


Рисунок 4.25 Характеристика зміни приросту об'єму рідини в період підведення теплового потоку (I): а) – експериментальна характеристика зміни приросту об'єму; б) – розрахункова характеристика

Отримані значення розмірів конвективної області добре узгоджуються зі значеннями отриманими в процесі моделювання. Також, отримані

характеристики пояснюють значущий вплив початкового об'єму в межах 150...300 мл (див. розділ 3.3), оскільки величина конвективної області за значенням близька до об'єму камери. За отриманими результатами можна зробити висновок, що запропонований підхід, який використовується в логіко-функціональній моделі, дає можливість спрогнозувати характеристику переміщення вихідної ланки з точністю до 30%, що є задовільним.

ВИСНОВКИ

В ході експериментів отримано характеристики розподілу температур у верхній і нижній частинах камери, що в сукупності з характеристикою переміщення вихідної ланки модуля вказують на нерівномірність розподілу температури в рідині, що підтверджує перевагу конвективного теплообміну в камері розширення. За проведеним аналізом результатів об'єм конвективної області складає до $250 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$.

За результатами експериментального дослідження модуля теплового гідроприводу встановлено, що вплив початкової температури (фіксована температура оточуючого середовища) впливає на початкову координату положення вихідної ланки, зміщення координати для $W_0 = 0,5 \text{ дм}^3$ складає близько 1...2 мм на кожні 10°C ; для $W_0 = 0,5 \text{ дм}^3$ і складає близько 2...4 мм на кожні 10°C для $F_{\text{еф}} = 0,008 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

Величина навантаження не впливають на величину ходу вихідної ланки модуля, а лише обумовлюють значення її початкових та кінцевих координат. Величина зміщення вихідної ланки під навантаженням складає до 2 мм на кожні 100 Н при $W_0 = 0,5 \text{ дм}^3$ і $F_{\text{еф}} = 0,008 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

Змінна навантаження на вихідну ланку впливає на величину переміщення пропорційно зміні навантаження, 0,5 мм на $\Delta N = 50 \text{ Н}$.

Отримані в ході експериментальних досліджень модуля теплового гідропривода результати підтверджують адекватність моделі. Точність моделі відносно отриманих в експериментах результатів складає не менше 70%.

Доведено, що підхід до визначення середньої температури рідини в камері та зміни приросту об'єму, застосований в моделі, є адекватним і забезпечує точність, достатню для прогнозування дії теплогідролічного приводу.

РОЗДІЛ 5

ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОГО ГІДРОПРИВОДУ ПОЗИЦІОНУВАННЯ ПРИЙМАЧА ГЕЛІОСТАНЦІЇ

Методика призначена для використання при розробці теплового гідроприводу за двома принциповими схемами, що мають модульну структуру. Принцип дії теплового гідропривода полягає в перетворенні енергії теплового потоку випромінювання сонячної енергії, за допомогою теплового розширення рідини і кінематичної системи з гнучкими та умовно недеформованими елементами, в роботу позиціонування положення приймача геліостанції. Зворотній зв'язок за напрямом максимальної інтенсивності теплового випромінювання, здійснюється за рахунок гідромеханічного визначення положення модуля привода з максимальною температурою рідини, тобто є дискретним та апроксимованим за допомогою кулачкового механізму.

Вихідні дані до методики розрахунку[^]

Значення азимутального кута, в межах якого відбувається позиціонування приймача, може складати до 160° .

Діапазон позиціонування приймача: для періоду найбільшого значення сонячної інсоляції (з 9-ої до 18-ої години) азимутальний кут позиціонування приймача 135° .

Радіус опорного елемента привода (розміщення штовхачів): $0,1 \dots 0,25$ м.

Значення робочого тиску для сільфону машинобудівного призначення: від $0,4$ до $2,6$ МПа.

Ефективний діаметр сільфона:

максимальне значення ефективного діаметру сільфону $D_n = 0,04$ м.

мінімальне значення ефективного діаметру сільфону $D_n = 0,016$ м.

Кут розташування виконавчих модулів:

максимальне значення кута, в межах якого можуть бути розташовані штовхачі 90° .

Кількість модулів: 2 – 7.

Кут нахилу опорного диску: $10 \dots 25^\circ$.

Діапазон ходу штовхача виконавчого модуля: $0,005 \dots 0,025$ м.

Робоча рідина:

- метиловий спирт: $T_{\text{кип}} = 64,7^\circ\text{C}$; $p_{\text{кр}} = 7,8$ МПа; середнє значення коефіцієнту теплового розширення $\beta = (1,19 \dots 1,24) \cdot 10^{-3} \text{ } 1/^\circ\text{C}$; питома теплоємність $c_p = 2550$ Дж/кг·К;
- ізопропіловий спирт: $T_{\text{кип}} = 80,2^\circ\text{C}$; середнє значення коефіцієнту теплового розширення $\beta = 1,12 \cdot 10^{-3} \text{ } 1/^\circ\text{C}$; питома теплоємність $c_p = 2586$ Дж/кг·К;
- етиловий спирт: $T_{\text{кип}} = 78,4^\circ\text{C}$; $p_{\text{кр}} = 6,3$ МПа; середнє значення коефіцієнту теплового розширення $\beta = (1,19 \dots 1,24) \cdot 10^{-3} \text{ } 1/^\circ\text{C}$; питома теплоємність $c_p = 2440$ Дж/кг·К.

Розрахунок параметрів теплового гідроприводу проводиться відповідно вимогам (табл. 5.1).

Таблиця 5.1. Узагальнені вимоги до теплового приводу
позиціонування геліостанції

Робочий діапазон температур оточуючого середовища, $^\circ\text{C}$	$-40 \dots +70$
Період експлуатації без додаткового електроживлення	Експлуатаційний цикл
Пауза в роботі модуля з причин відсутності (протягом 20 хв і більше) сонячного випромінювання	5 – 30 хв після повторної появи випромінювання
Діапазон кутів стеження азимутальний, $^\circ$ (рад) вертикальний, $^\circ$ (рад)	до 210° (3,8 рад) до 70° (1,15 рад)

Продовження табл.5.1

Статичне навантаження (вага об'єкту позиціонування)	500... 5000 Н
Робоче динамічне навантаження	5...15% від статичного навантаження
Кутова швидкість повороту по азимуту	15 °/год
Похибка по куту позиціонування, не більше	$\pm 15^\circ$
Швидкість вітру, що визначає додаткове навантаження	до 10 м/с

Наведені вимоги необхідно забезпечити за допомогою вибору раціональної схеми виконання теплового гідроприводу і його параметрів, у сукупності з врахуванням характеристик теплогідравлічного модуля і впливу умов експлуатації.

5.1. Обґрунтування вибору схемного рішення теплового гідроприводу позиціонування приймача геліостанції

В залежності від вимог до точності і швидкості позиціонування, рівня навантажень тепловий гідропривід позиціонування може виконуватись за двома схемами.

- з похилим диском (на базі схеми аксіального гідромотору) (рис. 5.1):

Призначена для позиціонування приймачів малої та середньої ваги ($m = 50 \dots 200$ кг), точність позиціонування лежить в межах від 45° до 15° . Придатна для використання в умовах низьких аеродинамічних навантажень на поверхню приймача. Початкове положення приймача – не фіксоване.

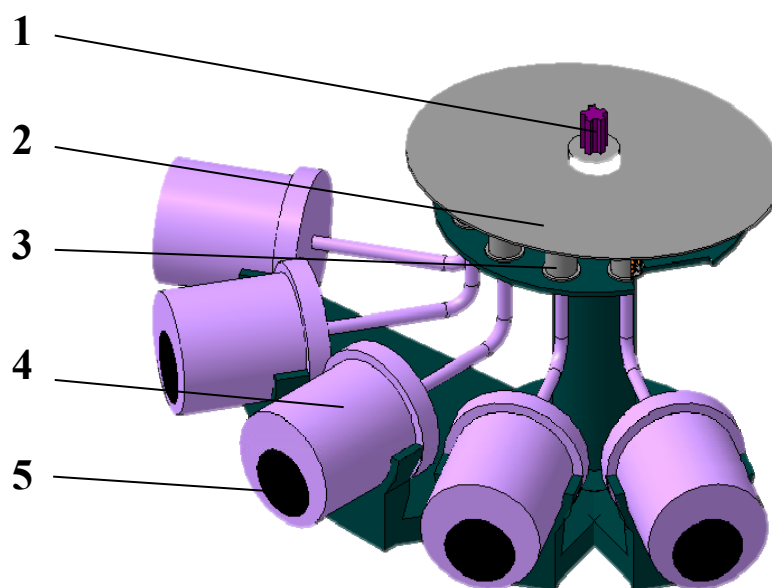


Рисунок 5.1 – Схема аксіального теплового гідроприводу позиціонування: 1 – вихідний вал; 2 – профільований диск; 3 – вихідна ланка модуля; 4 – модуль; 5 – теплове вікно

Принцип роботи теплового гідроприводу на базі модульного аксіального гідромотору полягає у розподілі діапазону позиціонування на окремі сектори. Позиціонування приймача в кожному секторі забезпечується окремим модулем. Величина сектору залежить від кількості модулів. Орієнтація камери розширення, її теплосприймаючої поверхні може бути відмінна від кута розташування вихідної ланки модуля, що забезпечує компенсацію інертності теплового гідроприводу. Для повернення у вихідне положення приводу необхідно оснащення додатковими пружними елементами.

- з кулісним механізмом (рис. 5.2):

Призначення для позиціонування приймачів масою до 1000 кг, при аеродинамічному навантаженні середньої величини. Забезпечує позиціонування приймача з «рівномірною» швидкістю. Має фіксоване початкове положення.

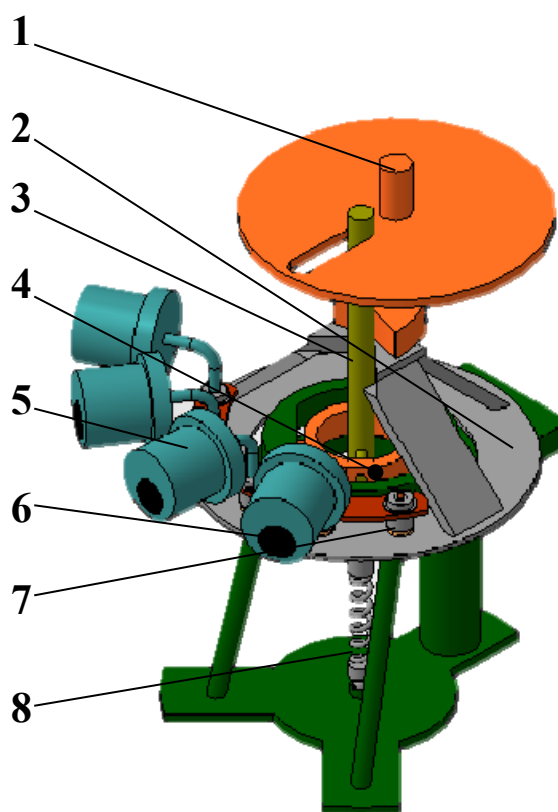


Рисунок 5.2 – Схема аксіального теплового гідроприводу з кулісним механізмом: 1 – вихідний вал; 2 – профільований диск; 3 – куліса; 4 – вузол перетворення; 5 – модуль; 6 – теплове вікно; 7 – вихідна ланка модуля; 8 – механізм повернення у вихідне положення

Принцип роботи теплового гідроприводу з кулісним механізмом схожий з роботою теплового гідроприводу виконаного на базі модульного аксіального мотору. Відрізняється врахуванням зворотнього ходу вихідної ланки модуля при позиціонуванні приймача, Додатково оснащений механізмом повернення у вихідне положення, що при недостатньому рівні інсоляції дозволяє працювати у режимі стаціонарно всановленого приймача.

5.2. Порядок розрахунку параметрів теплового гідроприводу

Для забезпечення підведення необхідної кількості теплової енергії до модуля, з використанням фокусуючої лінзи (рис. 5.1), рекомендується виконувати теплове вікно з наступними розмірами:

ширина теплового вікна:

$$L_{TE} = 2 \cdot f \cdot \tan(\Psi / 2)$$

висота теплового вікна:

$$H_{TE} = 4 \cdot f \cdot \tan(\theta / 2)$$

де f – фокусна відстань; Ψ – кут чутливості модуля, приймається менше $<30^\circ$; θ – зміна вертикального кута положення сонця (приймається $\approx 20^\circ$).

Товщина стінки приймається в межах $\delta = 2 \dots 4$ мм.

Типорозмір сильфона вибирається відповідно навантаженню на вихідну ланку модуля:

$$F_{ef.c.} = N/[p],$$

де N – навантаження на вихідну ланку модуля, складає $10 \dots 15\%$ від ваги приймача; $[p] = 3,2$ МПа – допустимий рівень тиску в камері?.

Початковий об'єм камери вибирається відповідно ефективній площі сильфону та діапазону переміщень вихідної ланки в межах $h = 10 \dots 25$ мм:

$$W_{к.р.} = \frac{h \cdot F_{ef.c.}}{\beta \cdot \Delta T_{RR}},$$

де $\Delta T_{RR} = 15 \dots 30$ °С – очікувана зміна температури робочої рідини.

За отриманим значенням об'єму камери уточнюються діаметр та довжина камери, щоб відношення довжини камери до діаметру не перевищувало $L_{к.р.}/D_{к.р.} \leq 0,6$.

