

BLAŻEJEWSKI Andrzej, KAMIŃSKI Kazimierz, KRZYŻYŃSKI Tomasz

ANALIZA WPŁYWU WŁAŚCIWOŚCI TERMOFIZYCZNYCH ABSORBERÓW NA SPRAWNOŚĆ CIEPLNĄ PŁASKICH CIECZOWYCH KOLEKTORÓW SŁONECZNYCH

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki porównania efektywności cieplnej płaskich kolektorów słonecznych wyposażonych w absorbery wykonane z miedzi oraz aluminium. Zaprezentowano wyniki analizy CFD rozkładu temperatury na powierzchni miedzianych i aluminiowych absorberów i omówiono wpływ współczynnika przewodzenia ciepła absorbera na efektywność cieplną płaskich kolektorów słonecznych.

WSTĘP

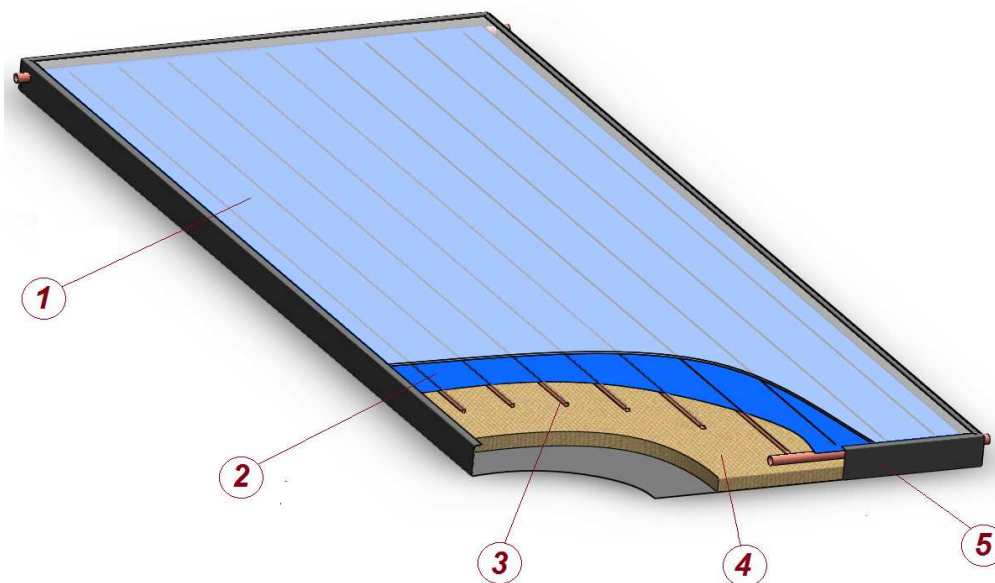
Emitowane przez słońce promieniowanie od lat stanowiło zauważalne na ziemi źródło energii. Pierwsze wzmianki o wykorzystaniu jego mocy przypadają na rok 212 p.n.e. kiedy Archimedes, dowodząc mieszkańcami Syrakuz, koncentrował wiązkę promieni słonecznych na wrogich okrętach rzymskich, skutecznie odpierając ich atak [6].

Od tamtych lat sposób w jaki pozyskujemy energię słoneczną i to w jaki sposób ją wykorzystujemy wyraźnie się zmienił. Polerowane zbroje zastąpiły precyzyjne koncentratory, a skupiona wiązka promieni słonecznych nie wznieca jak niegdyś ognia na rzymskich okrętach, a oświetla wysoko wydajne przetworniki energii.

Konstrukcje urządzeń do konwersji energii promieniowania słonecznego nieprzerwanie ulegają ciągłym ewolucjom i doskonaleniu. Ma to związek zarówno z poszukiwaniem najwyższej możliwej wydajności tych urządzeń, jak również niskiej ceny ich produkcji.

Wśród najbardziej rozpowszechnionych sposobów konwersji energii promieniowania słonecznego, w inną użyteczną formę energii, wymienia się konwersję fototermiczną. Konwersja ta zachodzi w tak zwanych kolektorach słonecznych, a dokładnie rzecz ujmując w zawierających się w ich wnętrzach absorberach [5].

Do najbardziej rozpowszechnionych obecnie kolektorów słonecznych należą kolektory płaskie [7]. Wynika to przede wszystkim z ich stosunkowo prostej budowy niskiej ceny oraz wysokiej trwałości.



Rys. 1. Budowa płaskiego cieczowego kolektora słonecznego. 1 - Pokrycie szklane, 2 – absorber, 3 - kanały przepływowe, 4 - izolacja termiczna, 5 - obudowa.

Źródło: Opracowanie własne.

