

Streszczenie

Streszczenie pracy magisterskiej pt. "Zastosowanie zbiornika wody o dużej objętości jako akumulatora energii cieplnej w systemie ogrzewania budynku"

Niniejsza praca przedstawia koncepcję rozwiązania oraz obliczenia projektowe systemu grzewczego, pozwalającego zapewnić komfort cieplny w domu jednorodzinnym w okresie zapotrzebowania na ciepło. System ten złożony jest z zaizolowanego cieplnie zbiornika, umieszczonego w gruncie i pełniącego rolę akumulatora ciepła. Zbiornik ten zasilany jest układem kolektorów słonecznych, wykorzystujących promieniowanie słoneczne, jako odnawialne źródło energii.

W pierwszej części pracy poruszono temat magazynowania energii. Przedstawiono i omówiono najczęstsze sposoby akumulacji ciepła oraz wskazano podstawowe problemy, związane z tym zagadnieniem. Następnie poświęcono uwagę jednemu z najbardziej popularnych sposobów magazynowania energii cieplnej z wykorzystaniem pojemności cieplnej wody i opisano problem projektu. Przedstawiono konstrukcję zbiornika, dobór materiałów izolacyjnych, miejsce położenia budynku oraz warunki klimatyczne i związane z nimi średnie temperatury otoczenia. W pracy dołączono również zdjęcia przedstawiające budowę zbiornika akumulacyjnego realizowaną przez inwestora, dla którego wykonywane zostały obliczenia projektowe. Pierwszy etap budowy, który obejmował budowę zbiornika, właśnie został zakończony. Drugi etap, czyli budowa domu i zainstalowanie instalacji solarnej planowany jest na lato 2018. W następnym rozdziale opisano podstawowe prawa i pojęcia wymiany ciepła, niezbędne do wykonania obliczeń bilansowych zbiornika w dalszej części pracy. W kolejnym kroku, po wykonaniu analizy cieplnej pozwalającej określić całkowite straty, wyznaczono wydajność grzewczą kolektorów, a także wykonano obliczenia w celu określenia wymaganej minimalnej ilości urządzeń oraz ich optymalnych parametrów pracy.

Końcowa część pracy obejmuje analizę projektu pod kątem efektywności, wydajności oraz opłacalności. Wykonano obliczenia korekcyjne, uwzględniające warunki klimatyczne i związaną z nim średnią temperaturę absorbera w okresie działania kolektora, całkowite zapotrzebowanie budynku na ciepło, jak również straty spowodowane przesyłem energii w obiegu instalacji. Zaproponowano także sposoby optymalizacji badanego układu.

Abstract

Summary of a thesis titled "Application of a large volume water tank as a heat energy accumulator in a single-family house heating system"

This thesis presents the concept of solution and design calculations of a heating system, which provides thermal comfort in a single-family house during the period of heat demand. This system consists of a thermally insulated tank, placed in the ground and acting as a heat accumulator. This tank is powered by solar collectors, which use solar radiation as a renewable energy source.

The first part of the paper deals with the topic of energy storage. The most common ways of accumulating heat and discussing basic problems related to this issue are presented and discussed. Then, one of the most popular ways of storing heat energy using water heat capacity was discussed and the design problem was described. The design of the tank, the choice of insulation materials, the location of the building, the climatic conditions and associated average ambient temperatures are presented. Also included are photographs showing the construction of an accumulation tank executed by the investor for which the design calculations were performed. The first stage of construction, which included the construction of the tank, has just been completed. The second stage, the construction of the house and the installation of the solar system, is planned for the summer of 2018.

The next chapter describes the basic principles and concepts of heat exchange necessary to perform the tank balance calculations in progress of the work. In the next step, the thermal performance of the collectors was determined after the thermal analysis was performed to determine the total losses, and calculations were made to determine the required minimum quantity of equipment and their optimum operating parameters.

The final part of the work includes project analysis in terms of efficiency, productivity and cost effectiveness. Correction calculations have been made taking into account the climatic conditions and the associated average absorber temperature during the collector operating period, total heat demand as well as losses due to energy transfer in the system circuit. The methods of optimization of the examined system were also proposed.

Spis treści

1	Wstęp	6
1.1	Energia i jej formy	6
1.1.1	Definicja energii	6
1.1.2	Rodzaje energii	6
1.1.3	Konwersja energii	7
1.1.4	Energia słoneczna	7
1.2	Magazynowanie energii	8
1.2.1	Sposoby magazynowania energii	8
1.2.2	Magazyny energii cieplnej	9
1.2.3	Akumulacja ciepła na podstawie ciepła właściwego	10
1.2.4	Problemy akumulacji ciepła	11
2	Wprowadzenie	12
2.1	Realizacja projektu	12
2.1.1	Zakres pracy	12
2.2	Opis problemu	13
2.2.1	Założenia projektowe	13
3	Wymiana ciepła	18
3.1	Podstawowe prawa i pojęcia	18
3.1.1	Przewodzenie ciepła	18
3.1.2	Przenikanie ciepła	19
3.1.3	Konwekcja naturalna	20
3.2	Liczby kryterialne	21
3.2.1	Liczba Grashofa	21
3.2.2	Liczba Prandtla	21
3.2.3	Liczba Rayleigha	21
3.2.4	Liczba Nusselta	21
4	Bilans cieplny	23
4.1	Konstrukcja zbiornika	23
4.1.1	Wymiary wewnętrzne	23
4.1.2	Materiały i ich parametry	23
4.2	Obliczenia strat ciepła	24
4.2.1	Parametry czynnika i otoczenia	24
4.2.2	Straty ciepła przez powierzchnię boczną	24
4.2.3	Straty ciepła przez podstawę	29
4.2.4	Straty ciepła przez sufit	30
4.2.5	Całkowite straty ciepła zbiornika	34

5	Kolektory słoneczne	35
5.1	Definicja	35
5.2	Parametry i warunki pracy	35
5.2.1	Natężenie promieniowania słonecznego	36
5.2.2	Kąt nachylenia	37
5.2.3	Gęstość promieniowania	38
5.2.4	Współczynniki transmisyjno-absorpcyjne	39
5.2.5	Absorpcja energii promieniowania	40
5.2.6	Straty ciepłe w kolektorze	40
5.3	Moc użyteczna kolektora	42
5.3.1	Wymagana ilość kolektorów	43
5.4	Analiza obliczeń	43
5.4.1	Temperatura absorbera	43
5.4.2	Obliczenia korekcyjne	43
5.4.3	Rzeczywiste parametry kolektora	46
5.5	Dobór średnic przewodów	48
5.5.1	Wyznaczenie średnic wewnętrznych	48
5.5.2	Średnica nominalna	49
6	Zapotrzebowanie domu na energię grzewczą	50
6.1	Informacje wstępne	50
6.1.1	Całkowite zapotrzebowanie domu	51
6.1.2	Zestawienie danych oraz ostateczna liczba kolektorów	51
6.2	Czas zasilania domu	52
6.3	Koszt budowy i okres zwrotu	53
7	Podsumowanie i wnioski	54
7.1	Wstęp	54
7.2	Wnioski	55

Rozdział 1

Wstęp

1.1 Energia i jej formy

1.1.1 Definicja energii

Energia najczęściej kojarzona jest z pracą lub ciepłem. Mimo, że jednostki tych wielkości są jednakowe, to nie należy wymienionych pojęć używać zamiennie. Energia jest skalarną wielkością ekstensywną, ściśle spełniającą prawo zachowania energii. Wielkość ta określa w sposób ilościowy zachodzące procesy lub oddziaływania i może występować w różnych formach. Warto podkreślić, że praca i ciepło nie jest postacią energii, a jedynie sposobem jej przekazywania [1]. Skutkiem wykonania pracy przez pewien układ jest zmiana jego funkcji stanu, nazywanej energią, która jest właściwością materii. Każde ciało zawsze posiada pewną energię, w przypadku gdy ciepło i praca przestają istnieć w momencie zakończenia zjawiska wykonywania pracy czy przepływu ciepła. Nie należy więc mówić np. o ilości ciepła zawartego w ciele [2]. Zawsze natomiast pozostaje skutek tych zjawisk, czyli zmiana energii ciała.

1.1.2 Rodzaje energii

Pojęcie energii jest na tyle skomplikowane, że nie istnieje ogólny sposób lub metoda jej klasyfikacji. Wyróżnić można natomiast cztery jej podstawowe grupy:

- kinetyczna,
- grawitacyjna,
- wewnętrzna,
- elektromagnetyczna.

Energię kinetyczną, grawitacyjną oraz wewnętrzną należy traktować jako energię o charakterze substancjalnym. W przypadku problemów związanych z magazynowaniem energii, przyjmuje się jej podział na energię: mechaniczną, elektryczną, elektromagnetyczną, chemiczną, cieplną oraz jądrową. W grupie energii wewnętrznej znajduje się energia chemiczna, cieplna i jądrowa, natomiast energia mechaniczna związana jest zarówno z energią kinetyczną jak i energią grawitacji.

1.1.3 Konwersja energii

Dany rodzaj energii można wytworzyć, poprzez zastosowanie różnych technik, urządzeń lub maszyn. Istnieje również możliwość przekształcenia jednej formy energii w inną. Taki proces przemiany energii w inną jej formę nazywa się konwersją energii. Poniżej przedstawiono możliwości wzajemnych przemian podstawowych rodzajów energii oraz wykorzystanych w tym celu procesów, urządzeń i maszyn.

Energia chemiczna ↔ Energia cieplna
reakcje egzoenergetyczne (spalanie), gazyfikacja

Energia cieplna ↔ Energia mechaniczna
silnik cieplny (np. turbina), tarcie

Energia mechaniczna ↔ Energia elektryczna
generator lub dynamo, silnik elektryczny

Energia elektryczna ↔ Energia cieplna
grzałka, termogenerator

Energia elektryczna ↔ Energia chemiczna
elektroliza, ogniwa paliwowe, baterie

Energia promieniowania ↔ Energia elektryczna
ogniwa fotowoltaiczne, lampy fluorescencyjne

Energia promieniowania ↔ Energia cieplna
kolektory słoneczne, lampy żarzeniowe

1.1.4 Energia słoneczna

Ze względu na duży potencjał tego rodzaju energii odnawialnej, możliwości jej wykorzystania są bardzo duże. Wykorzystanie energii promieniowania słonecznego pozwala przetworzyć ją na energię elektryczną w ogniwach fotowoltaicznych, biomasę (wykorzystywaną następnie jako paliwo) lub jej konwersję w kolektorach słonecznych na energię cieplną. Uzyskany rodzaj energii można wykorzystać bezpośrednio do grzania czynnika roboczego, chłodzenia, a także w innych procesach technologicznych. W przypadku wykorzystania energii słonecznej w celach grzewczych, nie należy przekształcać jej najpierw w energię elektryczną, a następnie w cieplną, ponieważ sprawność tegoż procesu zmniejszy się. Energia promieniowania w celach ogrzewania będzie efektywniej wykorzystana, jeśli przetworzona będzie bezpośrednio w ciepło.

Praktyczne wykorzystanie energii słonecznej oraz efektywność jej przetworzenia uzależnione jest od warunków klimatycznych, szerokości geograficznej itp. Należy również pamiętać o cykliczności jej dostarczania oraz zmienności intensywności promieniowania w czasie. Mimo to systemy solarne wykorzystywane w celach magazynowania energii cieplnej są popularne na całym świecie. Jednak aby pracowały efektywnie, powinny być zaprojektowane tak, aby zapewniały stały dopływ energii do układu magazynującego.

1.2 Magazynowanie energii

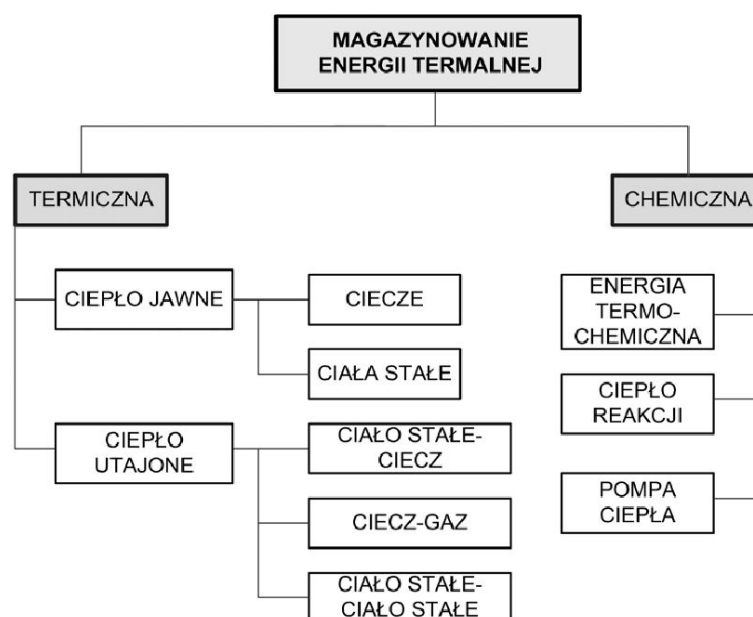
Z roku na rok stale zwiększają się potrzeby energetyczne społeczeństwa. Ponadto cena paliw konwencjonalnych takich jak węgiel, ropa czy gaz, wykorzystywanych przez systemy energetyczne i ciepłownicze, nieustannie rośnie. Z tego powodu od wielu lat poruszany jest temat sposobów wytwarzania możliwie taniej energii oraz jej magazynowania. Najtańszą obecnie energią jest ta pochodzenia naturalnego. Do odnawialnych źródeł energii zalicza się energię promieniowania słonecznego, energię wody, wiatru, geotermalną czy biomasę. Systemy wykorzystujące odnawialne źródła energii cechują się zerową lub bardzo niską emisją zanieczyszczeń, a ich główną zaletą jest niewyczerpywalność. Z tych właśnie powodów, do roku 2020, planowany jest wzrost udziału OZE w ogólnym bilansie energetycznym Polski do 14%.

Poprzez magazynowanie energii należy rozumieć akumulację nadwyżek ciepła poprzez systemy bazujące na OZE, w celu jego wykorzystania w okresie deficytu. Na konstrukcję układu oraz sposób magazynowania ciepła największy wpływ ma dostępność źródła energii. Istotny jest również cel wykorzystania zmagazynowanego ciepła oraz jego ilość, temperatura a w szczególności czas ładowania i rozładowywania. W przypadku magazynowania ciepła energii słonecznej, o uzyskanej temperaturze decyduje typ stosowanych kolektorów słonecznych. Istnieje wiele sposobów magazynowania energii. W dalszej części pracy zostaną one omówione.

1.2.1 Sposoby magazynowania energii

W dzisiejszej energetyce magazynowanie ciepła jest opanowane, jeśli chodzi o problemy techniczne. W dodatku jest wiele wariantów rozwiązań. W 2021 roku, zgodnie z *Rozporządzeniem Ministra Infrastruktury w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie*, wzrosną wymagania dotyczące oszczędności cieplnej budynków w celu zminimalizowania zużycia energii paliw pierwotnych. W związku z tym, aby spełnić te wymagania, konieczne jest efektywne oraz stałe zasilanie systemów grzewczych ciepłem wytworzonym z OZE.