Кількість теплогідравлічних модулів вибирається відповідно діапазону слідкування за сонцем $n = \Phi/\Delta$, де Δ – похибка стеження, приймається в межах $10 \dots 20^\circ$.

Відповідно до аксіальної схеми виконання приводу визначаються параметри профільованого диску:

$$D = 2 \cdot \frac{(n-1) \cdot (1,4 \cdot D_n + b)}{0,5\pi} \cdot \frac{1}{\cos \gamma},$$

де n – кількість штовхачів; D_n – номінальний діаметр сильфону;

$b = 0,004 \dots 0,01$ м – параметр, що враховує товщину стінки направляючої вихідної ланки.

Концентрація енергії на поверхні теплопровідного елементу (підвід теплової енергії до теплового вікна) відбувається при проходженні сонцем кута чутливості модуля (рис. 5.4). Приймаємо значення горизонтального (азимутального) кута чутливості модуля в межах $8 \dots 30^\circ$. Кут чутливості модуля по вертикалі відповідає величині кута зміни склоніння сонця ($\Delta\Omega$) в період роботи приводу (межах 20°).

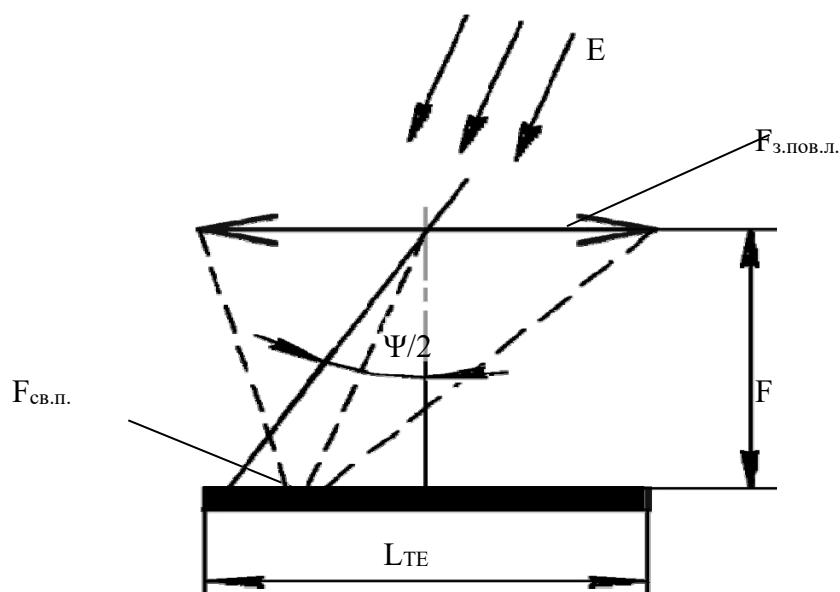


Рисунок 5.3 – Схема концентрації сонячної енергії на теплопровідному елементі

За результатами аналізу переміщення сонячної плями по поверхні теплопровідного елементу рекомендовано виконувати теплове вікно прямокутної форми.

Азимутальний кут чутливості модуля також визначає час, протягом якого відбувається концентрація сонячної енергії на поверхні теплопровідного елемента:

$$t_n = \frac{\psi}{\omega},$$

де $\omega = 0,0042$ °/с – кутова швидкість переміщення сонця. Значення ψ рекомендується вибирати з урахуванням теплофізичних характеристик теплопровідного елемента.

При підведенні теплоти через фокусуючи лінзу значення променевого потоку визначається як:

$$\Phi_0 = a \cdot \frac{dE}{dt} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4},$$

де E – рівень інсоляції (500...900 Вт/м²); a – коефіцієнт, що враховує різницю між кутом нахилу лінзи та кутом нахилу поверхні, для якого приймаються значення щільності сонячного випромінювання.

Променевий потік, що передається модулю через фокусуючи лінзу знаходиться як:

$$\Phi = k \cdot \Phi_0 \cdot \tau \cdot \frac{D^2}{16 \cdot f^2}$$

де Φ_0 – потік сонячного випромінювання; τ – коефіцієнт пропускання лінзи; D – діаметр лінзи; $1/f$ – оптична сила лінзи; k – коефіцієнт підсилення.

Значення приросту температури нагрівача відносно початкового залежить від кількості теплової енергії, яка поглинута поверхнею теплопровідного елемента:

$$q_{TE} = A \cdot \Phi,$$

де A – коефіцієнт поглинання поверхні теплопровідного елемента.

Значення початкового об'єму визначається відповідно прийнятого значення ходу штовхача, з урахуванням кількості теплоти, що передається модулю за час нагрівання.

Приріст середньої температури теплопровідного елементу:

$$\overline{\Delta T_{TE}} = \frac{\int_{t_n} q_{TE} dt}{c \cdot \bar{m}},$$

де c – теплоємність теплопровідного елементу; $\bar{m}$ – приведена маса теплопровідного елементу; T_0 – початкова температура теплопровідного елементу.

Приріст середньої температури теплопровідного елементу $\overline{\Delta T_{TE}}$, з урахуванням втрат, приймається від 20 до 60 °С.

Тепловий потік від нагрівача до робочої рідини:

$$q_{RR} = \alpha_{TE-RR} (T_{TE} - T_{PP}) F_{TE},$$

де α_{TE-RR} – коефіцієнт тепловіддачі (приймається 400...600 Вт/м²·К).

Значення зміни об'єму, яке відповідає прийнятому значенню ходу штовхача:

$$\Delta W = \frac{\Delta h_{max}}{F_{эф}},$$

де $F_{эф}$ – ефективна площа сильфону.

Об'єм камери розширення приймається відповідно залежності:

$$\frac{\Delta W}{\beta} = W_n \cdot \overline{\Delta T_{RR}} = \frac{\int_{t_n} q_{RR} dt}{c_p \cdot \rho_0}$$

де W_n – об'єм нагрітої рідини в камері розширення відповідно зміні температури $\overline{\Delta T_{RR}}$.

Приймаючи значення приросту середньоінтегральної температури рідини $\overline{\Delta T_{RR}} = (0,3 \dots 0,4) \cdot \overline{\Delta T_{TE}}$, визначається значення початкового об'єму камери розширення:

$$W_K = (1,3 \dots 1,6) \cdot W_{\Sigma}.$$

Геометричні параметри камери розширення визначають не тільки початковий об'єм рідини, а й впливають на величину теплових втрат.

Для циліндричної камери внутрішній діаметр вибирається з урахуванням розмірів теплового вікна:

$$D_{\text{вн.к. min}} = 10 \cdot \sqrt{\frac{F_{TE}}{\pi}},$$

де F_{TE} – площа теплового вікна.

Довжина камери вибирається за прийнятим значенням внутрішнього діаметру та початкового об'єму.

5.3. Визначення кількості модулів приводу

Тепловий гідропривод з 2-ма модулями. Реалізація теплового гідроприводу позиціонування приймача з двома модулями, також, може виконуватись в конструкції без похилого диску (рис. 5.3). Поворот приймача виконується відносно похилої вісі. При цьому підведення сонячної енергії до модулів відбувається одночасно до обох модулів. Кут повороту приймача залежить від різниці температур рідини в камерах розширення модулів, яка обумовлена різницею рівня інсоляції на теплопровідні елементи.

Розрахунок параметрів пружних елементів вихідних ланок модуля виконуємо за схемою взаємодії двох модулів відносно вісі обертання приймача (рис. 5.4).

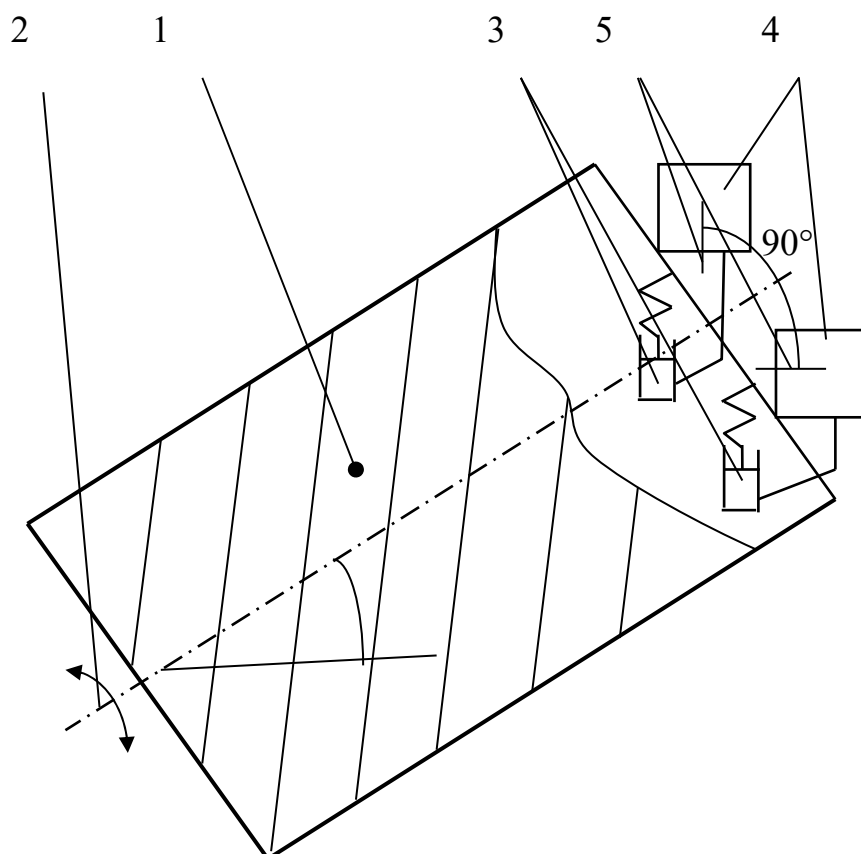


Рисунок 5.4 - Схема теплового гідроприводу позиціонування з двома модулями без похилого диску: 1 – поверхня приймача; 2 – похила вісь обертання приймача; 3 – вихідна ланка модуля з пружним елементом; 4 – камера розширення; 5 – нормаль до поверхні теплопровідного елементу камери розширення

Кут повороту приймача визначаємо за відстанню між віссю обертання приймача та вихідною ланкою модуля (l). Розрахунок параметрів пружин проводимо за системою рівнянь:

$$\begin{cases} Y_1^I = \frac{l_1}{l_2} \cdot Y_2^I \\ C_1 \cdot (X_1 - Y_1^I) \cdot l_1 = C_2 \cdot (X_2 - Y_2^I) \cdot l_2 \end{cases}$$

Жорсткість пружин та величина їх попередньої деформації розраховуємо відповідно моменту інерції повороту приймача, з врахуванням сил тертя в опорах, та рівня аеродинамічного навантаження на поверхню приймача.

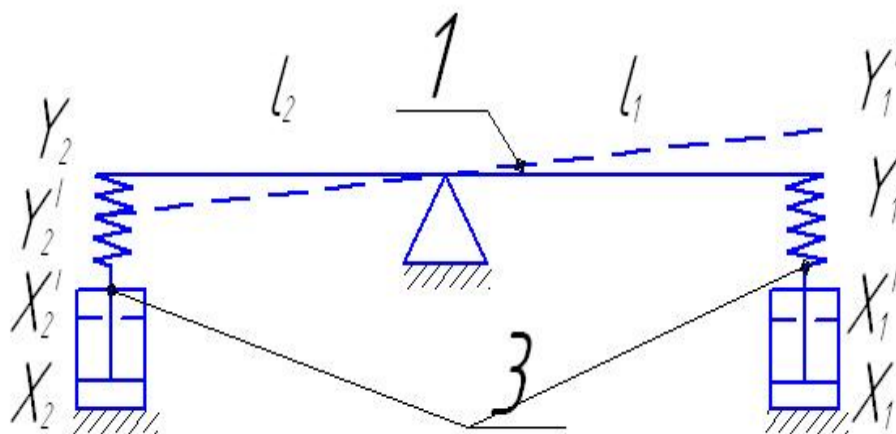


Рисунок 5.5 – Розрахункова схема для конструкції теплового гідроприводу з двома модулями. 1- направляюча; 2 – вихідна ланка модуля з пружним елементом. $X_1 - X_1'$ та $X_2 - X_2'$ – хід сильфону; Y_1 та Y_2 - початкове положення точок контакту направляючої і вихідної ланки модуля; Y_1' та Y_2' - координати положення точок контакту направляючої і вихідної ланки модуля при спрацюванні одного модуля

Забезпечення фіксації і роботи модулів на зворотньому ході. Для фіксації положення приймача в схемі (рис. 5.1) і забезпечення роботи модулів на зворотньому ході встановлюються додаткові пружні елементи на вихідних ланках. Розрахунок параметрів пружин виконується на основі взаємодії вихідних ланок в лінеаризованому варіанті (рис. 5.6).

