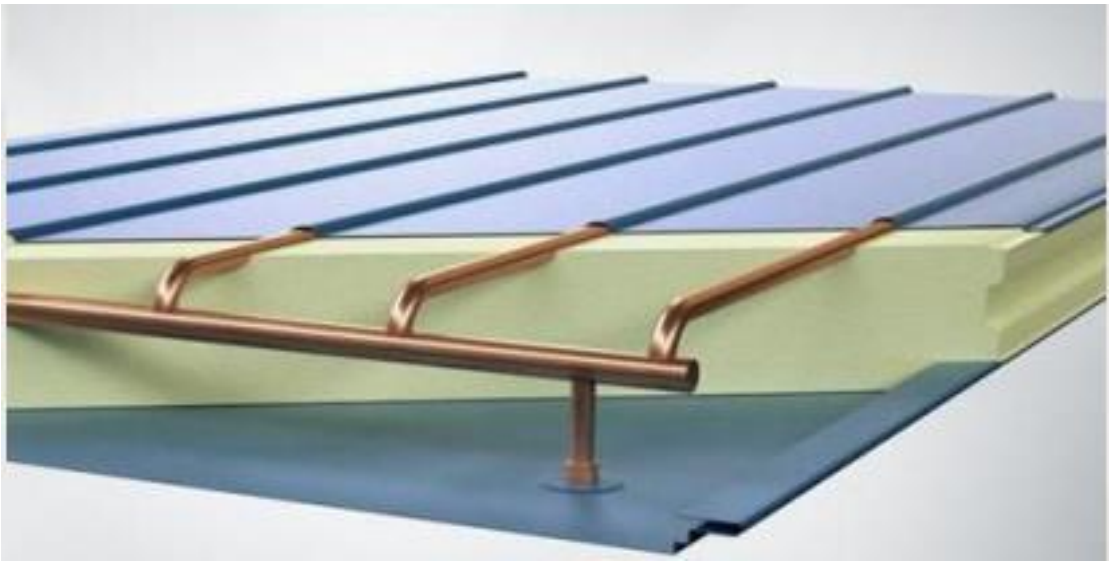
Warstwowa płyta termodynamiczna Thexpan
Obliczenia cieplne i hydrauliczne



Wykonanie: mgr inż. Michał Sobieraj

Warszawa, 8.03.2017 r.

Spis treści

1. Cel i zakres opracowania 4

2. Teoretyczne podstawy modelu obliczeniowego. Założenia 4

3. Obliczenia 6

3.1. Kolektor słoneczny 6

3.2. Wymiennik ciepła przy chłodzeniu pomieszczeń – pozycja pionowa 12

3.3. Wymiennik ciepła przy chłodzeniu pomieszczeń – pozycja pozioma 15

3.4. Wymiennik ciepła przy ogrzewaniu pomieszczeń – pozycja pionowa 18

3.5. Wymiennik ciepła przy ogrzewaniu pomieszczeń – pozycja pozioma 21

3.6. Dolne źródło pompy ciepła 24

4. Podsumowanie 28

Uwagi: 29

Wykaz oznaczeń:

Symbole łacińskie

A - pole powierzchni, [m^2]

d_h - średnica hydrauliczna, [m]

g - przyspieszenie grawitacyjne, [m/s^2]

Is - natężenie promieniowania słonecznego, [W/m^2]

U_A - współczynnik przenikania ciepła odniesiony do powierzchni A, [W/(m^{2}K)]

l - długość, wymiar charakterystyczny, [m]

$\dot{m}$ - strumień masy, [kg/s]

t - temperatura, [˚C]

$\dot{V}$ - strumień objętości, [m^3/s]

w - prędkość przepływu, [m/s]

x - współrzędna geometryczna, wysięg [m]

Symbole greckie:

α - współczynnik przejmowania ciepła, [W/(m^{2}K)]

δ - grubość blachy płyty, [m]

$\eta_ż$ - sprawność powierzchni rozwiniętej, [-]

λ - współczynnika przewodzenia ciepła, [W/(mK)]

μ - współczynnik lepkości dynamicznej, [kg/(ms)]

ξ - współczynnik oporu, [-]

ρ - gęstość, [kg/m^3]

φ - stopień rozwinięcia powierzchni , [-]

Indeksy:

1 - wartość początkowa

2 - wartość końcowa

Liczby podobieństwa:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$$ - liczba Nusselta

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$ - liczba Prandtla

$$Re = \frac{w l \rho}{\mu}$$ - liczba Reynoldsa

1. Cel i zakres opracowania

Celem opracowanie jest określenie parametrów cieplnych i hydraulicznych warstwowej płyty termodynamicznej Thexpan.

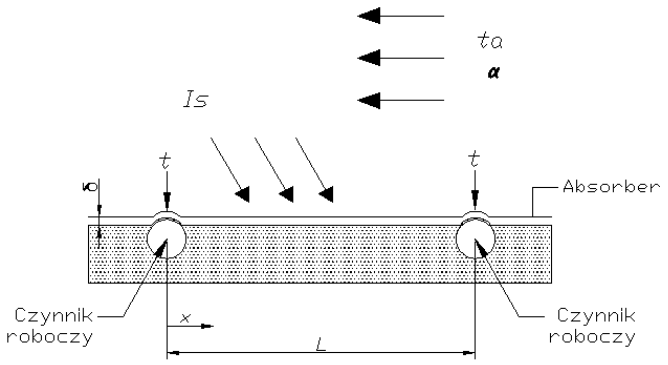
Na podstawie opracowanego modelu matematycznego wymiany ciepła przeprowadzono analizę pracy płyty w różnych warunkach.

2. Teoretyczne podstawy modelu obliczeniowego. Założenia

Rozpatrzeniu podlegają następujące obszary zastosowania płyty Thexpan:

- praca jako kolektor słoneczny,
- chłodzenie pomieszczeń,
- ogrzewanie pomieszczeń,
- dolne źródło pompy ciepła pracujące z powietrzem atmosferycznym.

Opis modelu obliczeniowego dla pracy jako kolektor słoneczny:



Rys. 2.1 Przekrój płyty – model obliczeniowy dla pracy jako kolektor słoneczny

Do powierzchni płyty Thexpan dopływa równomierne promieniowanie słoneczne o natężeniu Isol [W/m^2]. Jednocześnie zewnętrzna powierzchnia płyty chłodzona jest w sposób konwekcyjny przez otaczające powietrze atmosferyczne. Na skutek przepływu ciepła na drodze przewodzenia od powierzchni zewnętrznej do czynnika roboczego płynącego w rurach wężownicy następuje odbiór użytecznego ciepła od płyty Thexpan.

Założenia:

- układ wymiany ciepła rozpatrujemy jako powierzchnię rozwiniętą względem powierzchni rury wężownicy,
- współczynnik przejmowania ciepła przez konwekcję od strony powietrza atmosferycznego przyjmuje stałą wartość,
- dolna strona blachy jest doskonale zaizolowana.

Bilans ciepła

Dla elementarnej długości płyty *dx* sporządzono bilans:

$$\dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+dx} = d\dot{Q}_\alpha$$

, gdzie:

$\dot{Q}_{sol}$ - strumień ciepła dopływający do elementu płyty poprzez promieniowanie słoneczne,

$\dot{Q}_x$ - strumień ciepła dopływający do elementu płyty na drodze przewodzenia,

$\dot{Q}_{x+dx}$ - strumień ciepła odpływający z elementu płyty na drodze przewodzenia,

$d\dot{Q}_\alpha$ - różniczka strumienia ciepła, odpływającego z elementu żebra na drodze konwekcji.

Podstawiając za poszczególne składniki sumy bilansowej, uzyskano następujące równanie różniczkowe:

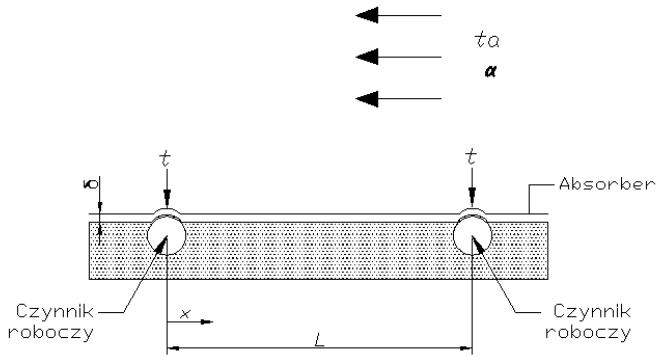
$$I_s l dx - \lambda A \frac{d\theta}{dx} + \lambda A \frac{d}{dx}\left(\frac{d\theta}{dx} dx\right) = \alpha l dx \theta$$

, gdzie:

$\theta = t(x) - t_a$ - nadwyżka temperatury w przekroju płyty nad temperaturą otoczenia.

Rozwiązując powyższe równanie względem θ uzyskano zależności pozwalające na wyznaczenie rozkładu temperatury powierzchni płyty w zależności od x oraz ilości ciepła możliwą do pozyskania z jednostki powierzchni płyty.

Opis modelu obliczeniowego dla pracy jako wymiennik ciepła (bez promieniowania słonecznego)



Rys. 2.2 Przekrój płyty – model obliczeniowy dla pracy jako wymiennik ciepła

Założenia:

- układ wymiany ciepła rozpatrujemy jako powierzchnię rozwiniętą względem powierzchni rury wężownicy,
- współczynnik przejmowania ciepła przez konwekcję od strony powietrza atmosferycznego przyjmuje stałą wartość,
- dolna strona blachy jest doskonale zaizolowana.

Bilans ciepła

Dla elementarnej długości płyty *dx* sporządzono bilans:

$$\dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+dx} = d\dot{Q}_\alpha$$

, gdzie:

$\dot{Q}_x$ - strumień ciepła dopływający do elementu płyty na drodze przewodzenia,

$\dot{Q}_{x+dx}$ - strumień ciepła odpływający z elementu płyty na drodze przewodzenia,

$d\dot{Q}_\alpha$ - różniczka strumienia ciepła, odpływającego z elementu żebra na drodze konwekcji.

Podstawiając za poszczególne składniki sumy bilansowej, uzyskano następujące równanie różniczkowe:

$$-\lambda A\frac{d\theta}{dx} + \lambda A\frac{d}{dx}\left(\frac{d\theta}{dx}dx\right) = \alpha l dx\theta$$

, gdzie:

$\theta = t(x) - t_a$ - nadwyżka temperatury w przekroju płyty nad temperaturą otoczenia.

Rozwiązując powyższe równanie względem θ uzyskano zależności pozwalające na wyznaczenie rozkładu temperatury powierzchni płyty w zależności od x oraz ilości ciepła możliwą do pozyskania z jednostki powierzchni płyty.