Na rysunku poniżej przedstawiono termiczne sposoby magazynowania ciepła.



Rysunek 1.1: Schematyczny podział sposobów akumulacji energii cieplnej [5].

Energię można magazynować poprzez wykorzystanie ciepła właściwego, ciepła będącego skutkiem przemian fazowych, odwracalnych reakcji chemicznych i fotochemicznych oraz podczas produkcji paliw.

Wykorzystując ciepło właściwe w celu magazynowania energii cieplnej stosować można ciała stałe i ciecze. Natomiast akumulacja ciepła na podstawie przemiany fazowej dotyczy najczęściej zmiany fazy ciało stałe-ciecz, a także ciecz-gaz. W przypadku cieplno-chemicznych układach akumulacji bazuje się na procesach sorpcyjnych oraz zjawiskach chemicznych [4]. Gromadzenie energii termicznej poprzez wykorzystanie pojemności cieplnej odpowiednich czynników lub materiałów, jest najprostszym technicznie sposobem akumulacji ciepła. Można tego dokonać na dwa sposoby:

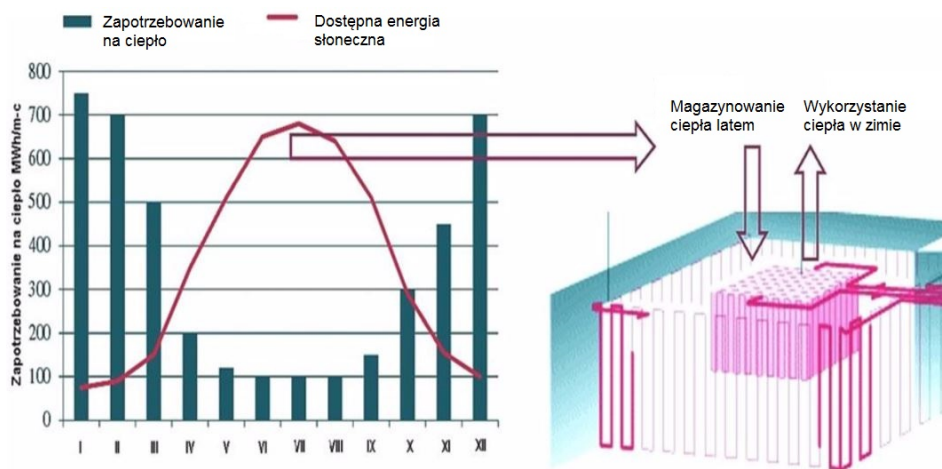
- **jawny** - dotyczy przyrostu temperatury ciała, bądź czynnika,
- **utajony** - związany z przemianą fazową w warunkach izotermicznych.

1.2.2 Magazyny energii cieplnej

Na czas magazynowania energii wpływa wiele czynników. Najważniejszymi z nich jest rodzaj stosowanego systemu energetycznego oraz wielkości zapotrzebowania.

Ciepło stanowiące przede wszystkim energię użytkową wymaga magazynowania zarówno **krótkoterminowego STTS** (ang. Short Term Thermal Storage) jak i **długoterminowego STES** (ang. Seasonal Thermal Energy Storage) [5]. Najczęściej stosowane jest krótkoterminowe, mające na celu wytworzenie ciepłej wody użytkowej lub wody do ogrzewania pomieszczeń. Systemy takie charakteryzują się mniejszą mocą, a przykładem mogą być bojlerzy zainstalowane zazwyczaj w piwnicy przy kotłowni. W przypadku długoterminowej akumulacji ciepła wykorzystywane są zbiorniki wodne oraz stawy słoneczne.

W większości stref klimatycznych występuje problem różnicy czasu między popytem a popytem na energię cieplną, w szczególności, jeśli chodzi o odnawialne źródła energii. Sezonowe magazyny ciepła STES pozwalają na gromadzenie ciepła w czasie, gdy pozyskiwane jest w nadmiarze, a następnie odzysk w wielotygodniowym, czy nawet wielomiesięcznym okresie. Przedstawia to rysunek poniżej.



Rysunek 1.2: Schematyczny podział sposobów akumulacji energii cieplnej [5].

Jako magazyny energii cieplnej rozumie się czasowe akumulatory energii termicznej w postaci gorącego lub zimnego czynnika w celu wykorzystania ciepła medium

w późniejszym czasie, głównie w okresach szczytowego zapotrzebowania. Magazyny energii cieplnej (MEC) współpracują najczęściej z systemami hybrydowymi, wykorzystującymi potencjał odnawialnych źródeł energii. Zadaniem zbiorników ciepła zakumulowanego jest bilansowanie niezgodności nadmiaru energii i jej zapotrzebowania. Wybór technologii o jaką oparta będzie zasada działania MEC zależy między innymi od czasu trwania ładowania, ekonomii, pojemności cieplnej, wielkości strat ciepła oraz warunków klimatycznych.

Ilość energii cieplnej potrzebnej do naładowania zbiornika magazynowego wypełnionego czynnikiem, zależy przede wszystkim od pojemności cieplnej medium (lub materiału), jego masy oraz różnicy temperatur końcowej i początkowej. Całkowitą ilość energii dostarczonej do układu można wyrazić wzorem:

$$Q = m \cdot \int_{T_1}^{T_2} c_p \cdot dT = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (1.1)$$

gdzie:

- m - masa czynnika wypełniającego zbiornik,
- c_p - ciepło właściwe czynnika,
- T_1 - temperatura początkowa czynnika,
- T_2 - temperatura końcowa czynnika,
- ΔT - różnica temperatury końcowej i początkowej.

Przy znacznych zmianach skrajnych temperatur czynnika, wartość jego pojemności cieplnej, zależnej od temperatury i ciśnienia, należy wyznaczyć obliczając całkę. Jeżeli natomiast temperatura czynnika ulega niewielkim zmianom, ilość energii w postaci ciepła przejętej przez czynnik oblicza się następująco:

$$Q = m \cdot c_{sr} \cdot \Delta T = m \cdot c_{sr} \cdot (T_2 - T_1) \quad (1.2)$$

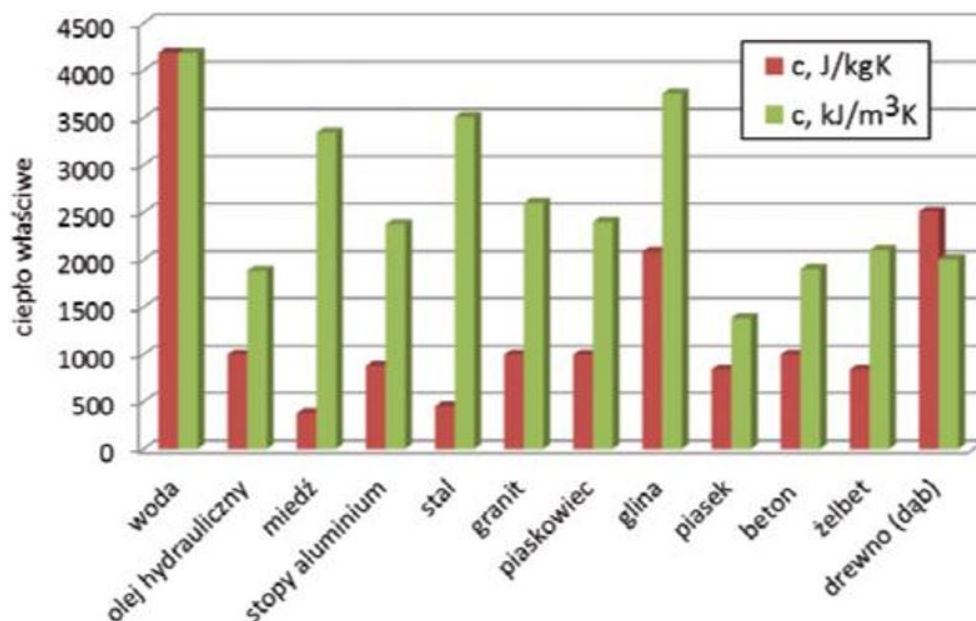
gdzie c_{sr} to średnia pojemność cieplna czynnika między jego temperaturą początkową, a końcową. Przy stałym ciśnieniu czynnika można to zapisać jak niżej:

$$c_{sr} = \frac{c_p(T_1) + c_p(T_2)}{2}$$

1.2.3 Akumulacja ciepła na podstawie ciepła właściwego

Jest to najprostsza metoda umożliwiająca długoterminowe magazynowanie energii cieplnej. Polega na ładowaniu akumulatora ciepła, będącego odpowiednio skonstruowanym zbiornikiem, poprzez podnoszenie temperatury czynnika (ciecz lub ciało stałe). Ilość ciepła zmagazynowanego zależna jest od rodzaju zastosowanego czynnika. Substancje, które należy rozpatrywać jako pierwsze podczas akumulacji ciepła jawnego są przede wszystkim woda, następnie oleje (np. krzemowe) i skały. W przypadku czynnika w postaci ciała stałego wyróżnić można materiały naturalne takie jak piaskowiec, marmur czy piasek.

Ciepło właściwe to wielkość fizyczna określająca ilość energii cieplnej potrzebnej do dostarczenia jednostce masy czynnika, aby zwiększyć jego temperaturę o 1K. Rysunek 1.3 przedstawia wartości ciepła właściwego wybranych cieczy i ciał stałych w odniesieniu do jednostki masy i objętości.



Rysunek 1.3: Wartości pojemności cieplnych wybranych substancji [4].

Ze względu na wysoką pojemność cieplną, woda jest substancją posiadającą najlepsze właściwości akumulacyjne. Jej ciepło właściwe sprawia, że dostarczona do niej energia cieplna będzie długo w niej zatrzymana. Z drugiej strony wadą tego czynnika jest to, że trzeba dostarczyć dużo energii, aby zwiększyć jego temperaturę. Ponadto charakteryzuje się niską temperaturą akumulacji i wąskim zakresem temperatury przy ciśnieniu atmosferycznym ($0 \div 100^\circ\text{C}$).

1.2.4 Problemy akumulacji ciepła

Zastąpienie pierwotnych nośników energii (paliw kopalnych) przez odnawialne źródła energii w dużym systemie energetycznym jest problematyczne ze względu na trudności techniczne, a czasem w ogóle niemożliwe. Największe problemy stanowi magazynowanie dużej ilości energii elektrycznej lub wodoru, będącego najbardziej obiecującym gazem technicznym ze względu na swoje korzystne właściwości energetyczne.

Energię można magazynować w niskotemperaturowych układach biernych (zbiorniki), a także w większych układach zasilających elektrownie konwencjonalne lub procesy technologiczne w których wymagana jest wysoka temperatura [3]. Problematyka magazynowania energii cieplnej skupia się głównie wokół zagadnień wymiany ciepła, jego strat, trudności konstrukcyjnych, analizy ekonomicznej systemu oraz bezpieczeństwa projektowanego układu. Najistotniejszym problemem jest jednak niezgodność ilości energii dostarczanej, a zapotrzebowaniem na energię w danym czasie. Ciepła potrzebujemy zimą, natomiast pozbywamy się go latem. Ponadto niemożliwym jest stworzenie takiego układu magazynującego energię, w którym automatycznie regulowana będzie jego wydajność oraz zapotrzebowanie na energię. Z powodu różnic między ilością poboru energii a zapotrzebowaniem, nieodzowne stało się jej akumulowanie.

Rozdział 2

Wprowadzenie

Dzisiejsza energetyka oferuje wiele wariantów rozwiązań technicznych systemów magazynowania ciepła. Pozwalają one na korzystanie z zakumulowanego ciepła nie tylko przez kilka godzin, ale również przez okres dłuższy. Mogą to być tygodnie czy nawet miesiące. Celem jest ogrzewanie obiektów i pomieszczeń.

Najpopularniejsze rozwiązania opierają się na wykorzystaniu odnawialnych źródeł energii. Jednym z wielu sposobów wykorzystania energii słonecznej, a zarazem najpopularniejszym, jest system przygotowania ciepłej wody użytkowej (CWU) na potrzeby domowe. Zaletą tych instalacji jest prostota budowy, nieskomplikowana technologia i stosunkowo niskie nakłady inwestycyjne. Ponadto zapotrzebowanie na cwu jest w przybliżeniu stałe w ciągu roku. Przykładem są instalacje kolektorów słonecznych, pozyskujących ciepło z energii promieniowania słonecznego. Instalacja słoneczna tego typu działa cyklicznie, zarówno w skali dobowej jak i w skali roku, gdy nadwyżka ciepła zmagazynowana w okresie letnim wykorzystywana jest w celach użytkowych w okresie jesienno-zimowym, kiedy zapotrzebowanie na ciepło rośnie. Najprostszy sposób magazynowania ciepła to układ zbiornika o dużej objętości, wypełnionego wodą przejmującą ciepło z systemu solarnego.

2.1 Realizacja projektu

Głównym celem pracy jest koncepcja układu pozwalającego na akumulację nadmiaru energii cieplnej latem, aby następnie w okresie jesiennym wykorzystać ją jako ciepłą wodę użytkową w domku jednorodzinnym. Niezbędne jest wykonanie obliczeń projektowych systemu solarnego, składającego się z zespołu kolektorów słonecznych, których zadaniem będzie podgrzanie czynnika wypełniającego zbiornik do wymaganej temperatury, a następnie jej utrzymywanie.