При розрахунках враховується порядок спрацювання модулів, закони переміщення сильфонів (отримані при моделюванні) та навантаження. За відсутності переміщень вихідної ланки модуля положення приймача визначається балансом зусиль на пружинах. Відповідно до значень навантаження попередньо вибираються значення жорсткості пружин та величина попереднього стиснення:

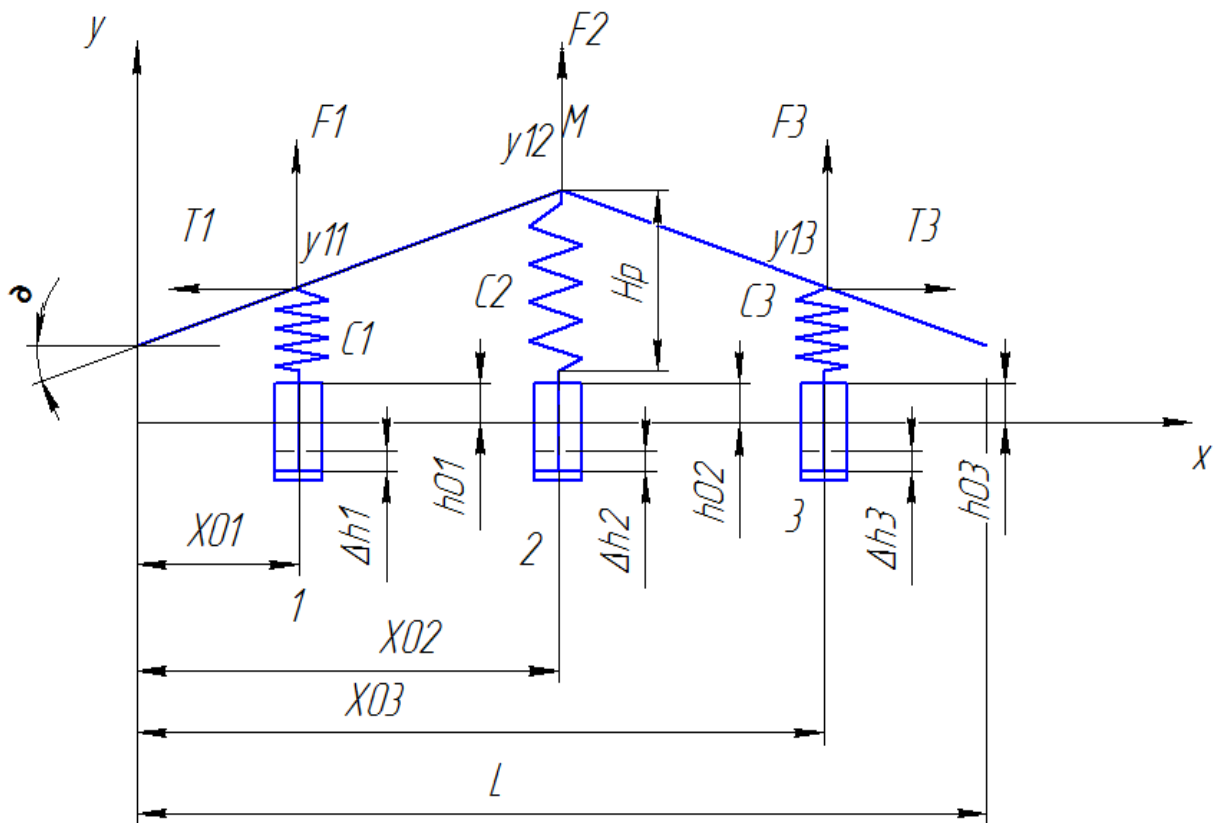


Рисунок 5.6 - Розрахункова схема підбору пружин для вихідних ланок модуля: F_i – навантаження; T_i – тангенційна складова навантаження; y_i – переміщення вихідної ланки; Δh_i – переміщення сільфону; h_{0i} – вертикальне зміщення сільфону відносно початку координат; x_0 – горизонтальна координата положення вихідної ланки відносно початку координат; α - кут нахилу направляючої поверхні

$$\left\{ \begin{array}{l} F_1 = C_2 \cdot \Delta H p \\ F_2 = C_2 \cdot \Delta H p \\ F_3 = C_3 \cdot \Delta H p \\ T_1 = C_1 \cdot \Delta H p \cdot \operatorname{tg} \alpha \\ T_2 = C_2 \cdot \Delta H p \cdot \operatorname{tg} \alpha \\ T_3 = C_3 \cdot \Delta H p \cdot \operatorname{tg} \alpha \\ T_1 = k T_2 + T_3 \\ \Delta H p_1 = H p - (y_{11} - (h_{01} + \Delta h_1)) \\ \Delta H p_2 = H p - (y_{12} - (h_{02} + \Delta h_2)) \\ \Delta H p_3 = H p - (y_{13} - (h_{03} + \Delta h_3)) \end{array} \right.$$

При переміщенні вихідної ланки модуля система пружин виходить із рівноважного стану, що призводить до переміщення направляючої. Характеристику зміщення направляючої (Δx) при спрацюванні модулів знаходимо за залежностями:

$$\begin{aligned}
 &C_1 \cdot (H_p - (y_{11} - (h_{01} + \Delta h_1))) \cdot \operatorname{tg} \alpha = k \cdot C_2 \cdot (H_p - (y_{12} - (h_{02} + \Delta h_2))) \cdot \operatorname{tg} \alpha + \\
 &+ C_3 \cdot (H_p - (y_{13} - (h_{03} + \Delta h_3))) \cdot \operatorname{tg} \alpha \\
 &C_1 \cdot (H_p - (y_{11} - (h_{01} + \Delta h_1))) - k \cdot C_2 \cdot (H_p - (y_{12} - (h_{02} + \Delta h_2))) - \\
 &- C_3 \cdot (H_p - (y_{13} - (h_{03} + \Delta h_3))) = 0 \\
 &y_{11} = (x_{01} - \Delta x) \cdot \operatorname{tg} \alpha \\
 &y_{12} = (x_{02} + \Delta x) \cdot \operatorname{tg} \alpha \\
 &y_{13} = (L - (x_{02} - \Delta x)) \cdot \operatorname{tg} \alpha \\
 &\Delta x = \frac{C_1 \cdot (x_{01} \cdot \operatorname{tg} \alpha - H_p - (h_{01} + \Delta h_1)) - \frac{\Delta x}{|\Delta x|} \cdot C_2 \cdot (H_p - x_{02} \cdot \operatorname{tg} \alpha - (h_{02} + \Delta h_2)) + C_3 \cdot (\operatorname{tg} \alpha \cdot (x_{03} - L) + H_p + (h_{03} + \Delta h_3))}{(C_1 - k \cdot C_2 + C_3) \operatorname{tg} \alpha}
 \end{aligned}$$

Отримана характеристика зміщення перераховується в характеристику зміни азимутального кута положення приймача (рис. 5.7):

$$\Delta \varphi(t) = \pi \cdot \Delta x(t) / 180$$

За отриманою характеристикою приймаємо рішення про доцільність використання прийнятих пружин у складі вихідних ланок. Приведений алгоритм реалізовано в MathLab.

Приклад розрахунку роботи теплового гідроприводу з 7-ма модулями для аксіальної схеми враховує зміну рівня інсоляції внаслідок погодних умов (рис. 5.8 а і б).

За попередніми розрахунками встановлено, що збільшення кількості вихідних ланок із встановленими пружинами призводить до зменшення зміни азимутального кута положення приймача та діапазону позиціонування приймача в цілому. Також, наявність додаткових пружних елементів у вихідних

ланках модуля призводить до зменшення (до 12%) величини корисного навантаження на вихідну ланку теплового гідроприводу.

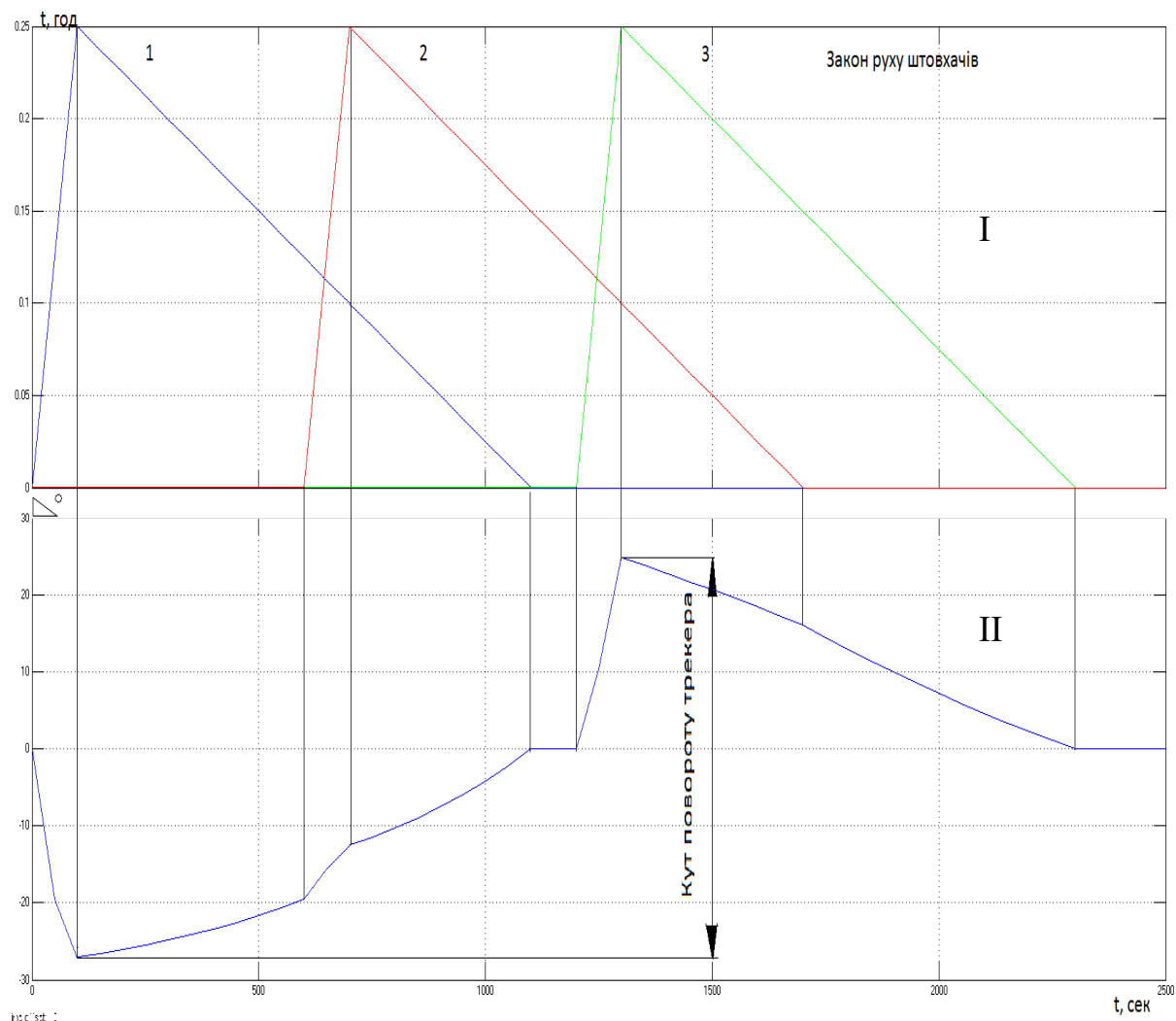


Рисунок 5.7 – Характеристика почергової роботи модулів (I) і характеристика повороту вихідної ланки приводу (II)

Введення додаткових пружних елементів у вихідну ланку модуля доцільно для використання в теплому гідроприводі з 5 ... 7 модулями для позиціонування об'єктів маси $m < 50$ кг, при збільшеній масі рекомендовано використовувати привод з 3-ма модулями.

Таблиця 5.1. Вплив кількості штовхачів з пружними елементами на точність позиціонування приймача

Параметри роботи аксіального теплового гідроприводу позиціонування приймача геліостанції $\varphi / \Delta\varphi$							
	Рівень інсоляції						
N	40 %	50%	60%	70%	80%	90%	100%
3	90%/67°	90%/67°	91%/65°	91%/65°	91%/64°	92%/63°	92%/63°
4	59%/53°	59%/52°	60%/52°	60%/50°	60%/49°	61%/48°	61%/48°
5	70%/58°	70%/56°	71%/55°	71%/53°	72%/52°	72%/52°	72%/50°
6	59%/37°	60%/34°	60%/35°	60%/33°	61%/32°	61%/32°	61%/30°
7	65%/35°	66%/33°	66%/31°	67%/30°	67%/30°	67%/28°	67%/27°
8	51%/36°	51%/34°	52%/32°	52%/32°	53%/30°	53%/29°	53%/29°