Uzyskanie wysokiej mocy cieplnej przez kolektor słoneczny wymaga spełnienia szeregu wymogów technologicznych. Powinien on pochłaniać i utrzymać wewnątrz możliwie największą część promieniowania słonecznego padającego na jego powierzchnię. W tym celu, powierzchnię absorbera (Rys. 1.), pokrywa się warstwą o wysokim współczynniku absorpcji energii promieni słonecznych α i niskim współczynniku emisji promieniowania w zakresie podczerwieni ε . Następnie, ciepło zgromadzone w płycie pochłaniającej, powinno być skutecznie odebrane przez czynnik roboczy, przepływający przez układ kanałów (Rys. 1.). Stosunek strumienia ciepła otrzymywanego przez ciecz roboczą do strumienia ciepła traconego z układu absorbera do otoczenia nazywany jest współczynnikiem efektywności lub współczynnikiem odprowadzania ciepła z kolektora słonecznego F_R . [1]

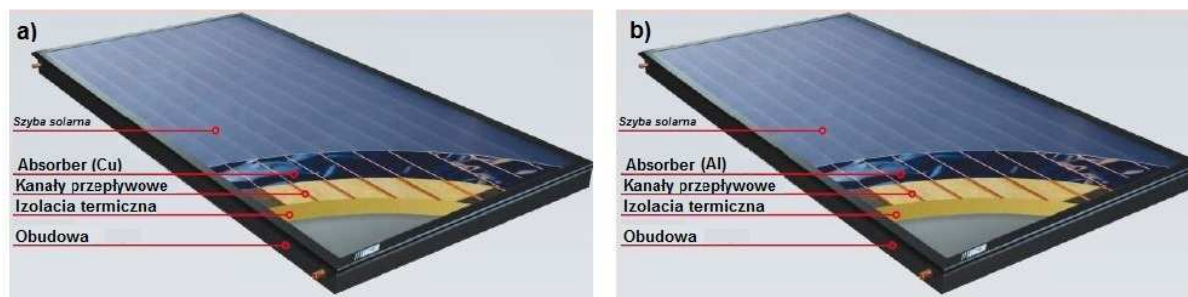
Głównymi parametrami decydującymi o wartości współczynnika efektywności kolektora słonecznego są jego cechy geometryczne oraz ilość i właściwości termofizyczne materiałów wykorzystanych do jego budowy [2]. Zarówno cechy geometryczne absorberów takie jak: grubość, średnica kanałów przepływowych i ich rozmieszczenie, oraz zastosowane materiały, decydują o wydajności cieplnej kolektora słonecznego. Wymienione parametry techniczne również silnie wpływają na całkowity koszt wyprodukowania kolektora. Coraz częściej na rynku europejskim pojawiają się kolektory z absorberami wykonanymi z aluminium. Ten widoczny trend rynkowy, związany jest z niską, w porównaniu do miedzi, ceną aluminium i utrzymującą się tendencją wzrostową ceny miedzi.

W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych i analizy numerycznej efektywności cieplnej absorberów płaskich cieczowych kolektorów słonecznych wyposażonych w absorbery wykonane z aluminium oraz miedzi. Do badań eksperymentalnych wykorzystano płaskie cieczowe kolektory słoneczne wyposażone w harfowe układy kanałów przepływowych (PTC).

1. BADANIA EKSPERYMENTALNE

1.1. Charakterystyka obiektu badań

Pomiary przeprowadzono na płaskich cieczowych kolektorach słonecznych wyprodukowanych przez firmę KOSPEL S.A.



Rys. 2. Budowa kolektora słonecznego firmy KOSPEL S.A., a – kolektor z absorberem miedzianym, b – kolektor z absorberem aluminiowym.

Źródło: www.kospel.pl

Dobre do badań kolektory cechują się identycznymi cechami geometrycznymi, a jedyną różnicą ich budowie, to materiał z jakiego wykonano płytę absorbera.

Tab. 1. Specyfikacja techniczna badanych kolektorów słonecznych.

	Kolektor 1 (KSH 2.0)	Kolektor 2 (KSH.A 2.0)
Typ układu kanałów przepływowych	Harfowy (<i>Parallel Tube</i>)	Harfowy (<i>Parallel Tube</i>)
Materiał absorbera	Miedź (Cu)	Aluminium (Al)
Powierzchnia absorbera	1,98 [m ²]	1,98 [m ²]
Powierzchnia apertury	1,98 [m ²]	1,98 [m ²]
Powłoka selektywna	Blue Tec eta plus	Blue Tec eta plus
Materiał kanałów przepływowych	Miedź (Cu)	Miedź (Cu)
Ilość żeber harfy	9	9
Odległość między przewodami pionowymi	100 [mm]	100 [mm]
Średnica wew./zew. kanałów zbiorczych	16.4 [mm] / 18 [mm]	16.4 [mm] / 18 [mm]
Średnica wew. / zew. kanałów roboczych	7 [mm] / 8 [mm]	7 [mm] / 8 [mm]