3. Obliczenia

3.1. Kolektor słoneczny

Obliczenia wykonano w odniesieniu do maksymalnej wartości promieniowania słonecznego $G = 1000\ W/m^2$, przy wartości emisyjności powierzchni zewnętrznej płyty Thexpan $\varepsilon = 0{,}9$.

Założenia:

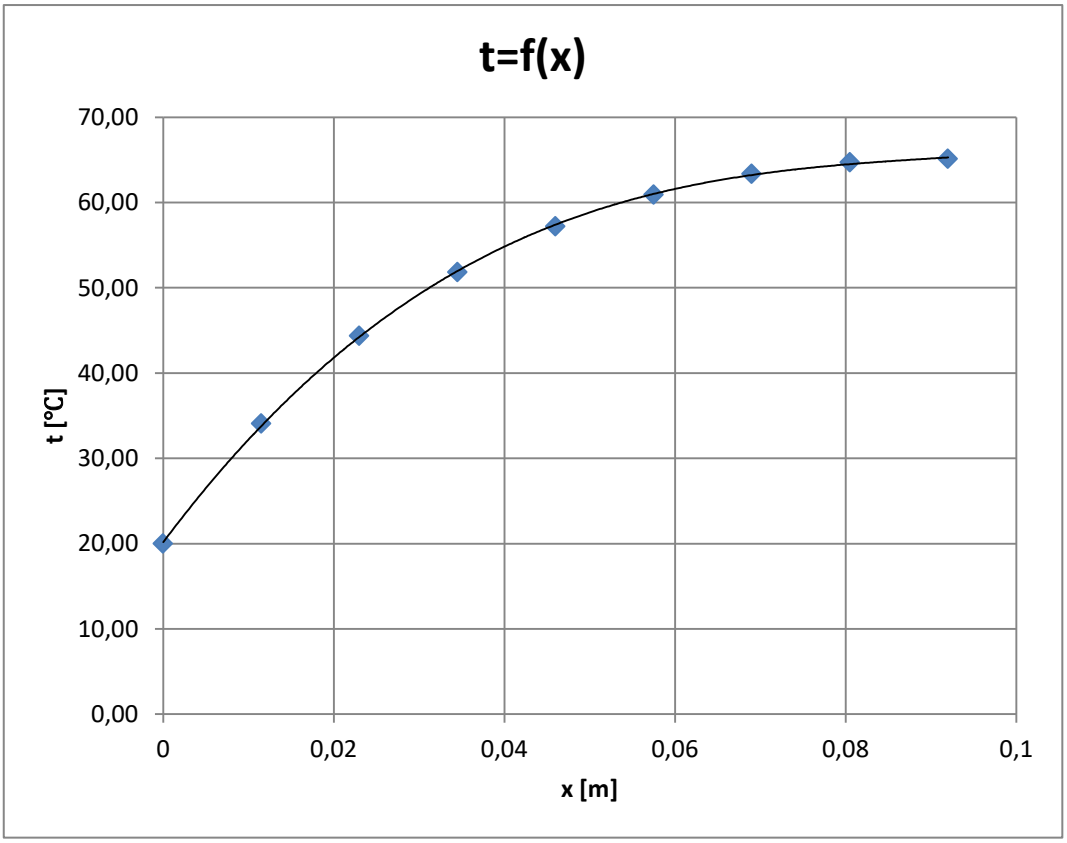
- materiał blachy: stal $\lambda_S = 58[W/(mK)]$,
- grubość blachy: $\delta = 0{,}0005\ [m]$,
- współczynnik przejmowania ciepła od strony powietrza (konwekcja swobodna) $\alpha = 20\ [W/(m^2K]$,
- temperatura zewnętrznej powierzchni w miejscu styku z rurą $t = 20$ [°C],
- temperatura otoczenia $t = 30$ [°C],
- rozstaw rur $L = 183\ [mm]$,
- układ wężownicy.

Wyniki:

- sprawność powierzchni rozwiniętej $\eta_{\dot{z}} = 41\%$,
- maksymalna gęstość strumienia ciepła pozyskiwanego z powierzchni płyty $q_{max}^{sol} = 369\ W/m^2$
- sprawność płyty Thexpan jako kolektor $\eta_{max}^{sol} = 37\%$

Tab. 3.1 Rozkład temperatury w przekroju płyty

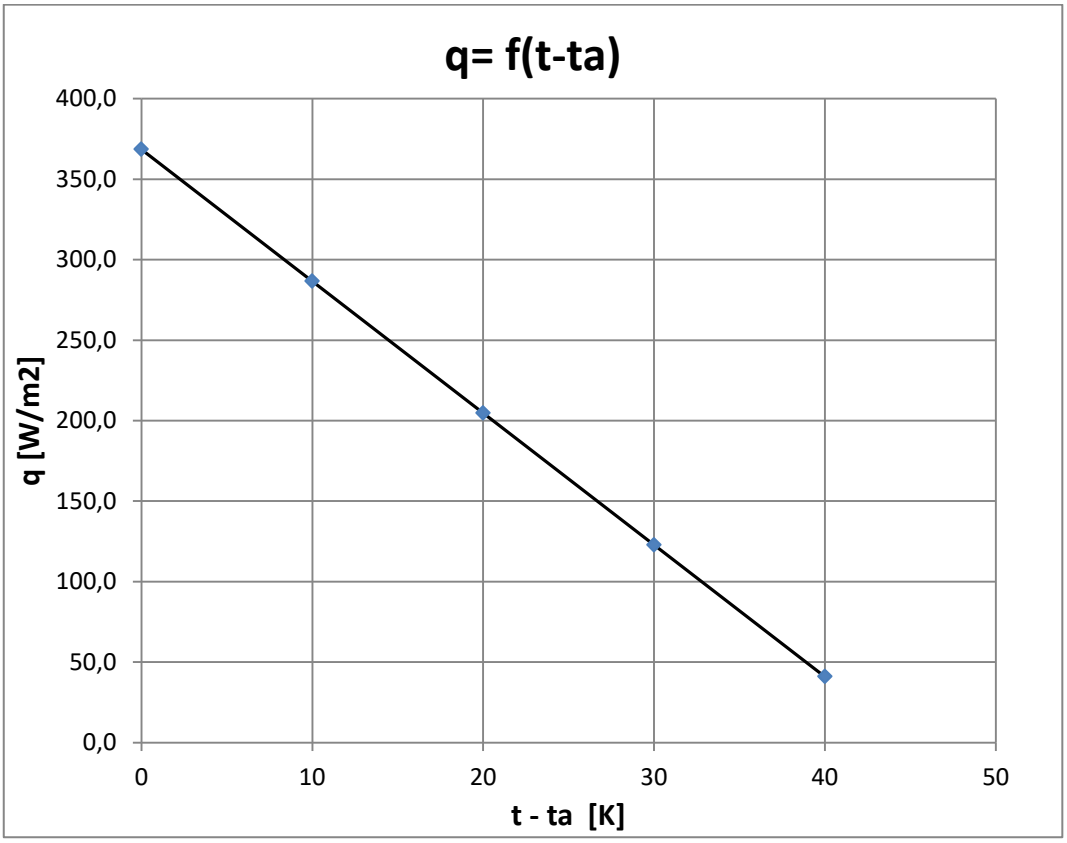
x [m]	t(x) [°C]
0	20,00
0,0115	34,06
0,023	44,36
0,0345	51,85
0,046	57,21
0,0575	60,93
0,069	63,36
0,0805	64,72
0,092	65,13



Rys. 3.1 Wykres rozkładu temperatury w przekroju płyty

Tab. 3.2 Gęstość strumienia ciepła w zależności od różnicy temperatury

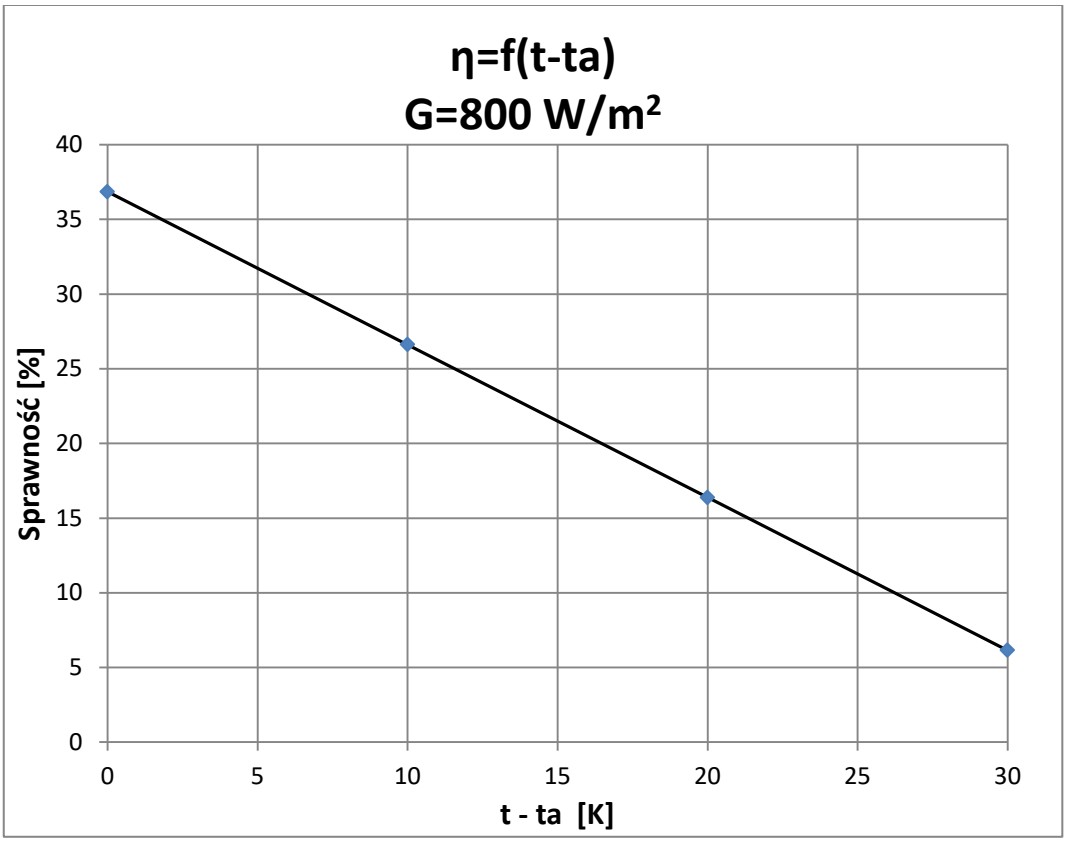
t [°C]	t-ta [K]	q [W/m2]
30	0	368,5
40	10	286,6
50	20	204,7
60	30	122,8
70	40	40,9