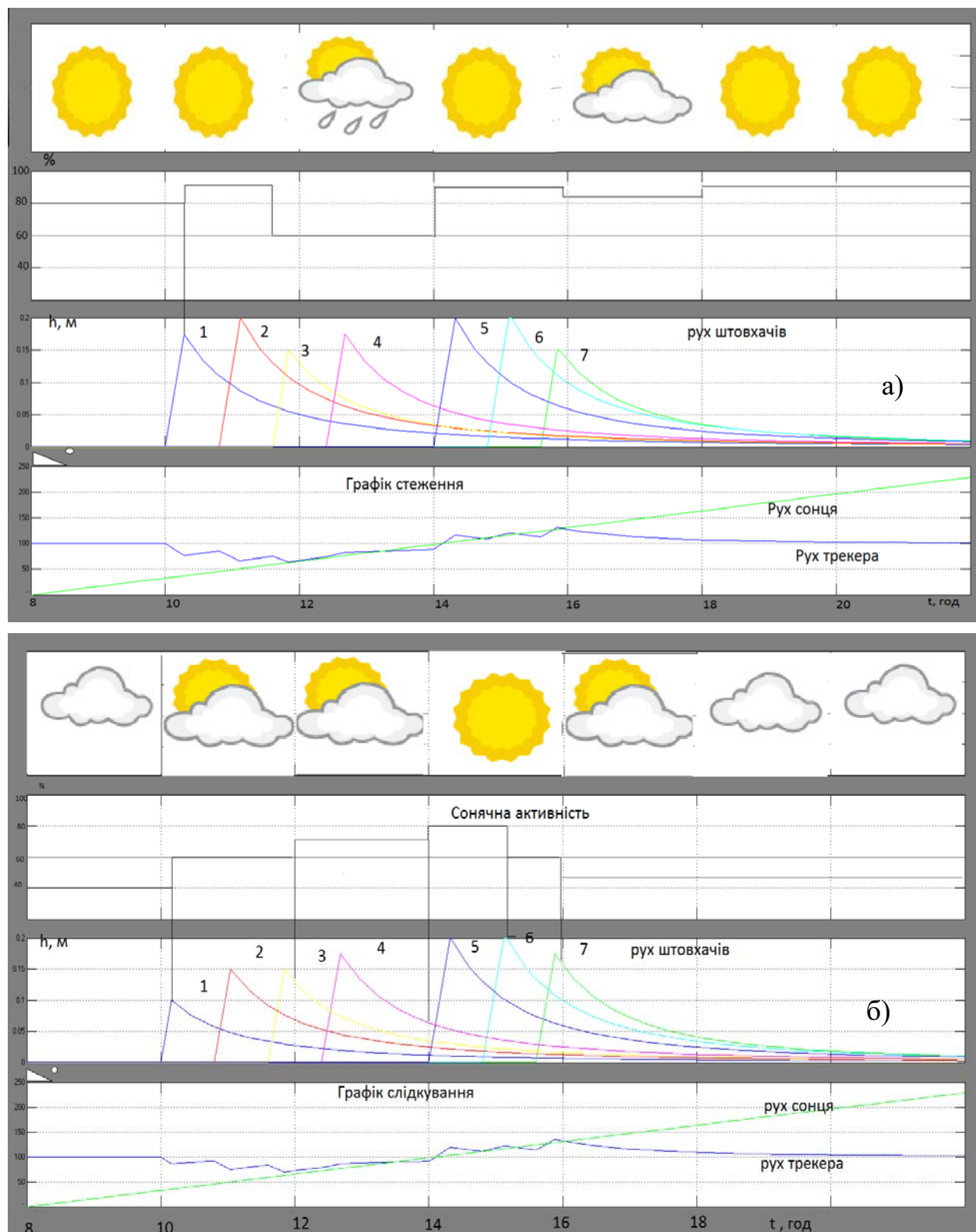


Рисунок 5.8 – Характеристика позиціонування приймача при змінній інсоляції: а) хмарність 28% часу роботи; б) хмарність 57% часу роботи

При кількості модулів, що перевищує 3 доцільно використовувати тепловий гідропривод побудований з кулісним механізмом (рис. 5.2).

5.4. Розрахунок раціональних параметрів для схеми з кулісним механізмом

Для теплового гідроприводу з плаваючим диском поворот вихідного валу відбувається за допомогою кулісного механізму (рис. 5.8).

а. Визначення діапазону позиціонування приводу

В тепловому гідроприводі з плаваючим диском та кулісним механізмом також є обмеження на кут, в межах якого можуть бути розташовані штовхачі. Як і в приводі з похилим диском кут розташування штовхачів складає 90° (рис. 5.9 і 5.10). Однак, цей кут не відповідає діапазону позиціонування приводу.

Діапазон позиціонування приводу залежить від прийнятих геометричних параметрів кулісного механізму та визначається як:

$$\varphi_{\pi} = 2 \cdot \operatorname{atan} \left(\frac{0,7 \cdot \Delta \rho}{0,7 \cdot \Delta \rho + \rho_0} \right),$$

де $\Delta \rho$ – зміщення кінця куліси, який з'єднано з диском вихідного валу приводу, в радіальному напрямку; ρ_0 – міжосьова відстань між віссю вихідного валу приводу та вертикальною віссю коливання куліси.

Зміщення куліси визначається величиною ходу штовхача, радіусом розташування штовхачів та довжиною куліси:

$$\Delta \rho = \Delta h \cdot \frac{L_1}{R_{\text{шт}}}$$

Кут повороту вихідного валу приводу при роботі одного із штовхачів, який розташовано на куті α визначається як:

$$\Delta \varphi_{\pi} = \operatorname{atan} \left(\frac{\Delta \rho \cdot \cos \alpha}{\Delta \rho \cdot \sin \alpha + \rho_0} \right),$$

Напрямок початкової
орієнтації приймача

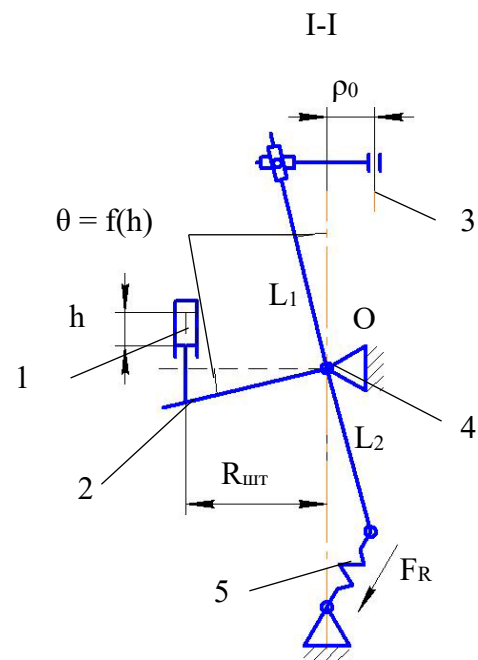
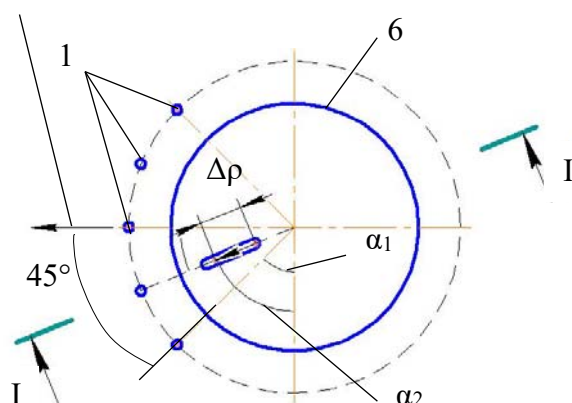


Рисунок 5.9 – Принципова кінематична схема теплового гідроприводу позиціонування з плаваючим диском та кулісним механізмом: 1 – вихідна ланка модуля; 2 – диск; 3 – вісь обертання вихідного валу приводу; 4 – шарнір обертання плаваючого диску та куліси; 5 – пружина повернення приводу у вихідне положення; 6 – диск з'єднаний з вихідним валом (може бути частиною передатного механізму).

Діапазон позиціонування приводу залежить від прийнятих геометричних параметрів кулісного механізму та визначається як:

$$\varphi_{\pi} = 2 \cdot \arctan \left(\frac{0,7 \cdot \Delta \rho}{\rho_0 - 0,7 \cdot \Delta \rho} \right),$$

де $\Delta \rho$ – зміщення кінця куліси, який з'єднано з диском вихідного валу приводу; ρ_0 – міжосьова відстань між віссю вихідного валу приводу та вертикальною віссю коливання куліси.

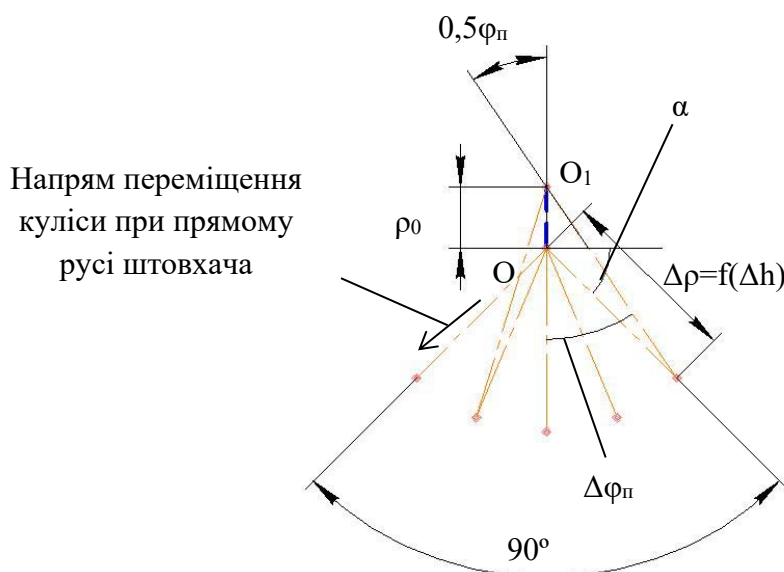


Рисунок. 5.10 – Розрахункова схема І взаємодії куліси і вихідного диску привода для визначення діапазону позиціонування привода: О – вісь привода; О₁ – вісь обертання вихідного диску

Кут повороту вихідного валу привода при роботі одного із штовхачів, який розташовано на куті α визначається як:

$$\Delta\varphi_{\pi} = \arctan\left(\frac{\Delta\rho \cdot \cos\alpha}{\rho_0 - \Delta\rho \cdot \sin\alpha}\right).$$

Складовою навантаження на штовхач привода є значення моменту зусилля, яке розвиває пружина системи повернення у вихідне положення при відхиленні куліси на кут θ (рис. 5.11). Кут відхилення пружини від вертикальної осі залежить від геометричних параметрів кулісного механізму та початкової довжини пружини.

Зміщення точки нижньої частини куліси L_2 перпендикулярно осі початкового положення знаходиться як:

$$\Delta = L_2 \cdot (1 - (1 - \cos\theta) \cdot \tan\theta),$$

де L_2 – довжина нижньої куліси.

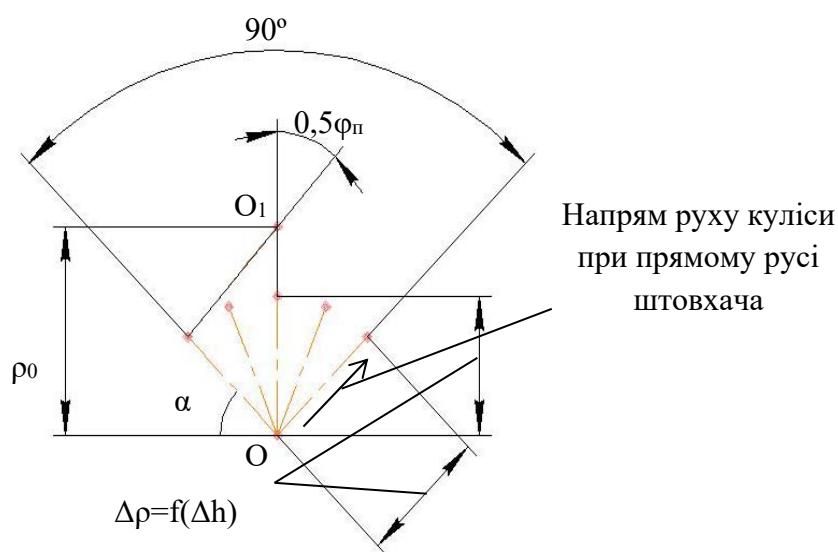


Рисунок 5.11 – Розрахункова схема II взаємодії кулі і вихідного диску привода для визначення діапазону позиціонування привода

Кут відхилення пружини від вертикального положення:

$$\theta' = \arctan\left(\frac{\Delta}{l_0 + \Delta}\right),$$

де l_0 – початкова довжина пружини.

Деформація пружини при відхиленні кулі на кут θ :

$$\Delta x = \left(\frac{l_0}{\cos \theta'}\right) - l_0.$$

Попередня деформація пружини x_0 вибирається з умови мінімального кута відхилення приймача під дією аеродинамічної сили вітру.

Значення тангенціальної сили на нижньому кінці кулі, яка створюється пружиною в радіальному напрямку:

$$T_2 = (c(x_0 + \Delta x) \cdot \cos \xi),$$

де x_0 – попередня деформація пружини.

Значення тангенціальної сили на верхньому кінці куліси, яка створюється пружиною в радіальному напрямку:

$$T_1 = \frac{T_2 \cdot L_2}{L_1},$$

де L_1 – довжина верхнього кінця куліси.

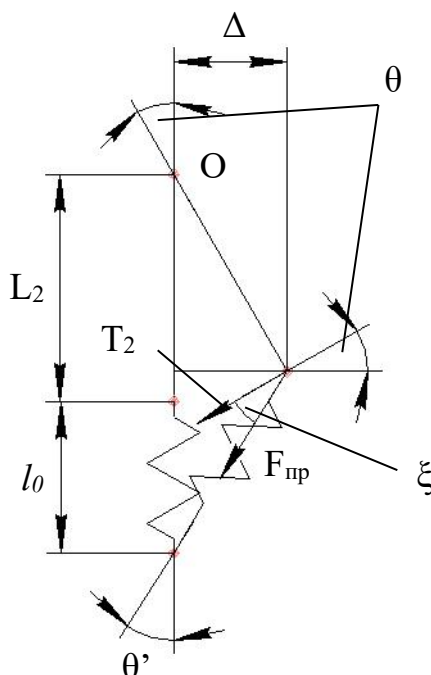


Рисунок 5.12 – Розрахункова схема пружини механізму повернення приводу у вихідне положення

Значення T_1 приймається відповідно моменту навантаження на вихідному валу приводу для роботи одного із крайніх:

$$T_1 = \frac{M_{\text{пр}}}{\rho} \cdot \cos(90 - \alpha),$$

де ρ – радіус дії моменту навантаження на вихідний вал.

