

doc. dr Wiesław Gogół
mgr inż. Olgierd Skonieczny
mgr inż. Ludwik Zakrzewski

Instytut Techniki Ciepłej
Politechniki Warszawskiej

NIKTÓRE ZAGADNIENIA WYMIANY CIEPŁA W KOLEKTORACH ENERGII PROMIENIOWANIA SŁONECZNEGO

W pracy przedstawiono podstawowe problemy wymiany ciepła występujące w najczęściej stosowanych kolektorach energii promieniowania słonecznego. Podano krótki przegląd rodzajów kolektorów i możliwości ich zastosowania; do rozważań zagadnień wymiany ciepła wybrano jako reprezentatywne kolektor płytowy i kolektor skupiający paraboliczny z absorberem cylindrycznym o przekroju kołowym. Dla tych dwóch rodzajów kolektorów przedstawiono różne sposoby bilansów cieplnych oraz analizę procesów złożonej wymiany ciepła na drodze promieniowania, konwekcji i przewodzenia. Omówiono wpływ zjawisk wymiany ciepła na moc cieplną i sprawność kolektorów zwracając szczególną uwagę na procesy termiczne, związane z optyką geometryczną i właściwościami stosowanych materiałów.

Ważniejsze oznaczenia

- a - absorbcyjność
- A - pole powierzchni
- c - ciepło właściwe
- C - koncentracja promieniowania
- D - średnica
- F - ogniskowa
- g - przyspieszenie ziemskie
- Gr - liczba Grashofa

- I - natężenie promieniowania słonecznego
- k - współczynnik przenikania ciepła
- L - długość
- \dot{m} - wydatek masowy
- n - współczynnik załamania światła
- N - moc
- Nu - liczba Nusselta
- Pr - liczba Prandtla
- q - strumień cieplny
- \dot{Q} - ilość ciepła
- r - refleksyjność
- r - promień
- R - opór cieplny
- s - grubość
- t - czas
- T - temperatura
- U - współczynnik strat cieplnych z kolektora
- v - prędkość
- \dot{V} - wydatek objętościowy
- x, y, z - współrzędne
- α - współczynnik przejmowania ciepła
- α_r - zastępczy współczynnik przejmowania ciepła przez promieniowanie
- δ - współczynnik kształtu
- δ - deklinacja
- δ_s - półkąąt pod, którym widać tarczę słoneczną z Ziemi
- ϵ - emisyjność
- η - sprawność
- ν - kąt nachylenia powierzchni kolektora do poziomu
- θ - kąt pomiędzy wiązką padających promieni słonecznych a normalną do powierzchni kolektora lub apertury
- λ - przewodność cieplna
- ρ - gęstość
- σ_0 - stała promieniowania (stała Stefana - Boltzmann)
- τ - transmisyjność
- ϕ - kąt pomiędzy osią koncentratora a odbitą wiązką promieni w jego ognisku
- ω - kąt godzinny

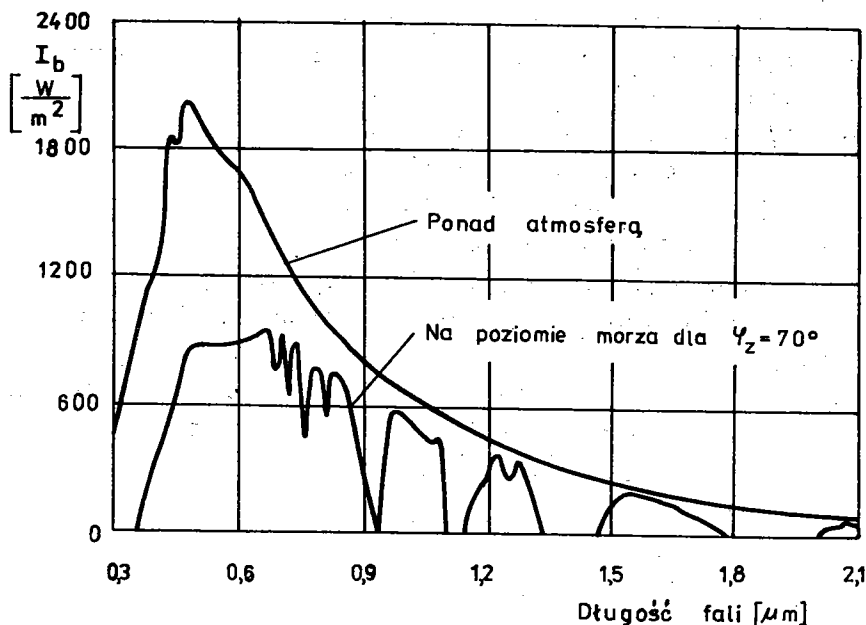
Wykaz indeksów

- a - wielkość odnosząca się do absorbera
- ap - wielkość odnosząca się do apertury
- b - wielkość odnosząca się do promieniowania słonecznego bezpośredniego
- f - wielkość odnosząca się do płynu
- iz - wielkość odnosząca się do izolacji
- k - wielkość odnosząca się do kolektora
- ot - wielkość odnosząca się do otoczenia
- p - wielkość odnosząca się do płyty pokrywającej
- r - wielkość odnosząca się do promieniowania słonecznego rozproszonego
- s - wielkość odnosząca się do źródła promieniowania (Słońca)
- u - wielkość odnosząca się do wartości użytecznej
- w - wielkość odnosząca się do ścianki

1. WSTĘP

Zapasy znanych surowców energetycznych na Ziemi są ograniczone i z biegiem czasu ulegają wyczerpywaniu. Jednocześnie zużycie energii wzrasta; dlatego też poszukiwanie niekonwencjonalnych źródeł energii staje się koniecznością. Jednym z nich może być energia słoneczna. Przez energię słoneczną należy tu rozumieć energię użyteczną, uzyskiwaną z promieniowania słonecznego. Ilość tego promieniowania jest znaczna; w ciągu sekundy płaszczyzna o powierzchni 1 m^2 , ustawiona poza atmosferą Ziemi prostopadle do kierunku promieniowania, w odległości od Słońca równej jednostce astronomicznej, otrzymuje 1353 J energii [51]. Widmo słoneczne obejmuje długości fal od 1 \AA i mniejszych do 100 m i większych; jednakże 99% energii promieniowania przypada na fale o długości od $0,276 \text{ \mu m}$ do $4,96 \text{ \mu m}$, a więc na fale z bliskiego ultrafioletu, widzialne i z bliskiej podczerwieni [51]. Na skutek zjawisk pochłaniania i rozpraszania w atmosferze, zachodzących nawet przy

bezchmurnej pogodzie, do powierzchni Ziemi dociera promieniowanie o mniejszym natężeniu i zmienionym widmie. Na rys.1 przedstawiono widmo promieniowania słonecznego ponad atmosfere-