Źródło: www.kospel.pl

1.2. Procedura badań

Testy przeprowadzono w stanie ustalonym w warunkach naturalnego promieniowania słonecznego, równocześnie dla obu kolektorów słonecznych. Celem badań było wyznaczenie i porównanie bezwymiarowej charakterystyki eksploatacyjnej kolektorów słonecznych o postaci:

$$\eta = \eta_0 - a_1 \left(\frac{T_m - T_a}{G} \right) - a_2 G \left(\frac{T_m - T_a}{G} \right)^2 \quad (1)$$

gdzie: η - sprawność cieplna, η_0 - sprawność optyczna, a_1 - współczynnik strat liniowych ciepła, a_2 - współczynnika strat nieliniowych ciepła, T_m - temperatura średnia cieczy w układzie [°K], T_a - temperatura otoczenia [°K], G - natężenie promieniowania słonecznego [W/m²]

Podczas pomiarów wydatek wody zasilającej kolektor wynosił 140 [kg/h]. Gęstość strumienia promieniowania mierzona w płaszczyźnie kolektora podczas badań wynosiła $G = 950 \pm 50$ [W/m^2]. W trakcie pomiarów zmieniano orientację kolektorów słonecznych tak, aby kąt padania promieni słonecznych na powierzchnię kolektorów wynosił 90° . W pierwszym etapie badań wyznaczono sprawność η_0 (sprawność optyczna) kolektorów w warunkach najniższych strat ciepłych z układu absorbera.

$$\eta_0 = \frac{\dot{m}_z \cdot c_w \cdot \Delta T}{A_a \cdot G} \quad (2)$$

gdzie: \dot{m}_z - masowe natężenie przepływu [kg/s], c_w - ciepło właściwe czynnika roboczego [$\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$], ΔT - przyrost temperatury ($T_{out} - T_{in}$) [$^\circ\text{K}$], A_a - powierzchnia absorbera [m^2], G - natężenie promieniowania słonecznego [W/m^2].

Aby uzyskać warunki umożliwiające wyznaczenie sprawności η_0 temperaturę wody zasilającej kolektor dobrano tak, aby średnia temperatura cieczy przepływającej przez układ absorbera T_m była równa temperaturze otoczenia T_a .

$$T_m = T_{in} + \frac{\Delta T}{2} \approx T_a \quad (3)$$

gdzie: T_m - temperatura średnia w układzie [$^\circ\text{K}$], T_{in} - temperatura na wejściu do układu [$^\circ\text{K}$], ΔT - przyrost temperatury ($T_{out} - T_{in}$) [$^\circ\text{K}$].

Następnie zwiększano temperaturę cieczy zasilającej kolektory słoneczne z krokiem co 10°K , każdorazowo odczekując aż układ osiągnie stan równowagi termodynamicznej. Wartości temperatury cieczy wejściowej T_{in} i wyjściowej T_{out} z kolektorów, natężenia promieniowania oraz temperatury otoczenia odczytywano co 1 sekundę i o ile nie nastąpiło zachwianie równowagi termicznej układu wyniki te wykorzystywano do dalszego opracowywania.

Tab. 2. Dokładność aparatury pomiarowej.

Wielkość mierzona	Instrument pomiarowy	Dokładność pomiaru
Natężenie promieniowania	Pyranometr – LP PYRA 02	+/- 25 W/m^2
Prędkość wiatru	Anemometr – LAMBRECHT 14567	+/- 5%
Natężenie przepływu czynnika roboczego	Przepływomierz elektromagnetyczny – ENCO MPP6	+/- 1 %
Temperatura czynnika roboczego na wejściu do kolektora	Czujnik temperatury wejściowej - Pt 100	+/- 0,1 $^\circ\text{K}$
Temperatura czynnika roboczego na wyjściu z kolektora	Czujnik temperatury wyjściowej – Pt100	+/- 0,1 $^\circ\text{K}$
Temperatura otoczenia	Czujnik temperatury otoczenia – Pt100	+/- 0,1 $^\circ\text{K}$

Źródło: Opracowanie własne.



Foto. 1. Stanowisko badawcze kolektorów słonecznych.
Źródło: Opracowanie własne.