Для I схеми взаємодії куліси з вихідним диском:

$$\rho = \frac{\rho_0 + \Delta \rho \cdot \cos(90 - \alpha)}{\cos \varphi_{\text{пр}}}.$$

Для II схеми:

$$\rho = \frac{\rho_0 - \Delta\rho \cdot \cos(90 - \alpha)}{\cos \varphi_{\text{пр}}}.$$

Навантаження на штовхач для приводу з кулісним механізмом знаходиться з балансу моментів:

$$M_{\text{шт}} = M_1 + M_2,$$

$$N = \frac{M_{\text{пр}} + T_2 \cdot L_2}{R_{\text{шт}} \cdot \tan \theta}.$$

5.5. Уточнення параметрів теплового гідроприводу та визначення прогнозованих характеристик

Вихідною характеристикою модуля є значення переміщення штовхача в залежності від середньої температури робочої рідини в камері розширення. Середня температура робочої рідини залежить від кількості теплоти, що передана до модуля за час концентрації сонячної енергії на тепловому вікні модуля.

Час нагрівання та охолодження залежить від інтенсивності протікання термодинамічних процесів. Розрахунок та підбір параметрів є досить складним та відбувається за допомогою математичного моделювання.

В процесі математичного моделювання методом підбору визначаються геометричні параметри камери розширення для забезпечення необхідної характеристики модуля (рис. 5.13.)

Часовий проміжок, в період якого відбуватиметься концентрація сонячної енергії на теплопровідному елементі визначається як:

$$t_1 = t_0 \mp \frac{(a_i - \delta) - \frac{\psi}{2}}{\omega};$$

$$t_2 = t_0 \mp \frac{(a_i - \delta) + \frac{\psi}{2}}{\omega},$$

± - знак "-" приймається якщо чисельник $< 90^\circ$; "+" – якщо $> 90^\circ$.

де α_i – кут розташування (орієнтації) модуля; δ – зміщення камери розширення по азимуту відносно початкової орієнтації модуля; t_0 – значення місцевого часу для початкової орієнтації модуля.

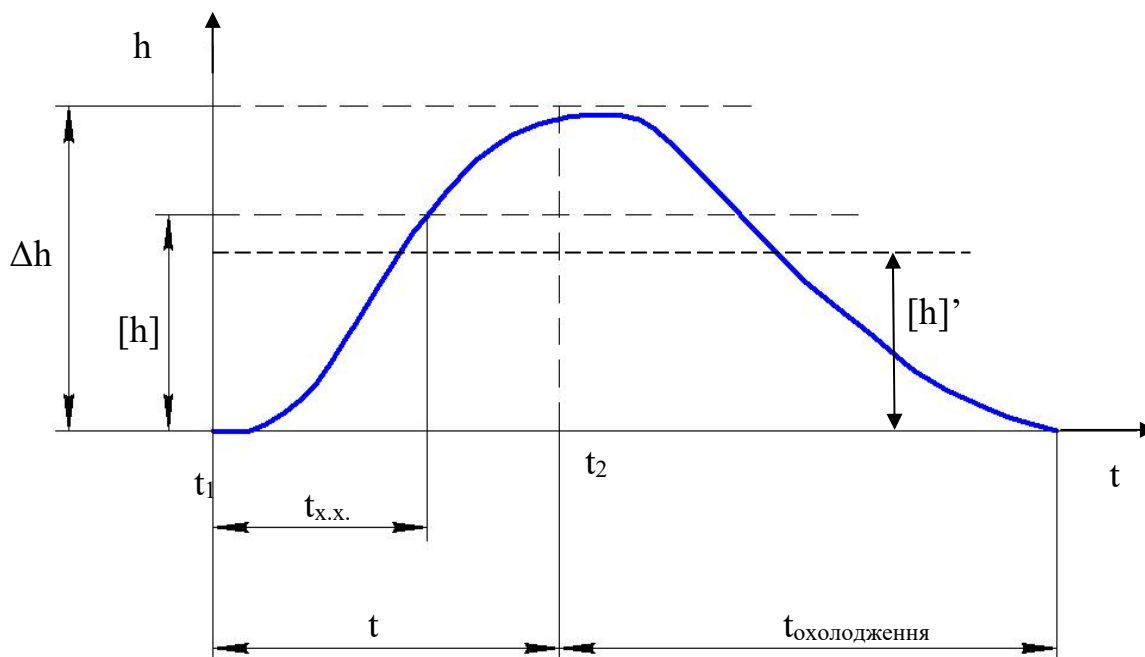


Рисунок 5.13 – Прогнозована характеристика переміщення штовхача:

$t_{x.x.}$ – час холостого ходу штовхача; $t_{\text{охолодження}}$ – час охолодження камери ірнення (час зворотнього ходу штовхача); t_1, t_2 – часові відмітки початку та кінця ду теплової енергії до модуля; t – час підведення теплової енергії до модуля; $[h]$ ас ходу для штовхача; $t - t_{x.x.}$ – час робочого ходу штовхача (відповідає значенню між розташуванням сусідніх штовхачів); $[h]'$ – запас ходу для першого штовхача знаходженні приводу у початковому положенні); Δh – прогнозоване за моделлю піщення штовхача.

Визначення раціонального розміщення модулів теплового гідроприводу виконується відповідно до схеми (рис. 5.14). Для кожного модуля виконується моделювання та визначається характеристика переміщення вихідної ланки. При

накладанні характеристик окремих модулів на шкалу часу, на відповідних кутах розташування, визначається мінімальне значення кроку між штовхачами.

За отриманими в ході розрахунку параметрами модуля теплогідравлічного приводу та зміни вхідних енергетичних потоків для відповідної схеми виконання теплового гідроприводу будується порівняльна характеристика (рис. 5.13). Прогнозована характеристика роботи приводу на розрахунковому режимі здатна забезпечити точність позиціонування приймача геліостанції відносно положення сонця з точністю до 10° (рис. 5.14). Що відповідає допустимій похибці слідкування для електромеханічних систем позиціонування.

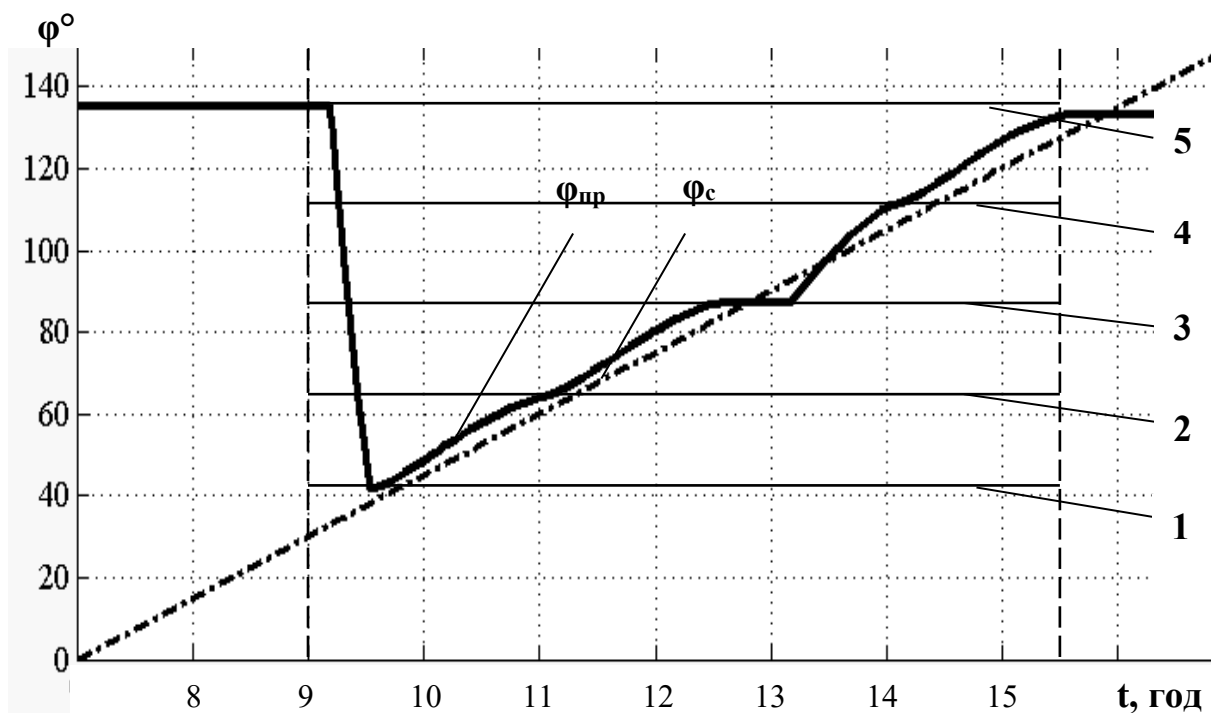


Рисунок 5. 14 -Прогнозована характеристика позиціонування приймача по азимуту 5-модульним теплогідравлічним приводом ($\varphi_{пр}$) відносно зміни азимутального кута сонця ($\varphi_{с}$): I – діапазон роботи приводу; II – перехід приводу у початкове положення; III – процес позиціонування; 1, 2, 3, 4, 5 – позиції розташування модулів 1 на статорі приводу

За результатами експериментальних досліджень та модельних експериментів було сформульовано рекомендацію, щодо вибору раціональних параметрів модуля теплового гідроприводу:

5.6. Рекомендації щодо вибору основних параметрів теплогідравлічного приводу

1) рекомендований об'єм камери

$$W_0 = (0,3 \dots 0,9) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$$

2) відношення довжин камери до внутрішнього діаметру не більше 0,6;

Температура заповнення модуля:

$$T_z = T_{\text{ср.е.}} - (15 \dots 20) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$T_{\text{ср.е.}}$ – середня експлуатаційна температура

Рекомендовані параметри вихідної ланки:

а) камера з теплоізоляцією:

1) максимальний діаметр, що відповідає ефективній площі сильфона:

$$D_{\text{max}} = 0,04 \text{ м};$$

2) робочий хід $\Delta h = 0,01 \dots 0,025 \text{ м};$

б) камера без теплоізоляцією:

1) максимальний діаметр, що відповідає ефективній площі сильфона:

$$D_{\text{max}} = 0,032 \text{ м}; \text{ (при тому ж об'ємі камери розширення та умовах експлуатації)}$$

2) робочий хід $\Delta h = 0,01 \dots 0,025 \text{ м}.$

Наведені рекомендації є результатом теоретичних і експериментальних досліджень і представлені для розглянутих конфігурацій модуля теплового гідроприводу, а саме циліндричної камери розширення з'єднаної з сильфоном через трубопровід, для двох варіантів виконання теплового гідроприводу позиціонування приймача геліостанції або теплового колектора. Визначення характеристик теплового гідропривода для наведених параметрів в різних умовах уточнюються за допомогою моделювання. Корекція параметрів відповідно до рівня необхідних характеристик відбувається за допомогою моделі.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. За результатами аналізу відомих технічних рішень та теоретичних досліджень науково обґрунтовано можливість створення теплового гідроприводу, в якому по контуру розташовані теплогідравлічні виконавчі модулі здійснюють функції позиціонування приймача геліостанції і керування зі зворотнім зв'язком по напрямку потоку сонячного випромінення, що дозволяє побудувати незалежний від сторонніх джерел живлення, автономний у використанні, позбавлений електронних пристроїв контролю і керування, чутливих до змін умов експлуатації та маючих обмежений ресурс, привод позиціонування панелей геліостанцій.

2. Встановлені, за результатами теоретичних досліджень та підтверджені експериментально, необхідні умови для використання теплового розширення рідини в обмеженому об'ємі в якості рушія вихідної ланки приводу, що дозволило розробити нові принципові рішення аксіального теплового гідроприводу, для яких визначено необхідні співвідношення навантаження, підведеної теплової енергії, об'єму рідини, переміщення вихідної ланки, та побудувати раціональну структуру приводу, чим забезпечено виконання нових функцій приводом та підвищення надійності позиціонування панелей геліостанцій автономних об'єктів, які не мають додаткових джерел енергії.

3. Встановлено, за результатами модельних експериментів, що при корисному навантаженні на тепловий гідропривод до 5 кН раціональні значення об'ємів камери розширення знаходяться в діапазоні $(0,2...0,7) \cdot 10^{-3}$ м³, що дозволяє розробляти компактні конструктивні рішення та підвищувати точність позиціонування приймача геліостанції шляхом збільшення кількості модулів, при цьому камери розширення з об'ємом до $0,2 \cdot 10^{-3}$ м³ доцільно застосовувати при розробці повнообертових двигунів.

4. Розроблено варіанти конструктивних рішень теплового гідроприводу з відокремленою камерою, які забезпечують середні показники

точності позиціонування приймача геліостанції відносно напрямку випромінення в межах (0,1 ... 0,6) рад (за результатами моделювання дії теплового гідроприводу позиціонування приймача геліостанції), що забезпечує отримання приймачем до 90% сонячної енергії на діапазоні слідкування і дозволяє збільшити об'єм отриманої енергії на 40 ... 45%.

5. Встановлено, що при сталих потужності теплового потоку і температурі оточуючого середовища, характеристика переміщення вихідної ланки є лінійною у часі в межах (3...70)% від повного ходу, що дозволяє забезпечити, через вибір конструктивних параметрів привода, стабільну швидкість позиціонування приймача геліостанції на всьому діапазоні слідкування.