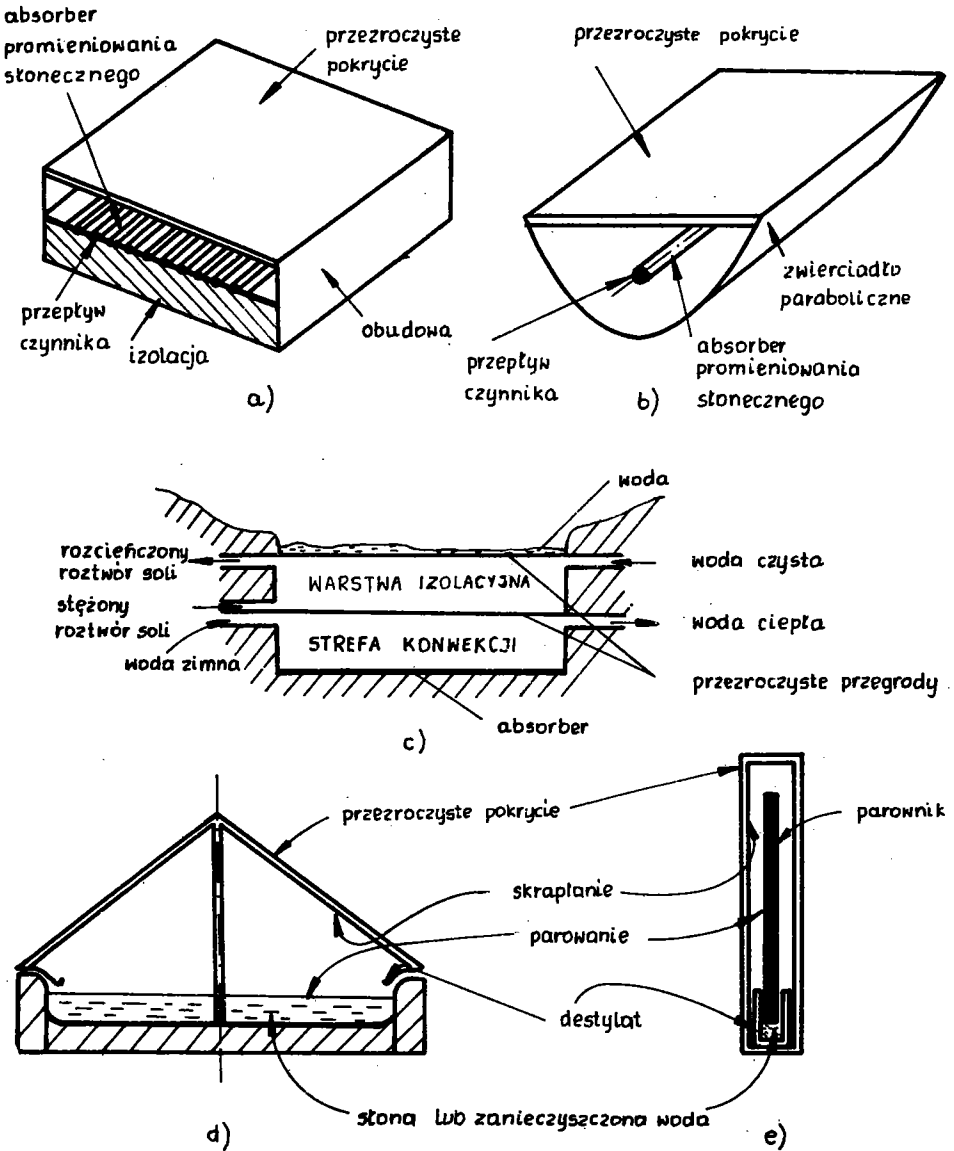


Rys.1. Widmo promieniowania słonecznego [2]

ją oraz na poziomie morza, gdy kierunek promieni słonecznych odchylony jest od zenitu o kąt $\gamma_z = 70^\circ$. Pochłanianie promieniowania w atmosferze następuje przede wszystkim na skutek obecności pary wodnej, dwutlenku węgla oraz pyłu [11], [28].

Promieniowanie słoneczne docierające do Ziemi może być przetwarzane na różne formy energii użytecznej; między innymi może być zamieniane na energię cieplną. Przemiana ta może zachodzić w specjalnych urządzeniach - nazywanych kolektorami - absorbujących promieniowanie słoneczne i następnie w różny sposób oddających zaabsorbowaną energię.

Istnieje wiele różnych typów kolektorów słonecznych. Niektóre z nich są przedstawione na rys.2. Najbardziej znanymi i najczęściej wykorzystywanymi są kolektor płaski (flat - plate collector), przedstawiony na rys.2a i kolektor skupiający (focusing collector) przedstawiony na rys.2b. Bardzo specyficznym typem kolektora jest słoneczny staw (solar pond) [40]



Rys.2. Przykłady kolektorów słonecznych [2], [9], [17], [40], [57]: a) kolektor płytowy, b) kolektor skupiający ze zwierciadłem parabolicznym, c) słoneczny staw, d) destylarka pozioma, e) destylarka pionowa

przedstawiony na rys.2c. Słoneczny staw jest kolektorem zdolnym również do magazynowania dużej ilości absorbowanego ciepła. W celu zminimalizowania strat cieplnych do otoczenia, w części czynnika odbierającej ciepło, konwekcja swobodna cieczy tłumiona jest przez sztucznie wytworzony gradient stężenia roztworu soli [40]. Innym typem kolektora jest urządzenie przeznaczone do odsalania wody morskiej lub oczyszczania ścieków [9], [17]. Urządzenie tego typu (destylarka) może być poziome (rys.2d) lub pionowe (rys.2e). W destylarkach promieniowanie słoneczne absorbowane jest w zaczernionym dnie lub parowniku. Ciepło oddawane słonej lub zanieczyszczonej wodzie powoduje jej odparowanie. Para skrapla się na wewnętrznej powierzchni przezroczystych pokryw destylarek a skropliny spływają po nich do kanałów, z których są odbierane na zewnątrz.

Procesy wymiany ciepła w kolektorach słonecznych są bardzo różnorodne, często charakterystyczne dla danego typu urządzenia; dlatego też w niniejszej pracy ograniczono się do przedstawienia niektórych zagadnień wymiany ciepła występujących na ogół tylko w kolektorach płaskich i skupiających^{*)}. Poznanie tych procesów posiada bardzo duże znaczenie dla właściwej oceny ilości uzyskiwanego ciepła w różnych warunkach meteorologicznych i przy różnorodnej konstrukcji urządzeń, a więc dla właściwej oceny opłacalności produkcji i eksploatacji kolektorów.

*) Intensywny rozwój heliotechniki obserwuje się dopiero w ostatnich latach. Istnieje bardzo wiele opracowań związanych z możliwościami wykorzystywania energii słonecznej; są to zwykle prace publikowane w czasopiśmie (głównie "Solar Energy" i "Gelotechnika"). Natomiast niewiele jest syntetycznych opracowań ujmujących zwłaszcza w szerszym zakresie zagadnienia wymiany ciepła. Jedną z najlepszych publikacji jest książka Duffie go i Beckmana "Solar Energy - Thermal Processes"; praca ta jest też najczęściej przytaczana w niniejszym opracowaniu.

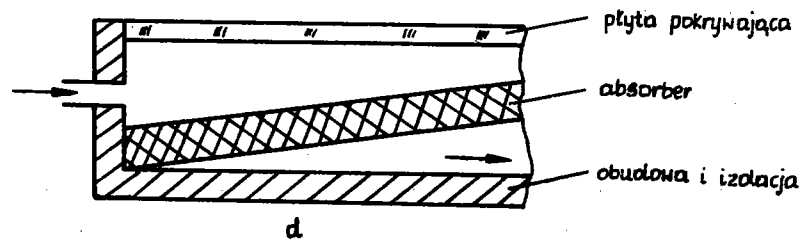
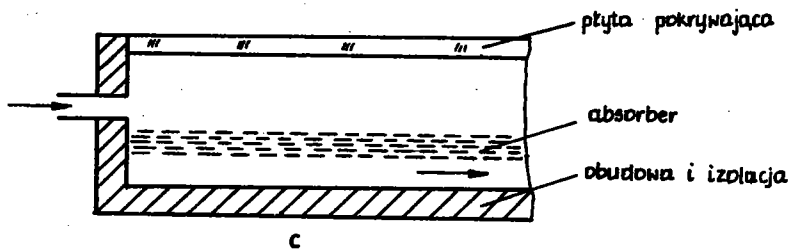
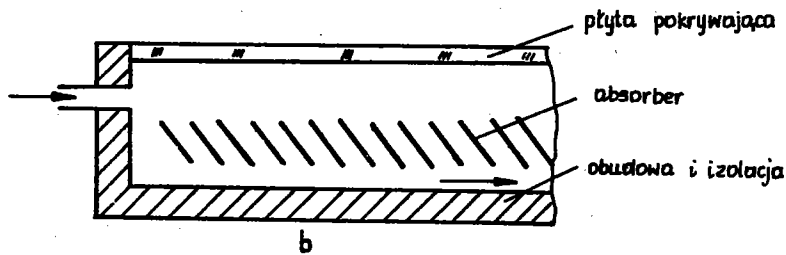
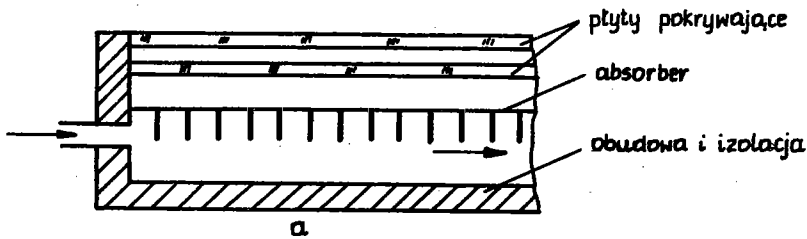
2. KOLEKTORY PŁYTOWE