2.1.1 Zakres pracy

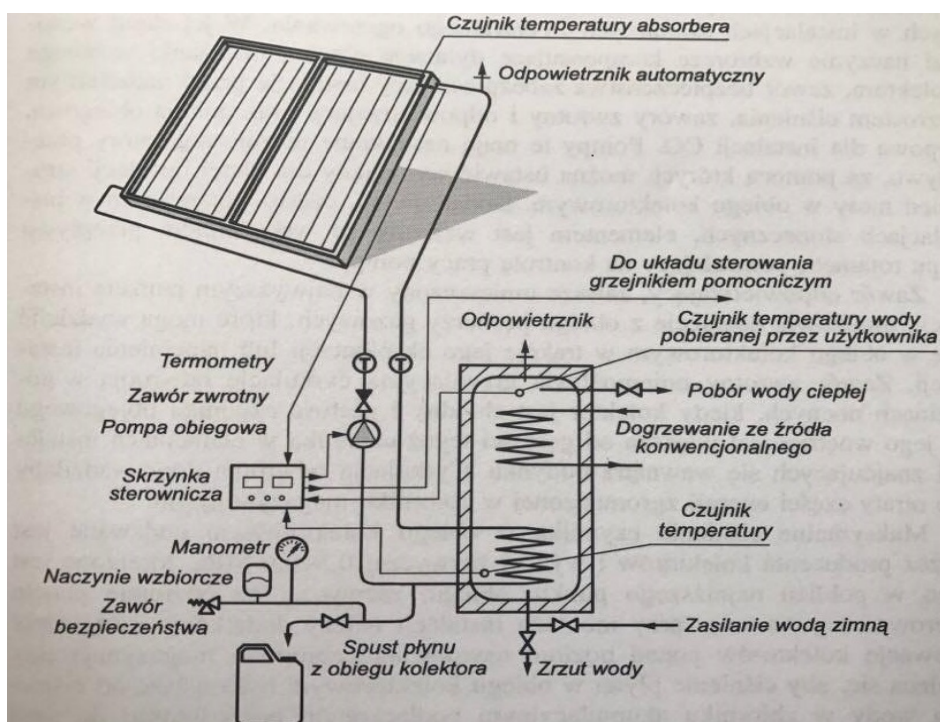
Układ złożony będzie z współpracujących kolektorów, zbiornika oraz rur doprowadzających i odprowadzających tworzących hydraulikę zespołu. Realizacja celu pracy wymaga wykonania następujących czynności:

- przegląd i wybór odpowiednich materiałów konstrukcyjnych zbiornika, określenie miejsca umieszczenia, a także przedstawienie jego budowy, kształtu, wymiarów oraz objętości,
- określenie grubości izolacji zbiornika oraz parametrów jego otoczenia, głównie średnich temperatur występujących w założonym okresie jego zasilania,

- poruszenie tematyki wymiany ciepła w celu wykonania obliczeń, pozwalających wyznaczyć wielkość strat cieplnych zasobnika ciepła,
- wyznaczenie wymaganej wydajności grzewczej urządzeń zasilających zbiornik (na podstawie wykonanych obliczeń cieplnych) w celu zbilansowania układu,
- przeprowadzenie odpowiednich obliczeń projektowych, pozwalających określić optymalne warunki pracy kolektora słonecznego, jego moc i straty cieplne oraz potrzebną ilość kolektorów słonecznych,
- wykonanie obliczeń sprawdzających w celu wyznaczenia możliwego czasu ogrzewania pomieszczeń domku jednorodzinnego, ciepłem zmagazynowanym w zasobniku.

2.2 Opis problemu

Każda instalacja solarna do przygotowania ciepłej wody użytkowej powinna składać się z następujących elementów: kolektor słoneczny absorbujący promieniowanie słoneczne, zbiornik magazynujący ciepło, układ transportujący czynnik w obiegu instalacji, złożony z rurociągów doprowadzających, pomp wymuszających przepływ oraz wymienników ciepła, a także z układu pomiarowego, kontrolno-sterującego i armatury pomocniczej. Często również dołącza się pomocniczy podgrzewacz wody. System taki przedstawia schemat zamieszczony poniżej.



Rysunek 2.1: Schemat słonecznej instalacji energetycznej z przepływem wymuszonym do przygotowania ciepłej wody użytkowej [6].

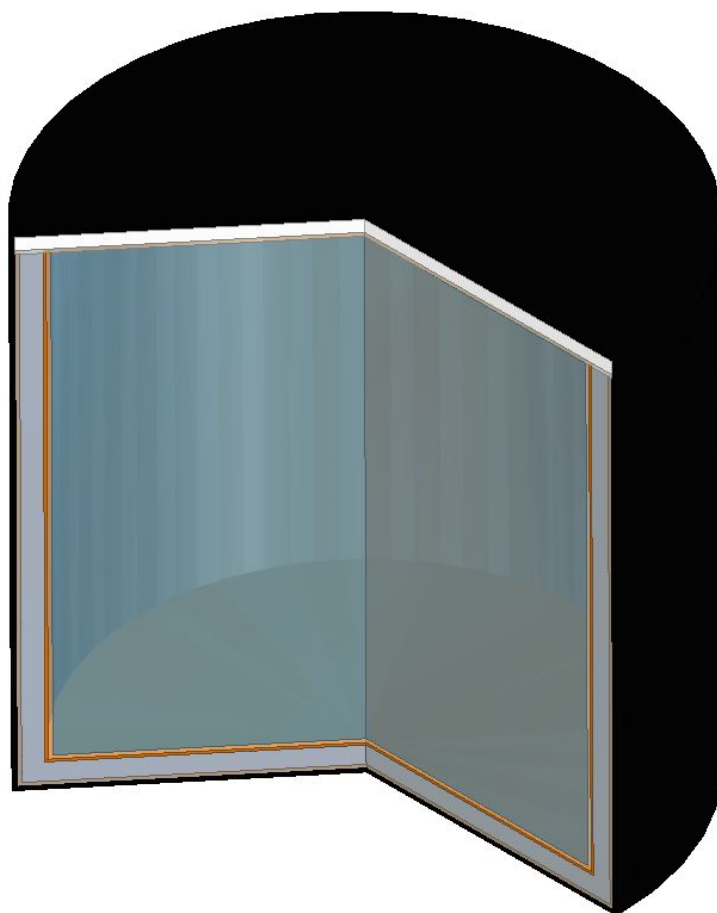
2.2.1 Założenia projektowe

W pracy skupiono się przede wszystkim na urządzeniach pozyskujących energię ze słońca oraz magazynowi ciepła. Przyjęto, że w instalacji obieg będzie wymuszony

z wydzielonym obiegiem pierwotnym (kolektorowym). To znaczy, że czynnikiem płynącym w kanałach kolektora będzie mieszanka woda-glikol o odpowiednim stężeniu. Kolektory słoneczne umieszczone będą na dachu od strony południowej, natomiast zbiornik umieszczony będzie w gruncie, możliwie blisko budynku.

U dołu zasobnika wypełnionego wodą, umieszczony zostanie wymiennik ciepła w kształcie węzownicy spiralnej. Wewnątrz rur wymiennika wykonanych z miedzi (ze względu na bardzo dobrą przewodność cieplną tego materiału), będzie przepływała mieszanka, oddająca ciepło do wody.

Konstrukcja zbiornika magazynowego, wykonana z wodoszczelnej mieszanki betonu komórkowego oraz poszczególnych warstw odpowiedniej izolacji termicznej, całkowicie usadowiona będzie w gruncie. Model zbiornika przedstawiono na rysunku poniżej.

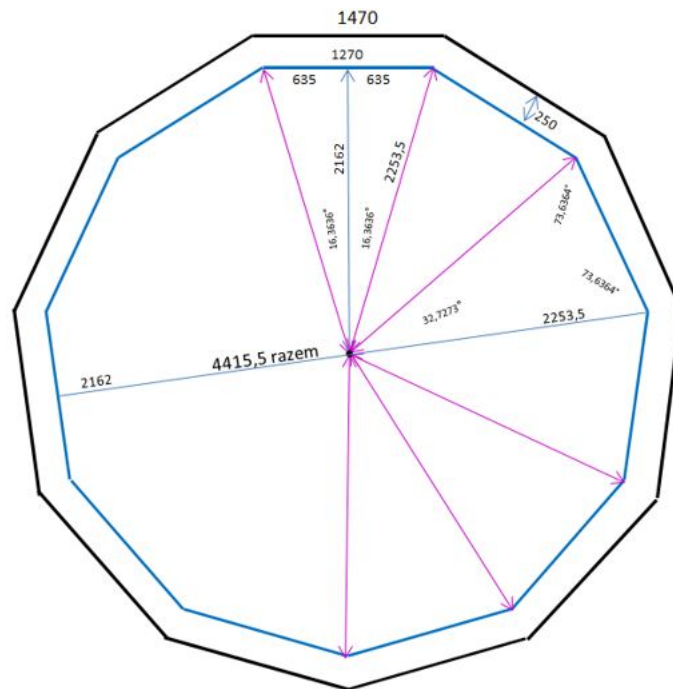


Rysunek 2.2: Przekrój modelu zbiornika wykonanego w programie *Solid Edge ST9*.

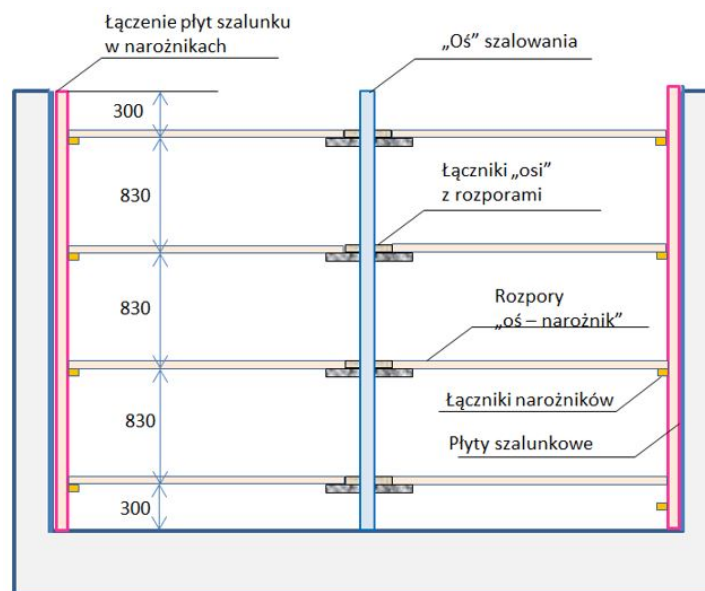
Ścianę boczną oraz dno w kolejności od wewnątrz zbiornika tworzą następujące materiały: szkło, żywica, beton komórkowy, warstwa drewna oraz gumowa wykładzina. Zbiornik przykryty jest od góry szklaną płytą nad którą umieszczony jest styropian, a całość przykrywa również warstwa wykładziny gumowej. Wymiary wewnętrzne zasobnika z wodą, grubości warstw materiałów oraz ich właściwości termiczne przedstawione zostaną w części obliczeniowej pracy.

Jako urządzenia podgrzewające pośrednio wodę w zbiorniku przyjęto płaskie kolektory słoneczne. W dalszej części pracy na podstawie obliczeń określone zostaną optymalne parametry pracy kolektora.

Bilans zbiornika prowadzony będzie dla modelu przedstawionego na rysunku powyżej w celu uproszczenia wykonywanych obliczeń. Rzeczywisty kształt zbiornika przedstawiono poniżej:



Rysunek 2.3: Przekrój poziomy i wymiary rzeczywiste zbiornika.



Rysunek 2.4: Przekrój poprzeczny szalowania zbiornika.

Tematem wykonywanej pracy jest rzeczywista budowa układu składającego się ze zbiornika i systemu solarnego, mającego zasilać domek jednorodzinny. Oto zdjęcia z dotychczasowych postępów pracy.



Rysunek 2.5: Pierwszy etap budowy - przygotowanie miejsca.



Rysunek 2.6: Pierwszy etap budowy - fundament.



Rysunek 2.7: Pierwszy etap budowy - ściany boczne.



Rysunek 2.8: Pierwszy etap budowy - izolacja.



Rysunek 2.9: Pierwszy etap budowy - sufit zbiornika.

Rozdział 3

Wymiana ciepła

3.1 Podstawowe prawa i pojęcia

W przypadku zbiornika wypełnionego wodą o temperaturze podwyższonej w stosunku do temperatury jego otoczenia, niezbędne jest wykonanie bilansu w celu określenia całkowitych strat cieplnych. Wiąże się to przede wszystkim z wyznaczeniem gęstości strumienia ciepła przenikającego przez poszczególne ściany zasobnika. Problematyką tego typu zajmuje się wymiana ciepła.

Zjawisko przepływu ciepła występuje zawsze tam, gdzie występuje gradient temperatury (różnica temperatur). Warto podkreślić, że im większa jest ta różnica, tym intensywniejszy proces wymiany ciepła. Wyróżnić można trzy podstawowe sposoby wymiany ciepła: przewodzenie, konwekcję i promieniowanie. Bilans magazynu ciepła prowadzony będzie na podstawie konwekcji swobodnej.

3.1.1 Przewodzenie ciepła

Przewodzenie ciepła zachodzi w materiale przegrody między temperaturami jej powierzchni. Istotny wpływ na intensywność wymiany ciepła na drodze przewodzenia mają właściwości termiczne materiału oraz grubość przegrody. Przewodzenie wynika z różnicy temperatury między powierzchniami przegrody.

W przypadku ustalonego przewodzenia ciepła, gęstość strumienia ciepła oblicza się zgodnie z poniższym wzorem:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A}, \frac{W}{m^2} \quad (3.1)$$

gdzie \dot{Q} to całkowity strumień ciepła, natomiast A to pole powierzchni przegrody.

Przewodzenie ciepła opisuje *Prawo Fouriera*, wyrażone równaniem:

$$\dot{q} = -\lambda \operatorname{grad} t, \frac{W}{m^2} \quad (3.2)$$

Gęstość strumienia ciepła w przypadku przewodzenia przez przegrodę jednowarstwową płaską o grubości δ oblicza się według wzoru:

$$\dot{q} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\frac{\delta}{\lambda}}, \frac{W}{m^2} \quad (3.3)$$

gdzie t_w są temperaturami powierzchni przegrody, spełniającymi następującą nierówność $t_{w1} > t_{w2}$, a λ to *współczynnik przewodzenia ciepła*. Wielkość ta jest właściwością fizyczną materiału i określa jego zdolność do przewodzenia ciepła. Im wyższa

jego wartość, tym materiał lepiej przewodzi ciepło.

Stosunek, który występuje w mianowniku równania 3.3 nazywa się *oporem cieplnym przewodzenia*. Zależy od rodzaju i grubości warstwy materiału.

$$R_{\lambda} = \frac{\delta}{\lambda}, \quad \frac{m^2 K}{W} \quad (3.4)$$

Jeżeli przegroda płaska wykonana jest z wielu różnych warstw materiału oraz o różnej grubości, gęstość strumienia ciepła oblicza się według wzoru:

$$\dot{q} = \frac{t_{w1} - t_{wn+1}}{\sum_{i=1}^n R_{\lambda i}}, \quad \frac{W}{m^2} \quad (3.5)$$

3.1.2 Przenikanie ciepła

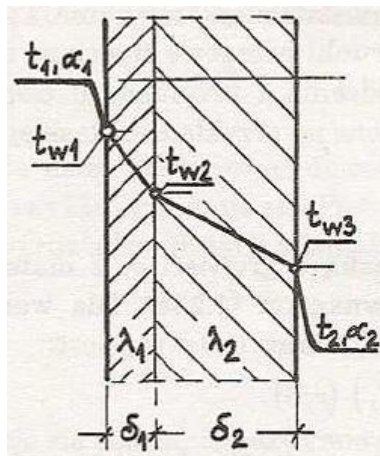
O przenikaniu ciepła mówimy wtedy, gdy przepływ ciepła zachodzi między płynami oddzielonymi przegrodą [7]. Przenikanie można definiować jako zjawisko składające się z trzech procesów: wnikania ciepła od płynu do powierzchni przegrody, przewodzenie w materiale przegrody oraz przejmowanie (wnikanie) od powierzchni do płynu po drugiej stronie przegrody.

Aby wyznaczyć gęstość strumienia ciepła przenikającego przez przegrodę, należy posłużyć się *równaniem Pecleta*:

$$\dot{Q} = kA\Delta t = kA(t_1 - t_2), \quad W \quad (3.6)$$

k oznacza *współczynnik przenikania ciepła*, a t_1 i t_2 to temperatura płynu odpowiednio przed i za przegrodą, gdzie $t_1 > t_2$.