Rys. 3.2 Wykres gęstości strumienia ciepła w zależności od różnicy temperatury

Tab. 3.3 Sprawność płyty Thexpan jako kolektor słoneczny

t [°C]	t-ta [K]	q	η [%]
30	0	294,8	37
40	10	212,9	27
50	20	131,0	16
60	30	49,1	6



Rys. 3.3 Wykres sprawności płyty Thexpan

Obliczenia hydrauliczne

Obliczenia oporów przepływu czynnika roboczego przez wężownicę przeprowadzono dla następujących założeń:

- czynnik roboczy: **glikol propylenowy 45%** (temperatura krzepnięcia -27,3[°C]),
- temperatura zewnętrznej powierzchni w miejscu styku z rurą $t = 50$ [°C],
- obliczeniowe ogrzanie nośnika ciepła $\Delta t = 5\ [K]$,
- średnica wewnętrzna wężownicy $dw = 15\ [mm]$,

Tab. 3.4 Właściwości fizyczne czynnika roboczego

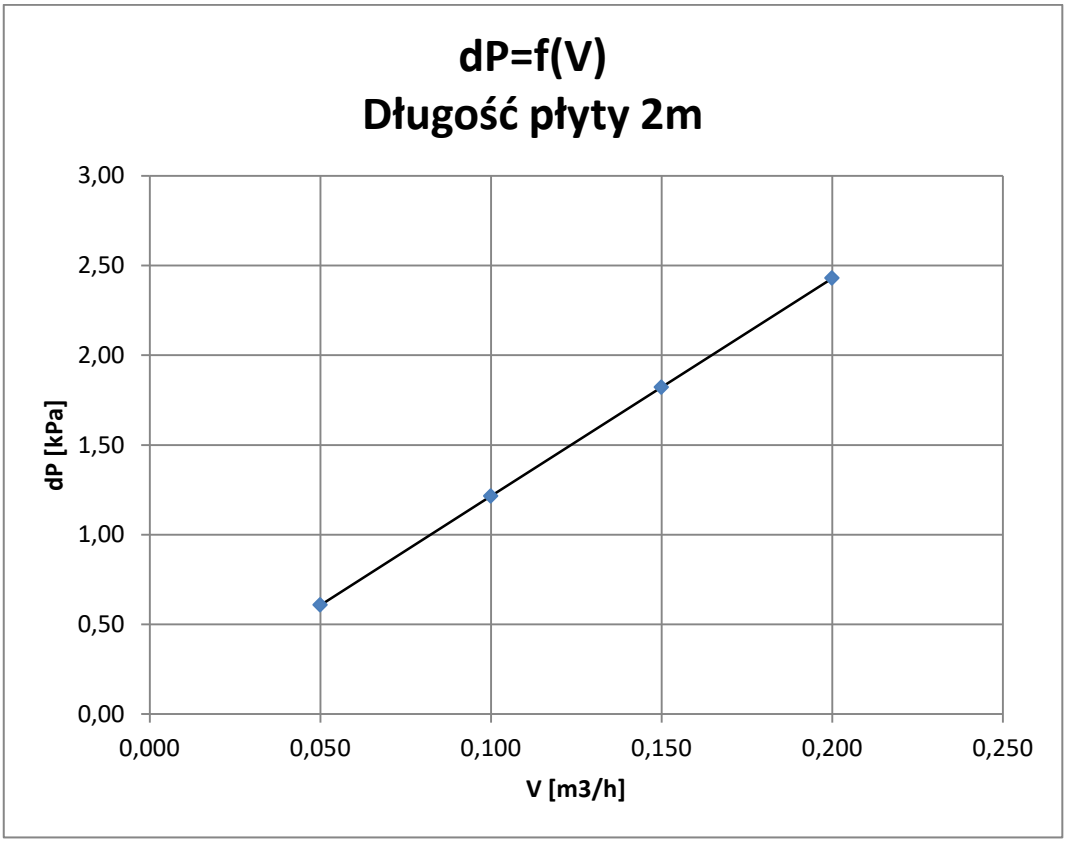
Wielkość	Gl. pr 45%
T [˚C]	20,0
ρ' [kg/m^3]	1040
c_p [J/(kgK)]	3620
λ [W/(mK)]	0,382
μ [kg/(ms)]	0,005660
Pr [-]	53,63665

Na podstawie obliczeń cieplnych i hydraulicznych zestawiono wartości mocy cieplnych uzyskiwanych dla warunków nominalnych przy pracy płyty Thexpan jako kolektor słoneczny.

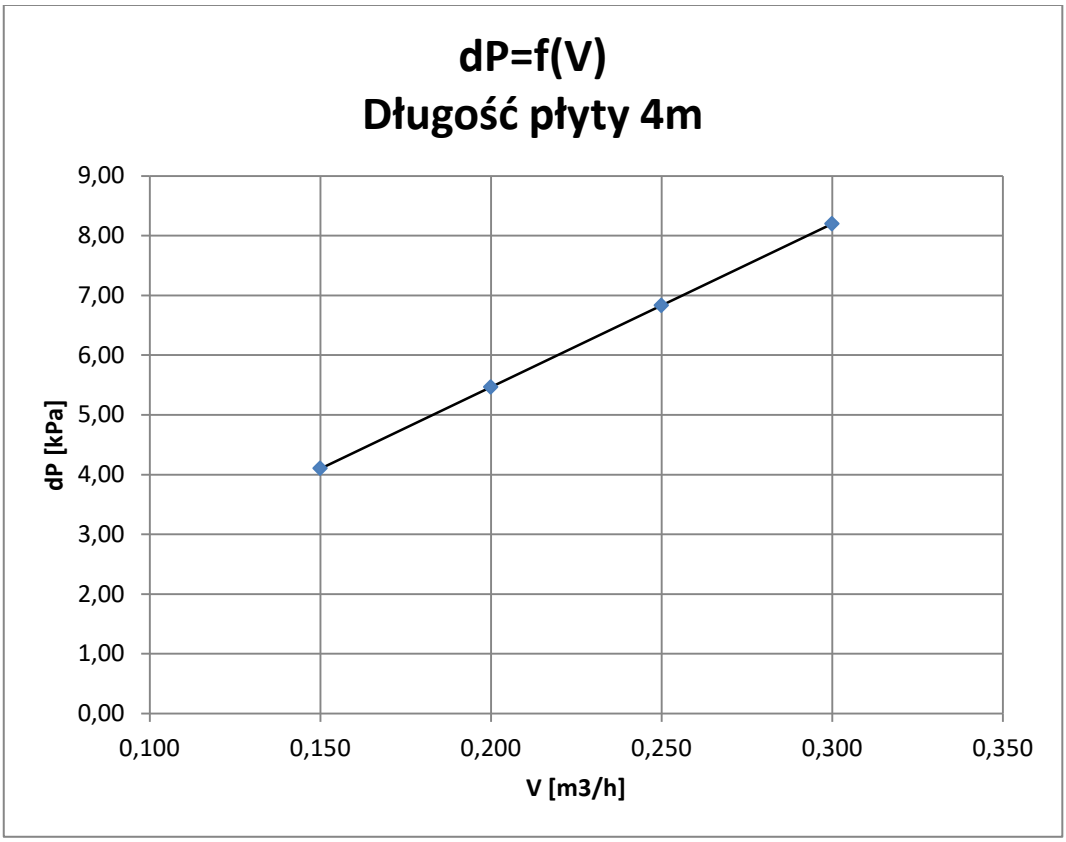
Tab. 3.5 Charakterystyczne parametry cieplne i hydrauliczne (dt=5K)

Dł. płyty [m]	L rur [m]	L weż [m]	Q [W]	m [kg/s]	V [m3/h]	w [m/s]	Re	dpj (kPa/m)	dp [kPa]	α [W/m2K]	$d\tau$ [K]
2	1,6	9,6	409	0,023	0,078	0,12	339	0,10	0,95	128,4	7,0
3	2,6	15,6	614	0,034	0,117	0,18	509	0,15	2,32	126,2	6,6
4	3,6	21,6	819	0,045	0,157	0,25	678	0,20	4,28	125,2	6,4
5	4,6	27,6	1024	0,057	0,196	0,31	848	0,25	6,84	124,6	6,3
6	5,6	33,6	1228	0,068	0,235	0,37	1018	0,30	9,99	124,2	6,2

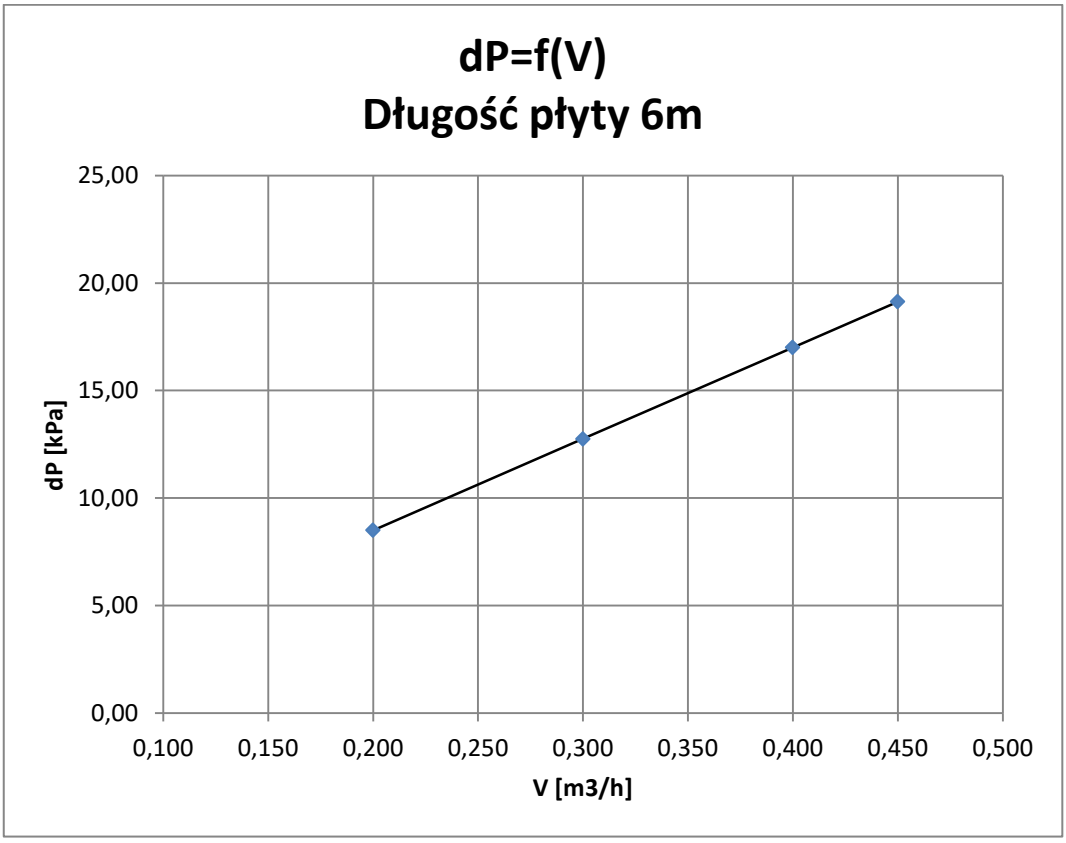
Uwaga: ze względu na zastosowanie wodnego roztworu glikolu propylenowego jako czynnika roboczego, osiągana jest niska wartość współczynnika przejmowania ciepła po stronie wewnętrznej rury wymiennika. Z tego względu opór cieplny po stronie przyjmuje wysoką wartość. W rezultacie średnia temperatura czynnika roboczego będzie o niższa o wartość $d\tau$ równą około 7K.