6. Отримано нові залежності змін середньої температури рідини та ходу вихідної ланки теплового гідроприводу від часу в умовах сталого теплового потоку з урахуванням теплообміну в рідині та елементах конструкції, впливу навантаження на вихідну ланку модуля для діапазону переміщень 0,01...0,025 м, що дозволяє прогнозувати експлуатаційні характеристики теплового гідроприводу позиціонування панелей геліостанції на етапі проектування для діапазону кутів стеження (1,57...6) рад.

7. Отримано нові експериментальні залежності змін температури рідини в камері під час підведення теплового потоку, які надали оцінку співвідношенню теплових потоків в рідині та елементах конструкції модуля, та встановлено, що співвідношення довжини та діаметра камери розширення, не повинно перевищувати значення 0,33 для забезпечення швидкодії привода відповідно до швидкості азимутального руху сонця.

8. Визначено, за результатами експериментальних досліджень, що мінімальний рівень приведеної потужності теплового потоку на теплосприймаючий елемент гідравлічної камери, який забезпечує роботоспроможність модуля теплового гідропривода, становить 3 Вт/м², а робочий діапазон, в якому рекомендовано використовувати тепловий

гідропривод позиціонування, складає 3...20 Вт/дм³, при цьому верхня межа зумовлена критичними параметрами робочої рідини.

9. Розроблено інженерну методику розрахунку теплового гідроприводу позиціонування приймача для двох схемних рішень, яка дозволяє визначити основні конструктивні параметри виконавчих модулів та вузлів передатних механізмів, що забезпечують задану точність позиціонування і швидкість стеження відповідно до змін напрямку і інтенсивності сонячного випромінювання для певної місцевості.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Агеев В. А. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии : курс лекций / В. А. Агеев. – М. : МРСУ, 2004. – 174 с.
2. Андреев С. В. Солнечные электростанции / С. В. Андреев. – М. : Наука, 2002, № 2. – С. 1-10.
3. Ахмедов Р. Б. Солнечные электрические станции / Р. Б. Ахмедов, И. В. Баум, В. А. Пожарнов, В. М. Чаховский // Гелиоэнергетика (Итоги науки и техника ВИНТИ). – М., 1986. – 120 с.
4. Бабієв Г. М. Перспективи впровадження нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії в Україні / Г. М. Бабієв, Д. В. Дероган, А. Р. Щокін // ЕЛЕКТРИЧНИЙ Журнал, Запоріжжя: ВАТ "Гамма", 1998. – №1, С. 63-64.
5. Бекман У. Расчет систем солнечного теплоснабжения / У. Бекман, С.Клейн, Д. Даффи. – М. : Энергоиздат, 1982. – С. 27-38.
6. Даффи Д. А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии / Д. А. Даффи, У. А. Бекман. – М. : Мир, 1977. – 429 с.
7. Магомедов А. М. Теоретические основы нетрадиционной и возобновляемой энергетики: Учебное пособие для ВУЗов / А. М. Магомедов. – Махачкала, 2004. – 360 с.
8. Рубан С. С. Нетрадиционные источники энергии / С. С. Рубан. – М. : Энергия, 2003. – 134 с.
9. Харченко Н. В. Индивидуальные солнечные установки / Н. В. Харченко. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 208 с.
10. Мхитарян Н. М. Энергетика нетрадиционных и возобновляемых источников: Опыт и перспективы / Мхитарян Н. М. – К. : Наукова думка, 1999. – 220 с.

11. Мхітарян Н. М. Деякі аспекти подальшого розвитку об'єктів альтернативної енергетики / Н. М. Мхітарян, С. О. Кудря, А. Р. Щокін // Відроджена енергетика. – 2007. – № 2. – С. 6-13.
12. Лидоренко Н. С. Развитие фотоэлектрической энергетики / Н. С. Лидоренко, В. М. Евдокимов, Д. С. Стребков. – М. : Информэлектро, 1988.
13. Дитрих Ю. Я. Проектирование и конструирование: Системный подход. / Ю. Я. Дитрих – М. : Мир, 1981. – 456 с.
14. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: Учебник для ВУЗов. / И. И. Артоболевский, – Изд. 4-е, перераб. и доп. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
15. Пат. WO 2012046134A1, Tracker apparatus for capturing solar energy and relative axis movement mechanism, заявник та автор: GIUDILLI Michèle. – заявка № PCT/IB2011/002366, завл. 10.10.2011; опубл. 12.04.2012.
16. Строганов Р. П. Управляющие машины и их применение / Р. П. Строганов. – М. : Высш. шк. 1978. – 264 с.
17. Berenguel M. An artificial vision-based control system for automatic heliostat positioning offset correction in a central receiver solar power plant / Berenguel M., F. R. Rubio, A. Valverde, et al. – Sol. Energ. Vol. 76, 2004. – PP. 563- 75.
18. Semma R. P. Sun tracking controller for multi-kW photovoltaic concentrator system / R. P. Semma, and M. S. Imamura // In Proceedings of the 3rd International Photovoltaic Sol Energy Conf. – Cannes, France, Oct. pp. 27-31, 1980.
19. Yousef H. A. Design and implementation of a fuzzy logic computercontrolled sun tracking system / H. A. Yousef // IEEE International Symposium on Industrial Electronics. – Bled, Slovenia, Jul. 12-16, 1999.
20. Gubarev A. Control algorithms in mechatronic systems with parallel processes. Mechatronic systems and Materials: mechatronic systems and

robotics / A. Gubarev, O. Yakhno, O. Ganpanturova // Solid state phenomena. – Switzerland. ISSN 0377-6883, Vol. 164, 2010. – PP. 105-110.

21. Пат. ES 2350555 B1, КПК: F24J 2/38 (2006.01) F24J 2/54 (2006.01), Dispositivo actuador para seguidor solar seguidor solar que incorpora dicho dispositivo actuador, автори: Achaerandio Alvaro, Errea Javier. – заявка №201031582., завл. 28.10.2010; опубл. 25.01.2011

22. Пат. WO 2010103378 A1, Solar energy collection system, автори: Angoli Roberto, Parma Paolo, Ronconi Alfredo, заявник Dermotricos S.R.L. – заявка № PCT/IB2010/000497, завл. 10.03.2010; опубл. 16.09.2010.

23. Колтун М. М. Солнце и человечество / М. М. Колтун. М. : Наука, 1981. 127 с.

24. Абрамов Е. І. Гідравлічні слідкуючі приводи систем керування літальних апаратів. Навчальний посібник / Е. І. Абрамов, Г. Й. Зайончковський. – К. : КМУЦА, 2000. – 224с.

25. Аврунін Г. А. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики: навчальний посібник / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. І. Мороз. – Х. : ХНАДУ, 2009. – 424 с.

26. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с.

27. Башта Т. М. Гидроприводы и гидро- пневмоавтоматика / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1972. – 320 с.

28. Башта Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.

29. Аксенов А. Ф. Трение и изнашивание металлов в углеводородных жидкостях / А.Ф. Аксенов, - М., «Машиностроение», 1977, 152 с.

30. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1971. – 671 с.

31. Зайончковський Г.Й. Порівняльний аналіз динамічних властивостей гідромеханічних слідкуючих рульових приводів різних кінематичних схем / Г.Й. Зайончковський // Всеукраїнський науково-технічний журнал “Промислова гідравліка та пневматика”, 2013, 3 (41). – С. 61-70.

32. Зайончковський Г.Й. Визначення запасів стійкості та протифлатерних властивостей гідравлічних слідкуючих рульових приводів систем керування літаків / Г.Й. Зайончковський // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2014. – №1 (1044). – С. 99-109.

33. Сырицын Т.А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов: Учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». / Т.А. Сырицын // - М.: Машиностроение, 1990. – 248 с.

34. McFee R.H. Power collection reduction by mirror surface non flatness and tracking error for a central receiver solar power system / McFee R.H. – Appl. Opt. Vol. 14, 1975. – PP. 1493-502.

35. Rizk J. Solar tracking system: More Efficient Use of Solar Panels. / J. Rizk, and Y. Chaiko // Proceedings of World Academy of Science, Engineering and Technology, 2-3, 2008.

36. Maish B. Performance of a self-aligning solar array tracking controller / B. Maish // In Proceedings of the IEEE Photovoltaic Specialists Conference. – Kissimmee, FL, USA, May 21-25, 1990.

37. Roth P. Design and Construction of a System for Sun-Tracking / Roth P., A. Georgieg, and H. Boudinov. – Renew. Energ, Vol. 29, 2004. – PP. 393-402.

38. Пат. № 2022166 РФ, МПК F03G7/06. Тепловой двигатель. / Вохмянин Владислав Григорьевич (RU). – №067531/06; заяв. 07.10.1992; опубл. 30.10.1994.

39. Пат. № 2058498 РФ, МПК F03D7/06, H05K7/12. Тепловой двигатель. / Шавелкин А.Д. Заявитель и патентодержатель Тульский проектно-конструкторский технологический институт машиностроения; заяв. 01.07.1993; опубл. 20.04.1996.
40. https://ru.wikipedia.org/wiki/Двигатель_Стирлинга
41. Пат. № 1255782 РФ, МПК 7: Su F 16 F 5/00. Гидравлическая пружина / С. П. Бортников, А. А. Спиридонов, И. И. Лесюк (RU). – № 1255782 : заявл. 12.09.84, опубл. 07.09.1986.
42. Kaye G. W. Tables of Physical and Chemical Constants and Some Mathematical Functions / G. W.Kaye, T. H. Laby // Longmans, Green & Co. – London, NY, Toronto, 1942, 46 (5). – PP. 606–606.
43. Гофман Ю. В. Законы, формулы, задачи физики. Справочник / Ю.В. Гофман – К. : «Наук. Думка», 1977. – 576 с.
44. Яворский. Б. М. Справочник по физике для инженеров и студентов ВУЗов : узд. 4, переработанное / Б. М. Яворский, А. А. Детлаф // М. : Наука, 1968. – 940 с.
45. Пат. № 2090777 РФ, МКП: F 03 G6/00. Термомеханическая самонаводящаяся система слежения за солнцем / Е. Е. Волков (RU). – № 93009397/11; Заявл. 18.02.93; Опубл. 20.09.97.
46. Петков В. М. Possibilities of experimental set-up for investigation of heat transfer enhancement of single-phase flows in pipes and ducts / В. М. Петков // Unitech 12. – PP. 316-320.
47. Петков В. М. Preliminary performance evaluation criterion of techniques for heat transfer enhancement of laminar flows in tubes and ducts/ В. М. Петков // Unitech 13. – PP. 312-315.
48. Darling D. The encyclopaedia of alternative energy and sustainable living / D. Darling. – Solar Tracker, Retrieved April 7, 2009.
49. Forsythe W. E. Mithsonian Physical Tables / W. E. Forsythe // 9-th revised edition. – Norwich, NY, 2003.

50. Hua C. Comparative Study of Peak Power Tracking Techniques for Solar Storage System / Hua C, and C. Shen, // IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition, Anaheim, CA. – USA, Feb. 15-19, 1998.

51. Gavrilov Aleksey. Thermal properties of unsaturated hydrocarbons at pressure up to 147 MPa / Zufar I. Zaripov, Stanislav A. Bulaev, and Gabdelnur H. Mukhamedzyanov // Materials of the X Russian conference on thermophysical properties of substances. – Kazan : Butlerov Communications, 2002. – P. 68-71.

52. Barsoum N. The solar tracking system by using digital solar position sensor / Barsoum Nader, Pandian Vasant // American J. Of Engineering and Applied Sciences 3 (4): 678-682, 2010, ISSN 1941-7020 ©. – Thailand, 2010.

53. Kalogirou S. A. Design and construction of a one- axis sun-tracking / S. A. Kalogirou // Solar Energy, 57: 465-469. DOI: 10.1016/S0038-92X(96)00135-1, 1996.

54. Бабієв Г. М. Програма державної підтримки розвитку нетрадиційних та відновлюваних джерел малої гідро- і теплоенергетики / Г. М. Бабієв. – К. : Держкоменергозбереження України, 1997. – 146 с.

55. Бесекерский В. А. Системы автоматического управления с микро-ЭВМ / В. А. Бесекерский, В. В. Изранцев. – М. : Наука. – 1987. – 320 с.

56. Пат. WO 2010/130847 A1, Single-axis solar tracker and solar power installation, автори: GRANT Thomas, MORALES TORRES, заявник Soltec Energías Renovables (Sl), заявл.13.04.2010; опубл. 18.11.2010.

57. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода (справочник) / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. – К. : Техника, 1977. – 320 с.

58. Андреева Л. Е. Сильфоны. Расчет и проектирование / Л. Е. Андреева. – М. : Машиностроение, 1975. – 161 с.

59. Беліков К. О. Визначення статичних характеристик вузла теплового гідроприводу шляхом математичного моделювання / К. О. Беліков, О. С. Ганпанцурова, О. П. Губарев // Матеріали XVII Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: тези доп. – Черкаси, 2012. С. 93-94.

60. Беліков К. О. Використання теплового гідроприводу в системі позиціонування геліостанції / К. О. Беліков, О. С. Ганпанцурова, О. П. Губарев // Журнал «Вісник Вінницького політехнічного інституту» №1. – В.: ВНТУ, 2015. С.172-176.

61. Беліков К. О. Випереджаюче керування тепловим гідроприводом позиціонування геліостанції / К. О. Беліков, О. С. Ганпанцурова, О. П. Губарев // Матеріали XIV Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика»: тези доп. – Одеса, 2013. С. 64.