Schemat przenikania ciepła przez przegrodę płaską przedstawiono na rysunku niżej.



Rysunek 3.1: Przenikanie ciepła przez przegrodę płaską dwuwarstwową [7].

Współczynnik przenikania ciepła obejmuje wszystkie trzy procesy przepływu ciepła między płynami rozdzielonymi ścianką. Współczynnik ten definiuje się jako odwrotność całkowitego oporu cieplnego R , który jest sumą oporu wnikania od strony płynu do powierzchni $R_{\alpha 1}$, wnikania od powierzchni do płynu po drugiej stronie przegrody $R_{\alpha 2}$ oraz opór przewodzenia R_{λ} przez materiał.

$$R = R_{\alpha 1} + R_{\lambda} + R_{\alpha 2} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad \frac{m^2 K}{W} \quad (3.7)$$

$$k = \frac{1}{R} , \frac{W}{m^2 K} \quad (3.8)$$

3.1.3 Konwekcja naturalna

Konwekcja jest związana z procesem wnikania ciepła od płynu do powierzchni ścianki przegrody i na odwrót. Dotyczy więc przepływu ciepła między powierzchnią a płynem. Konwekcję można wytłumaczyć jako przewodzenie ciepła w warstwie laminarnej i następnie jego unoszeniu spowodowanym różnicą gęstości. Cały ten proces określa się jako *przejmowanie* albo *wnikanie*. Zagadnienie konwekcji skupia się na zjawiskach przebiegających w warstwie przyściennej, gdzie różnice temperatur oraz prędkości unoszenia płynu są największe.

Ruch płynu wywołany jest różnicą gęstości na skutek zmiany temperatury. Powstaje przez to pole prędkości wynikające z sił wyporu, mających związek z rozszerzalnością termiczną czynnika [7].

Całkowity strumień ciepła wnikający od ścianki do płynu oblicza się ze wzoru wynikającego z *prawa Newtona*:

$$\dot{Q} = \alpha A \Delta t = \alpha A (t_s - t_p) , W \quad (3.9)$$

w którym α jest *współczynnikiem wnikania* lub *przejmowania ciepła*, wielkość Δt - różnicą średnich temperatur ścianki i płynu, natomiast A - polem powierzchni na której wymiana ciepła zachodzi.

Współczynnik wnikania ciepła

Największe trudności w wymianie ciepła sprawia wyznaczenie prawidłowej wartości współczynnika przejmowania ciepła, ponieważ zależy on od wielu zmiennych. Związany jest z parametrami panującymi w warstwie przyściennej, tzw. warstwą Prandtla. Na warstwę tą wpływają czynniki takie jak temperatura ścianki i płynu, prędkość płynu, jego gęstość, współczynnik przewodzenia ciepła i współczynnik lepkości, a także ciepło właściwe płynu. Ponadto podczas jego wyznaczania, istotny jest kształt powierzchni oraz wymiar charakterystyczny.

$$\alpha = f(w, T_s, T_p, \lambda, C_p, \rho_p, \eta, \phi, L)$$

Fizyczne właściwości płynu omywającego powierzchnię, należy obliczać dla średniej temperatury w warstwie przyściennej:

$$T_{wp} = \frac{T_s + T_p}{2} \quad (3.10)$$

Określenie konwekcyjnego współczynnika przejmowania ciepła dokonuje się na podstawie liczb kryterialnych, wyznaczających charakter przepływu płynu. Charakter ten może być laminarny, przejściowy lub burzliwy. Współczynnik wnikania wyznacza się na podstawie równania kryterialnego na *Liczbę Nusselta*:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, K_g)$$

Konieczne jest prawidłowe ustalenie zależności liczby Nusselta od pozostałych liczb kryterialnych, jakimi są: *liczba Reynoldsa*, *Prandtla* i *Grashofa*.

3.2 Liczby kryterialne

Są to liczby bezwymiarowe, które charakteryzują dane zjawisko. W pracy prowadzone będą obliczenia zbiornika wypełnionego wodą. Czynnikiem ten nie będzie się poruszał, więc w tym przypadku dominującym zjawiskiem będzie konwekcja swobodna. W celu wyznaczenia współczynnika przejmowania, konieczna jest znajomość kilku liczb kryterialnych.

3.2.1 Liczba Grashofa

Liczba ta dotyczy konwekcji naturalnej. Określa podobieństwo sił wyporu, będących skutkiem zmiany gęstości płynu, wynikającej ze zmiany temperatury. Oblicza się ją według wzoru:

$$Gr = \frac{g \cdot L^3 \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (3.11)$$

gdzie: $\Delta T = T_s - T_p$, jest różnicą między temperaturą ścianki i płynu, g to przyspieszenie ziemskie, L - wymiar charakterystyczny liniowy oraz ν - kinematyczny współczynnik lepkości.

3.2.2 Liczba Prandtla

Liczbę tę definiuje się jako bezwymiarową liczbę podobieństwa płynu. Charakteryzuje substancję, nie opisuje jednak zjawiska. Dotyczy właściwości fizycznych płynu. W przypadku gazów jest prawie stała, a zmiana ciśnienia i temperatury nie wywołuje znacznego wpływu na jej wartość [7]. Jej wartość oblicza się zgodnie ze wzorem:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda_p} \quad (3.12)$$

gdzie μ jest dynamicznym współczynnikiem lepkości płynu, C_p to jego ciepło właściwe, natomiast λ_p - przewodność cieplna płynu.

3.2.3 Liczba Rayleigha

Na podstawie *liczby Rayleigha* określa się charakter przepływu płynu w warstwie przyściennej. Jest to iloczyn *liczby Grashofa* i *liczby Prandtla*.

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (3.13)$$

3.2.4 Liczba Nusselta

Liczba Nusselta jest liczbą podobieństwa określającą bezpośrednią wymianę ciepła. Opisuje przepływ ciepła w warstwie przyściennej. Na jej podstawie, po wcześniejszym obliczeniu jej wartości ze wzoru empirycznego, wyznacza się współczynnik przejmowania ciepła. Wyrażona jest jako stosunek oddawanego ciepła na drodze przejmowania, do ciepła oddawanego przez przewodzenie na granicy ciało stałe-płyn [1], zgodnie ze wzorem poniżej:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda_p} \quad (3.14)$$

gdzie L to charakterystyczny wymiar liniowy zależny od kształtu powierzchni, a λ_p to współczynnik przewodzenia ciepła płynu.

W przypadku konwekcji swobodnej *liczba Nusselta* zależy tylko od dwóch liczb kryterialnych:

$$Nu = f(Gr, Pr)$$

Rozdział 4

Bilans cieplny

Pierwszą część pracy rozpoczęto od wykonania bilansu cieplnego zbiornika magazynującego energię w postaci ciepłej wody użytkowej. Celem jest wyznaczenie strat cieplnych na poszczególnych ścianach, a następnie określenie całkowitych strat na drodze przenikania przez poszczególne jego warstwy. Wykonane obliczenia w zakresie wymiany ciepła pozwolą w dalszej części pracy dobrać ilość kolektorów słonecznych potrzebnych do wytworzenia mocy cieplnej w celu zbilansowania układu. Obliczenia prowadzono w programie *Excel 2016*.

4.1 Konstrukcja zbiornika

Kształt zbiornika dobrano na podstawie przyjętej kubatury, natomiast materiały z których powinien być wykonany zaproponowano zgodnie z zaleceniami, pozwalającymi ograniczyć straty energii cieplnej. Wzięto również pod uwagę ciężar zbiornika wypełnionego wodą, dlatego pod jego dnem znajduje się betonowa wylewka. Przyjęto również, że konstrukcja zbiornika jest zwarta i stabilna.

4.1.1 Wymiary wewnętrzne

Założeniem początkowym jest objętość zbiornika, której wartość przyjęto równą:

$$V = 49 \text{ m}^3$$

Na podstawie przyjętej kubatury zdecydowano, że zbiornik będzie w kształcie cylindra o następujących wymiarach wewnętrznych (H – wysokość, d – średnica):

$$H = 3,9 \text{ m}$$

$$d = 4 \text{ m}$$

4.1.2 Materiały i ich parametry

Zbiornik magazynujący energię cieplną powinien być wykonany z materiałów przede wszystkim charakteryzujących się niską przewodnością cieplną. Opór cieplny jaki stawiają tego typu materiały minimalizuje wartość strat magazynowanego ciepła. W tabeli 4.1 przedstawiono informacje dotyczące materiałów z których wykonane zostaną ściany i izolacja zbiornika.

Materiał:	Grubość	Przewodność cieplna
—	δ, m	$\lambda, \text{W/mK}$
Szkło	0,03	0,960
Styropian	0,15	0,045
Żywica	0,02	0,035
Beton komórkowy	0,15	0,350
Sklejka drewniana	0,03	0,200
Guma naturalna	0,03	0,130

Tabela 4.1: Grubość materiałów oraz ich przewodność cieplna.

4.2 Obliczenia strat ciepła

Wyznaczenie strumieni strat ciepła przenikającego przez ściany zbiornika wymaga znajomości wartości temperatur, między którymi zachodzi przepływ ciepła. Ma to fundamentalny wpływ na końcową wartość strat cieplnych.

4.2.1 Parametry czynnika i otoczenia

Przyjęto, że czynnikiem magazynującym ciepło w zbiorniku, będzie woda, z uwagi na jej dużą pojemność cieplną. Przyjęto następujące parametry wody:

Temperatura wody:

$$T_w = 65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Jest to wymagana temperatura w celu wykorzystania jako ciepłej wody użytkowej.

Ciśnienie wody:

$$p_w = 1000 \text{ hPa}$$

Zbiornik umieszczony jest w gruncie tak, że jedynie górna jego ściana ma kontakt z powietrzem. Za izolacją dna oraz ściany bocznej znajduje się grunt wilgotny. Wartości temperatur otoczenia zbiornika przedstawiono w tabeli poniżej.

Otoczenie:	Temperatura	Temperatura bezwzględna
—	$t, \text{ } ^\circ\text{C}$	T, K
powietrze	7	280
grunt	8	281

Tabela 4.2: Temperatury otoczenia akwarium.

Temperatura gruntu na głębokości kilku metrów jest mniej więcej stała przez cały rok i wynosi średnio $8 \div 11^\circ\text{C}$. Obliczenia cieplne prowadzone będą dla średnich warunków atmosferycznych występujących w okresie październik-grudzień. Z tego powodu wybrano dolną wartość z przedziału temperatur gruntu, natomiast temperatura powietrza na poziomie 7°C , to średnia temperatura występująca we Wrocławiu w okresie jesienno-zimowym.

4.2.2 Straty ciepła przez powierzchnię boczną

Powierzchnię boczną tworzą kolejno warstwa szkła, żywicy, betonu komórkowego, drewnianej sklejki oraz gumy naturalnej. Za warstwą gumy znajduje się wilgotny

grunt. W takim przypadku współczynnik wnikania ciepła liczony jest tylko od strony wody, ponieważ wnikanie po stronie gruntu nie występuje - strumień ciepła jest tam rozpraszany.

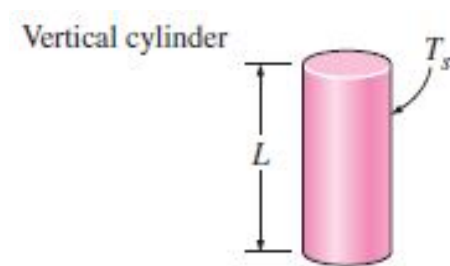
Obliczenia geometryczne

a) Pole ściany bocznej:

$$A_b = \pi \cdot d \cdot H = \pi \cdot 4 \cdot 3,9 = 49,01 \text{ m}^2$$

b) Wymiar charakterystyczny:

w przypadku cylindra usytuowanego pionowo, jako wymiar charakterystyczny przyjmuje się jego wysokość, co przedstawia rysunek poniżej



Rysunek 4.1: Wymiar charakterystyczny cylindra pionowego [8].

$$L = H = 3,9 \text{ m}$$

Parametry wody

c) Wyznaczenie gęstości wody za pomocą programu *CoolProp*:

- temperatura wody

$$T_w = 338 \text{ K}$$

- gęstość wody

$$\rho_w = 980,60 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

d) Wyznaczenie gęstości wody w warstwie przyściennej (*CoolProp*):

temperatura ściany ze szkła, zwilżanej przez wodę, jest nieznana. Należy ją wstępnie założyć, spełniając następujący warunek:

$$T_{s1} < T_w$$

Dla założonej temperatury (np. 337 K) prowadzono dalsze obliczenia. W końcowym etapie obliczeń wykonano pętlę iteracyjną, pozwalającą wyznaczyć rzeczywistą temperaturę ścianki.

- temperatura ścianki po iteracji

$$T_{s1} = 337,8 \text{ K}$$

- gęstość wody przy ścianie po iteracji

$$\rho_{s1} = 980,73 \frac{kg}{m^3}$$

e) Współczynnik rozszerzalności objętościowej dla wody:

współczynnik ten określa zmianę objętości ΔV płynu na skutek zmiany jego temperatury ΔT w stałym ciśnieniu:

$$\beta = \frac{\Delta V}{V} \cdot \frac{1}{\Delta T} \quad (4.1)$$

wyrażając za pomocą gęstości wzór przyjmie postać:

$$\beta = -\frac{1}{\rho_1} \frac{(\rho_1 - \rho_2)}{(T_1 - T_2)} \quad (4.2)$$

gdzie $\rho_1 < \rho_2$ oraz $T_1 > T_2$

po podstawieniu wartości do wzoru 4.2 otrzymano

$$\beta_w = -\frac{1}{980,60} \cdot \frac{(980,60 - 980,73)}{(338 - 337,8)} = 0,00055 \frac{1}{K}$$

f) Średnia temperatura wody w warstwie przyściennej:

$$T_{wp} = \frac{T_w + T_{s1}}{2}, \quad K$$

po podstawieniu otrzymano wartość

$$T_{wp} = \frac{338 + 337,8}{2} = 337,9 \quad K$$

g) Wyznaczenie gęstości wody w warstwie przyściennej (*CoolProp*):

- średnia temperatura wody

$$T_{wp} = 337,9 \quad K$$

- średnia gęstość wody

$$\rho_{wp} = 980,66 \frac{kg}{m^3}$$

h) Dynamiczny współczynnik lepkości wody dla T_{wp} (*CoolProp*):

- temperatura wody

$$T_{wp} = 337,9 \quad K$$

- ciśnienie wody

$$p_w = 1000 \quad hPa$$

- dynamiczny współczynnik lepkości

$$\mu_{wp} = 0,00043 \quad Pa \cdot s$$

i) Kinematyczny współczynnik lepkości wody w warstwie przyściennej:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \frac{m^2}{s} \quad (4.3)$$

$$\nu_{wp} = \frac{0,00043}{980,66} = 4,43 * 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

j) Współczynnik przewodzenia ciepła wody w temp. T_w (*CoolProp*):