2.1. OGÓLNA CHARAKTERYSTYKA KOLEKTORÓW PŁASKICH

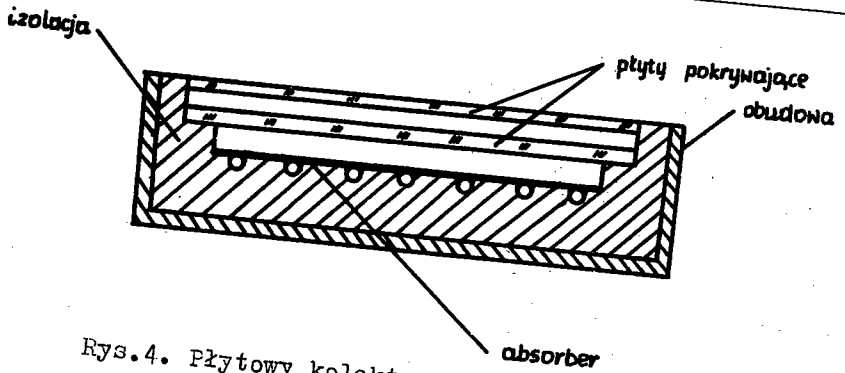
Kolektory słoneczne stanowią aktualnie najczęściej używaną grupę urządzeń pozwalających na wykorzystanie energii promieniowania słonecznego. W przypadku kolektorów płaskich powierzchnia absorbująca jest równa powierzchni "wychwytywającej" promieniowanie. W urządzeniach tych temperatura czynnika osiąga niezbyt wysokie wartości ($90 + 120^{\circ}\text{C}$). Kolektory płaskie umożliwiają wykorzystanie zarówno promieniowania słonecznego bezpośredniego, jak i rozproszonego. Jednocześnie nie muszą być skierowane w jakiś szczególny sposób w stosunku do promieniowania słonecznego, co jest konieczne na przykład w przypadku kolektorów skupiających. Kolektory płaskie odznaczają się ponadto prostą budową i łatwą konserwacją. Przykłady kolektorów płaskich przedstawiono na rys.3. Najważniejszy element każdego z tych urządzeń stanowi absorber, którego zadaniem jest pochłanianie promieniowania słonecznego oraz oddawanie ciepła do kontaktującego się z nim płynu. W celu zmniejszenia strat cieplnych oraz ochrony absorbera przed zapyleniem umieszcza się nad nim jedną lub kilka przezroczystych płyt (płyt pokrywających); pod absorberem umieszczana jest izolacja cieplna.

Odmiennej rodzaj kolektora opisują Minardi i Chuang [35]; promieniowanie słoneczne pochłania w nim zabarwiony na czarno czynnik, podczas gdy absorber wykonany jest z przezroczystego tworzywa sztucznego lub szkła.

Wśród kolektorów płaskich najczęściej stosowaną grupę stanowią kolektory płytowe.



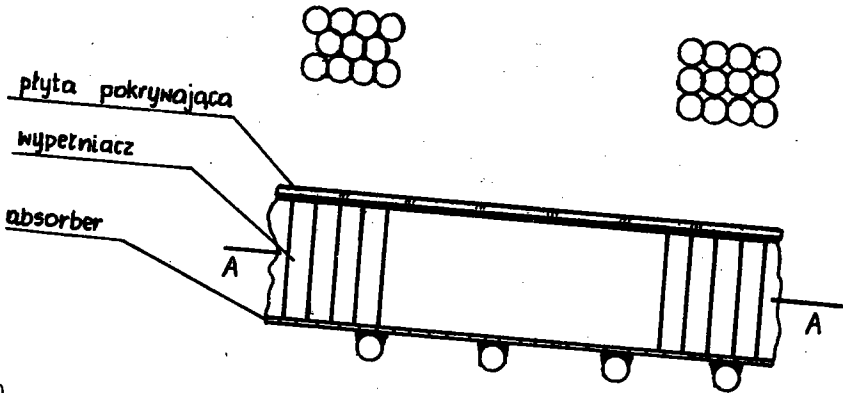
Rys.3. Przykłady płaskich kolektorów energii słonecznej [34], [61]. Absorbery urządzeń wykonano w postaci: a) płyty uźebrowanej, b) szeregu równoległych płytek, c) kilku warstw siatki, d) porowatej warstwy przepuszczającej płyn



Rys.4. Płytowy kolektor energii słonecznej

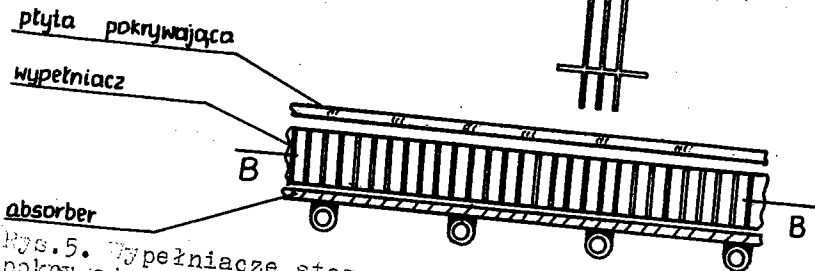
a)

A - A



b)

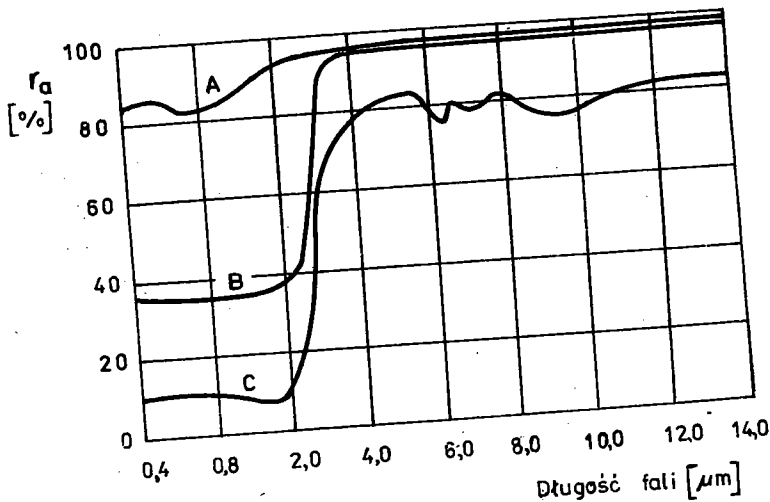
B - B



Rys.5. Wypełniacze stosowane między absorberem a płytą pokrywającą w celu zmniejszenia konwekcyjnych strat ciepłych [6], [13]

znego i niską emisyjnością w zakresie fal podczerwonych.

Powierzchnia blachy aluminiowej powleczonej czarnymi tlenkami nikielu posiada absorbcyjność $a = 0,85 \div 0,93$, podczas gdy jej emisyjność wynosi $\varepsilon = 0,06 \div 0,1$, czyli można uzyskać stosunek $a/\varepsilon = 8,5 \div 15,5$ [2]. Powierzchnia molibdenu powleczonej warstwą $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Mo} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Mo} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Mo} - \text{Al}_2\text{O}_3$ posiada $a = 0,91$, $\varepsilon = 0,085$, czyli $a/\varepsilon = 11$ [11]. Pokrycia złożone z dwóch warstw "czarnego" nikielu (black nickel, NiS - ZnS) o grubości 10^{-5} cm każda, powleczonej na warstwie nikielu o grubości 10^{-3} cm charakteryzuje $a = 0,96$, $\varepsilon = 0,07$, czyli $a/\varepsilon = 14$ [46]. Wpływ pokrycia aluminiowej płyty siarczkiem ołowiu PbS na zmniejszenie refleksyjności powierzchni w zakresie promieniowania widzialnego, przedstawiony jest na rys. 7.



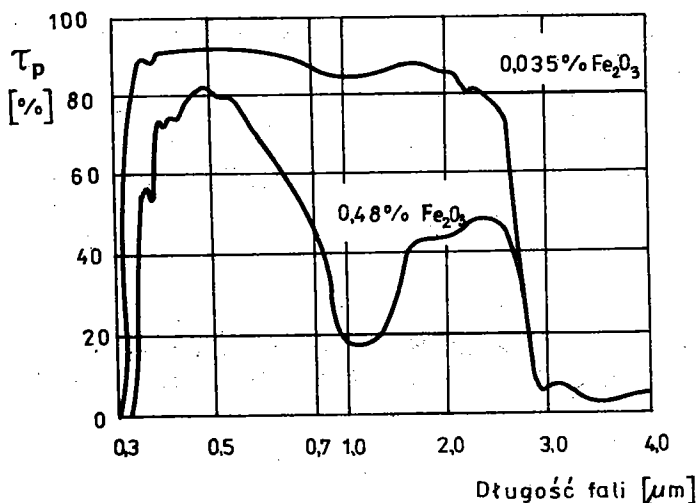
Rys. 7. Spektralna refleksyjność warstwy PbS powlekającej aluminium [11]: A - refleksyjność powierzchni aluminium (99,99% Al), B - refleksyjność powierzchni aluminium pokrytego warstwą PbS w ilości $0,68 \text{ mg/cm}^2$, C - refleksyjność powierzchni aluminium pokrytego warstwą kryształów dendrytycznych PbS o wysokości $0,1 \mu\text{m}$ ($0,67 \text{ mg/cm}^2$). Uwaga: Na osi odciętych w punkcie odpowiadającym długości fali $1 \mu\text{m}$ następuje zmiana skali

Bardziej obszerne dane dotyczące pokryć absorberów można znaleźć w [2], [4], [10], [11], [33], [34], natomiast metody doświadczalnego wyznaczania emisyjności w pracach [23], [24].