Rys. 3.4 Wykres oporów przepływu



Rys. 3.5 Wykres oporów przepływu



Rys. 3.6 Wykres oporów przepływu

3.2. Wymiennik ciepła przy chłodzeniu pomieszczeń – pozycja pionowa

Założenia:

- materiał blachy: stal $\lambda_S = 58[W/(mK)]$,
- grubość blachy: $\delta = 0{,}0005\ [m]$,
- współczynnik przejmowania ciepła od strony powietrza (konwekcja swobodna) $\alpha = 5{,}3\ [W/(m^2K]$,
- temperatura zewnętrznej powierzchni w miejscu styku z rurą $t = 20$ [°C],
- temperatura otoczenia $t = 25$ [°C],
- rozstaw rur $L = 183\ [mm]$,
- układ wężownicy.

Wyniki:

- sprawność powierzchni rozwiniętej $\eta_{\dot{z}} = 68\%$,
- maksymalna gęstość strumienia ciepła odbieranego z powierzchni płyty $q_{max}^{cl} = 47\ W/m^2$

Obliczenia oporów przepływu czynnika roboczego przez wężownicę przeprowadzono dla następujących założeń:

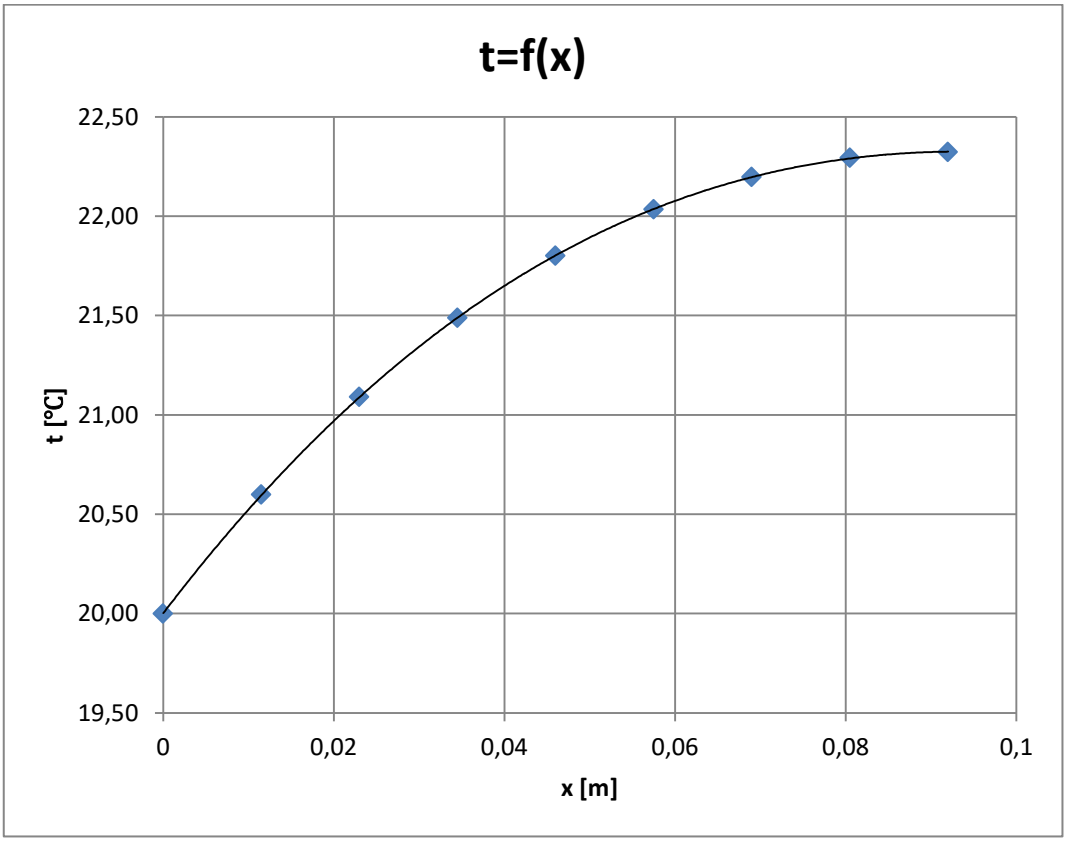
- czynnik roboczy: **woda**
- obliczeniowe ogrzanie nośnika ciepła $\Delta t = 5\ [K]$,
- średnica wewnętrzna wężownicy $dw = 15\ [mm]$,

Właściwości fizyczne czynnika roboczego

Wielkość	Woda
T [˚C]	20,0
ρ' [kg/m^3]	998,2
c_p [J/(kgK)]	4183
λ [W/(mK)]	0,60
μ [kg/(ms)]	0,001004
Pr [-]	6,999553

Tab. 3.6 Rozkład temperatury – chłodzenie

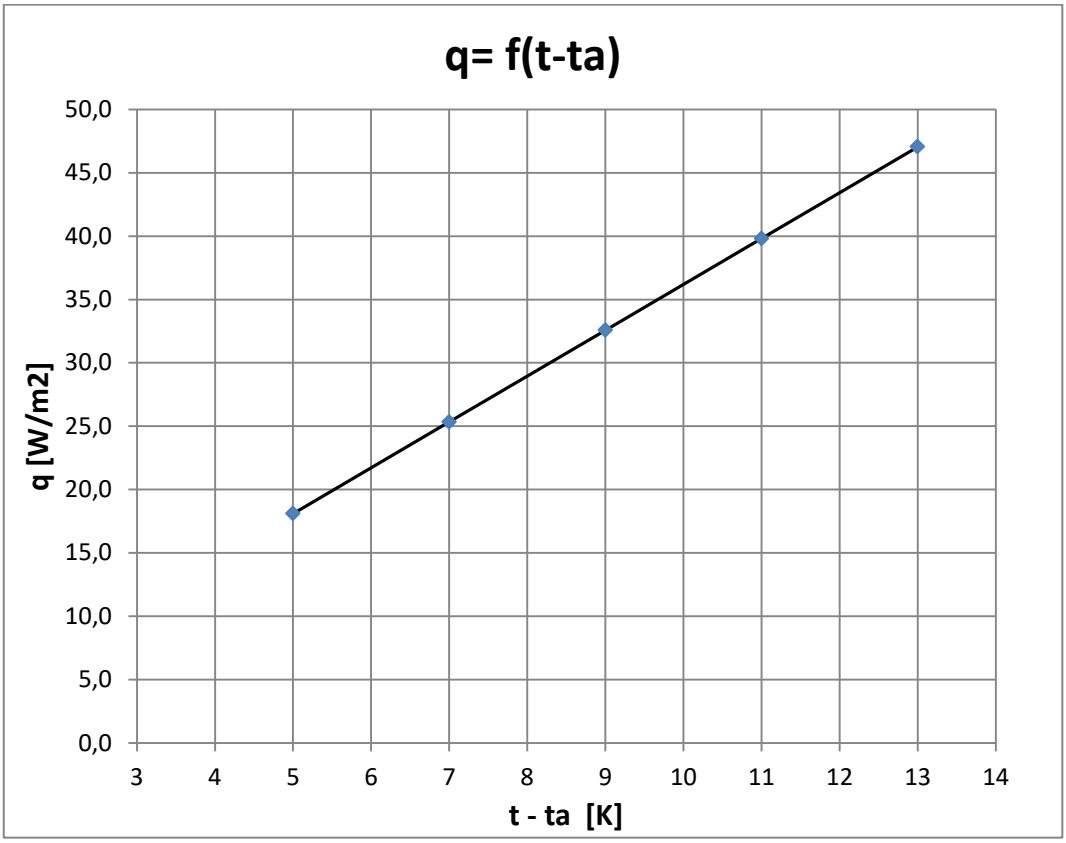
x [m]	t(x) [°C]
0	20,00
0,0115	20,60
0,023	21,09
0,0345	21,49
0,046	21,80
0,0575	22,04
0,069	22,20
0,0805	22,29
0,092	22,32



Rys. 3.7 Wykres rozkładu temperatur y- chłodzenie

Tab. 3.7 Gęstość strumienia ciepła w zależności od różnicy temperatury

t [°C]	t-ta [K]	q [W/m2]
20	5	18,1
18	7	25,3
16	9	32,6
14	11	39,8
12	13	47,0



Rys. 3.8 Wykres gęstości strumienia ciepła w zależności od różnicy temperatury

Tab. 3.9 Charakterystyczne parametry cieplne i hydrauliczne (dt=5K)

L	L rur j [m]	L weż [m]	Q [W]	m [kg/s]	V [m3/h]	v [m/s]	Re	dpj (kPa/m)	dp [kPa]	α [W/m2K]	$d\tau$ [K]
2	1,6	9,6	36	0,002	0,006	0,01	146	0,00	0,01	150,5	0,5
2	1,6	9,6	51	0,002	0,009	0,01	205	0,00	0,02	152,0	0,7
2	1,6	9,6	65	0,003	0,011	0,02	263	0,00	0,02	153,5	0,9
2	1,6	9,6	80	0,004	0,014	0,02	322	0,00	0,03	155,0	1,1
2	1,6	9,6	94	0,004	0,016	0,03	380	0,00	0,03	156,5	1,3

Uwaga: ze względu na laminarny charakter przepływu cieczy niska wartość współczynnika przejmowania ciepła po stronie cieczy, pomijalne opory przepływu.

3.3. Wymiennik ciepła przy chłodzeniu pomieszczeń – pozycja pozioma

Założenia:

- materiał blachy: stal $\lambda_S = 58[W/(mK)]$,
- grubość blachy: $\delta = 0{,}0005\ [m]$,
- współczynnik przejmowania ciepła od strony powietrza (konwekcja swobodna) $\alpha = 6{,}5\ [W/(m^2K]$,
- temperatura zewnętrznej powierzchni w miejscu styku z rurą $t = 20$ [°C],
- temperatura otoczenia $t = 25$ [°C],
- rozstaw rur $L = 183\ [mm]$,
- układ wężownicy.