- temperatura wody

$$T_w = 338 \text{ K}$$

- przewodność cieplna wody

$$\lambda_w = 0,6554 \frac{W}{mK}$$

k) Ciepło właściwe wody w temperaturze T_{wp} (*CoolProp*):

- średnia temperatura wody przy ścianie

$$T_{wp} = 337,9 \text{ K}$$

- ciepło właściwe wody przy ciśnieniu $p_w = 1000 \text{ hPa}$

$$C_{pw} = 4187,2 \frac{J}{kgK}$$

Wyznaczenie współczynnika wnikania ciepła od wody do ścianki

1) Liczba Grashofa (wzór 3.11):

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 3,9^3 \cdot 0,00055 \cdot (338 - 337,8)}{(4,43 * 10^{-7})^2} = 3,83 * 10^{11}$$

2) Liczba Prandtla (wzór 3.12):

$$Pr = \frac{0,00043 \cdot 4187,2}{0,6554} = 3$$

3) Liczba Rayleigha (wzór 3.13):

$$Ra = 3,83 * 10^{11} \cdot 3 = 1,06 * 10^{12}$$

4) Liczba Nusselta (wzór 3.14):

w przypadku powierzchni cylindrycznej, należy sprawdzić następujący warunek:

$$D \geq \frac{35 \cdot L}{Gr^{1/4}}$$

$$D = 4 \geq \frac{35 \cdot 3,9}{(3,83 \cdot 10^{11})^{1/4}} = 0,17 \text{ m}$$

warunek jest spełniony, więc powierzchnię boczną zbiornika można traktować jak ścianę pionową [8], dla której wzór na liczbę Nusselta przy obliczonej wartości liczby Rayleigha jest następujący:

$$Nu = 0,1 \cdot Ra^{1/3}$$

$$Nu = 0,1 \cdot (1,06 \cdot 10^{12})^{1/3} = 1021$$

5) Współczynnik wnikania ciepła:

podstawiając wartości do przekształconego wzoru 3.14 otrzymano

$$\alpha_w = \frac{0,6554 \cdot 1021}{3,9} = 171,6 \frac{W}{m^2 K}$$

Wyznaczenie straty ciepła przez powierzchnię boczną zbiornika

- całkowity opór cieplny (wzór 3.7):

$$R = \frac{1}{171,6} + \frac{0,03}{0,960} + \frac{0,02}{0,035} + \frac{0,15}{0,350} + \frac{0,03}{0,200} + \frac{0,03}{0,130} = 1,418 \frac{m^2 K}{W}$$

- współczynnik przenikania ciepła:

zgodnie ze wzorem 3.8 otrzymano wartość

$$k = \frac{1}{1,418} = 0,705 \frac{W}{m^2 K}$$

- gęstość strumienia ciepła:

$$\dot{q} = k \cdot (T_w - T_g), \frac{W}{m^2}$$

gdzie T_g jest temperaturą gruntu

$$\dot{q} = 0,705 \cdot (65 - 8) = 40,20 \frac{W}{m^2}$$

- całkowita strata ciepła przez powierzchnię boczną (wzór 3.6):

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot A$$

$$\dot{Q} = 40,20 \cdot 49 = \mathbf{1970 \text{ W}}$$

4.2.3 Straty ciepła przez podstawę

W przypadku obliczeń strat ciepła przez podstawę, właściwości fizyczne wody się nie zmieniają - pozostają takie same jak w poprzednich obliczeniach. Zmienia się natomiast wymiar charakterystyczny ścianki. Podstawa jest poziomą płytą w kształcie koła. Wraz ze zmianą wymiaru charakterystycznego, ulegną zmianie wartości liczb kryterialnych.

- 1) wymiary podstawy

$$d = 4 \text{ m}$$

- 2) wymiar charakterystyczny ścianki poziomej

$$L = \frac{2A}{Ob} \quad (4.4)$$

gdzie A - pole powierzchni ścianki, Ob - obwód ścianki.

$$L = \frac{2 \cdot \frac{\pi \cdot 4^2}{4}}{\pi \cdot 4} = 2 \text{ m}$$

- 3) Liczba Grashofa:

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 2^3 \cdot 0,00055 \cdot (338 - 337,8)}{(4,43 \cdot 10^{-7})^2} = 3,82 \cdot 10^{10}$$

- 4) Liczba Prandtla:

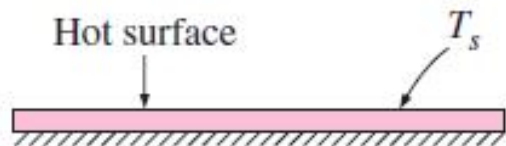
$$Pr = \frac{0,00043 \cdot 4187,2}{0,6554} = 3$$

- 5) Liczba Rayleigha:

$$Ra = 3,82 \cdot 10^{10} \cdot 3 = 1,06 \cdot 10^{11}$$

- 6) Liczba Nusselta:

podczas obliczeń poziomej ścianki, należy wybrać odpowiedni wzór na liczbę Nusselta, w zależności od tego, która strona płyty ma wyższą temperaturę. W przypadku dna, sytuację przedstawia rys. 4.2:



Rysunek 4.2: Powierzchnia ciepła i zimna [8].

Liczbę Nusselta należy obliczyć z następującego wzoru:

$$Nu = 0,15 \cdot Ra^{1/3} \quad (4.5)$$

Jest on stosowany dla liczb *Rayleigha* w przedziale $10^7 - 10^{11}$.

$$Nu = 0,15 \cdot (1,06 \cdot 10^{11})^{1/3} = 710$$

7) Współczynnik wnikania ciepła:

$$\alpha_w = \frac{0,6554 \cdot 710}{2} = 232,7 \frac{W}{m^2 K}$$

8) całkowity opór cieplny (wzór 3.7):

$$R = \frac{1}{232,7} + \frac{0,03}{0,960} + \frac{0,02}{0,035} + \frac{0,15}{0,350} + \frac{0,03}{0,200} + \frac{0,03}{0,130} = 1,416 \frac{m^2 K}{W}$$

9) współczynnik przenikania ciepła:

zgodnie ze wzorem 3.8 otrzymano wartość

$$k = \frac{1}{1,416} = 0,706 \frac{W}{m^2 K}$$

10) gęstość strumienia ciepła:

$$\dot{q} = 0,706 \cdot (65 - 8) = 40,25 \frac{W}{m^2}$$

11) całkowita strata ciepła przez powierzchnię dna zbiornika (wzór 3.6):

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot A$$

$$A = \frac{\pi \cdot 4^2}{4} = 12,6 m^2$$

$$\dot{Q} = 40,25 \cdot 12,6 = \mathbf{506 W}$$

4.2.4 Straty ciepła przez sufit

Górna ścianka zbiornika, podobnie jak jego dno, jest poziomą okrągłą ścianą płaską. Tworzą ją trzy warstwy materiału: szkło, styropian oraz guma. Od wewnątrz przegroda ta ma kontakt z wodą, a na zewnątrz z powietrzem atmosferycznym. Należy więc wykonać obliczenia wartości parametrów fizycznych powietrza.

Parametry wody

Wartości parametrów fizycznych wody pozostają takie same. Temperatura wewnętrznej powierzchni ścianki po iteracji wykonanej w programie *Excel* wynosi:

$$T_{s1} = 337,73 K$$

1) Liczba Grashofa:

wymiar charakterystyczny nie ulega zmianie:

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 2^3 \cdot 0,00055 \cdot (338 - 337,73)}{(4,43 \cdot 10^{-7})^2} = 5,89 \cdot 10^{10}$$

2) Liczba Prandtla:

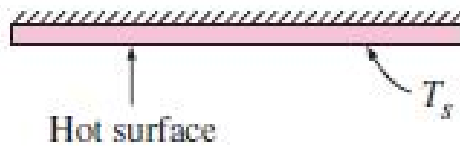
$$Pr = \frac{0,00043 \cdot 4187,2}{0,6554} = 3$$

3) Liczba Rayleigha:

$$Ra = 5,93 \cdot 10^{10} \cdot 3 = 1,64 \cdot 10^{11}$$

4) Liczba Nusselta:

w przypadku górnej ściany zbiornika, wyższa jest temperatura powierzchni dolnej, co przedstawia rysunek:



Rysunek 4.3: Ciepła i zimna strona górnej ściany zbiornika [8].

w tym przypadku stosuje się wzór przedstawiony poniżej:

$$Nu = 0,27 \cdot Ra^{1/4} \quad (4.6)$$

jest on prawdziwy dla liczb *Rayleigha* w przedziale $10^5 - 10^{11}$.

wartość liczby Nusselta wynosi:

$$Nu = 0,27 \cdot (1,65 \cdot 10^{11})^{1/4} = 172$$

5) Współczynnik wnikania ciepła:

znając wartość liczby Nusselta, współczynnik α_w wyznacza się ze wzoru (3.14):

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda_p}$$

przekształcając wzór do postaci:

$$\alpha_w = \frac{\lambda_w \cdot Nu}{L}, \frac{W}{m^2 K} \quad (4.7)$$

obliczona została wartość współczynnika:

$$\alpha_w = \frac{0,6554 \cdot 172}{2} = 56,3 \frac{W}{m^2 K}$$

Parametry powietrza

a) Współczynnik rozszerzalności objętościowej:

w przypadku powietrza można skorzystać z poniższego wzoru:

$$\beta_p = \frac{1}{T_p}, \frac{1}{K} \quad (4.8)$$

$$\beta_p = \frac{1}{280} = 0,00357 \frac{1}{K}$$

b) Średnia temperatura powietrza przy ścianie zewnętrznej:

$$T_{sp} = \frac{T_{s2} + T_p}{2}, K$$

podobnie jak wcześniej, należy założyć temperaturę ścianki zewnętrznej, pamiętając o warunku:

$$T_{s2} > T_p$$

dla tej temperatury również prowadzono dalsze obliczenia. Dzięki obliczeniom iteracyjnym otrzymano prawdziwą wartość:

$$T_{s2} = 284,84 K$$

ostatecznie temperatura średnia powietrza przy ścianie wynosi:

$$T_{wp} = \frac{284,84 + 280}{2} = 282,42 K$$

c) Gęstość powietrza w temperaturze T_{wp} i ciśnieniu 1000 hPa:

$$\rho_{wp} = 1,234 \frac{kg}{m^3}$$

d) Lepkość dynamiczna powietrza w temperaturze T_{wp} i ciśnieniu 1000 hPa:

$$\mu_{wp} = 1,77 * 10^{-5} Pa \cdot s$$

e) Kinematyczny współczynnik lepkości:

$$\nu_{wp} = \frac{1,77 * 10^{-5}}{1,234} = 1,43 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

f) Współczynnik przewodzenia ciepła powietrza:

$$\lambda_p = 0,0246 \frac{W}{mK}$$

g) Ciepło właściwe powietrza w temperaturze T_{wp} i ciśnieniu 1000 hPa:

$$C_{pp} = 1005,8 \frac{J}{kgK}$$

Wyznaczenie współczynnika przejmowania ciepła po stronie powietrza

1) Liczba Grashofa:

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 2^3 \cdot 0,00357 \cdot (284,84 - 280)}{(1,43 \cdot 10^{-5})^2} = 6,61 \cdot 10^9$$

2) Liczba Prandtla:

$$Pr = \frac{1,77 \cdot 10^{-5} \cdot 1005,8}{0,0246} = 0,7$$

3) Liczba Rayleigha:

$$Ra = 6,61 \cdot 10^9 \cdot 0,7 = 4,77 \cdot 10^9$$

4) Liczba Nusselta:

$$Nu = 0,15 \cdot (4,77 \cdot 10^9)^{1/3} = 253$$

5) Współczynnik wnikania ciepła (wzór 4.7):

$$\alpha_p = \frac{0,0246 \cdot 253}{2} = 3,1 \frac{W}{m^2K}$$

Całkowity strumień ciepła przenikający przez górną ścianę zbiornika

- całkowity opór cieplny (wzór 3.7):

$$R = \frac{1}{56,3} + \frac{0,02}{0,130} + \frac{0,15}{0,045} + \frac{0,03}{0,960} + \frac{1}{3,1} = 3,858 \frac{m^2K}{W}$$

- współczynnik przenikania ciepła:

zgodnie ze wzorem 3.8 otrzymano wartość

$$k = \frac{1}{3,858} = 0,259 \frac{W}{m^2K}$$

- gęstość strumienia ciepła:

$$\dot{q} = 0,259 \cdot (65 - 7) = 15,00 \frac{W}{m^2}$$

- całkowita strata ciepła przez powierzchnię dna zbiornika (wzór 3.6):

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot A$$

$$A = \frac{\pi \cdot 4^2}{4} = 12,6 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q} = 15,00 \cdot 12,6 = \mathbf{189 \text{ W}}$$

4.2.5 Całkowite straty ciepła zbiornika

Po wyznaczeniu strat ciepła na poszczególnych ścianach zasobnika wypełnionego wodą o temperaturze 65°C, umieszczonego w gruncie o temperaturze 8°C oraz graniczącego od góry z powietrzem atmosferycznym o średniej temperaturze 7°C, całkowite straty ciepła wynoszą:

$$\dot{Q}_c = 1970 + 506 + 189 = \mathbf{2665 \text{ W}}$$

Znając ilość energii traconej na skutek przepływu ciepła, możliwe jest wykonanie obliczeń pozwalających wyznaczyć minimalną ilość kolektorów słonecznych, potrzebnych do utrzymywania wody w zbiorniku na poziomie wymaganej temperatury 65°C. Obliczenia oraz założenia przedstawione będą w następnym rozdziale.

Rozdział 5

Kolektory słoneczne

W celu utrzymania odpowiedniej temperatury wody wypełniającej zbiornik jako akumulator energii cieplnej, konieczne jest zastosowanie odpowiedniego systemu pozwalającego utrzymać temperaturę wymaganą w celach użytkowych. Przyjęto, że system ten tworzyć będzie zespół współpracujących ze sobą kolektorów słonecznych. Obliczenia projektowe sprowadzają się do wyznaczenia odpowiednich kątów nachylenia, optymalnych parametrów pracy oraz mocy i ilości kolektorów. Obliczenia wykonywane będą za pomocą programu *SolarSym*.

5.1 Definicja

Kolektor słoneczny to urządzenie, dzięki któremu możliwa jest konwersja energii promieniowania słonecznego na ciepło użytkowe. Na ilość energii docierającej do powierzchni kolektora ma wpływ wiele czynników, np. lokalizacja, pora roku, pora dnia, warunki pogodowe oraz orientacja kolektora względem słońca.

Promieniowanie całkowite docierające do powierzchni składa się z promieniowania bezpośredniego i rozproszonego. Promieniowanie bezpośrednie to takie, które nie oddziałuje z atmosferą. Intensywność tego promieniowania zależy od szerokości geograficznej oraz dnia w roku. Promieniowanie rozproszone to takie, które dociera do kolektora po rozproszeniu przez pyły, parę wodną czy gazy, a na widmo tego promieniowania ma wpływ zachmurzenie i zapylenie powietrza.