2.2.2. PŁYTA POKRYWAJĄCA

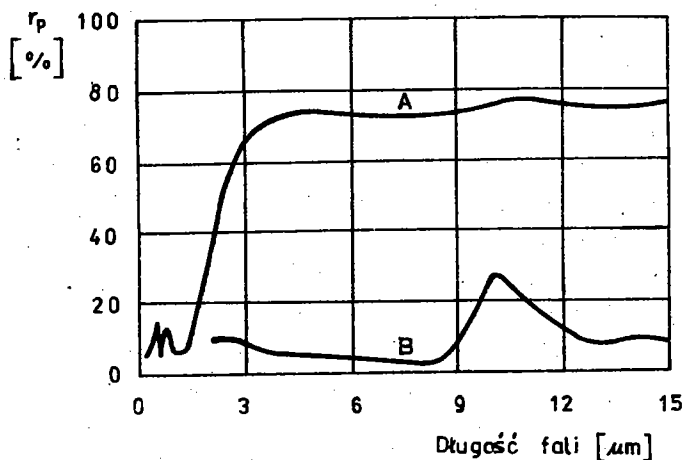
Płyty pokrywające wykonuje się ze szkła lub tworzyw sztucznych. Tworzywa sztuczne są na ogół znacznie gorszymi materiałami konstrukcyjnymi; trwałość ich jest mniejsza a straty ciepłne przez promieniowanie większe [46], [56]. Również plastikowa powierzchnia szybciej niż szklana pokrywa się pyłem zawartym w atmosferze na skutek przyciągania elektrostatycznego [16]. Płytę pokrywającą powinna charakteryzować przezroczystość dla promieniowania słonecznego i nieprzezroczystość dla promieni podczerwonych, emitowanych przez powierzchnię absorbera. Właściwości te można uzyskać poprzez:

- stosowanie odpowiednich domieszek przy produkcji szkła; na przykład zmiana zawartości Fe_2O_3 silnie wpływa na transmisyjność (zdolność przepuszczania) szkła (rys.8) [61].



Rys.8. Wpływ zawartości Fe_2O_3 na transmisyjność szkła [61]. U w a g a : Na osi odciętych w punkcie odpowiadającym długości fali $0,7 \mu\text{m}$ następuje zmiana skali.

- powlekanie powierzchni płyty pokrywającej różnymi związkami chemicznymi, na przykład tlenkiem cynowym lub fluorkiem magnezu. Na rys.9 przedstawiono refleksyjność szyby o grubości 2,54 mm nie powleczonej (B) i powleczonej warstwą tlenku cynowego (A) [19].



Rys.9. Wpływ pokrycia szyby warstwą tlenku cynowego na jej refleksyjność [19]

Hsieh i Coldwey [22] podjęli próbę teoretycznego znalezienia transmisyjności, refleksyjności i emisyjności pojedynczej płyty pokrywającej oraz układu złożonego z dwóch płyt powleczonych warstwami dowolnego związku chemicznego; badania ich miały na celu ocenę możliwości przewidywania właściwości płyt pokrywających.

2.3. PROCESY WYMIANY CIEPŁA W KOLEKTORACH PŁYTOWYCH [5], [11], [21]

Procesy wymiany ciepła w płytowych kolektorach energii słonecznej są złożone; dlatego też próba teoretycznego opracowania niektórych z tych zagadnień wymaga wprowadzenia pewnych założeń upraszczających. W praktycznych zastosowaniach skomplikowane wyniki teoretycznych rozważań zastępuje się czę-

sto wzorami i wykresami empirycznymi, pozwalającymi w znacznie prostszy sposób określić parametry pracy kolektora.

Rozważane będą procesy wymiany ciepła w kolektorze podobnym do tego, którego schemat przedstawiony jest na rys.4 (trzy płyty pokrywające) i posiadającym absorber o budowie jak na rys.6a.

Zależności pozwalające na wyznaczenie parametrów pracy kolektorów płaskich o innych geometriach podane są w [11]. Szczegółową analizę procesów cieplnych kolektora z absorberem serpentynowym (rys.6e) przytacza Abbel - Khalik [1].

Rozważone będą jedynie stany ustalone pracy kolektora; stany nieustalone opisano częściowo w [11], [37], [53].

2.3.1. BILANS CIEPLNY KOLEKTORA

Założenia:

- kolektor pracuje w stanie ustalonym,
- powierzchnia zajmowana przez kanały zbiorcze jest pomijalnie mała w porównaniu z powierzchnią absorbera,
- czynnik przepływa przez wszystkie kanały absorbera z jednakową prędkością,
- absorbcyjność płyt pokrywających jest pomijalnie mała tylko w stosunku do promieniowania słonecznego,
- wymiana ciepła przez płyty pokrywające zachodzi jedynie w kierunku prostopadłym do powierzchni kolektora,
- gradient temperatury w płycie pokrywającej nie istnieje,
- wymiana ciepła przez izolację pod absorberem zachodzi jedynie w kierunku prostopadłym do powierzchni kolektora,
- nieboskłon można traktować jako ciało doskonale czarne,
- nie istnieją gradienty temperatury w poprzecznym przekroju rury absorbera,
- gradienty temperatury w płycie absorbera wzdłuż kierunku przepływu czynnika i w kierunku do niego prostopadłym można traktować niezależnie,
- właściwości cieplne materiałów nie zależą od temperatury,
- temperatura otoczenia nad i pod kolektorem jest jednakowa,

- zanieczyszczenie kolektora jest pomijalnie małe,
- zacinienie absorbera jest pomijalne.

Przy tych założeniach bilans cieplny kolektora przedstawia się następująco

$$A_k \left[(q_k^{a_{ef}})_b + (q_k^{a_{ef}})_r \right] = N_k + \dot{Q}_{str}, \quad (1)$$

gdzie:

- q_k - strumień cieplny promieniowania słonecznego, padającego na kolektor,
- a_{ef} - efektywna absorbcyjność kolektora nie uwzględniająca pochłaniania promieniowania przez płyty pokrywające,
- \dot{Q}_{str} - ilość ciepła tracona z kolektora.

2.3.2. WSPÓŁCZYNNIK STRAT CIEPLNYCH Z KOLEKTORA

W celu uwzględnienia strat cieplnych z kolektora do otoczenia słuszne wydaje się wprowadzenie analogicznych współczynników, jak w wymianie ciepła do określenia strumienia cieplnego. Podobnie jak z podstawowych równań: $q = \alpha \Delta T$, $q = -\lambda \Delta T$ i $q = k \Delta T$ można określić α , λ i k , tak z równania

$$\dot{Q}_{str} = U_k \Delta T A_k, \quad (2)$$

gdzie ΔT - różnica średniej temperatury absorbera i otoczenia ($T_a - T_{ot}$),

można określić współczynnik strat cieplnych z kolektora U_k .

Ten sposób postępowania pozwala ująć syntetycznie straty cieplne z kolektora słonecznego jako całości; oczywiście możliwe byłoby również wyznaczenie tych strat przez analizę wszystkich zjawisk wymiany ciepła, występujących w kolektorze i określenie w ten sposób strat z samej płyty absorbera. Użycie współczynnika strat cieplnych z kolektora U_k przenosi trudność określenia zjawisk wymiany ciepła na określenie współczynnika U_k .

W celu wyznaczenia współczynnika całkowitych strat ciepłych, kolektor o trzech płytach pokrywających można zastąpić układem oporów cieplnych pokazanym na rys.10.

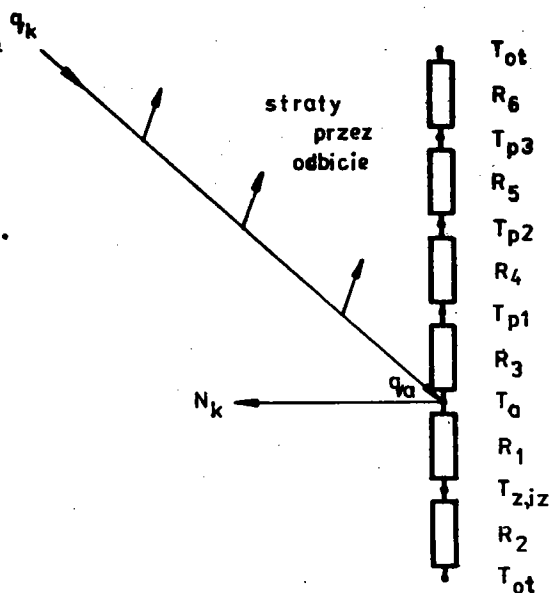
Opór R_1 , reprezentujący opór cieplny przewodzenia przez warstwę izolacji, jest znacznie większy od oporu R_2 , reprezentującego cieplny opór konwekcyjny i promienisty między izolacją a otoczeniem; współczynnik strat ciepłych przez izolację kolektora U_{iz} można zatem wyrazić zależnością (przy pominięciu oporu R_2)

$$U_{iz} = \frac{1}{R_1} = \frac{\lambda_{iz}}{s_{iz}}. \quad (3)$$

Współczynnik strat ciepłych przez płyty pokrywające otrzymuje się w wyniku rozważenia jednoczesnej wymiany ciepła przez konwekcję i promieniowanie między równoległymi płaszczyznami. Strumień ciepły strat przez płyty pokrywające $q_{str,p}$ wyrazić można zależnością [11] *)

$$q_{str,p} = \alpha_{a \rightarrow p1} (T_a - T_{p1}) + \frac{\epsilon_o (T_a^4 - T_{p1}^4)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_a} - 1}. \quad (4)$$

*) Założenia przyjęte w [11] mogą być dyskusyjne.