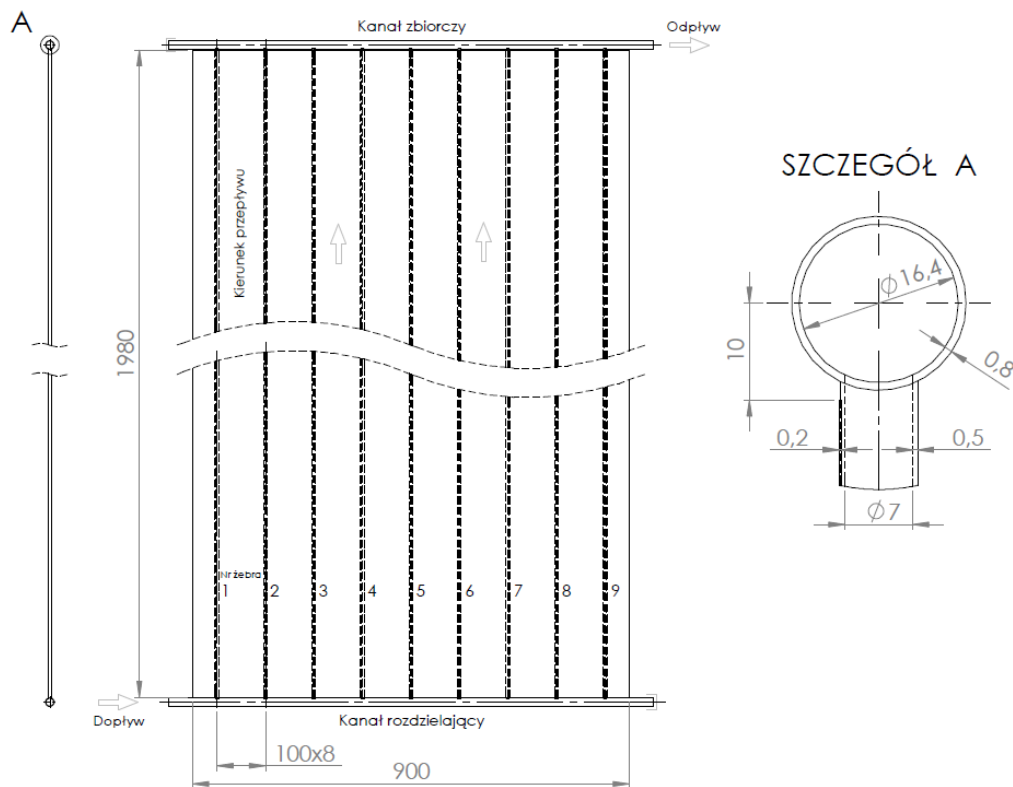
2. BADANIA NUMERYCZNE

Badania numeryczne przeprowadzono w celu teoretycznego określenia rozkładu prędkości przepływu cieczy roboczej w kanałach oraz określenia, wiążącego się z nim rozkładu temperatury na powierzchni płyty absorbera wykonanej z miedzi oraz aluminium. Obliczenia przeprowadzono na uproszczonych modelach wymienników, w których uwzględniono absorber, kanały przepływowe oraz ciecz roboczą, pomiędzy którymi zachodzi wymiana energii cieplnej. Obudowę i izolację termiczną w modelach reprezentuje wyznaczony laboratoryjnie strumień strat ciepłych układu do otoczenia.

Dodatkowym celem badań było porównanie wyników analizy sprawności cieplnej układów o jednakowej geometrii, do budowy których zastosowano inne materiały.

W pomiarach laboratoryjnych zaobserwowano, że w przy pewnych warunkach badań różnica efektywności cieplnej tych układów jest bardzo niewielka. Prawidłowe numeryczne odwzorowanie procesu wymiany ciepła w badanych układach, wymaga zbudowania modeli opartych na wysokiej jakości siatkach dyskretyzacji, charakteryzujących się odpowiednią dystrybucją węzłów, gładkością i symetrią elementów.

Model dyskretny układu absorbera opracowano w programie Ansys ICEM CFD. Do budowy siatki wykorzystano metodę *Hex-Bloking*, dzięki której utworzono bloki szkieletowe siatki powiązane z geometrią układu, które następnie podzielono na elementy hexagonalne. W wyniku przeprowadzonej dyskretyzacji układu ciągłego otrzymano łącznie $5,98 \cdot 10^6$ elementów skończonych.



Rys. 3. Schemat geometrii obliczeniowej modelu absorbera.
Źródło: Opracowanie własne.