Wyniki:

- sprawność powierzchni rozwiniętej $\eta_{\dot{z}} = 64\%$,
- maksymalna gęstość strumienia ciepła odbieranego z powierzchni płyty $q_{max}^{cl} = 54\ W/m^2$

Obliczenia oporów przepływu czynnika roboczego przez wężownicę przeprowadzono dla następujących założeń:

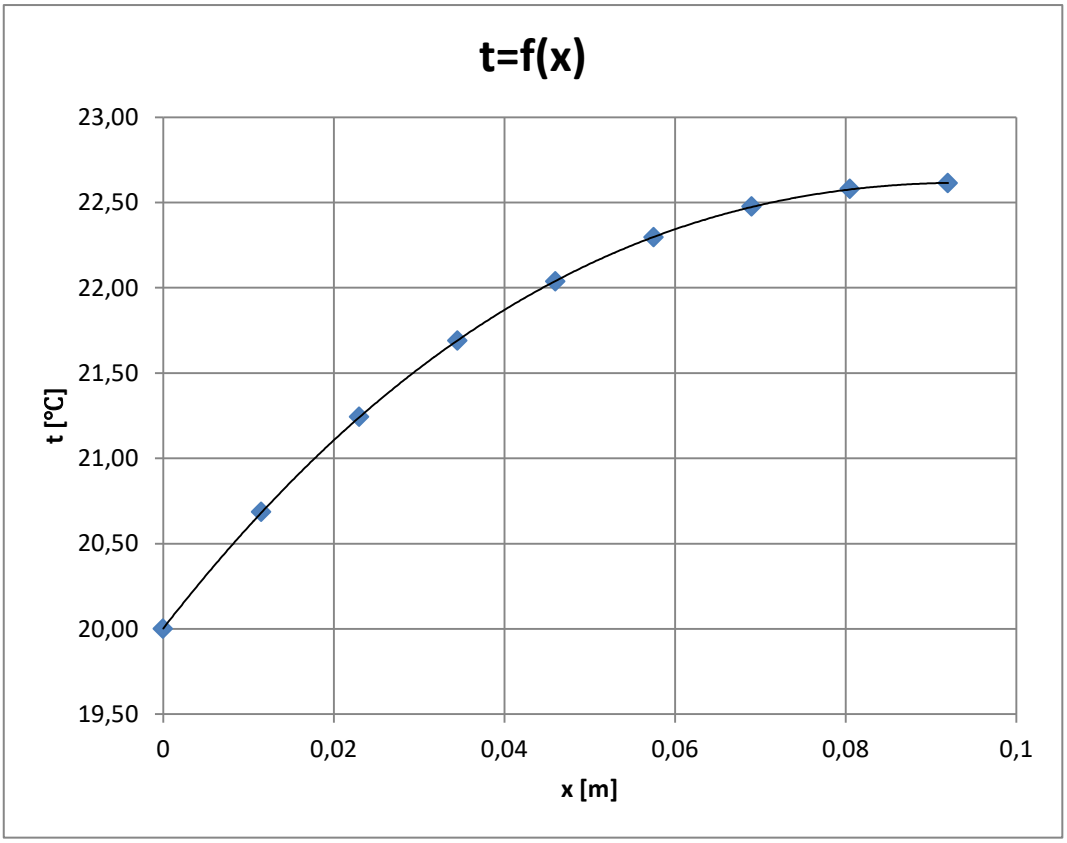
- czynnik roboczy: **woda**
- obliczeniowe ogrzanie nośnika ciepła $\Delta t = 5\ [K]$,
- średnica wewnętrzna wężownicy $dw = 15\ [mm]$,

Właściwości fizyczne czynnika roboczego

Wielkość	Woda
T [˚C]	20,0
ρ' [kg/m^3]	998,2
c_p [J/(kgK)]	4183
λ [W/(mK)]	0,60
μ [kg/(ms)]	0,001004
Pr [-]	6,999553

Tab. 3.10 Rozkład temperatury – chłodzenie

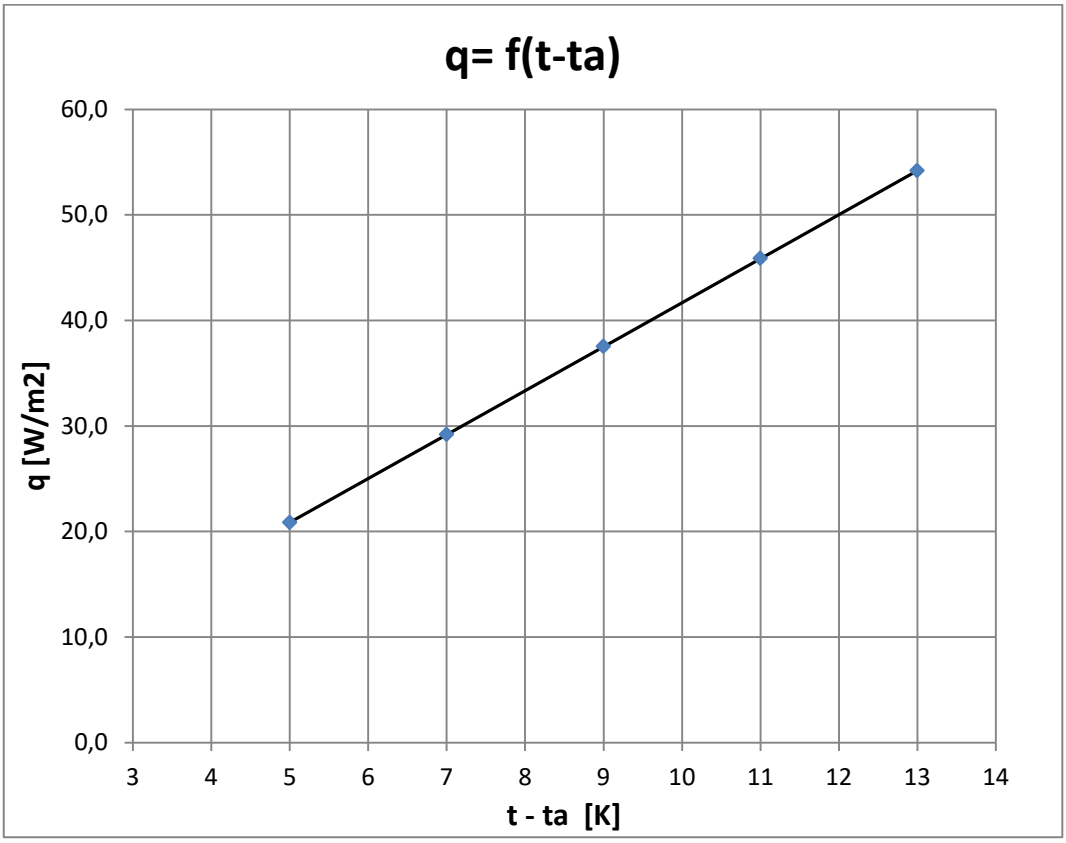
x [m]	t(x) [°C]
0	20,00
0,0115	20,69
0,023	21,24
0,0345	21,69
0,046	22,04
0,0575	22,30
0,069	22,48
0,0805	22,58
0,092	22,61



Rys. 3.9 Wykres rozkładu temperatury- chłodzenie

Tab. 3.11 Gęstość strumienia ciepła w zależności od różnicy temperatury

t [°C]	t-ta [K]	q [W/m2]
20	5	20,8
18	7	29,2
16	9	37,5
14	11	45,9
12	13	54,2



Rys. 3.10 Wykres gęstości strumienia ciepła w zależności od różnicy temperatury

Tab. 3.12 Charakterystyczne parametry cieplne i hydrauliczne (dt=5K)

L	L rur j [m]	L weż [m]	Q [W]	m [kg/s]	V [m3/h]	v [m/s]	Re	dpj (kPa/m)	dp [kPa]	α [W/m2K]	$d\tau$ [K]
2	1,6	9,6	42	0,002	0,007	0,01	169	0,00	0,02	151,0	0,6
2	1,6	9,6	58	0,003	0,010	0,02	236	0,00	0,02	152,8	0,8
2	1,6	9,6	75	0,004	0,013	0,02	303	0,00	0,03	154,5	1,1
2	1,6	9,6	92	0,004	0,016	0,02	371	0,00	0,04	156,2	1,3
2	1,6	9,6	108	0,005	0,019	0,03	438	0,00	0,04	157,9	1,5

Uwaga: ze względu na laminarny charakter przepływu cieczy niska wartość współczynnika przejmowania ciepła po stronie cieczy, pomijalne opory przepływu.

3.4. Wymiennik ciepła przy ogrzewaniu pomieszczeń – pozycja pionowa

Założenia:

- materiał blachy: stal $\lambda_S = 58[W/(mK)]$,
- grubość blachy: $\delta = 0{,}0005\ [m]$,
- współczynnik przejmowania ciepła od strony powietrza (konwekcja swobodna) $\alpha = 6{,}5\ [W/(m^2K]$,
- temperatura zewnętrznej powierzchni w miejscu styku z rurą $t = 45$ [°C],
- temperatura otoczenia $t = 20$ [°C],
- rozstaw rur $L = 183\ [mm]$,
- układ wężownicy.

Wyniki:

- sprawność powierzchni rozwiniętej $\eta_{\dot{z}} = 64\%$,
- maksymalna gęstość strumienia ciepła odbieranego z powierzchni płyty $q_{max}^{htg} = 104\ W/m^2$

Obliczenia oporów przepływu czynnika roboczego przez wężownicę przeprowadzono dla następujących założeń:

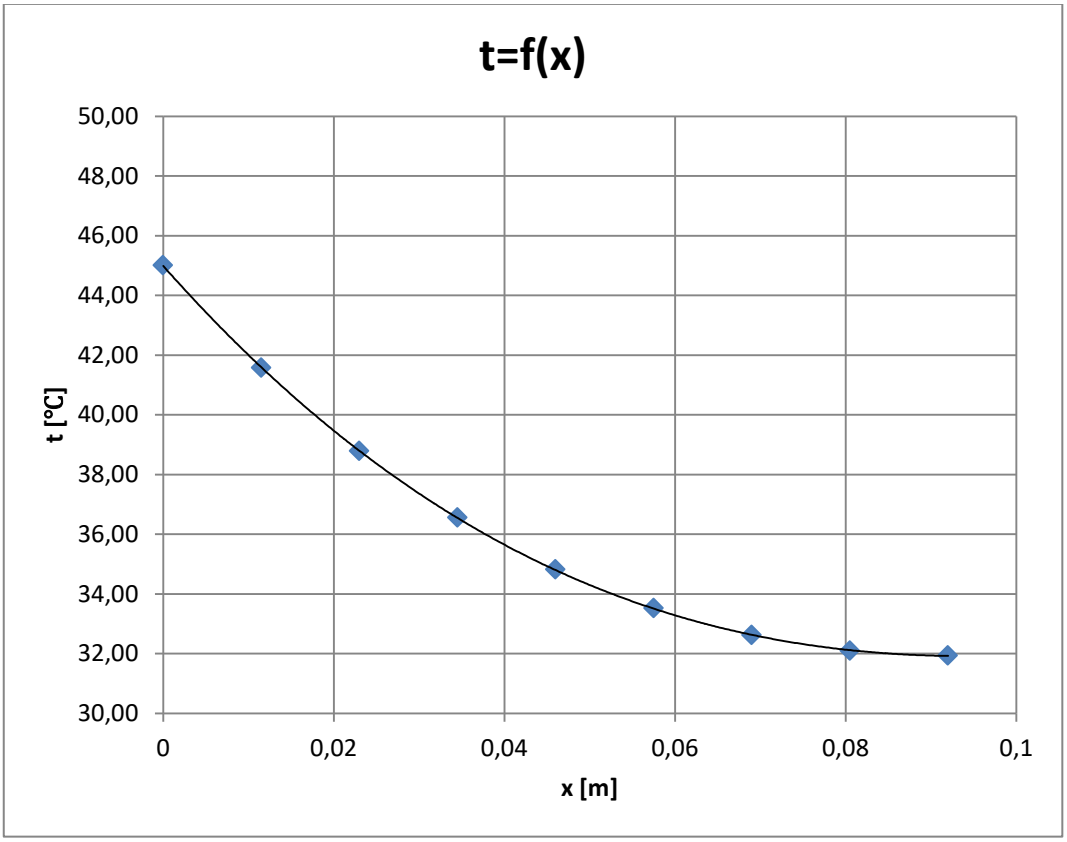
- czynnik roboczy: **woda**
- obliczeniowe ogrzanie nośnika ciepła $\Delta t = 5\ [K]$,
- średnica wewnętrzna wężownicy $dw = 15\ [mm]$,

Właściwości fizyczne czynnika roboczego

Wielkość	Woda
T [˚C]	40,0
ρ' [kg/m^3]	992,2
c_p [J/(kgK)]	5174
λ [W/(mK)]	0,63
μ [kg/(ms)]	0,000653
Pr [-]	5,362892

Tab. 3.13 Rozkład temperatury – ogrzewanie

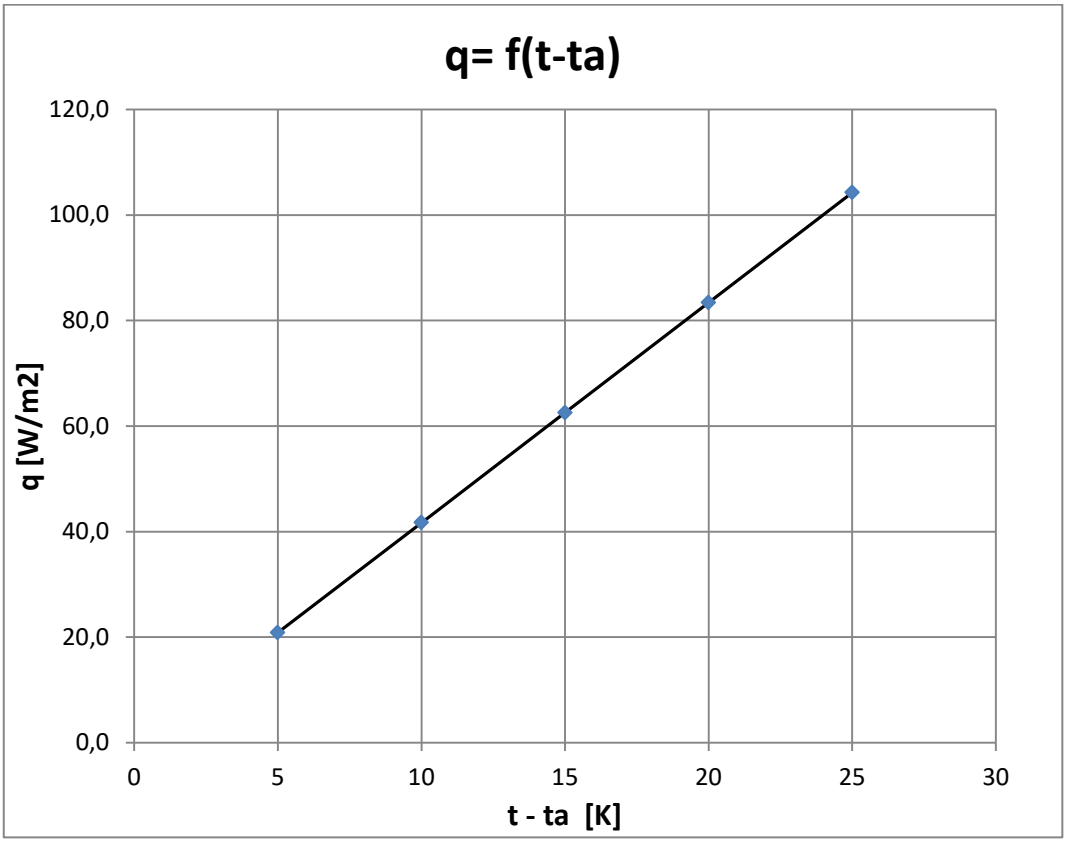
x [m]	t(x) [°C]
0	45,00
0,0115	41,57
0,023	38,78
0,0345	36,55
0,046	34,81
0,0575	33,52
0,069	32,62
0,0805	32,10
0,092	31,94



Rys. 3.11 Wykres rozkładu temperatury- ogrzewanie

Tab. 3.14 Gęstość strumienia ciepła w zależności od różnicy temperatury

t [°C]	t-ta [K]	q [W/m2]
45	25	104,2
40	20	83,4
35	15	62,5
30	10	41,7
25	5	20,8



Rys. 3.12 Wykres gęstości strumienia ciepła w zależności od różnicy temperatury

Tab. 3.14 Charakterystyczne parametry cieplne i hydrauliczne (dt=5K)

L	L rur j [m]	L weż [m]	Q [W]	m [kg/s]	V [m3/h]	v [m/s]	Re	dpj (kPa/m)	dp [kPa]	α [W/m2K]	$d\tau$ [K]
2	1,6	9,6	208	0,008	0,029	0,05	1047	0,00	0,04	174,8	2,6
2	1,6	9,6	167	0,006	0,023	0,04	838	0,00	0,04	170,9	2,2
2	1,6	9,6	125	0,005	0,018	0,03	628	0,00	0,03	166,9	1,7
2	1,6	9,6	83	0,003	0,012	0,02	419	0,00	0,02	162,7	1,1
2	1,6	9,6	42	0,002	0,006	0,01	209	0,00	0,01	158,4	0,6

Uwaga: ze względu na laminarny charakter przepływu cieczy niska wartość współczynnika przejmowania ciepła po stronie cieczy, pomijalne opory przepływu.

3.5. Wymiennik ciepła przy ogrzewaniu pomieszczeń – pozycja pozioma

Założenia:

- materiał blachy: stal $\lambda_S = 58[W/(mK)]$,
- grubość blachy: $\delta = 0{,}0005\ [m]$,
- współczynnik przejmowania ciepła od strony powietrza (konwekcja swobodna) $\alpha = 4{,}3\ [W/(m^2K]$,
- temperatura zewnętrznej powierzchni w miejscu styku z rurą $t = 45$ [°C],
- temperatura otoczenia $t = 20$ [°C],
- rozstaw rur $L = 183\ [mm]$,
- układ wężownicy.

Wyniki:

- sprawność powierzchni rozwiniętej $\eta_{\dot{z}} = 72\%$,
- maksymalna gęstość strumienia ciepła odbieranego z powierzchni płyty $q_{max}^{htg} = 78\ W/m^2$

Obliczenia oporów przepływu czynnika roboczego przez wężownicę przeprowadzono dla następujących założeń:

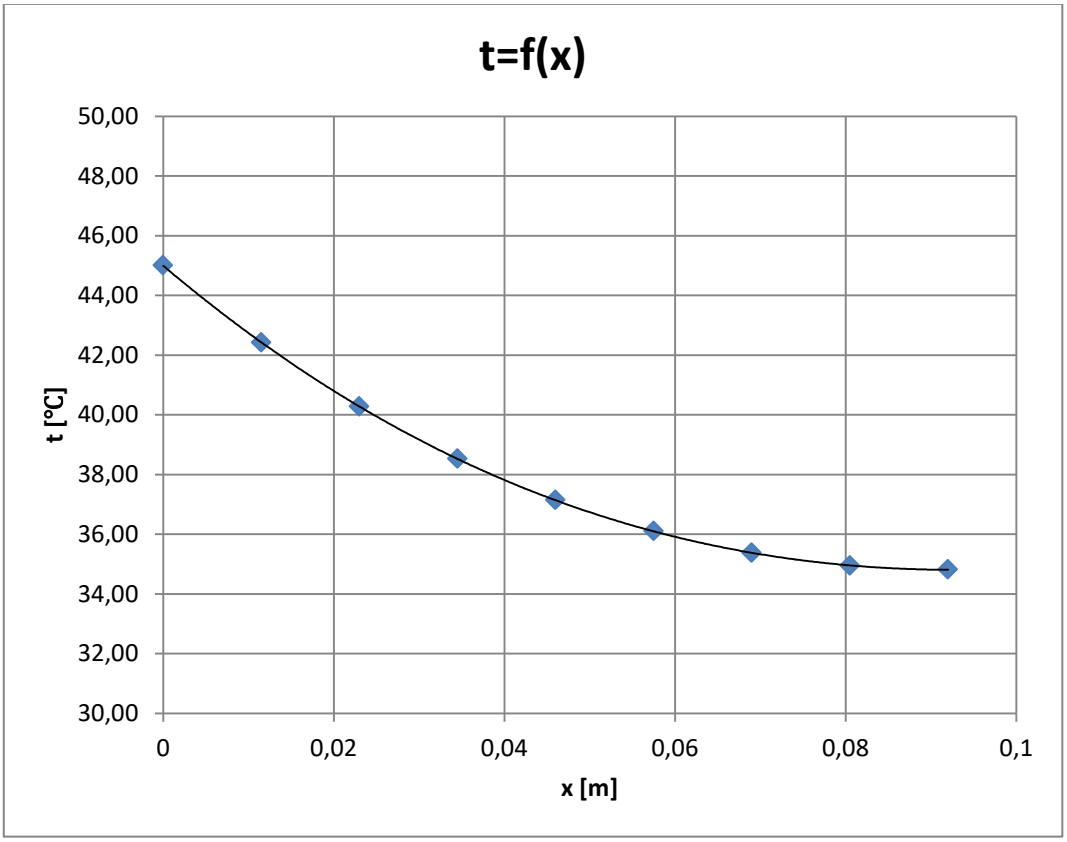
- czynnik roboczy: **woda**
- obliczeniowe ogrzanie nośnika ciepła $\Delta t = 5\ [K]$,
- średnica wewnętrzna wężownicy $dw = 15\ [mm]$,