Rys.10. Model cieplny kolektora [11]: q_k - strumień ciepły promieniowania słonecznego padającego na kolektor, q_a - strumień ciepły promieniowania słonecznego pochłanianego przez absorber, $T_{z,jz}$ - temperatura zewnętrznej powierzchni izolacji dna kolektora, $T_{p1} + T_{p3}$ - temperatury poszczególnych płyt pokrywających

Wprowadzając zastępczy współczynnik przejmowania ciepła przez promieniowanie między absorberem a wewnętrzną płytą pokrywającą α_{r1}

$$\alpha_{r1} = \frac{\sigma_0 (T_a + T_{p1}) (T_a^2 + T_{p1}^2)}{\frac{1}{\epsilon_a} + \frac{1}{\epsilon_p} - 1}, \quad (5)$$

otrzymuje się

$$q_{str,p} = (\alpha_{a \rightarrow p1} + \alpha_{r1}) (T_a - T_{p1}). \quad (6)$$

Opór cieplny między absorberem a wewnętrzną płytą pokrywającą R_3 można wówczas wyrazić wzorem

$$R_3 = \frac{1}{\alpha_{a \rightarrow p1} + \alpha_{r1}}. \quad (7)$$

W podobny sposób można otrzymać zależności na opory cieplne R_4 i R_5 pomiędzy pozostałymi płytami pokrywającymi. Współczynniki przejmowania ciepła $\alpha_{a \rightarrow p1}$, $\alpha_{p1 \rightarrow p2}$ i $\alpha_{p2 \rightarrow p3}$, występujące we wzorach na R_3 , R_4 i R_5 i uwzględniające wymianę ciepła między równoległymi płytami na drodze konwekcji swobodnej, można wyznaczyć ze wzorów kryterialnych (dla $Gr > 2 \cdot 10^5$)

$$Nu = \left[0,069 - 0,020 \left(\frac{\nu}{90} \right) \right] (Gr Pr)^{\frac{1}{3}} (Pr)^{0,074} \quad (8)$$

lub dla $Pr = 0,7$

$$Nu = \left[0,060 - 0,017 \left(\frac{\nu}{90} \right) \right] Gr^{\frac{1}{3}}, \quad (9)$$

przy czym kąt ν wyrażony jest w stopniach [11]; w liczbach podobieństwa wymiarem określającym jest odległość między równoległymi płaszczyznami; w liczbie Grashofa ΔT jest różnicą temperatur między tymi płaszczyznami.

U w a g a : współczynnik $\alpha_{a \rightarrow p1}$ uwzględnia łącznie współczynniki przejmowania ciepła między absorberem i powietrzem oraz między powietrzem i wewnętrzną płytą pokrywającą. Ten sam sens posiadają współczynniki $\alpha_{p1 \rightarrow p2}$ i $\alpha_{p2 \rightarrow p3}$.

Podobne zależności i wykresy, pozwalające wyznaczyć współczynnik przejmowania ciepła między równoległymi płaszczyznami w zależności od kąta nachylenia szczeliny powietrznej do poziomu, podane są w pracach [3], [11], [12], [49].

Zależność na opór R_6 między zewnętrzną płytą pokrywającą a otoczeniem ma tę samą postać co wzór (7) z tym, że konwekcyjny współczynnik przejmowania ciepła między płytą a otoczeniem ($\alpha_{p3 \rightarrow ot}$) jest funkcją prędkości wiatru i może być wyrażony wzorem [11], [25]

$$\alpha_{p3 \rightarrow ot} = 5,7 + 3,8 v, \quad (10)$$

gdzie prędkość wiatru jest wyrażona w [m/s], a współczynnik przejmowania ciepła w [W/m²K].

Inną postać zależności (10) przytaczają Eaton i Blum [12].

Zastępczy współczynnik przejmowania ciepła przez promieniowanie między zewnętrzną płytą pokrywającą a otoczeniem α_{r6} można wyrazić w postaci [11]

$$\alpha_{r6} = \varepsilon_p \varepsilon_o (T_{p3} + T_n) (T_{p3}^2 + T_n^2) \frac{T_{p3} - T_n}{T_{p3} - T_{ot}}, \quad (11)$$

gdzie

T_n - temperatura nieboskłonu.

W uproszczonych obliczeniach można przyjąć

$$T_n = T_{ot}. \quad (12)$$

Swinbank [11] uzależnia temperaturę nieboskłonu od temperatury otoczenia w następujący sposób

$$T_n = 0,0552 T_{ot}^{1,5}, \quad (13)$$

natomiast Whiller [11] przyjmuje, że

$$T_n = T_{ot} - 6. \quad (14)$$

W zależnościach (13) i (14) temperatury wyrażone są w [K].

Postać wzoru (11) różni się od postaci wzoru (5), ponieważ wymiana ciepła przez promieniowanie następuje między nieboskłonem a płytą pokrywającą o małych wymiarach w stosunku do wymiarów nieboskłonu [47].

Opór cieplny R_6 wyraża się więc wzorem

$$R_6 = \frac{1}{\alpha_{r6} + \alpha_{p3 \rightarrow ot}} \cdot \quad (15)$$

Ostatecznie dla kolektora o trzech płytach pokrywających współczynnik strat cieplnych przez płyty pokrywające (U_p) opisany jest zależnością

$$U_p = \frac{1}{R_3 + R_4 + R_5 + R_6} \cdot \quad (16)$$

Praktyczne obliczenie współczynnika U_p w sposób wyżej opisany jest bardzo trudne, gdyż temperatury poszczególnych płyt pokrywających zależą od konwekcyjnych i zastępczych współczynników przejmowania ciepła, te zaś od temperatur płyt. Z tego powodu najczęściej korzysta się z wykresów i wzorów empirycznych.

Jedną z takich zależności przytoczono w [25]

$$U_p = \frac{1}{\frac{K}{\frac{B}{T_a} \left(\frac{T_a - T_{ot}}{K+H} \right)^{0,33} + \frac{1}{\alpha_{p \rightarrow ot}}} + \frac{\epsilon_o (T_a^2 + T_{ot}^2) (T_a + T_{ot})}{\epsilon_a + 0,05K(1 - \epsilon_a) + \frac{2K+H-1}{\epsilon_p} - K}} \cdot \quad (17)$$

gdzie:

K - liczba płyt pokrywających w kolektorze,

B, H - współczynniki określone następującymi wzorami:

$$H = (1 - 0,04\alpha_{p \rightarrow ot} + 0,0005\alpha_{p \rightarrow ot}^2)(1 + 0,091 K), \quad (18)$$

$$B = 365,9 (1 - 0,00883\vartheta + 0,0001298\vartheta^2), \quad (19)$$

przy czym kąt ϑ wyrażony jest w stopniach,

$\alpha_{p \rightarrow ot}$ jest współczynnikiem przejmowania ciepła między zewnętrzną płytą pokrywającą i otoczeniem, określonym wzorem (10).

Zależność (17) jest słuszna zarówno dla selektywnych, jak i nieselektywnych pokryć absorberów.

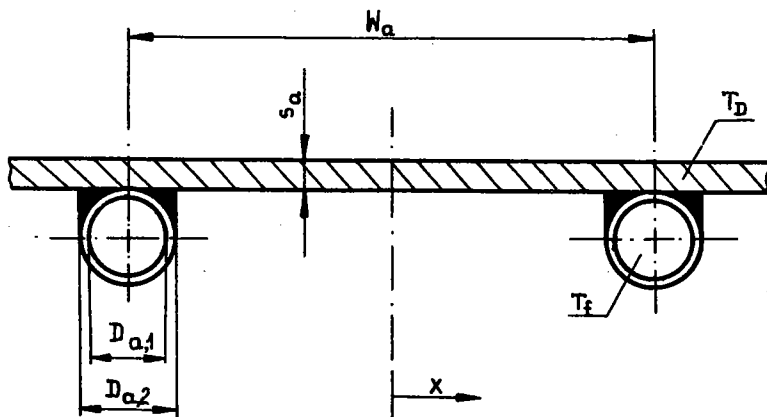
Odmianą postaci zależności pozwalającej obliczyć wartość U_p przytacza Duffie [11].