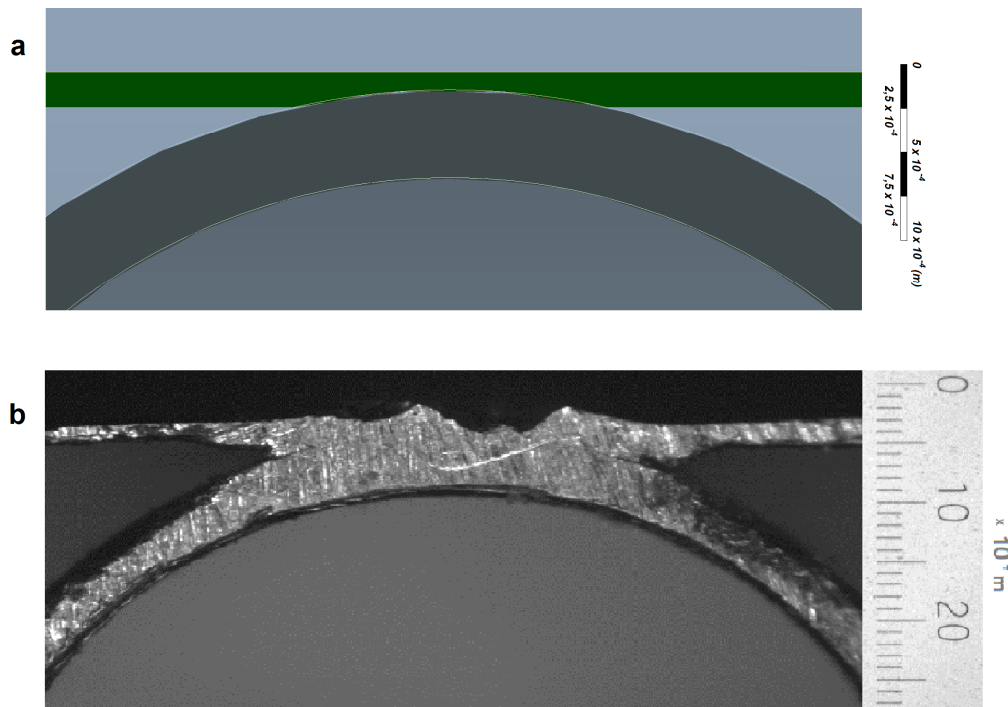
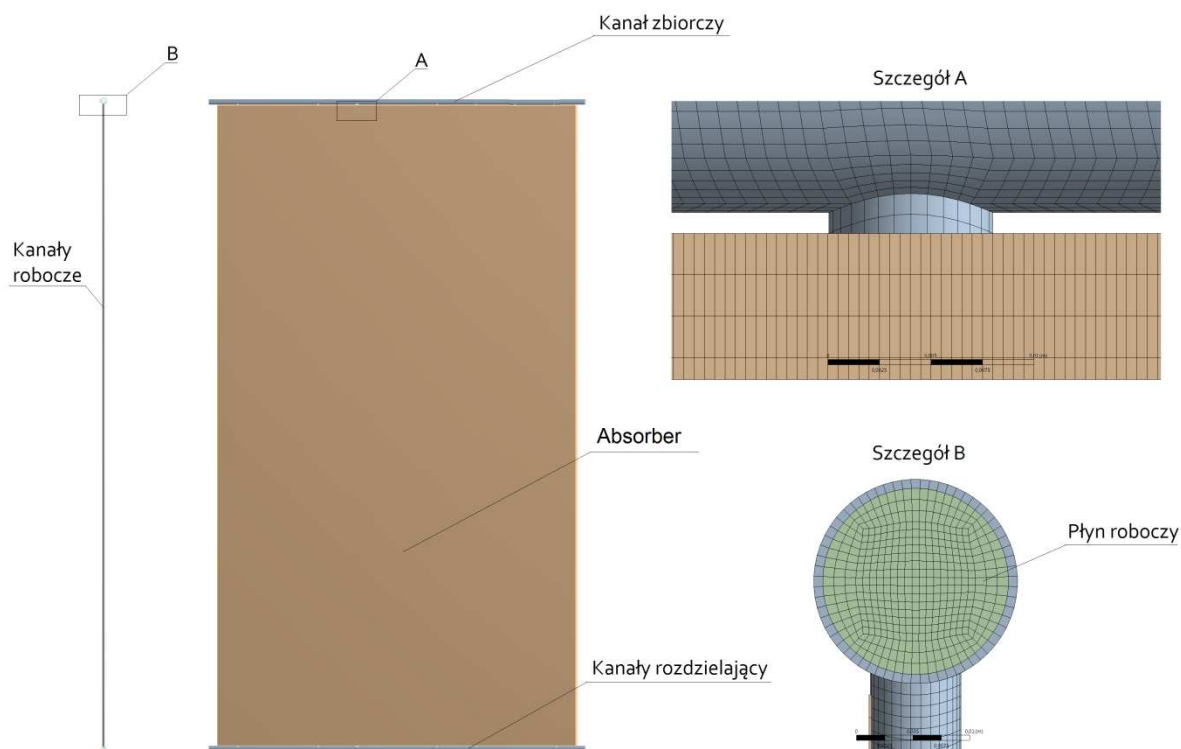


Foto. 2. Geometria połączenia termicznego płyty pochłaniającej oraz kanałów roboczych: a - model geometryczny, b – rzeczywiste połączenie płyty pochłaniającej i kanałów przepływowych kolektora KSH 2.0.
Źródło: Opracowanie własne.