5.2 Parametry i warunki pracy

Wybrany rodzajem kolektora słonecznego jest cieczowy kolektor płaski. Tego typu kolektory używane są głównie do podgrzewania wody użytkowej. Przyjęto, że system usadowiony będzie na dachu domku jednorodzinnego. Czynnikiem obiegowym w kolektorze jest woda. Parametry materiałów niektórych elementów urządzenia przedstawiono w tabeli niżej.

Element	Grubość	Przewodność cieplna	Absorpcyjność	Refleksyjność
—	σ , mm	λ , W/mK	α_n	α_r
Szyba	5	0,96	0,95	0,05
Izolacja	100	0,042	—	—

Tabela 5.1: Parametry elementów cieczowego kolektora płaskiego.

Przyjęto również następujące wartości danych wyjściowych:

- powierzchnia kolektora

$$A = 2 \text{ m}^2$$

- refleksyjność ciemnej dachówki

$$\rho_o = 0,09$$

- bezwzględna temperatura otoczenia

$$T_{ot} = 293 \text{ K}$$

- prędkość wiatru

$$w = 4,0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- czas pracy kolektora

$$01.06 - 30.09$$

Założono, że system kolektorów ma pracować po 8h każdego dnia, czyli 1/3 całej doby. Znając całkowite straty cieplne zbiornika, można wyznaczyć wymaganą wydajność cieplną systemu solarnego:

$$\dot{Q}_k = 3 \cdot \dot{Q}_c = 3 \cdot 2,665 = \mathbf{7,995 \text{ kW}}$$

Zadaniem jest wykonanie obliczeń w celu poznania wymaganej ilości kolektorów, aby uzyskać taką moc cieplną. Moc pojedynczego kolektora zależy od tego, gdzie i jak jest usadowiony oraz w jakim okresie działa. Należy policzyć moc kolektora działającego w mieście Wrocław.

5.2.1 Natężenie promieniowania słonecznego

Aby wyznaczyć moc kolektora należy na początku określić charakterystykę natężenia promieniowania w okresie jego pracy. Ważnym jest, aby kolektora nie projektować na największe natężenie, ale na średnią wartość promieniowania w okresie jego pracy. Wszystkie dane dotyczące natężenia uzyskano przy pomocy programu *SolarSym*.

- a) całkowita energia dostarczona do powierzchni w okresie 01.06 – 30.09 (122 dni):

$$G_c = 2560,7 \frac{\text{MJ}}{\text{m}^2}$$

- b) średnia dzienna wartość natężenia promieniowania:

$$G_{sr} = \frac{G_c}{l_d} = \frac{2560,7}{122} = 20,99 \frac{\text{MJ}}{\text{m}^2}$$

- c) następnie wyszukano dzień, w którym natężenie promieniowania odpowiada w przybliżeniu obliczonemu średniemu natężeniu:

dla 197 dnia w roku

$$G = 20,96 \frac{\text{MJ}}{\text{m}^2}$$

- d) w kolejnym kroku wyznaczono odpowiednio największą wartość promieniowania bezpośredniego i rozproszonego w ciągu tego dnia:

197 dzień roku, 16 lipca, godz. t 12:00

Promieniowanie bezpośrednie

$$G_b = 383 \frac{W}{m^2}$$

Promieniowanie rozproszone

$$G_d = 254 \frac{W}{m^2}$$

- e) na podstawie godziny, dla której odczytano wartości promieniowania bezpośredniego i rozproszonego, wyznaczono godzinowy kąt:

minutowa różnica względem godziny $t = 12 : 00$

$$\Delta t = 0$$

godzinowy kąt

$$\omega = \left(5 \cdot \frac{\Delta t}{60} \right) = \left(5 \cdot \frac{0}{60} \right) = 0^\circ = 0 \text{ rad}$$

- f) na końcu konieczne jest określenie pozostałych kątów, które definiują ustawienie kolektora:

szerokość geograficzna dla Wrocławia

$$\phi = 51,167^\circ = 0,893 \text{ rad}$$

kąt orientacji względem osi północ/południe przyjęto

$$\gamma = 0^\circ = 0 \text{ rad}$$

kąt deklinacji

$$\sigma = -23,45 \cdot \sin \left(360 \cdot \frac{284 + 197}{365} \right) = 0,012 \text{ rad}$$

5.2.2 Kąt nachylenia

Optymalna praca płaskiego kolektora cieczowego będzie miała miejsce wtedy, gdy promienie słoneczne będą padały pod kątem prostym na jego powierzchnię. Konieczne jest ustalenie tego kąta. Poprawne nachylenie kolektora uzyskuje się, kiedy kąt między składową normalną do powierzchni i promieniami słonecznymi jest bliski 0° , wtedy $\cos(\theta\beta) = 1$.

Korzystając z programu *Excel* wygenerowano wykres wartości $\cos(\theta\beta)$ w zależności od kąta β zawierającego się w przedziale $0 \div 90^\circ$. Wartości wyznaczono według wzoru:

$$\begin{aligned}\cos\theta_\beta = & \sin(\delta)\sin(\phi)\cos(\beta) - \sin(\delta)\cos(\phi)\sin(\beta)\cos(\gamma) \\ & + \cos(\delta)\cos(\phi)\cos(\beta)\cos(\omega) + \\ & + \cos(\delta)\sin(\phi)\sin(\beta)\cos(\gamma) + \cos(\delta)\sin(\beta)\sin(\gamma)\sin(\omega)\end{aligned}$$

Otrzymane wyniki przedstawiono na wykresie poniżej:



Rysunek 5.1: Wykres przedstawiający optymalny kąt nachylenia kolektora.

Analizując wykres wartości kosinusa kąta padania promieniowania słonecznego w zależności od kąta odchylenia kolektora od poziomu zauważono, że optymalny kąt nachylenia wynosi:

$$\beta = 50^\circ = 0,873 \text{ rad}$$

dla którego $\cos(\theta_\beta)$ jest równy:

$$\cos(\theta_\beta) = 0,99997$$

natomiast kąt między wiązką promieniowania a składową normalną do powierzchni urządzenia:

$$\theta_\beta = 0,45^\circ = 0,008 \text{ rad}$$

5.2.3 Gęstość promieniowania

Po wyznaczeniu wartości wszystkich kątów koniecznych do optymalnego ustawienia kolektora, należy przystąpić do określenia ilości promieniowania, które pada na powierzchnię kolektora. W pierwszym kroku obliczono wartości współczynników promieniowania bezpośredniego, rozproszonego i odbitego.

1) współczynnik gęstości promieniowania bezpośredniego:

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cdot \cos(\omega) + \sin(\phi - \beta) \cdot \sin(\sigma)}{\cos(\phi) \cdot \cos(\sigma) + \sin(\phi) \cdot \sin(\sigma)}$$

$$R_b = 1,57$$

2) współczynnik gęstości promieniowania rozproszonego:

$$R_d = \frac{1 + \cos(\beta)}{2} = \frac{1 + \cos(0,873)}{2} = 0,82$$

3) współczynnik gęstości promieniowania odbitego:

$$R_o = \frac{1 - \cos(\beta)}{2} = \frac{1 - \cos(0,873)}{2} = 0,18$$

Ilość promieniowania padającego na szybę kolektora:

$$G = G_b \cdot R_b + G_d \cdot R_d + (G_b + G_d) \cdot R_o \cdot \rho_o$$

$$G = 383 \cdot 1,57 + 254 \cdot 0,82 + (383 + 254) \cdot 0,18 \cdot 0,09 = 820,4 \frac{W}{m^2}$$

Konieczne jest również wyznaczenie zastępczych kątów padania promieniowania, żeby w dalszej części obliczeń określić wartość współczynników transmisyjno-absorpcyjnych:

- kąt padania promieniowania rozproszonego

$$\theta_d = 59,86 - 0,1388 \cdot \beta + 0,001497 \cdot \beta^2$$

$$\theta_d = 59,86 - 0,1388 \cdot 0,873 + 0,001497 \cdot 0,873^2 = 0,989 \text{ rad}$$

- kąt padania promieniowania odbitego

$$\theta_o = 90 - 0,5788 \cdot \beta + 0,002693 \cdot \beta^2$$

$$\theta_o = 90 - 0,5788 \cdot 0,873 + 0,002693 \cdot 0,873^2 = 1,183 \text{ rad}$$

5.2.4 Współczynniki transmisyjno-absorpcyjne

Współczynniki te pozwalają określić ilość promieniowania trafiającego na absorber płaskiego kolektora cieczowego.

a) transmisyjność promieniowania bezpośredniego:

$$\tau_b = 1,018 \cdot 0,8 \cdot \cos(\theta\beta) + \sin^3(\theta\beta) \cdot \cos(\theta\beta)$$

$$\tau_b = 1,018 \cdot 0,8 \cdot \cos(0,008) + \sin^3(0,008) \cdot \cos(0,008) = 0,814$$

b) transmisyjność promieniowania rozproszonego:

$$\tau_d = 1,018 \cdot 0,8 \cdot \cos(\theta_d) + \sin^3(\theta_d) \cdot \cos(\theta_d)$$

$$\tau_d = 1,018 \cdot 0,8 \cdot \cos(0,989) + \sin^3(0,989) \cdot \cos(0,989) = 0,768$$

c) transmisyjność promieniowania odbitego:

$$\tau_o = 1,018 \cdot 0,8 \cdot \cos(\theta_o) + \sin^3(\theta_o) \cdot \cos(\theta_o)$$

$$\tau_o = 1,018 \cdot 0,8 \cdot \cos(1,183) + \sin^3(1,183) \cdot \cos(1,183) = 0,608$$

- d) współczynnik transmisyjno-absorpcyjny dla promieniowania bezpośredniego obliczono ze wzoru:

$$\tau_{ab} = 1,01 \cdot \tau_b \cdot \left(\frac{\alpha}{\alpha_n} \right)_x \cdot \alpha_n$$

w którym $\left(\frac{\alpha}{\alpha_n} \right)_x$ to absorpcyjność absorbera wyznaczona ze wzoru:

$$\left(\frac{\alpha}{\alpha_n} \right)_x = 1 + 2,0345 \cdot 10^{-3} \cdot \theta_x - 1,99 \cdot 10^{-4} \cdot \theta_x^2 + 5,324 \cdot 10^{-6} \cdot \theta_x^3 - 4,799 \cdot 10^{-8} \cdot \theta_x^4$$

podstawiając wartości kątów otrzymano odpowiednio:

$$\left(\frac{\alpha}{\alpha_n} \right)_b = 1,00002$$

$$\left(\frac{\alpha}{\alpha_n} \right)_d = 1,00182$$

$$\left(\frac{\alpha}{\alpha_n} \right)_o = 1,00214$$

$$\tau_{ab} = 1,01 \cdot 0,814 \cdot 1,00002 \cdot 0,95 = 0,781$$

- e) współczynnik transmisyjno-absorpcyjny dla promieniowania rozproszonego:

$$\tau_{ad} = 1,01 \cdot 0,768 \cdot 1,00182 \cdot 0,95 = 0,738$$

- f) współczynnik transmisyjno-absorpcyjny dla promieniowania odbitego:

$$\tau_{ao} = 1,01 \cdot 0,608 \cdot 1,00214 \cdot 0,95 = 0,584$$

5.2.5 Absorpcja energii promieniowania

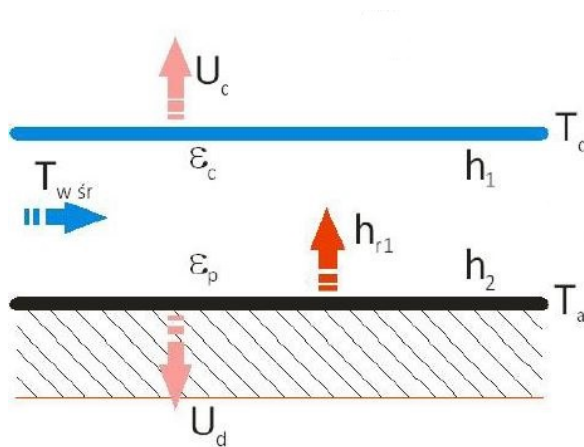
Dzięki wartościom poszczególnych współczynników, wyznaczonym w poprzednich obliczeniach, możliwe jest określenie ilości promieniowania, które po przejściu przez szybę trafia na powierzchnię absorbera:

$$S_a = G_b \cdot R_b \cdot \tau_{ab} + G_d \cdot R_d \cdot \tau_{ad} + (G_b + G_d) \cdot \rho_o \cdot R_o \cdot \tau_{ao}$$

$$S_a = 630,1 \frac{W}{m^2}$$

5.2.6 Straty ciepłe w kolektorze

Na efektywność pracy kolektora wpływa głównie wielkość jego strat ciepłych, czyli ilość ciepła traconego z wnętrza kolektora do otoczenia. W celu określenia sumarycznego współczynnika przenikania ciepła, konieczne jest wyznaczenie temperatury szyby, absorbera oraz czynnika płynącego wewnątrz rur, a także obliczenie współczynników przenikania oraz wnikania.



Rysunek 5.2: Schemat strat ciepła w kolektorze cieczowym płaskim.

- a) Temperatura powierzchni absorbera:

$$T_a = \left(\frac{S_a \cdot \alpha_n}{\sigma} \right)^{\frac{1}{4}}$$

gdzie σ - stała Stefana-Boltzmannna.

$$T_a = \left(\frac{630,1 \cdot 0,95}{5,67 \cdot 10^{-8}} \right)^{\frac{1}{4}} = 320,5 \text{ K}$$

- b) Średnia temperatura wody w przewodach kolektora:

Założono, że temperatura wody na wlocie do kolektora będzie równa około 15°C.

$$T_{sw} = \frac{338 - 288}{\ln \frac{338}{288}} = 312,3 \text{ K}$$

- c) Temperatura szyby kolektora:

Przyjęto, że średnia temperatura powietrza w okresie działania kolektorów wynosić będzie 20°C.

$$T_{sz} = \frac{312,3 - 293}{\ln \frac{312,3}{293}} = 302,6 \text{ K}$$

- d) Współczynnik wnikania ciepła od zewnętrznej strony szyby:

$$h_z = 2,8 + 3 \cdot w = 2,8 + 3 \cdot 4 = 14,8 \frac{W}{m^2}$$

- e) Współczynnik wnikania ciepła przy wewnętrznej powierzchni szyby:

$$h_1 = 2,8 + 3 \cdot 0 = 2,8 \frac{W}{m^2}$$

- f) Współczynnik wnikania ciepła przy powierzchni absorpera:

$$h_2 = 2,8 + 3 \cdot 0 = 2,8 \frac{W}{m^2}$$

g) Wartość współczynnika przenikania ciepła przez szybę:

przenikanie wiąże się z wnikaniem po obu stronach powierzchni materiału oraz przewodzeniem ciepła przez materiał.