Ostatecznie więc współczynnik całkowitych strat ciepłych z kolektora U_k przy zaniedbaniu wymiany ciepła przez ścianki boczne równy jest sumie współczynników strat przez izolację i płyty pokrywające

$$U_k = U_p + U_{iz} \quad (20)$$

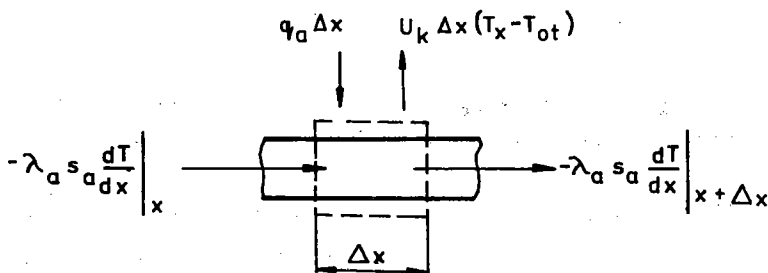
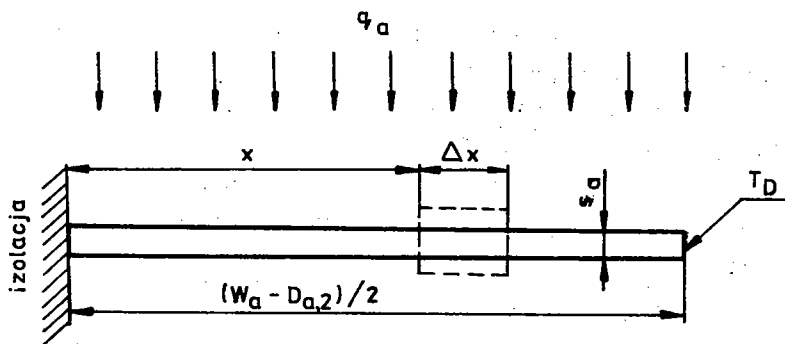
2.3.3. ROZKŁAD TEMPERATUR W PŁYTCIE ABSORBERA W KIERUNKU PROSTOPADŁYM DO PRZEPŁYWU CZYNNIKA

W celu określenia rozkładu temperatur w płycie absorbera można przyjąć, że absorber składa się z wielu żeber, których wymiary przedstawione są na rys.11.



Rys.11

Materiały, z których wykonuje się absorbery, są bardzo dobrymi przewodnikami ciepła, dlatego też gradient temperatury wzdłuż grubości płyty można zaniedbać. Zakładając, że temperatura płyty nad rurą absorbera jest równa T_D , oraz że strumień energii promieniowania słonecznego padającego na żebro wynosi q_a , bilans cieplny przyjmie postać (rys.12)



Rys.12. Bilans cieplny elementu żebra [11]

$$q_a \Delta x + U_k \Delta x (T_{ot} - T) + (-\lambda_a s_a \frac{dT}{dx}) \Big|_x - (-\lambda_a s_a \frac{dT}{dx}) \Big|_{x+\Delta x} = 0. \quad (21)$$

W przypadku płyt pokrywających, nie absorbujących promieniowania słonecznego

$$q_a = q_k^{a_{ef}}, \quad (22)$$

przy czym a_{ef} jest efektywną absorbcyjnością kolektora wyrażoną wzorem

$$a_{ef} = \frac{\tau_p a_a}{1 - (1 - a_a) r_{p,r}}, \quad (23)$$

gdzie:

- τ_p - transmisyjność systemu płyt pokrywających,
- $r_{p,r}$ - refleksyjność dyfuzyjna płyt pokrywających.

Metodę wyznaczania wielkości ζ_p i $r_{p,r}$, jak również sposób uwzględnienia absorbcyjności płyt pokrywających podano w [11], [21]. Po podzieleniu równania (21) przez Δx , przy założeniu, że $\Delta x \rightarrow 0$ otrzymano równanie różniczkowe

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{U_k}{\lambda_a s_a} \left(T - T_{ot} - \frac{q_a}{U_k} \right). \quad (24)$$

Rozwiązanie równania (24) z warunkami brzegowymi

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad (25)$$

i

$$T \Big|_{x = \frac{W_a - D_{a,2}}{2}} = T_D, \quad (26)$$

otrzymuje się w postaci [11], [42]

$$\frac{T - T_{ot} - \frac{q_a}{U_k}}{T_D - T_{ot} - \frac{q_a}{U_k}} = \frac{\cosh mx}{\cosh \frac{m(W_a - D_{a,2})}{2}}, \quad (27)$$

gdzie

$$m = \sqrt{\frac{U_k}{\lambda_a s_a}}.$$

Rozwiązanie zagadnienia (24), (25), (26) jest analogiczne do rozwiązania zagadnienia przewodzenia ciepła w żebrze prostym o stałym przekroju.

2.3.4. MOC CIEPLNA KOLEKTORA

Ilość ciepła (q'_1) przekazywaną z żebra o (jednostkowym wymiarze w kierunku przepływu) do czynnika, można wyznaczyć z prawa Fouriera

$$q'_1 = -\lambda_a s_a \frac{dT}{dx} \Big|_{x=\frac{W_a - D_{a,2}}{2}} = \frac{W_a - D_{a,2}}{2} \left[q_a - U_k (T_D - T_{ot}) \right] \cdot \frac{\operatorname{tg} h \frac{m(W_a - D_{a,2})}{2}}{\frac{m(W_a - D_{a,2})}{2}} \quad (29)$$

Czynnik odbiera również energię promieniowania padającego na te części płyty, które znajdują się nad rurami absorbera i posiadają temperaturę T_D . Ta ilość energii wynosi

$$q'_2 = D_{a,2} \left[q_a - U_k (T_D - T_{ot}) \right] \quad (30)$$

Przyjmując, że do czynnika znajdującego się w rurze absorbera o długości 1 m przekazywane jest ciepło z dwóch żeber, całkowita ilość energii gromadzonej w czynniku wynosi q'_u *)

$$q'_u = 2q'_1 + q'_2 = \left[(W_a - D_{a,2}) \eta_z + D_{a,2} \right] \left[q_a - U_k (T_D - T_{ot}) \right] \quad (31)$$

gdzie

η_z jest sprawnością żebra

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tgh} \frac{m(W_a - D_{a,2})}{2}}{\frac{m(W_a - D_{a,2})}{2}} \quad (32)$$

Równanie (31) zawiera niewiadomą temperaturę T_D ; temperaturę tę można wyznaczyć z następującej zależności

$$q'_u = \frac{T_D - T_f}{R_D} \quad (33)$$

gdzie

R_D jest oporem cieplnym między tą częścią płyty, która znajduje się nad rurą absorbera i ma temperaturę T_D , a czynnikiem o temperaturze T_f .

*) Oznaczenie q'_u w odróżnieniu od q_u w kolektorach skupiających.

Opór R_D składa się z oporu cieplnego spoiny łączącej rurę z płytą, który można wyrazić następująco

$$R'_D = \frac{s_{sp}}{\lambda_{sp} l_{sp}}, \quad (34)$$

gdzie:

- s_{sp} - średnia grubość spoiny (należy do niej doliczyć grubość ścianki rury),
- λ_{sp} - przewodność cieplna spoiny i ścianki rury (efektywna),
- l_{sp} - długość spoiny na jednostkę długości absorbera oraz oporu cieplnego między ścianką rury a czynnikiem

$$R''_D = \frac{1}{\alpha_{a \rightarrow f} \pi D_{a,1}}, \quad (35)$$

gdzie:

- $\alpha_{a \rightarrow f}$ - współczynnik przejmowania ciepła między ścianką rury a czynnikiem,
 - $D_{a,1}$ - wewnętrzna średnica rury.
- Ilość energii gromadzonej w czynniku znajdującym się w rurze o długości 1 m wynosi więc

$$q'_u = \frac{T_D - T_f}{\frac{1}{\alpha_{a \rightarrow f} \pi D_{a,1}} + \frac{s_{sp}}{\lambda_{sp} l_{sp}}}. \quad (36)$$

Rozwiązując układ równań (31) i (36) ze względu na q'_u otrzymano

$$q'_u = W_a \eta' \left[q_a - U_k (T_f - T_{ot}) \right], \quad (37)$$

gdzie

$$\eta' = \frac{1}{U_k} \cdot \frac{1}{W_a \left[\frac{1}{U_k [D_{a,2} + (W_a - D_{a,2}) \eta'_z]} + \frac{s_{sp}}{\lambda_{sp} l_{sp}} + \frac{1}{\pi D_{a,1} \alpha_{a \rightarrow f}} \right]}. \quad (38)$$

Współczynnik η' posiada sens sprawności kolektora ^{*)}, gdyż wzór (37) można zapisać jako stosunek dwu ilości energii

$$\eta' = \frac{\text{ilość energii zgromadzonej przez rzeczywisty kolektor}}{\left(\begin{array}{l} \text{ilość energii zgromadzonej przez kolektor, którego ab-} \\ \text{sorber posiada temperaturę identyczną w każdym punk-} \\ \text{cie i równą średniej temperaturze czynnika} \end{array} \right)}$$

Moc cieplną kolektora przez analogię do równania (37) można wyrazić w postaci

$$N_k = A_k \dot{m}_1 c_f (T_{f2} - T_{f1}) = A_k \eta_R \left[q_a - U_k (T_{f1} - T_{ot}) \right] \quad (39)$$

gdzie:

\dot{m}_1 - wydatek masowy czynnika odniesiony do 1 m² kolektora,

T_{f1} - temperatura czynnika na wlocie do kolektora,

T_{f2} - temperatura czynnika na wylocie z kolektora.