Rys. 4. Przykład dyskretyzacji elementu układu absorbera płaskiego kolektora słonecznego opartego na geometrii kolektora słonecznego KSH 2.0 firmy KOSPEL S.A.

Źródło: Opracowanie własne.

Obliczenia numeryczne przeprowadzono w programie Ansys Fluent 13. Podobnie jak podczas badań laboratoryjnych, charakterystykę sprawności cieplnej, wyznaczono w zakresie temperatury cieczy zasilającej kolektor 21°C - 85°C z krokiem 10°C. Obliczenia sprawności dla każdego przypadku wyznaczono w stanie ustalonym z wykorzystaniem laminarnego modelu przepływu cieczy o zerowej prędkości warstwy przyściennej. Wartości parametrów termofizycznych materiałów w modelach numerycznych wykorzystanych podczas obliczeń przedstawiono w tabeli 3.

Tab. 3. Właściwości termofizyczne materiałów wykorzystanych podczas obliczeń CFD.

	Miedź (Cu)	Aluminium (Al)	Woda (H ₂ O)
Gęstość ρ [kg/m ³]	8978	2719	998,2 (przy 298 [°K])
Współczynnik przewodzenia ciepła α [W/m*K]	387,6	202,4	0,6
Ciepło właściwe c_p [J/kg*K]	381	871	4182

Źródło: [3,4]

Aby uzyskać rozkład prędkości przepływu cieczy w układzie harfy, z uwzględnieniem sił pływalności, wykorzystano aproksymację „*Boussinesq*”. Model matematyczny składa się z trzech równań bilansowych: pędu, masy i energii. W równaniu bilansu pędu, gęstość cieczy jest zależna od jej temperatury:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \cdot \vec{v}) = -\nabla p + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (4)$$

$$\rho = \rho_0(1 - \beta\Delta T) \quad (5)$$

Pozostałe równania bilansu masy i energii, obliczane sekwencyjnie (*segregated solver*), przyjmują odpowiednio postać:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (6)$$

gdzie:

$$\rho = const$$

oraz

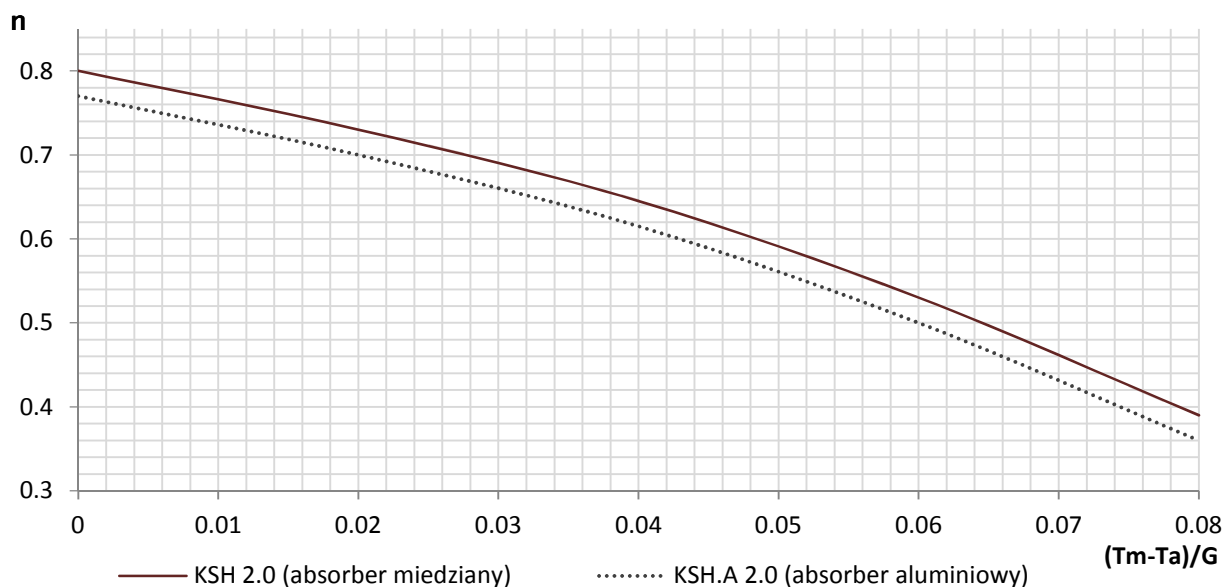
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = -\nabla \cdot (\sum_j h_j J_j) \quad (7)$$