Właściwości fizyczne czynnika roboczego

Wielkość	Woda
T [˚C]	40,0
ρ' [kg/m^3]	992,2
c_p [J/(kgK)]	5174
λ [W/(mK)]	0,63
μ [kg/(ms)]	0,000653
Pr [-]	5,362892

Tab. 3.15 Rozkład temperatury – ogrzewanie

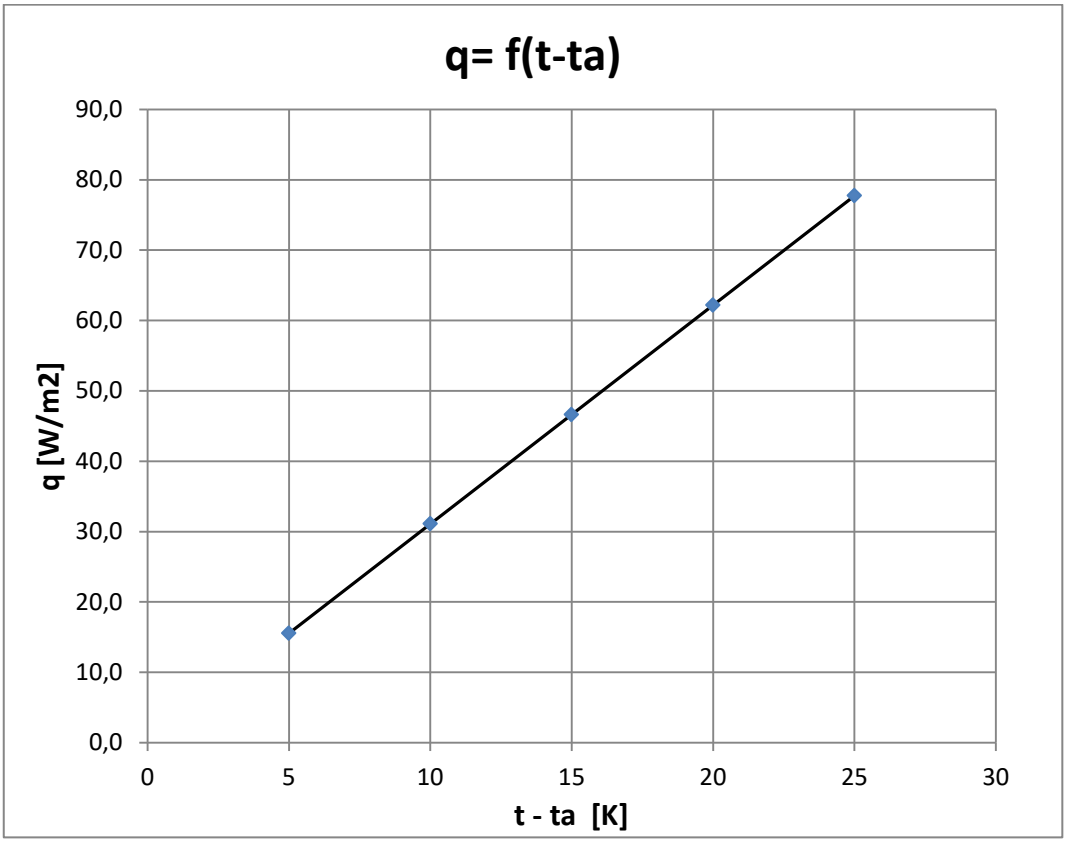
x [m]	t(x) [°C]
0	45,00
0,0115	42,42
0,023	40,27
0,0345	38,53
0,046	37,15
0,0575	36,10
0,069	35,37
0,0805	34,95
0,092	34,81



Rys. 3.13 Wykres rozkładu temperatury- ogrzewanie

Tab. 3.16 Gęstość strumienia ciepła w zależności od różnicy temperatury

t [°C]	t-ta [K]	q [W/m2]
45	25	82,8
40	20	66,3
35	15	49,7
30	10	33,1
25	5	16,6



Rys. 3.14 Wykres gęstości strumienia ciepła w zależności od różnicy temperatury

Tab. 3.17 Charakterystyczne parametry cieplne i hydrauliczne (dt=5K)

L	L rur j [m]	L weż [m]	Q [W]	m [kg/s]	V [m3/h]	v [m/s]	Re	dpj (kPa/m)	dp [kPa]	α [W/m2K]	$d\tau$ [K]
2	1,6	9,6	155	0,006	0,022	0,03	781	0,00	0,03	169,8	2,0
2	1,6	9,6	124	0,005	0,017	0,03	625	0,00	0,03	166,8	1,6
2	1,6	9,6	93	0,004	0,013	0,02	469	0,00	0,02	163,7	1,3
2	1,6	9,6	62	0,003	0,009	0,01	312	0,00	0,01	160,5	0,9
2	1,6	9,6	31	0,001	0,004	0,01	156	0,00	0,01	157,2	0,4

Uwaga: ze względu na laminarny charakter przepływu cieczy niska wartość współczynnika przejmowania ciepła po stronie cieczy, pomijalne opory przepływu.

3.6. Dolne źródło pompy ciepła

Założenia:

- materiał blachy: stal $\lambda_S = 58[W/(mK)]$,
- grubość blachy: $\delta = 0{,}0005\ [m]$,
- współczynnik przejmowania ciepła od strony powietrza (konwekcja swobodna) $\alpha = 20\ [W/(m^2K]$,
- temperatura zewnętrznej powierzchni w miejscu styku z rurą $t = -10$ [°C],
- temperatura otoczenia $t = -5$ [°C],
- rozstaw rur $L = 183\ [mm]$,
- nie uwzględniono ciepła przemiany fazowej,
- układ wężownicy.

Wyniki:

- sprawność powierzchni rozwiniętej $\eta_{\dot{z}} = 41\%$,
- maksymalna gęstość strumienia ciepła odbieranego z powierzchni płyty $q_{max}^{cl} = 41\ W/m^2$

Obliczenia hydrauliczne

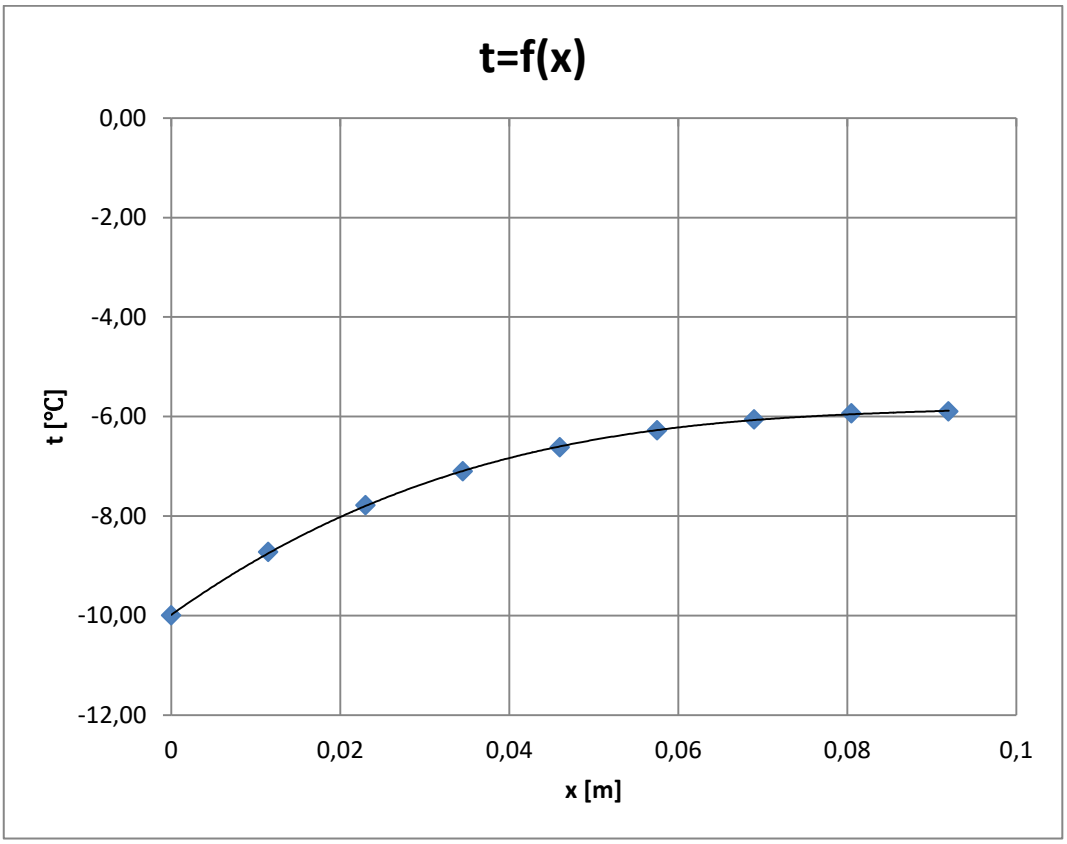
Obliczenia oporów przepływu czynnika roboczego przez wężownicę przeprowadzono dla następujących założeń:

- czynnik roboczy: **glikol propylenowy 45%** (temperatura krzepnięcia -27,3[°C]),
- obliczeniowe ogrzanie nośnika ciepła $\Delta t = 5\ [K]$,
- średnica wewnętrzna wężownicy $dw = 15\ [mm]$,

Wielkość	Gl. pr 45%
T [˚C]	20,0
ρ' [kg/m^3]	1040
c_p [J/(kgK)]	3620
λ [W/(mK)]	0,382
μ [kg/(ms)]	0,005660
Pr [-]	53,63665