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta_{sz}}{\lambda_{sz}} + \frac{1}{h_z}}$$

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{2,8} + \frac{0,005}{0,960} + \frac{1}{14,8}} = 2,33 \frac{W}{m^2 K}$$

h) Wartość współczynnika przenikania ciepła przez izolację:

$$U_d = \frac{1}{\frac{1}{h_2} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}} + \frac{1}{h_z}}$$

$$U_d = \frac{1}{\frac{1}{2,8} + \frac{0,100}{0,042} + \frac{1}{14,8}} = 0,36 \frac{W}{m^2 K}$$

i) Radiacyjny współczynnik wnikania ciepła:

wartość radiacyjnego współczynnika przejmowania ciepła obliczono ze wzoru:

$$h_r = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (T_{sw}^2 + T_{sz}^2) \cdot \frac{T_{sw} + T_{sz}}{\frac{1}{0,9} + \frac{1}{0,9} - 1}$$

$$h_r = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (312,3^2 + 302,6^2) \cdot \frac{312,3 + 302,6}{\frac{1}{0,9} + \frac{1}{0,9} - 1} = 5,4 \frac{W}{m^2 K}$$

j) Całkowity współczynnik przenikania ciepła:

jego wartość wyznaczono korzystając ze wzoru

$$U_L = \frac{(U_c + U_d) \cdot [h_1 \cdot h_2 + h_r(h_1 + h_2)] + U_c \cdot U_d(h_1 + h_2)}{h_1 \cdot h_2 + h_2 \cdot U_c + h_r \cdot (h_1 + h_2)}$$

$$U_L = 2,4 \frac{W}{m^2 K}$$

5.3 Moc użyteczna kolektora

Znając powierzchnię absorbcyjną płaskiego kolektora cieczowego, gęstość promieniowania padającego na absorber, całkowity współczynnik przenikania ciepła do otoczenia oraz różnicę temperatur absorbera i otoczenia, możliwe jest wyznaczenie mocy cieplnej pojedynczego kolektora na podstawie wzoru przedstawionego poniżej:

$$Q_u = A \cdot (S_a - U_L(T_a - T_{ot}))$$

$$Q_u = 2 \cdot (630,1 - 2,4 \cdot (320,5 - 293)) = 1128,2 W$$

5.3.1 Wymagana ilość kolektorów

moc całkowita systemu grzewczego powinna wynosić:

$$\dot{Q}_k = 7995 \text{ W}$$

z czego wynika, że aby zapewnić odpowiednią temperaturę w zbiorniku, kolektorów powinno być:

$$n = \frac{Q_k}{Q_u} = \frac{7995}{1128,2} = 7 \text{ sztuk minimum}$$

5.4 Analiza obliczeń

Obliczenia wielkości strat cieplnych zbiornika wykonano przy wstępnym założeniu wymaganej temperatury wody do celów użytkowych. Następnie na podstawie obliczonych strat, wyznaczono minimalną ilość kolektorów potrzebnych do zbilansowania układu. Pojawiły się natomiast pewne problemy dotyczące parametrów kolektora. Związane są one z natężeniem promieniowania. W związku z tym przedstawiono korektę obliczeń, aby system działał prawidłowo w warunkach rzeczywistych.

5.4.1 Temperatura absorbera

Podczas prowadzenia obliczeń parametrów cieczowego kolektora płaskiego zauważono, że średnia maksymalna temperatura absorbera kolektora działającego w okresie 01.06 – 30.09 wynosi:

$$T_a = 320,5 \text{ K}$$

czyli

$$t_a = 47,5^\circ\text{C}$$

Na tej podstawie można stwierdzić, że zespół kolektorów będzie w stanie utrzymać temperaturę wody w zbiorniku równą co najwyżej temperaturze absorbera (pomińjąc straty przesyłu i wymiany ciepła). Z tego wynika, że w interesującym nas okresie, system solarny **nie zdoła** utrzymać założonej wstępnie temperatury wody na poziomie:

$$t_w = 65^\circ\text{C}$$

W takiej sytuacji należy zmienić założenia początkowe dotyczące wody w zbiorniku, następnie wykonać obliczenia korekcyjne strat cieplnych zbiornika i wreszcie wyznaczyć rzeczywistą ilość kolektorów zasilających zbiornik.

5.4.2 Obliczenia korekcyjne

W pierwszym kroku należy wyznaczyć całkowite straty cieplne zbiornika. W tym celu wykorzystano obliczenia wykonane w programie *Excel*, zmieniając jedynie temperaturę wody. Otrzymane wyniki przedstawiono poniżej.

Straty ciepła przez powierzchnię boczną

- pole powierzchni:

$$A_b = 49 \text{ m}^2$$

- wymiar charakterystyczny:

$$L = H = 3,9 \text{ m}$$

- temperatura wody:

$$t_w = 45^\circ C$$

$$T_w = 318 \text{ K}$$

- gęstość wody:

$$\rho_w = 990,24 \frac{kg}{m^3}$$

- temperatura wody w warstwie przyściennej po iteracji:

$$T_{s1} = 317,8 \text{ K}$$

- gęstość w warstwie przyściennej:

$$\rho_{s1} = 990,32 \frac{kg}{m^3}$$

- współczynnik rozszerzalności objętościowej:

$$\beta_w = 0,00042 \frac{1}{K}$$

- średnia temperatura wody w warstwie przyściennej:

$$T_{wp} = 317,9 \text{ K}$$

- gęstość wody w warstwie przyściennej:

$$\rho_{wp} = 990,28 \frac{kg}{m^3}$$

- dynamiczny współczynnik lepkości:

$$\mu_{wp} = 0,00060 \text{ Pa} \cdot s$$

- kinematyczny współczynnik lepkości:

$$\nu_{wp} = 6,04 * 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

- współczynnik przewodzenia ciepła wody:

$$\lambda_w = 0,63842 \frac{W}{mK}$$

- ciepło właściwe wody:

$$Cp_w = 4180,12 \frac{J}{kgK}$$

- Liczba Prandtla:

$$Pr = 4$$

- Liczba Grashofa:

$$Gr = 1,33 * 10^{11}$$

- Liczba Rayleigha:

$$Ra = 5,20 * 10^{11}$$

- Liczba Nusselta:

$$Nu = 804$$

- współczynnik wnikania ciepła:

$$\alpha_w = 131,6 \frac{W}{m^2 K}$$

- współczynnik przenikania ciepła:

$$k = 0,70 \frac{W}{m^2 K}$$

- gęstość strumienia ciepła:

$$\dot{q} = 26,1 \frac{W}{m^2}$$

- całkowita strata ciepła przez powierzchnię boczną:

$$\dot{Q} = \mathbf{1277 \text{ W}}$$

W przypadku dna zbiornika otrzymano wyniki:

- pole powierzchni dna zbiornika:

$$A_d = 12,57 \text{ m}^2$$

- Liczba Nusselta:

$$Nu = 559$$

- współczynnik wnikania ciepła:

$$\alpha_w = 178,5 \frac{W}{m^2 K}$$

- współczynnik przenikania ciepła:

$$k = 0,71 \frac{W}{m^2 K}$$

- gęstość strumienia ciepła:

$$\dot{q} = 26,1 \frac{W}{m^2}$$

- całkowita strata ciepła przez powierzchnię boczną:

$$\dot{Q} = \mathbf{328 \text{ W}}$$

Natomiast obliczenia korekcyjne dla górnej ściany zbiornika dały następujące wyniki:

- Liczba Nusselta po stronie wody:

$$Nu = 142$$

- Liczba Nusselta po stronie powietrza:

$$Nu = 227$$

- współczynnik wnikania po stronie wody:

$$\alpha_w = 45,3 \frac{W}{m^2 K}$$

- współczynnik wnikania po stronie powietrza:

$$\alpha_p = 2,8 \frac{W}{m^2 K}$$

- współczynnik przenikania ciepła:

$$k = 0,26 \frac{W}{m^2 K}$$

- gęstość strumienia ciepła:

$$\dot{q} = 9,7 \frac{W}{m^2}$$

- całkowita strata ciepła przez górną ścianę zbiornika:

$$\dot{Q} = \mathbf{122 \text{ W}}$$

Zatem całkowite straty ciepła zbiornika, w którym znajduje się woda o temperaturze 45°C wynoszą:

$$\dot{Q}_c = 1277 + 328 + 122 = \mathbf{1727 \text{ W}}$$

uwzględniając dzienny czas pracy kolektorów jako 8h, czyli 1/3 doby otrzymuje się minimalną wymaganą moc grzewczą systemu solarne, aby zbilansować straty cieplne zbiornika:

$$Q_k = 3 \cdot \dot{Q}_c = 3 \cdot 1727 = \mathbf{5181 \text{ W}}$$

5.4.3 Rzeczywiste parametry kolektora

W początkowych obliczeniach założono, że średnia temperatura wody na wlocie do płaskiego kolektora wynosi 15°C, przy temperaturze na wylocie równej 65°C. Wiadomo już, że jest to niemożliwe. Dlatego wyznaczono poprawne temperatury, będące zgodne z rzeczywistością.

Założenia ostateczne:

- temperatura wody na wylocie z kolektora

$$t_2 = 45^\circ C$$

- temperatura wody na wlocie do kolektora

$$t_1 = 40^{\circ}C$$

- średnia temperatura powietrza w okresie działania kolektorów

$$t_p = 20^{\circ}C$$

Ostateczne parametry kolektora

- temperatura powierzchni absorbera:

$$T_a = 320,5 \text{ K}$$

- temperatura wody w przewodach kolektora:

$$T_{sw} = \frac{318 - 313}{\ln \frac{318}{313}} = 315,5 \text{ K}$$

- temperatura szyby kolektora:

$$T_{sz} = \frac{315,5 - 293}{\ln \frac{315,5}{293}} = 304,1 \text{ K}$$

- radiacyjny współczynnik wnikania ciepła:

$$h_r = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (315,5^2 + 304,1^2) \cdot \frac{315,5 + 304,1}{\frac{1}{0,9} + \frac{1}{0,9} - 1} = 3,74 \frac{W}{m^2 K}$$

- całkowity współczynnik przenikania ciepła:

$$U_L = 2,33 \frac{W}{m^2 K}$$

Rzeczywista moc kolektora

$$Q_u = 2 \cdot (630,1 - 2,33 \cdot (320,5 - 293)) = 1132 \text{ W}$$

Minimalna ilość kolektorów, w celu zapewnienia wymaganej temperatury wody w zbiorniku

$$n = \frac{Q_k}{Q_u} = \frac{5181}{1132} = 5 \text{ sztuk minimum}$$

5.5 Dobór średnic przewodów

Projektowany obieg jest obiegiem wymuszonym. Przepływ czynnika wymuszany będzie przez pompę obiegową. Konieczny jest więc odpowiedni dobór średnic przewodów znajdujących się wewnątrz kolektora. Obliczenia sprowadzają się do wyznaczenia wewnętrznych średnic rur, przez które będzie płynął czynnik roboczy, którym jest woda.

5.5.1 Wyznaczenie średnic wewnętrznych

Znając użyteczną moc cieplną płaskiego kolektora cieczowego, możliwe jest obliczenie strumienia masy czynnika na podstawie równania ciągłości przepływu:

$$\dot{m} = w \cdot A \cdot \rho, \quad \frac{kg}{s} \quad (5.1)$$

gdzie A to pole przekroju poprzecznego przewodu:

$$A = \frac{\Pi \cdot d_w^2}{4}, \quad m^2$$

po podstawieniu wzoru na pole przekroju do równania strumienia masy oraz po wykonaniu przekształceń, otrzymano wzór pozwalający wyznaczyć średnicę wewnętrzną przewodu:

$$d_w = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\Pi \cdot w \cdot \rho}}$$

Zalecana prędkość przepływu czynnika w standardowej instalacji solarnej zawiera się w przedziale:

$$w = 0,4 \div 0,7 \quad \frac{m}{s}$$

Strumień masy czynnika można wyznaczyć ze wzoru na użyteczną moc cieplną kolektora słonecznego:

$$Q_u = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (5.2)$$

gdzie C_p to średnia pojemność cieplna czynnika między jego temperaturą na wlocie i wylocie:

$$C_p(318 \text{ K}) = 4180,12 \quad \frac{J}{kgK}$$

$$C_p(313 \text{ K}) = 4179,40 \quad \frac{J}{kgK}$$

- średnia pojemność cieplna wody:

$$C_p = 0,5 \cdot (4180,12 + 4179,40) = 4179,76 \quad \frac{J}{kgK}$$

- strumień masy wody:

$$\dot{m} = \frac{Q_u}{C_p \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{1132}{4179,76 \cdot (45 - 40)} = 0,0542 \quad \frac{kg}{s}$$

- średnia gęstość wody w przewodzie:

$$\rho_w = 991,26 \quad \frac{kg}{m^3}$$

- założona prędkość średnia czynnika:

$$w = 0,40 \frac{m}{s}$$

- średnica wewnętrzna przewodu w kolektorze:

$$d_w = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0542}{\pi \cdot 0,40 \cdot 991,26}} = 0,01319 \text{ m} = 13,19 \text{ mm}$$

5.5.2 Średnica nominalna

Nominalną średnicę przewodu w płaskim kolektorze cieczowym dobrano na podstawie typoszeregu wrocławskiej firmy *HUTMEN S.A.* (rys. 5.3):

DANE TECHNICZNE MIEDZIANYCH RUR INSTALACYJNYCH			
Średnica x grubość ścianki [mm]	Dopuszczalne ciśnienie robocze* [bar]	Objętość wody na metr [litr/m]	Długość rury na litr [m/litr]
10x1	127	0,050	19,90
12x1	104	0,079	12,74
15x1	82	0,133	7,53
18x1	67	0,201	5,00
22x1	54	0,314	3,19
28x1	42	0,531	1,88
28x1,5	65	0,491	2,04
35x1,5	51	0,804	1,24
42x1,5	42	1,195	0,84
54x1,5	33	2,043	0,49
54x2	44	1,963	0,51

*Obliczone z 3,5-krotnym współczynnikiem bezpieczeństwa

ZGODNOŚĆ Z NORMAMI:

Certyfikat zgodności z normą PN - EN 1057, RAL, DVGW

ZASTOSOWANIE:

- instalacje sanitarne do wody i gazu,
- instalacje ogrzewania,
- przeciwpożarowe systemy zraszania,
- systemy kanalizacyjne, wentylacyjne i ściekowe.

Rysunek 5.3: Średnice nominalne miedzianych rur instalacyjnych firmy *HUTMEN*.

Oznaczenie dobranej rury:

DN12

o średnicy zewnętrznej równej:

$$d_z = 15 \text{ mm}$$

której grubość ścianki wynosi:

$$g = 1 \text{ mm}$$

Rozdział 6

Zapotrzebowanie domu na energię grzewczą

W celu wyznaczenia całkowitej liczby kolektorów słonecznych, konieczne jest wyznaczenie zapotrzebowania na energię grzewczą, aby zapewnić komfort cieplny. Przedstawiono pomieszczenia i ich powierzchnie oraz na podstawie przyjętych temperatur w pomieszczeniach założono całkowite zapotrzebowanie na energię grzewczą.