gdzie:

$$\rho = const$$

W powyższych równaniach symbol $\frac{\partial}{\partial t}$ – oznacza zmianę w czasie, ∇ – rozptyw strumienia, p – ciśnienie statyczne płynu [Pa], $\rho \vec{g}$ – siłę grawitacji, \vec{F} – siły zewnętrzne, ρ – gęstość cieczy [kg/m³], β - współczynnik rozszerzalności cieplnej cieczy [K⁻¹], \vec{v} – prędkość cieczy [m/s], E - energię [J], h_j - współczynnik przewodzenia ciepła, J_j - strumień dyfuzyjny [kg/m²*s],

3. ANALIZA UZYSKANYCH WYNIKÓW



Rys. 5. Porównanie charakterystyk cieplnych kolektorów z miedzianym i aluminiowym absorberem.

Źródło: Opracowanie własne.

Strumień energii promieni słonecznych, otrzymywany przez absorber, ulega stratnej przemianie na energię cieplną wewnątrz jego objętości. Wewnętrzna energia cieplna absorbera następnie odbierana jest przez przepływającą ciecz w kanałach rozmieszczonych co 100 [mm]. Opór jaki napotyka strumień cieplny przepływający przez absorber miedziany jest mniejszy niż w przypadku absorbera aluminiowego, przez co ciepło gromadzone

w absorberze miedzianym jest skuteczniej przekazywane cieczy roboczej i układ ten wykazuje wyższą sprawność cieplną.

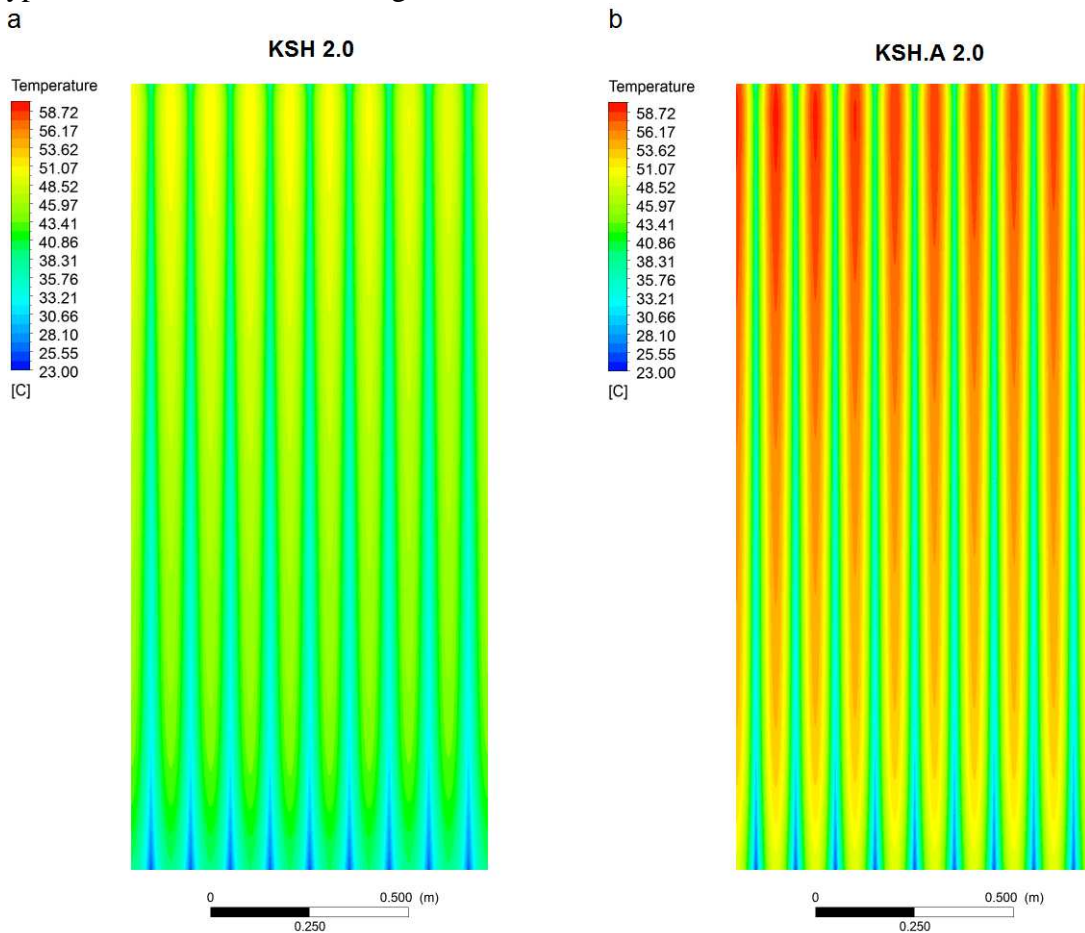
Zaobserwowano również, że materiał z jakiego wykonano absorber nie ma istotnego wpływu na nachylenie krzywej sprawności cieplnej (Rys. 5.). Oba badane kolektory słoneczne wyposażono w identyczną izolację termiczną układu absorbera, co skutkuje uzyskaniem podobnych wartości współczynników strat a_1 i a_2 .