62. Беліков К. О. До питання визначення характеристик модуля теплового гідроприводу позиціонування / К. О. Беліков, О. С. Ганпанцурова, О. П. Губарев // Матеріали XIX Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: тези доп. – Кіровоград, 2014. С.95-96.

63. Беліков К. О. Обґрунтування компоновки теплогідравлічного приводу позиціонування геліостанції / К. О. Беліков, О. С. Ганпанцурова, О. П. Губарев // Матеріали XIX Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: тези доп. – Кіровоград, 2014. С. 90-92.

64. Беліков К. О. Пасивний гідравлічний трекер / К. О. Беліков, О. П. Губарев // Матеріали XVII Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: тези доп. – Черкаси, 2012. С. 110-112.

65. Беліков К. О. Прогнозування динамічних характеристик модуля теплового гідроприводу / К. О. Беліков, О. С. Ганпанцурова, О. П. Губарев // Матеріали XVIII Міжнародної науково-технічної конференції "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці": тези. доп. – Київ, 2013, С.64-66.

66. Беліков К.О.. Теоретичне та експериментальне дослідження модуля теплового гідроприводу / Беліков К.О., Губарев О.П. // Матеріали XV Міжнародної науково-технічної конференції АС ПГП "Промислова гідраліка і пневматика": тези доп. – Мелітополь, 2014, С. 87.

67. Бусленко Н. П. Моделирование сложных систем / Н. П. Бусленко. – М. : Наука, 1978.—399 с.

68. Волков В. П. Оценка свойств антифризов при эксплуатации легковых автомобилей / В. П. Волков, М. И. Наглюк // Вісник Національного технічного університету «ХП». Збірник наукових праць. Серія Автомобіле- та тракторобудування. – Х.:НТУ «ХП». – 2014, №10 (1053). С. 63-66.

69. Гершуни Г. З. Конвективная устойчивость несжимаемой жидкости / Г. З. Гершуни, Е. М. Жуховицкий // Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1972. – 392 с.

70. Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: Учебное пособие для вузов / Р. З. Кавтарадзе // - ю: Изд-во МГТУ им. И.Э. Баумана, 2001. – 592 с.

71. Губарев О. П. Тепловий гідростатичний слідкуючий привод геліостанції / О. П. Губарев, Ю. О. Пижигов, К. О. Беліков // Гідраліка і гідротехніка: Науково-технічний збірник. Вип. 65. – К. :НТУ, 2011. С. 46-55.

72. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе – Изд. 5-е перераб. и доп. – М. : Атомиздат, 1979. – 416 с.

73. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г.Лойцянский. – М. : Наука, 1978. – 736 с.

74. Михеев М. А. Основы теплопередачи : Изд. 2-е, стереотип / М. А. Михеев, И. М. Михеева. М. : «Энергия», 1977. – 344 с.
75. Пат. № 58269 України, МПК51: F 01 C1/067, F01C 1/113. Тепловий гідромотор / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, К. О. Беліков, заявник і патентотримач НТУУ «КПІ». – № u201010557; заявл. 31.08.2010; опубл. 11.04.2011. Бюл. 7.
76. Пат. № 85038 України, МПК51, F01C 5/00. Тепловий аксіальний гідромотор / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, К. О. Беліков, заявник і патентотримач НТУУ «КПІ». – № u201305183; заяв. 22.04.2013; опубл. 11.11.2013. Бюл. 21.
77. Поршнев С. В. Компьютерное моделирование физических процессов в пакете MATLAB. Часть 2. Simulink. / С. В. Поршнев. – М. : горячая линия Телеком, 2003. – 592 с.
78. Репінський С. В. Математична модель пропорційної електрогідравлічної системи керування регульованим насосом / С. В. Репінський, Д. О. Лозінський, М. П. Кучеренко, О. О. Ланова // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2013. – № 2. – С. 105–109.
79. Репінський С. В. Імітаційне моделювання електрогідравлічного слідкувального приводу з керуванням зусиллям на виконавчому органі / О. В. Дерібо, Ж. П. Дусанюк, С. В. Репінський // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2013. – № 5. – С. 108–114.
80. Назаренко І. І. Методологія наукових досліджень: навч. Посібник / І. І. Назаренко – К.: КНУБА, 2014 – 123 с.
81. Назаренко І. І. Основи технології машинобудування: Навч. посіб. / І. І. Назаренко, А. Т. Свідерський, Р. І. Рибалко, О. П. Дєдов. – К. : [КНУБА], – 160 с.

82. Сприяння національній комісії регулювання електроенергетики України: Програма регулярної підтримки TCS ID: 29084. AF- MERCADOS EMI, EXERGIA, RAMBOLL, 2012.

83. Струтинський В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки: Підручник / В. Б. Струтинський. – Житомир : ЖШТШ, 2001. – 612 с.

84. Терёхин В. В. Моделирование в системе MATLAB: Учебное пособие / В. В. Терёхин // Кемеровский государственный университет. – Новокузнецк: Куз-бассвузиздат, 2004. – 376 с.

85. Шеннон Р. Имитационное моделирование систем – искусство и наука / Р. Шеннон // – М. : Мир, 1978. – 420 с.

86. Строгалева В. П. Имитационное моделирование / В. П. Строгалева, И. О. Толкачева // Учебное пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – 280 с.

87. Кельтон В. Имитационное моделирование / В. Кельтон, А. Лоу // 3-е изд. – СПб.; Питер: Киев: Издательская группа BHV, 2004, - 847 с.

88. Губарев О. П. Визначення раціональної конструкції та компоновки вузлів теплового гідропривода позиціонування приймача геліостанції / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, К. О. Беліков // Всеукраїнський науково-технічний журнал “Промислова гідравліка і пневматика”. Вип. 4 (38). – В.:ВНАУ, 2012. С.35-39.

89. Губарев О. П. Врахування ходу штовхача в методиці розрахунку теплогідравлічного приводу позиціонування приймача геліостанції / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, К. О. Беліков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини і гідроустаткування. Вип.3 (1112). – Х. : НТУ «ХП», 2015. С.23-29.

90. Беліков К. О. Методика розрахунку теплового гідроприводу одноосного трекера / К. О. Беліков, О. П. Губарев // Матеріали XV

Міжнародної науково-технічної конференції АС ПГП "Промислова гідравліка і пневматика": тези доп. – Мелітополь, 2014, С. 88.

ДОДАТКИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заст. директора Інституту
відновлюваної енергетики НАН
України

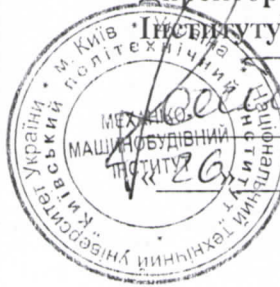


В.Ф.Резцов

2014 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор Механіко-машинобудівного
інституту НТУУ «КПІ»



М.І. Бобир

2014 р.

А К Т

використання результатів дисертаційної роботи

Дисертаційна робота Белікова К.О. «Теплогідравлічний слідкуючий привод позиціонування приймача геліостанції»

у вигляді методики розрахунку одновісного теплового гідроприводу трекера позиціонування приймача геліостанції

передана та використана в Інституті відновлювальної енергетики НАН України для використання при проектуванні пасивних слідкуючих систем позиціонування для геліостанцій.

Використані результати мають наступні переваги:

1. Новизна та перспективність застосування запропонованих рішень полягає у:

– використання ефекту теплового розширення рідини для приведення у рух механізму і кінематичної системи дає можливість забезпечити достатню точність позиціонування приймача в межах необхідного діапазону кутів;

– використання сонячної енергії, як основного джерела живлення збільшує об'єм видобутку електроенергії, що підвищує ефективність геліостанції.

2. Показники в порівнянні з кращими вітчизняними та закордонними зразками:

Методика розрахунку теплового гідроприводу трекера, що враховує дані значення сонячної інсоляції відповідно місцевості, а також тривалість сонячного дня, дозволяє збільшити видобуток енергії автономних геліоустановок та теплових колекторів на 15 – 30% відносно існуючих активних слідкуючих систем за рахунок відсутності споживання частки видобутої енергії на роботу позиціонування та відсутності хибного спрацьовування системи.

3. Інші переваги:

– методика розрахунку може застосовуватись для систем концентрації сонячного випромінювання в установках генерації електроенергії для корегування положення фокусу оптичної системи.

Від Інституту відновлюваної
енергетики НАН України

Ст.наук. співр. відділу
геліоенергетики, канд. техн. наук

Суржик Т.В.

« 27 » червня 2014 р.

Від Механіко-машинобудівного
інституту НТУУ «КПІ»

Завідувач кафедри прикладної
гідроаеромеханіки та
механотроніки, д-р тех.наук, проф.

Лугівський О.Ф.

« 27 » червня 2014 р.

УКРАЇНА

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 58269

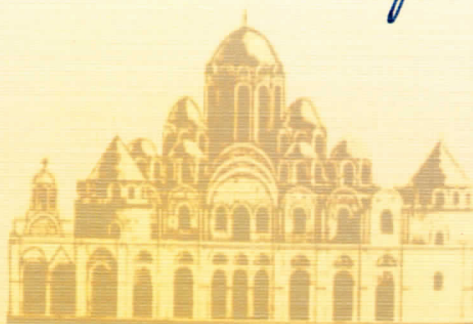
ТЕПЛОВИЙ ГІДРОМОТОР

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 11.04.2011.

Голова Державної служби
інтелектуальної власності

М.В. Паладій



(19) **UA**

(51) МПК

F01C 1/067 (2006.01)**F01C 1/113 (2006.01)**(21) Номер заявки: **u 2010 10557**(22) Дата подання заявки: **31.08.2010**(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **11.04.2011**(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: **11.04.2011, Бюл. № 7**

(72) Винахідники:

**Бєліков Костянтин
Олександрович, UA,
Губарев Олександр
Павлович, UA,
Ганпанцурова Оксана
Сергіївна, UA**

(73) Власник:

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
"КИЇВСЬКИЙ
ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ",
просп. Перемоги, 37, м.Київ,
03056, Україна, UA**

(54) Назва корисної моделі:

ТЕПЛОВИЙ ГІДРОМОТОР

(57) Формула корисної моделі:

Тепловий гідромотор, що містить корпус і вал з радіально розташованими штоками циліндрів, в порожнинах яких встановлено герметичні камери з робочою рідиною, який відрізняється тим, що на опорному валу закріплений перетворювач лінійного руху штоків, який виконано у вигляді профільованого кулачка, а герметичні камери виконані у вигляді сильфонів, що містять знегажену рідину, яка має високий коефіцієнт об'ємного розширення і щонайменше одна із поверхонь циліндра виконана із матеріалу з високим коефіцієнтом теплопровідності.



УКРАЇНА

(19) UA (11) 58269 (13) U

(51) МПК

F01C 1/067 (2006.01)

F01C 1/113 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІОПИС
ДО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬвидається під
відповідальність
власника
патенту

(54) ТЕПЛОВИЙ ГІДРОМОТОР

1

2

(21) u201010557

(22) 31.08.2010

(24) 11.04.2011

(46) 11.04.2011, Бюл.№ 7, 2011 р.

(72) БЕЛІКОВ КОСТЯНТИН ОЛЕКСАНДРОВИЧ,
ГУБАРЕВ ОЛЕКСАНДР ПАВЛОВИЧ, ГАНПАНЦУ-
РОВА ОКСАНА СЕРГІЙВНА(73) НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
УКРАЇНИ "КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИ-
ТУТ"(57) Тепловий гідромотор, що містить корпус і вал
з радіально розташованими штоками циліндрів, в

порожнинах яких встановлено герметичні камери з робочою рідиною, який відрізняється тим, що на опорному валу закріплений перетворювач лінійного руху штоків, який виконано у вигляді профільованого кулачка, а герметичні камери виконані у вигляді сифонів, що містять знегажену рідину, яка має високий коефіцієнт об'ємного розширення і щонайменше одна із поверхонь циліндра виконана із матеріалу з високим коефіцієнтом теплопровідності.

Корисна модель відноситься до теплового гідроприводу і може бути використана в якості привідного гідромотору.

Відомий тепловий двигун (патент Російської Федерації № 2058498, МПК F03D7/06, H05K7/12, 01.07.1993) складається з корпусу-екрана з вікном, маточини з біметалічними пластинами, встановленими на вал, і упору, який являє собою похилу поверхню.

Такий двигун працює наступним чином: Через вікно підводиться тепло, яке нагріває біметалічні пластини маточини. Пластини, вигинаючись, дають на похилу поверхню упору. Діючи в точці контакту упору з біметалічною пластиною сила створює крутний момент і повертає маточину на валу, в зону нагріву попадає наступна біметалічна пластинка і цикл повторюється. Пластинка, що виходить із зони нагріву, остиває і розпрямляється.

Недоліком такого технічного рішення є велика кількість елементів тертя, що зменшує довговічність такого двигуна, і низький крутний момент на вихідному валу.

Найбільш близьким до запропонованого є тепловий двигун (патент Російської Федерації № 2022166, МПК F03G7/06, 07.10.1992) складається з нагрівача; охолоджувача; валу, з радіально розміщеними на ньому штоками, на кожному з яких встановлена камера змінного об'єму, виконана у вигляді заповненого рідиною циліндра з підпружиненим поршнем. В кожен внутрішній порожнину змінного об'єму введено еластичну капсулу, запо-

внену легкокиплячою рідиною, температура кипіння якої нижче температури кипіння рідини, що заповнює камеру змінного об'єму.