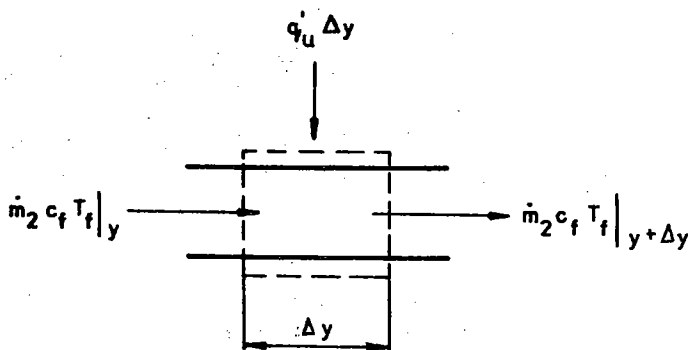
Współczynnik η_R można również traktować jako sprawność kolektora

$$\eta_R = \frac{\text{ilość energii zgromadzonej przez rzeczywisty kolektor}}{\left(\begin{array}{l} \text{ilość energii zgromadzonej przez kolektor, którego} \\ \text{cały absorber posiada temperaturę równą temperaturze} \\ \text{czynnika na wlocie} \end{array} \right)}$$

2.3.5. ROZKŁAD TEMPERATURY CZYNNIKA W KIERUNKU PRZEPŁYWU

Bilans energetyczny elementu czynnika można zapisać w postaci (rys.13)

*) Współczynnikom η' i η_R występującym we wzorach (37), (38), (39) i (44) przypisywany jest często [5], [11] sens pewnej sprawności kolektora, na który zwrócono tutaj szczególną uwagę. Sprawność kolektora zdefiniowana jest wyrażeniem (49) i może być również różnie interpretowana w zależności od przyjętych granic całkowania. Należy podkreślić, że dla różnych typów kolektorów w literaturze stosowane jest obecnie wiele określeń mających sens sprawności; na przykład sprawność kolektora skupiającego zdefiniowana jest wyrażeniem (103).



Rys.13. Bilans cieplny elementu czynnika [11]

$$\dot{m}_2 c_f T_f \Big|_y - \dot{m}_2 c_f T_f \Big|_{y+\Delta y} + \Delta y q'_u = 0, \quad (40)$$

gdzie

\dot{m}_2 - wydatek masowy czynnika przepływającego przez 1 kanał.

Dzieląc równanie (40) przez Δy przy założeniu, że $\Delta y \rightarrow 0$ oraz wykorzystując równanie (37) otrzymano równanie różniczkowe

$$\dot{m}_2 c_f \frac{dT_f}{dy} - W_a \eta' \left[q_a - U_k (T_f - T_{ot}) \right] = 0, \quad (41)$$

które po rozwiązaniu, przy warunku brzegowym

$$T_f \Big|_{y=0} = T_{f1} \quad (42)$$

pozwala określić T_f

$$\frac{T_f - T_{ot} - \frac{q_a}{U_k}}{T_{f1} - T_{ot} - \frac{q_a}{U_k}} = \exp \left(- \frac{U_k W_a \eta' y}{\dot{m}_2 c_f} \right). \quad (43)$$

Równanie (43) może być wykorzystane do wyznaczenia wartości współczynnika η_R . Po przekształceniu zależności (39) przy użyciu tego równania otrzymano

$$\eta_R = \frac{\dot{m}_1 c_f}{U_k} \left[1 - \exp \left(-\frac{U_k \eta'}{\dot{m}_1 c_f} \right) \right]. \quad (44)$$

Wydaje się, że zależności (39) i (44) mogą być najczęściej używane w praktyce inżynierskiej.

2.3.6. ŚREDNIA TEMPERATURA CZYNNIKA ŚREDNIA TEMPERATURA ABSORBERA

W celu obliczenia mocy cieplnej kolektora, rozkładu temperatury w płycie absorbera i temperatury czynnika, niezbędną jest znajomość wartości współczynnika całkowitych strat cieplnych, który jest funkcją średniej temperatury absorbera. Aby ją wyznaczyć, najpierw należy określić średnią temperaturę czynnika

$$\bar{T}_f = \frac{1}{L_a} \int_0^{L_a} T_f dy, \quad (45)$$

gdzie

L_a jest długością rury (absorbera).

W celu wyznaczenia temperatury \bar{T}_f rozwiązano całkę (45) przy użyciu równań (39) i (44)

$$\bar{T}_f = T_{f1} + \frac{N_k}{U_k \eta_R A_k} \left(1 - \frac{\eta_R}{\eta'} \right). \quad (46)$$

Średnia temperatura płyty jest wyższa od średniej temperatury czynnika o wartość będącą funkcją oporu cieplnego pomiędzy powierzchnią absorbującą promieniowanie a czynnikiem. Różnica ta osiąga zwykle niewielkie wartości dla kolektora, w którym czynnikiem jest ciecz, natomiast dla kolektorów z czynnikiem gazowym może być znaczna. W przybliżeniu można przyjąć, że średnia temperatura czynnika i absorbera związane są zależnością [11]

$$T_a - \bar{T}_f = N_k R_{a \rightarrow f}, \quad (47)$$

gdzie

$R_{a \rightarrow f}$ jest oporem cieplnym między absorberem a czynnikiem.

Główny składnik tego oporu stanowi opór konwekcyjny między rurą a czynnikiem.

Dla rozważanego modelu kolektora zarówno przewodność cieplna spoiwa łączącego rury z płytą absorbera, jak i sprawność żebra powinny być wysokie, więc nie popełniając dużego błędu można przyjąć [11]

$$R_{a \rightarrow f} = \frac{1}{\alpha_{a \rightarrow f} \pi D_{a,1} M L_a}, \quad (48)$$

gdzie

M jest liczbą rur absorbera.

2.3.7. SPRAWNOŚĆ KOLEKTORA

Sprawność kolektora jest stosunkiem ilości energii użytecznej, zgromadzonej w czynniku, do ilości energii promieniowania padającego na kolektor w tym samym czasie

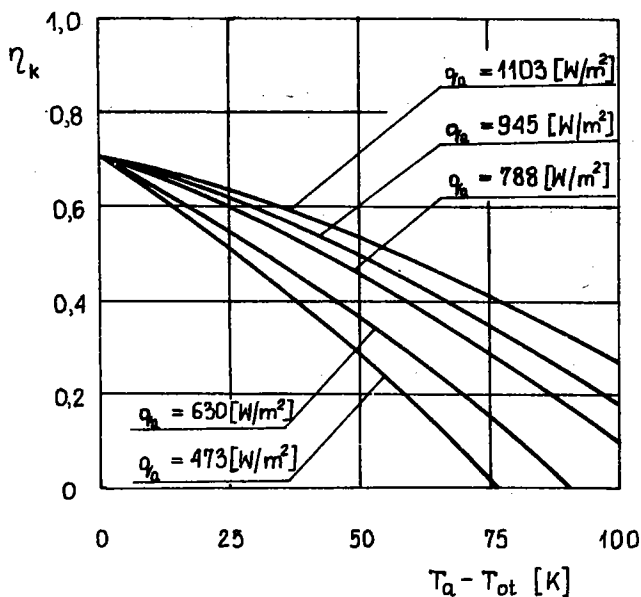
$$\eta_k = \frac{\int \frac{N_k}{A_k} dt}{\int q_k dt}. \quad (49)$$

Sprawność kolektora może być również wyrażona w innej postaci

$$\eta_k = a_{ef} - \frac{\dot{Q}_{str}}{A_k q_k}. \quad (50)$$

Ze wzoru (50) i rys.14 wynikają następujące wnioski:

- sprawność kolektora można powiększyć przez odpowiedni dobór materiałów na płyty pokrywające i pokrycie absorbera oraz przez zmniejszenie współczynnika U_k , na przykład uprzednio opisanymi metodami;
- ze wzrostem nasłonecznienia wzrasta sprawność kolektora, a zatem w danych warunkach meteorologicznych uzyskuje się



Rys.14. Sprawność typowego kolektora płytowego w funkcji różnicy temperatur ($T_a - T_{ot}$)

[38]

maksymalne sprawności gdy kierunek promieniowania jest prostopadły do powierzchni kolektora;

- ze wzrostem różnicy temperatur $T_a - T_{ot}$ sprawność maleje.

Przytoczony sposób ujęcia zagadnień wymiany ciepła w kolektorach płaskich nie jest jedyny. Odmienny, bardziej uproszczony sposób podany został na przykład w pracy [55].