Tab. 4. Zestawienie wyników pomiarów charakterystyki cieplnej kolektorów.

Kolektor	Parametr			
	η_0	a_1	a_2	R^2
KSH 2.0 (Cu)	0,798	2,66	0,03	0,99
KSH.A 2.0 (Al)	0,768	2,67	0,03	0,99

Źródło: Opracowanie własne.

Uzyskane wyniki badań numerycznych są w dostatecznej korelacji z badaniami polowymi. Zastosowane modele potwierdzają fakt uzyskania wyższej skuteczności odprowadzania ciepła w przypadku absorbera miedzianego, co potwierdza fakt powstania niższych temperatur niż w przypadku absorbera aluminiowego. Średnia temperatura absorbera miedzianego, otrzymana z obliczeń numerycznych wyniosła 42,5 [°C], a w przypadku absorbera aluminiowego 48,1 [°C].



Rys. 6. Rozkład temperatur na powierzchni płyty pochłaniającej dla kolektorów słonecznych a - KSH 2.0 (absorber miedziany) i b - KSH.A 2.0 (absorber aluminiowy) firmy KOSPEL S.A.

Źródło: Opracowanie własne

PODSUMOWANIE

Z prezentowanych wyników badań można wnioskować, że kolektory wyposażone w aluminiowe absorbery uzyskują niższą sprawność cieplną od swoich odpowiedników z miedzianymi absorberami. Warto jednak zwrócić uwagę na to, że w przypadku najczęściej spotykanych kolektorów słonecznych o powierzchni 2 m² jest to różnica na poziomie 4 – 5%. Tak nieznaczna różnica sprawności cieplnej może być, dla znacznej części użytkowników nie odczuwalna, a po uwzględnieniu kryterium ceny może okazać się, że zastosowanie kolektorów z absorberami aluminiowymi jest bardziej opłacalne.

BIBLIOGRAFIA

1. Duffie J.A., Beckman W.A., *Solar engineering of thermal processes, second ed.* Wiley Interscience, New-York 1991. 268-272.
2. EISENMANN W., VAJEN K., ACKERMAN H., *On the correlation between collector efficiency factor and material content of parallel flow flat-plate solar collector.* Solar Energy 76 (2004) 381-387.
3. Fluent 6.3, Fluent Inc., Cavendish Court Lebanon, NH, 03766, USA
4. Fluent user's guide, Volume I - III.
5. Gogół W., *Konwersja termiczna energii promieniowania słonecznego w warunkach krajowych.* PAN. Warszawa 1993.
6. Pluta Z., *Podstawy teoretyczne fototermicznej konwersji energii słonecznej.* Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2006.
7. Wiśniewski G., Gołębiowski S., Gryciuk M., Kurowski K., Więcka A., *Kolektory słoneczne. Energia słoneczna w mieszkalnictwie, hotelarstwie i drobnym przemyśle.* MEDIUM, Warszawa 2008.

THE CORRELATIONS BETWEEN ABSORBERS PROPERTIES AND EFFICIENCY OF FLAT PLATE SOLAR COLLECTORS

Abstract

Paper presents the comparison of thermal efficiency of solar collectors with copper and aluminum absorbers. CFD results of temperature distribution on copper and aluminum absorber surface have been shown in order to explain the influence of thermal conductivity coefficient on solar collector efficiency.

Autorzy:

prof. dr hab. inż. Tomasz Krzyżyński – Politechnika Koszalińska, Instytut Technologii i Edukacji, Zakład Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej

e-mail: tomasz.krzyzynski@tu.koszalin.pl

dr inż. Andrzej Błazejewski – Politechnika Koszalińska, Instytut Technologii i Edukacji, Zakład Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej

e-mail: andrzej.blazejewski@tu.koszalin.pl

mgr inż. Kazimierz Kamiński – Politechnika Koszalińska, Instytut Technologii i Edukacji, Zakład Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej

e-mail: kazimierz.kaminski@tu.koszalin.pl