Tab. 3.18 Rozkład temperatury – dolne źródło pompy ciepła

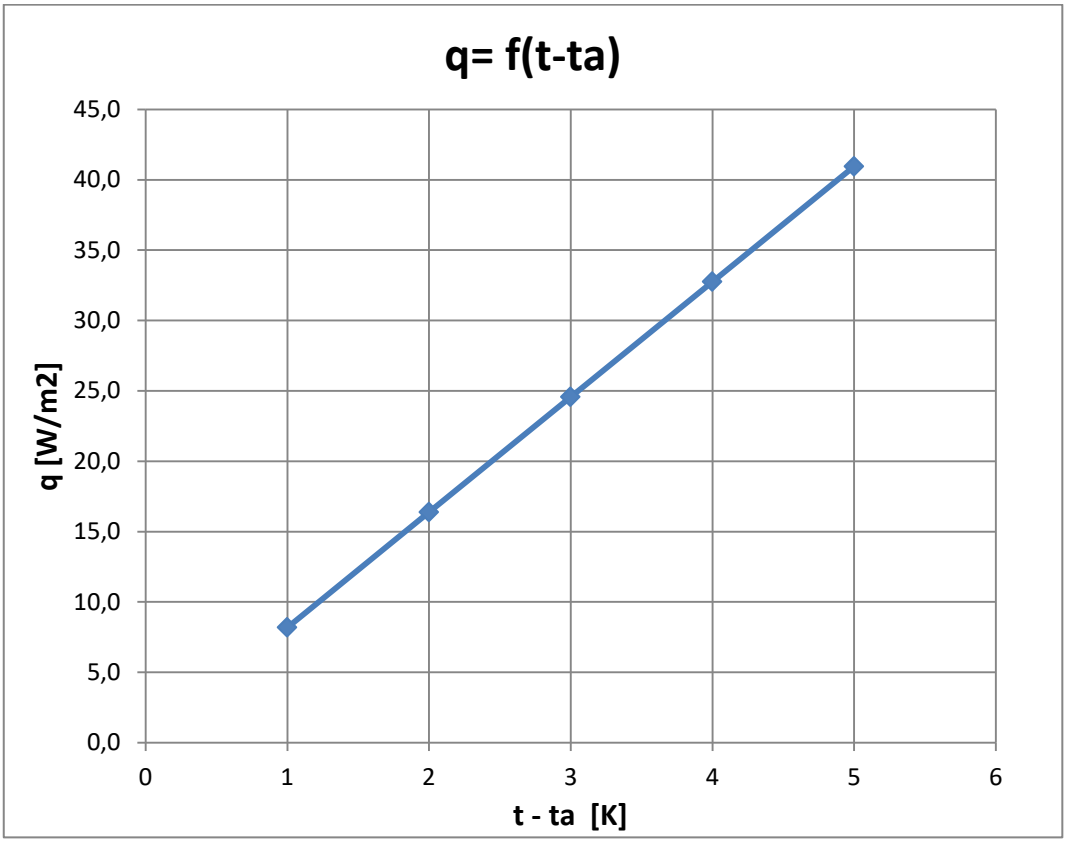
x [m]	t(x) [°C]
0	-10,00
0,0115	-8,72
0,023	-7,79
0,0345	-7,10
0,046	-6,62
0,0575	-6,28
0,069	-6,06
0,0805	-5,93
0,092	-5,90



Rys. 3.15 Wykres rozkładu temperatury- dolne źródło pompy ciepła

Tab. 3.19 Gęstość strumienia ciepła w zależności od różnicy temperatury

t [°C]	t-ta [K]	q [W/m2]
-10	5	40,9
-9	4	32,8
-8	3	24,6
-7	2	16,4
-6	1	8,2



Rys. 3.16 Wykres gęstości strumienia ciepła w zależności od różnicy temperatury

Tab. 3.20 Charakterystyczne parametry cieplne i hydrauliczne (dt=5K)

L	L rur j [m]	L weż [m]	Q [W]	m [kg/s]	V [m3/h]	v [m/s]	Re	dpj (kPa/m)	dp [kPa]	α [W/m2K]	$d\tau$ [K]
2	1,6	9,6	82	0,005	0,016	0,02	68	0,02	0,19	101,8	1,8
3	2,6	15,6	123	0,007	0,023	0,04	102	0,03	0,46	101,2	1,7
4	3,6	21,6	164	0,009	0,031	0,05	136	0,04	0,86	100,9	1,6
5	4,6	27,6	205	0,011	0,039	0,06	170	0,05	1,37	100,7	1,6
6	5,6	33,6	246	0,014	0,047	0,07	204	0,06	2,00	100,6	1,5

Uwaga: ze względu na laminarny charakter przepływu cieczy niska wartość współczynnika przejmowania ciepła po stronie cieczy, niskie opory przepływu

Wpływ warstwy śniegu

Przeprowadzono obliczenia dotyczące wpływu warstwy śniegu na jednostkową moc płyty Thexpan.

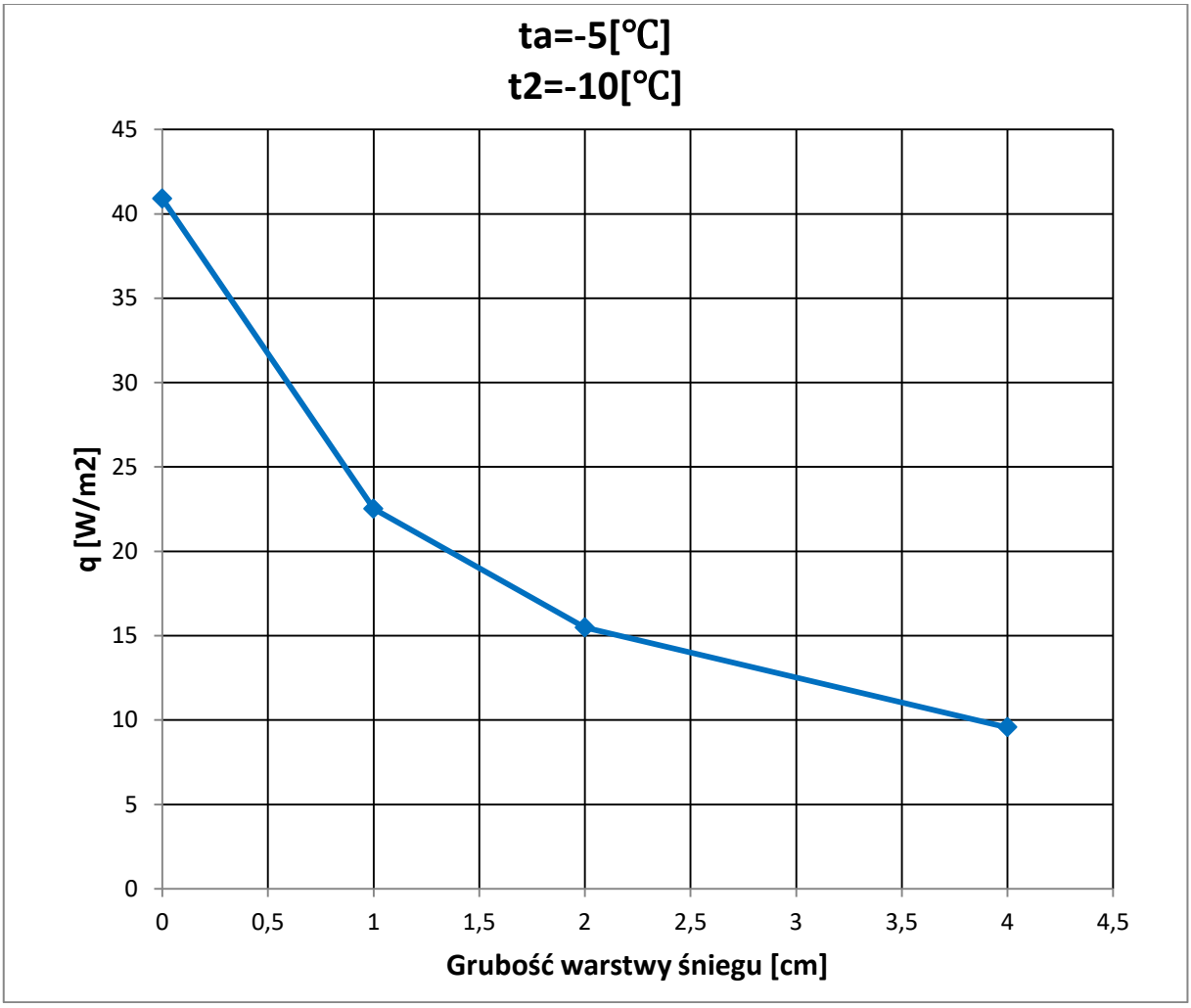
Przyjęto współczynnik przewodzenia ciepła dla śniegu:

- $\lambda_{śnieg} = 0{,}1[W/(mK)]$

Obliczenia wykonano dla warstwy śniegu o grubości 1, 2, 4 cm .

Tab. 3.20 Gęstość strumienia ciepła w zależności od grubości warstwy śniegu

$e_{śnieg}$ [cm]	q [W/m2]
0	40,9
1	22,5
2	15,5
4	9,6



Warstwa śniegu o grubości 4 cm doprowadzi do spadku jednostkowej gęstości strumienia ciepła o 77%.

Należy rozważyć oszranianie dachu, by grubość warstwy śniegu nie przekraczała 1cm.

4. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń i dokonanej analizie poszczególnych przypadków stwierdzono :

- możliwość wykorzystania płyty Thexpan jako kolektora słonecznego w sprzyjających warunkach pogodowych,
- ze względu na niską wartość współczynnika przejmowania ciepła wewnątrz rur wymiennika, w skrajnych wypadkach (przy dużej gęstości strumienia ciepła – kolektor słoneczny) wystąpi spiętrzenie temperatury pomiędzy temperaturą czynnika roboczego a temperaturą płyty w miejscu styku,
- w pozostałych przypadkach pracy (chłodzenie, dolne źródło pompy ciepła) różnica temperatury nie przekracza wartości 1K, co nie wpływa w znaczący sposób na efektywność pracy źródła chłodu lub pompy ciepła,
- charakter ruchu cieczy w przewodach wymiennika jest laminarny, co powoduje niskie (często pomijalne) opory przepływu cieczy,
- dla przeanalizowanych wypadków nie ma uzasadnienia stosowanie wymiennika typu „harfa”, ze względu na ewentualne możliwe pogorszenie warunków pracy wymiennika poprzez dalszy spadek prędkości przepływu nośnika ciepła,
- osiągane wartości gęstości strumienia ciepła pozwalają stwierdzić, że założona różnica pomiędzy temperaturą wlotową i wylotową czynnika roboczego na poziomie 5K jest optymalna, zwiększenie nie przyniesie wymiernych rezultatów,
- sprawność rozwiniętej powierzchni wymiany ciepła maleje wraz ze wzrostem współczynnika przejmowania ciepła od strony powietrza,
- w zastosowaniach wymagających znacznych gęstości strumienia ciepła, konieczne byłyby modyfikacje konstrukcji płyty pozwalające na poprawę sprawności rozwiniętej powierzchni wymiany ciepła,
- w rozważaniach teoretycznych, wymianę ciepła przez promieniowanie w przypadku płyty stosowanej wewnątrz pomieszczeń uwzględniono z mnożnikiem zmniejszającym (0,5), dlatego też rzeczywista moc chłodnicza i grzewcza płyt może być większa niż to wynika z obliczeń,
- nie uwzględniono ciepła przemiany fazowej przy pracy płyty jako dolne źródło pompy ciepła,
- wykraplanie wilgoci z powietrza, może zwiększyć jednostkową gęstość strumienia ciepła nawet o 25% (przy temperaturze powietrza w granicach 0°C),
- przeprowadzone obliczenia teoretyczne powinny zostać zweryfikowane na drodze doświadczalnej.

Uwagi:

Grafika na stronie tytułowej [solcraft.pl]