Тепловий двигун працює наступним чином: камери, розміщені зі сторони нагрівача, нагріваються від нього. Легкокипляча рідина, що знаходиться в капсулах, випарюється, збільшуючи об'єм капсул. Циліндр починає переміщатися до нагрівача, збільшуючи тим самим дисбаланс і створюючи крутний момент на валу. При обертанні вала камери змінного об'єму, які знаходились у охолоджувача, охолоджуються, об'єм капсул зменшується.

Недоліком такого технічного рішення є низка довговічність роботи капсул, зниження зусиль на штоках через фракційний перехід рідини в капсулах в газ, який має менший коефіцієнт об'ємної пружності.

В основу корисної моделі покладено задачу збільшення строку служби двигуна шляхом заміни еластичних капсул камерами, типу "сифон" і збільшення зусилля на штоках шляхом введення в камери знегаженої рідини з високим коефіцієнтом об'ємного розширення.

Поставлена задача вирішується тим, що у тепловому гідромоторі, що містить корпус і вал з радіально розташованими штоками циліндрів, в порожнинах яких встановлено герметичні камери з робочою рідиною, який відрізняється тим, що на опорному валу закріплений перетворювач лінійного руху штоків, який виконано у вигляді профільо-

(13) U

(11) 58269

(19) UA

ваного кулачка, а герметичні камери виконані у вигляді сильфонів, що містять знегажену рідину, яка має високий коефіцієнт об'ємного розширення і, щонайменше, одна із поверхонь циліндра виконана із матеріалу з високим коефіцієнтом теплопровідності.

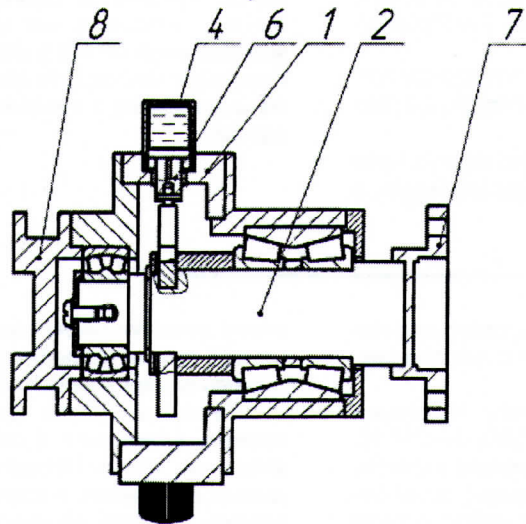
Сутність корисної моделі пояснюється кресленням, де на фіг. 1 зображено осьовий розріз теплового гідромотора, а на фіг. 2 зображено розміщення циліндрів в корпусі і профіль кулачка, в розрізі.

До основних елементів цього пристрою треба віднести корпус 1, в який вмонтовано циліндри 4, в порожнинах яких встановлені герметичні камери 5 типу "сильфон", що містять знегажену рідину з високим коефіцієнтом об'ємного розширення, і опорний вал 2, на якому закріплено перетворювач лінійного руху штоків циліндрів, виконаний у вигляді профільованого кулачка 3.

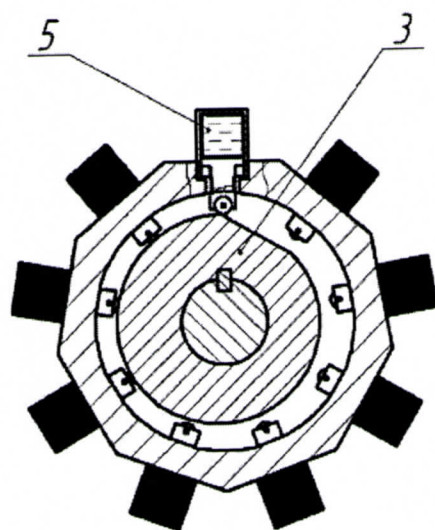
Пристрій працює наступним чином. При підводі тепла до циліндру 4, герметична камера 5 під

дією розширення робочої рідини, що починає нагріватися, збільшується лінійно тиснучи на поршень циліндру і шток 6 починає тиснути на профіль кулачка 3, який встановлено на опорному валі 2, створюючи крутний момент на корпусі 1, під дією якого здійснюється поворот корпуса 1 мотора на певний кут, зумовлений профілем кулачка 3, і підвід наступного циліндра 4 до зони нагріву. Кріплення гідромотора здійснюється на фланці 7, що з'єднаний з опорним валом 2. Кріплення виконавчого пристрою здійснюється за допомогою полумуфти 8. Рекомендовано охолоджувати циліндри 4, що відпрацювали переміщення для вирівнювання частоти обертів корпуса 1 і підтримання силових характеристик гідромотору на сталому рівні.

Запропонована конструкція корисної моделі забезпечить обертальний рух робочих органів та виконавчих пристроїв з низькою кутовою швидкістю, великий крутний момент і великий строк служби мотора.



Фиг. 1



Фиг. 2

УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 85038

ТЕПЛОВИЙ АКСІАЛЬНИЙ ГІДРОМОТОР

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 11.11.2013.

Голова Державної служби
інтелектуальної власності України

М.В. Ковіня



(21) Номер заявки: **u 2013 05183**(22) Дата подання заявки: **22.04.2013**(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **11.11.2013**(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: **11.11.2013, Бюл. № 21**

(72) Винахідники:

**Беліков Костянтин
Олександрович, UA,
Губарев Олександр
Павлович, UA,
Ганпанцурова Оксана
Сергіївна, UA**

(73) Власник:

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
"КИЇВСЬКИЙ
ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ",
пр. Перемоги, 37, м. Київ-56,
03056, UA**

(54) Назва корисної моделі:

ТЕПЛОВИЙ АКСІАЛЬНИЙ ГІДРОМОТОР

(57) Формула корисної моделі:

Тепловий аксіальний гідромотор, що містить корпус і вал з аксіально розташованими штоками циліндрів, в порожнинах яких встановлено герметичні камери з робочою рідиною, який **відрізняється** тим, що на опорному валу закріплений перетворювач лінійного руху штоків, який виконано у вигляді похилого диска, а герметичні камери виконані у вигляді сильфонів і з'єднані з камерами розширення, що містять знегажену рідину, яка має високий коефіцієнт об'ємного розширення, і щонайменше одна із поверхонь камери розширення виконана із матеріалу з високим коефіцієнтом теплопровідності.



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **85038** (13) **U**
(51) МПК (2013.01)
F01C 5/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2013 05183	(72) Винахідник(и): Бєліков Костянтин Олександрович (UA), Губарев Олександр Павлович (UA), Ганпанцурова Оксана Сергіївна (UA)
(22) Дата подання заявки: 22.04.2013	
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.11.2013	(73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ "КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ", пр. Перемоги, 37, м. Київ-56, 03056 (UA)
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 11.11.2013, Бюл.№ 21	

(54) ТЕПЛОВИЙ АКСІАЛЬНИЙ ГІДРОМОТОР

(57) Реферат:

Тепловий аксіальний гідромотор містить корпус і вал з аксіально розташованими штоками циліндрів, в порожнинах яких встановлено герметичні камери з робочою рідиною. На опорному валу закріплений перетворювач лінійного руху штоків, який виконано у вигляді похилого диска, а герметичні камери виконані у вигляді сильфонів і з'єднані з камерами розширення, що містять знегажену рідину, яка має високий коефіцієнт об'ємного розширення. Одна із поверхонь камери розширення виконана із матеріалу з високим коефіцієнтом теплопровідності.

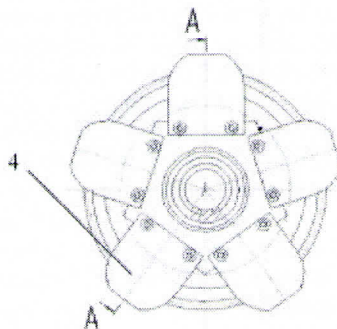


Fig. 1

UA 85038 U

Корисна модель належить до теплового гідроприводу і може бути використана як привідний гідромотор.

Відомий тепловий двигун (патент Російської Федерації № 2022166, МПК F03G7/06, 07.10.1992) складається з нагрівача; охолоджувача; вала, з радіально розміщеними на ньому штоками, на кожному з яких встановлена камера змінного об'єму, виконана у вигляді заповненого рідиною циліндра з підпружиненим поршнем. В кожному внутрішню порожнину змінного об'єму введено еластичну капсулу, заповнену легкокиплячою рідиною, температура кипіння якої нижче температури кипіння рідини, що заповнює камеру змінного об'єму.

Тепловий двигун працює наступним чином: камери, розміщені зі сторони нагрівача, нагріваються від нього. Легкокипляча рідина, що знаходиться в капсулах, випарюється, збільшуючи об'єм капсул. Циліндр починає переміщатися до нагрівача, збільшуючи тим самим дисбаланс і створюючи крутний момент на валу. При обертанні вала камери змінного об'єму, які знаходились біля охолоджувача, охолоджуються, об'єм капсул зменшується.

Недоліком такого технічного рішення є низька довговічність роботи капсул, зниження зусиль на штоках через фракційний перехід рідини в капсулах в газ, який має менший коефіцієнт об'ємної пружності.

Найбільш близьким аналогом до запропонованого є тепловий гідромотор (патент України № 58269, МПК F01C1/067, F01C1/113, 11.04.2011), що містить корпус і вал з радіально розташованими штоками циліндрів, в порожнинах яких встановлено герметичні камери з робочою рідиною, який відрізняється тим, що на опорному валу закріплений перетворювач лінійного руху штоків, який виконано у вигляді профільованого кулачка, а герметичні камери виконані у вигляді сильфонів, що містять знегажену рідину, яка має високий коефіцієнт об'ємного розширення, і щонайменше одна із поверхонь циліндра виконана із матеріалу з високим коефіцієнтом теплопровідності.

Недоліком такого технічного рішення є велика матеріалоемність привода та малий об'єм робочої рідини, це зумовлює малий хід штовхачів, що призводить до збільшення їх кількості.

В основу корисної моделі поставлена задача, що полягає у зменшенні матеріалоемності привода шляхом заміни кулачкового перетворювача на похилий диск і збільшення ходу штовхачів за рахунок додаткового об'єму камер розширення.

Поставлена задача вирішується тим, що у тепловому аксіальному гідромоторі, що містить корпус і вал з аксіально розташованими штоками циліндрів, в порожнинах яких встановлено герметичні камери з робочою рідиною, новим є те, що на опорному валу закріплений перетворювач лінійного руху штоків, який виконано у вигляді похилого диска, а герметичні камери виконані у вигляді сильфонів і з'єднані з камерами розширення, що містять знегажену рідину, яка має високий коефіцієнт об'ємного розширення, і щонайменше одна із поверхонь камери розширення виконана із матеріалу з високим коефіцієнтом теплопровідності.

Суть корисної моделі пояснюється кресленням, де на фіг. 1 зображено принципову схему розташування камер розширення, а на фіг. 2 зображено привід у розрізі.

До основних елементів цього пристрою треба опорний вал 1, на якому встановлено блок штовхачів 2, що являють собою герметичні камери типу "сильфон" 3, розташовані аксіально, які з'єднані з камерами розширення 4, та похилий диск 5, на який спираються штоки штовхачів, що слугує перетворювачем лінійного переміщення штоків на обертальний рух блока штовхачів, і який закріплено на опорному валу.

Пристрій працює наступним чином. При підводі тепла до камери розширення 4, робоча рідина починає розширюватись. Герметична камера 3, під дією розширення робочої рідини, збільшується, лінійно тиснучи штоком на поверхню похилого диска 5, який закріплено на опорному валу 1, створюючи крутний момент на блоці штовхачів 2, під дією якого здійснюється поворот блока штовхачів та камер розширення. Кріплення гідромотора здійснюється фіксацією опорного вала (спосіб кріплення не вказано).

Запропонована конструкція корисної моделі забезпечить обертальний рух робочих органів та виконавчих пристроїв з низькою кутовою швидкістю, великий крутний момент і великий строк служби мотора.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Тепловий аксіальний гідромотор, що містить корпус і вал з аксіально розташованими штоками циліндрів, в порожнинах яких встановлено герметичні камери з робочою рідиною, який відрізняється тим, що на опорному валу закріплений перетворювач лінійного руху штоків, який виконано у вигляді похилого диска, а герметичні камери виконані у вигляді сильфонів і з'єднані з камерами розширення, що містять знегажену рідину, яка має високий коефіцієнт об'ємного

розширення, і щонайменше одна із поверхонь камери розширення виконана із матеріалу з високим коефіцієнтом теплопровідності.

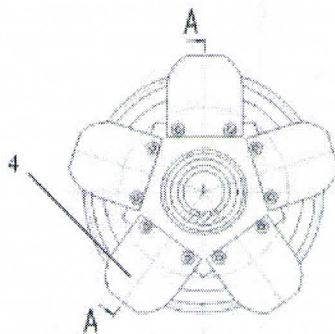


Fig. 1

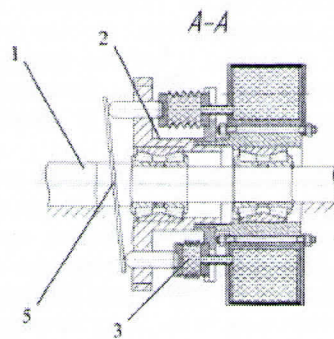


Fig. 2

Комп'ютерна верстка В. Мацело

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601