6.1 Informacje wstępne

Poniżej przedstawiono niezbędne dane na podstawie których założono zapotrzebowanie na ciepło:

- całkowita powierzchnia domu:

$$P = 237,75 \text{ m}^2$$

- powierzchnia pomieszczeń nieogrzewanych:

$$P_n = 84,91 \text{ m}^2$$

- powierzchnia pomieszczeń mieszkalnych ogrzewanych:

$$P_m = 114,71 \text{ m}^2$$

- powierzchnia ogrzewanych pomieszczeń gospodarczych:

$$P_g = 38,13 \text{ m}^2$$

Założone wartości temperatur:

1. temperatura pomieszczeń mieszkalnych:

$$t_m = 21^\circ C$$

2. temperatura pomieszczeń gospodarczych:

$$t_g = 13^\circ C$$

6.1.1 Całkowite zapotrzebowanie domu

Dane przekazane od inwestora dotyczące średnich wartości zapotrzebowania na energię grzewczą:

- pomieszczenia mieszkalne:

$$Z_m = 47 \text{ kWh/m}^2/\text{rok}$$

- pomieszczenia gospodarcze:

$$Z_g = 35 \text{ kWh/m}^2/\text{rok}$$

Zakładając, że sezon grzewczy trwa 2300 godzin całkowite zapotrzebowanie energii na poszczególne pomieszczenia wynosi:

- pomieszczenia mieszkalne:

$$Z_{mc} = Z_m \cdot P_m = 47 \cdot 114,71 = 5391,37 \text{ kWh/rok}$$

przeliczając na kW:

$$x_m = \frac{5391,37 \text{ kWh}}{2300 \text{ h}} = 2,43 \text{ kW}$$

- pomieszczenia gospodarcze:

$$Z_{gc} = Z_g \cdot P_g = 35 \cdot 38,13 = 1334,55 \text{ kWh/rok}$$

przeliczając na kW:

$$x_g = \frac{1334,55}{2300 \text{ h}} = 0,58 \text{ kW}$$

Całkowite zapotrzebowanie domu

$$X = x_m + x_g = 2,43 + 0,58 = 3,01 \text{ kW}$$

Całkowite straty ciepła na zaizolowanych przewodach instalacyjnych założono na poziomie:

$$Q_p = 0,5 \text{ kW}$$

6.1.2 Zestawienie danych oraz ostateczna liczba kolektorów

Uwzględniając całkowite straty zbiornika, zapotrzebowanie energii na dom oraz straty przesyłu na rurach instalacyjnych, wyznaczono ostateczną minimalną liczbę kolektorów płaskich.

Zestawienie danych wejściowych i wyjściowych:

- Wymiary, objętość i powierzchnia całkowita zbiornika w kształcie walca:

$$d = 4 \text{ m}$$

$$H = 3,9 \text{ m}$$

$$V = 49 \text{ m}^3$$

$$A_c = 74,14 \text{ m}^2$$

- Całkowite straty ciepłe zbiornika:

$$Q_c = 5181 \text{ W}$$

- Całkowita powierzchnia domu jednorodzinnego i powierzchnia pomieszczeń ogrzewanych:

$$P = 237,75 \text{ m}^2$$

$$P_{og} = 114,71 + 38,13 = 152,84 \text{ m}^2$$

- Całkowite zapotrzebowanie domu na energię cieplną:

$$X = 3010 \text{ W}$$

- Założone straty ciepła na przewodach instalacji:

$$S_p = 500 \text{ W}$$

- Całkowite straty układu:

$$S_c = Q_k + X + S_p = 5181 + 3010 + 500 = 8691 \text{ W}$$

Ostateczna minimalna ilość płaskich kolektorów cieczowych:

$$n_k = \frac{Q_k + X + S_p}{Q_u} = \frac{5181 + 3010 + 500}{1132} = \frac{8691}{1132} = 8 \text{ sztuk minimum}$$

6.2 Czas zasilania domu

Mając wyznaczone całkowite straty układu kolektory–zbiornik–instalacja–dom, możliwe jest wyznaczenie prawdopodobnego czasu zasilania energią zmagazynowaną w zbiorniku pomieszczeń ogrzewanych. Poniżej przedstawiono obliczenia prowadzące do wyznaczenia tego czasu.

Zgodnie ze wzorem (1.1), całkowita energia zgromadzona w zbiorniku wynosi:

$$E = V \cdot \rho_w \cdot C_p \cdot \Delta T$$

a po podstawieniu wartości:

$$E = 49 \cdot 991,26 \cdot 4179,70 \cdot (45 - 10) = 7105535559 \text{ J} = 7106 \text{ MJ}$$

znając energię zmagazynowaną w zbiorniku oraz całkowite straty układu, wyznaczono prawdopodobny czas zasilania domu:

$$\tau = \frac{E}{S_c} = \frac{7105535559 \text{ J}}{8691 \text{ W}} = 817574 \text{ s} = 227,1 \text{ h}$$

Należy pamiętać, że jest to czas ciągłego poboru ciepła i należy go skorygować o współczynnik dziennego poboru ciepła, który wynosi 1/3 dnia co stanowi 8 godzin.

$$\tau = 3 \cdot 227 = 681 \text{ h}$$

Uwzględniając, że sezon grzewczy trwa 2300 godzin, magazyn ciepła pokryje 681 godzin co stanowi ok 1/3 całego okresu.

6.3 Koszt budowy i okres zwrotu

Poniżej przedstawiono koszty składowe i całkowity koszt budowy zbiornika (w zł):

- beton i zbrojenie:	27500
- izolacje:	31500
- inne materiały i prace:	10000
- robocizna:	25000
- całkowity koszt budowy zbiornika:	94000

Natomiast przewidywany koszt budowy systemu solarnego:

- kolektory z oprzyrządowaniem:	49000 ÷ 76000
- średni koszt całkowity:	62500

Analiza zwrotu kosztów budowy układu

W praktyce okazuje się, że ogrzewanie gazem domu o powierzchni około 240 m^2 w okresach szczytowych kosztuje ok 2500 zł/msc. Okres grzewczy to około 4 miesięcy. Z tego wynika, że roczne koszty gazowego ogrzewania wynoszą około 10000 zł.

Okres zwrotu kosztów instalacji

$$\tau_z = \frac{94000 + 62500}{10000} = 16 \text{ lat}$$

Rozdział 7

Podsumowanie i wnioski

7.1 Wstęp

Z roku na rok rosną wymagania co do emisji szkodliwych związków uwalnianych się podczas spalania paliw konwencjonalnych. Z tego powodu rośnie też zainteresowanie odnawialnymi źródłami energii, czyli tak zwaną zieloną energią, pochodzącą z powtarzających się procesów i zjawisk przyrodniczych. W ostatnich latach zauważono rozwój budowy domów energooszczędnych, których celem jest korzystanie z energii odnawialnej w możliwie najwyższym stopniu.

Energia słoneczna w porównaniu do pozostałych źródeł energii charakteryzuje się dużym potencjałem. Wykorzystuje się ją przede wszystkim do przygotowania ciepłej wody użytkowej na potrzeby domowe, stosując kolektory słoneczne jako urządzenia przekształcające energię promieniowania słonecznego w ciepło użytkowe. Zaletą tego typu instalacji solernej jest prostota montażu, cicha praca oraz łatwość podłączenia do konwencjonalnych systemów grzewczych. Dzięki temu możliwe jest znaczne ograniczenie czasu pracy kotła konwekcyjnego, poprzez korzystanie w okresie letnim z darmowej energii, którą dostarcza w nadmiarze Słońce. Inwestor, dla którego wykonywane zostały obliczenia projektowe przedstawione w pracy, zdecydował się na budowę tego typu instalacji od podstaw we własnym zakresie. Potwierdza to niski stopień komplikacji budowy układu mającego zasilać dom jednorodzinny.

Polska jest krajem, w którym rozwój odnawialnego źródła energii promieniowania słonecznego wiąże się głównie z układami przygotowania CWU. Jednak istnieje wiele powodów, będących przyczyną małej ilości osób decydujących się na budowę takich instalacji. Główną przeszkodą są wysokie nakłady inwestycyjne, zbyt niskie dofinansowania lub ich brak, a także brak wiedzy na temat zalet energetyki odnawialnej w stosunku do konwencjonalnej. Ponadto przyzwyczajono się już do węgla kamiennego, który wciąż jest najczęściej stosowanym i najtańszym źródłem energii.

Głównym celem pracy magisterskiej były obliczenia projektowe oraz analiza energetyczna systemu grzewczego opartego na hybrydowym systemie wykorzystującym energię promieniowania słonecznego, dla domu jednorodzinnego. Starano się wskazać możliwości badanego układu, którego dane uzyskano dzięki uprzejmości inwestora, realizującego indywidualnie budowę. Projekt jest obecnie realizowany, a planowo ma zakończyć się w październiku 2018. Celem pracy jest również zachęcenie do zastanowienia się nad tego typu układem.

7.2 Wnioski

Obliczenia projektowe prowadzono dla rzeczywistej instalacji grzewczej, składającej się ze zbiornika magazynowego o dużej objętości zasilanego układem płaskich cieczowych kolektorów słonecznych. Dane dotyczące kształtu zbiornika, jego objętości, wykorzystanych materiałów do jego budowy oraz miejsca umieszczenia, otrzymano od inwestora. Zdecydowano, że magazynowanie energii cieplnej realizowane będzie poprzez wykorzystanie pojemności cieplnej czynnika.

Jako czynnik magazynujący energię wybrano wodę, a wybór ten uzasadniono. Zdecydowano również, że obliczenia wykonane zostaną schematycznie zakładając warunki ustalone zarówno w zbiorniku jak i jego otoczeniu. Każde obliczenia wymagają wstępnych założeń, toteż przedstawiono je w pierwszej części pracy. Założenia te dotyczyły średniej temperatury wody w zbiorniku, jej ciśnienia, a także średnich temperatur otoczenia w danym okresie.

Początkowe obliczenia bilansowe zbiornika miały na celu określenie strat w przypadku, kiedy temperatura wody była równa założonej (65°C), a temperatura otoczenia równa średniej temperaturze w okresie grzewczym: grunt 8°C , powietrze 7°C . W efekcie uzyskano straty całkowite wielkości 2665 W . Należy zwrócić uwagę na to, że straty te związane są z przenikaniem ciepła przez poszczególne przegrody zbiornika w warunkach najmniej korzystnych, czyli kiedy różnica temperatur między wodą a otoczeniem jest najwyższa. Zatem w okresie letnim, czyli w czasie ładowania zbiornika za pośrednictwem energii słonecznej, straty te byłyby o wiele mniejsze, ponieważ temperatura gruntu i powietrza byłaby wyższa. Obliczenia bilansowe przeprowadzono dla uproszczonego modelu zbiornika, jednak w porównaniu z jego rzeczywistym kształtem błąd byłby niewielki. Jeżeli chodzi o miejsce umieszczenia zbiornika, wybrano grunt, ponieważ jego temperatura poniżej 1 m w skali roku jest mniej więcej stała i wynosi około 8°C .

W części obliczeniowej parametrów kolektora słonecznego skorzystano z programu do symulacji natężenia promieniowania w zadanym okresie pracy kolektora. Podczas obliczeń zauważono, że dla średniego natężenia promieniowania w założonym okresie działania kolektorów, tj. 01.06–30.09, temperatura absorbera określona na około $47,5^{\circ}\text{C}$. To spowodowało, że konieczna była zmiana założeń dotyczących maksymalnej temperatury w zbiorniku. Oczywiście należy zwrócić uwagę na fakt, że jest to temperatura dla średniej wartości natężenia promieniowania w całym okresie. W przypadku lipca i sierpnia natężenie jest znacznie wyższe niż w czerwcu czy wrześniu. Dlatego też można stwierdzić, że powierzchnia absorbera osiągałaby wyższą temperaturę, nawet do $70 \div 80^{\circ}\text{C}$. Zmiana temperatury wody w zbiorniku wymusiła przeprowadzenie obliczeń korekcyjnych, w celu wyznaczenia średnich strat cieplnych na podstawie których projektowano wydajność grzewczą systemu solarne-go, czyli mocy użytecznej kolektora i ich wymaganej ilości.

Zadaniem było ustalenie czy panele słoneczne i magazyn ciepła są w stanie zaspokoić zapotrzebowanie ciepła w całym sezonie grzewczym bez wspomagania dodatkowym źródłem ciepła. Z obliczeń wynika, że układ zapewni energię na $1/3$ sezonu grzewczego. Przez pozostałe $2/3$ okresu zaleca się zainstalowanie układu wspomagającego; pompy ciepła, pieca lub kotła kondensacyjnego. W projekcie inwestor przewidział instalację pieca gazowego, jednak zastosowanie pompy ciepła byłoby dużo korzystniejsze, gdyż zbiornik wodny zasilany systemem solarnym jest idealnym dolnym źródłem ciepła. Pompa ciepła przy wysokiej temperaturze dolnego źródła osiągnie bardzo wysoki współczynnik wydajności grzewczej, co bardzo obniży wymaganą moc sprężarki, a tym samym koszty.

Wreszcie uwzględniono również straty ciepła domu, które zostały założone na podstawie danych dostarczonych przez inwestora. Po zsumowaniu wszystkich strat, wyznaczono minimalną liczbę kolektorów na 8 sztuk. Należy pamiętać że jest to ilość minimalna, aby zbilansować straty całej instalacji w warunkach uśrednionych. Oznacza to, że kolektorów powinno być więcej, czyli np 12. Ostatecznie obliczono czas, jaki magazyn ciepła będzie zdolny pełnić swoją funkcję po odłączeniu zasilania (promieniowania słonecznego). Obliczenia te niestety obarczone są dużym błędem, ponieważ wykonane zostały dla warunków ustalonych. Pozwalają jednak określić rząd wartości i tym samym będą ważną informacją dla inwestora w drugim etapie budowy. Czas potrzebny do całkowitego wychłodzenia zbiornika $(T_w - T_{ot}) = (45 - 10)$, bez uwzględnienia ogrzewania zbiornika energią słoneczną, określono na 681 h, co stanowi 1/3 sezonu grzewczego.

Bibliografia

- [1] Szczygieł I., *Konwekcyjny przepływ ciepła*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2013, ISBN 978-83-7880-161-0
- [2] Szargut J., *Termodynamika*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2013, ISBN 978-83-01-13086-2
- [3] Domański R., *Możliwości i Problemy Magazynowania Energii Ciepłej*, Biuletyn Informacyjny Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej
- [4] Pomorski M., Nemś A., Gnutek Z., *Techniki Akumulacji Energii - cz. 2*, 2015, Politechnika Wrocławska, źródło: www.informacijainstal.com.pl
- [5] Mania T., Kawa J., *Inżynieria Instalacji Magazynowania Energii Ciepłej*, Bydgoszcz 2016, ISBN 978-83-64423-37-6
- [6] Pluta Z., *Słoneczne Instalacje Energetyczne*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2003, ISBN 83-7207-411-9
- [7] Kostowski E., *Przepływ ciepła*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2006, ISBN 978-83-7335-367-1
- [8] Cengel Y.A., *Heat Transfer: A Practical Approach*, 2nd ed., McGraw-Hill 2002