3. KOLEKTORY SKUPIAJĄCE

3.1. KONCENTRACJA PROMIENIOWANIA SŁONECZNEGO

3.1.1 ZNACZENIE KONCENTRACJI PROMIENIOWANIA SŁONECZNEGO

Koncentracja promieniowania słonecznego jest uzyskiwana przez stosowanie układów zwierciadeł lub soczewek, ogniskują-

cych (skupiających) promieniowanie słoneczne w pewnej przestrzeni, nazywanej ogniskiem. W niniejszej pracy taki układ nazywany będzie koncentratorem. W ognisku koncentratora umieszczone są elementy - nazywane dalej absorberami - absorbujące skoncentrowane promieniowanie słoneczne. Kolektor skupiający jest urządzeniem składającym się z koncentratora, absorbera i ewentualnie płyty pokrywającej; przez absorber przepływa czynnik odbierający ciepło.

Dzięki koncentracji promieniowania kolektor skupiający w porównaniu z kolektorem płytowym o takiej samej mocy wymaga znacznie mniejszej powierzchni absorbera; tym samym zmniejszeniu ulegają straty ciepłne z absorbera zwłaszcza straty przez promieniowanie.

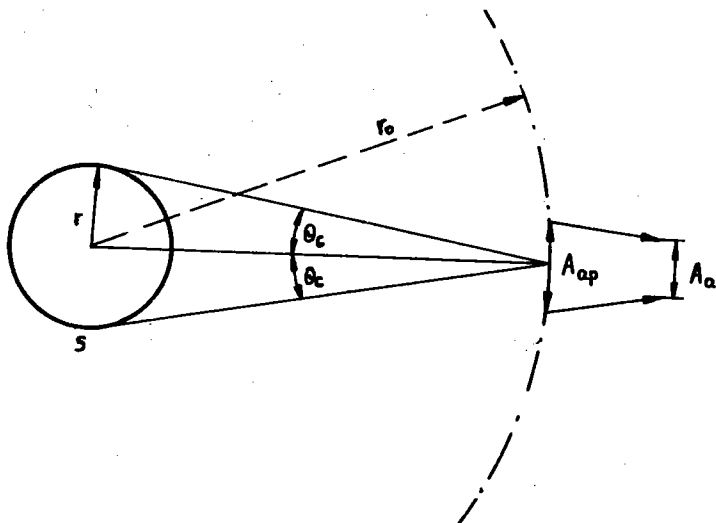
Koncentratory są stosowane nie tylko w kolektorach skupiających ale także w słonecznych elektrowniach parowych i fotoelektrycznych, piecach słonecznych i innych urządzeniach, gdzie wykorzystanie energii słonecznej jest możliwe przy uzyskiwaniu wysokich temperatur.

3.1.2. MAKSYMALNA MOŻLIWA KONCENTRACJA

Koncentracja promieniowania C jest definiowana [11], [34], [39] jako stosunek powierzchni koncentratora, na którą pada promieniowanie, nazywanej dalej aperturą koncentratora A_{ap} , do powierzchni absorbera A_a

$$C \stackrel{\text{def}}{=} \frac{A_{ap}}{A_a} \quad (51)$$

W celu określenia maksymalnej możliwej koncentracji rozważono wymianę ciepła przez promieniowanie między dwiema powierzchniami: źródłem promieniowania S i absorberem koncentratora [39]. Analizowany układ przedstawiony jest na rys.15. Koncentrator znajduje się w odległości r_0 od źródła promieniowania S będącego kulą o promieniu r . Apertura koncentratora ma powierzchnię A_{ap} w płaszczyźnie prostopadłej do prostej łączącej środek źródła S z koncentratorem. Jeżeli zachodzi warunek



Rys.15. Przekazywanie promieniowania ze źródła S, przez aperturę koncentratora A_{ap} , do absorbera A_a [39]

$$\frac{A_{ap}}{r_0^2} \rightarrow 0, \quad (52)$$

to promieniowanie padające na aperturę jest równomiernie rozłożone w przedziale kątowym $|\theta| \leq \theta_c$ (rys.15). Kąt θ_c określony przez

$$\frac{r}{r_0} = \sin \theta_c, \quad (53)$$

jest kątem granicznym koncentratora; żaden z promieni emitowanych przez źródło, padających pod kątem większym od θ_c względem normalnej do apertury nie będzie dochodził do absorbera. Kąt ten nazywany jest półkątem odbierania promieniowania przez optycznie idealny koncentrator. Kąt θ_c jest zarazem połową kątowej szerokości źródła S; w przypadku kiedy źródłem promieniowania jest Słońce, kąt θ_c jest równy półkątowi tarczy słonecznej^{*)} $\theta_s \cong 4,7$ mrad ($0,27^\circ$).

^{*)} Lub inaczej, promieniowi kątowemu tarczy słonecznej.

Dla uproszczenia rozwiązań założono, że układ znajduje się w próżni, w otoczeniu mającym właściwości ciała doskonale czarnego o temperaturze zera absolutnego. Założono także, że źródło i absorber są ciałami doskonale czarnymi o temperaturach odpowiednio T_s i T_a .

Ilość ciepła emitowana przez promieniowanie ze źródła S wynosi

$$\dot{Q}_s = 4\pi r^2 \sigma_0 T_s^4. \quad (54)$$

Przy dodatkowych założeniach, że koncentrator jest optycznie "idealny" oraz, że nie ma strat promieniowania między aperturą i absorberem ilość ciepła dochodząca do absorbera ze źródła wynosi

$$\dot{Q}_{s \rightarrow a} = \dot{Q}_s e_{s \rightarrow ap}, \quad (55)$$

gdzie (ogólnie e oznaczać może pewien udział ilości ciepła w bilansach)

$$e_{s \rightarrow ap} = \frac{A_{ap}}{4\pi r_0^2}. \quad (56)$$

Z (55) i (56) wynika

$$\dot{Q}_{s \rightarrow a} = A_{ap} \frac{r^2}{r_0^2} \sigma_0 T_s^4. \quad (57)$$

Ilość ciepła wypromieniowywaną przez absorber oblicza się z zależności

$$\dot{Q}_a = A_a \sigma_0 T_a^4. \quad (58)$$

Ilość ciepła wypromieniowywana przez absorber i dochodząca do źródła S, określona iloczynem $\dot{Q}_a e_{a \rightarrow s}$, wynosi

$$\dot{Q}_{a \rightarrow s} = e_{a \rightarrow s} A_a \sigma_0 T_a^4, \quad (59)$$

przy czym występuje warunek dla współczynnika $e_{a \rightarrow s}$

$$e_{a \rightarrow s} \leq 1. \quad (60)$$

Jeżeli

$$T_a = T_s, \quad (61)$$

to

$$\dot{Q}_{s \rightarrow a} - \dot{Q}_{a \rightarrow s} = 0. \quad (62)$$

Wykorzystując równania (62), (57) i (59) otrzymano

$$A_{ap} \frac{r^2}{r_0^2} = e_{a \rightarrow s} A_a. \quad (63)$$

Po wprowadzeniu do równania (63) definicji (51) oraz równania (53) uzyskano

$$C = \left(\frac{r_0}{r} \right)^2 e_{a \rightarrow s} = \frac{e_{a \rightarrow s}}{\sin^2 \theta_c}; \quad (64)$$

ostatecznie po wykorzystaniu warunku (60) otrzymuje się

$$C \leq \frac{1}{\sin^2 \theta_c}. \quad (65)$$

Z warunku (65) wynikałoby, że maksymalna możliwa koncentracja dla optycznie idealnego układu może wynosić $1/\sin^2 \theta_c$ i może być ona osiągnięta tylko wtedy, gdy całe promieniowanie emitowane przez absorber dochodzi do źródła S ($e_{a \rightarrow s} = 1$).

Jeżeli absorber nie jest umieszczony w próżni, ale otoczo-ny przezroczystym ośrodkiem o współczynniku załamania światła n , warunek (65) przybiera postać

$$C \leq \frac{n^2}{\sin^2 \theta_c}. \quad (66)$$

Maksymalna koncentracja dla układu trójwymiarowego (np. zwierciadła stożkowe lub paraboloidalne) przyjęta zgodnie z [39] wynosi

$$C_{3-\max} = \frac{1}{\sin^2 \theta_c}, \quad (67)$$

a dla układów dwuwymiarowych (np. zwierciadło będące wycinkiem walca parabolicznego) przyjmowana jest wartość [39]

$$C_{2-\max} = \frac{1}{\sin^2 \theta_c} \quad (68)$$

Dla niektórych układów skupiających zdolność do koncentrowania promieniowania jest określona [31], [34], [39], [44] przy użyciu stosunku średnicy (lub szerokości) apertury D_{ap} do ogniskowej układu F , nazywanego względną aperturą f

$$f = \frac{D_{ap}}{F} \quad (69)$$

3.1.3. MAKSYMALNA TEMPERATURA ABSORBERA

Maksymalną temperaturę osiąganą przez absorber można wyznaczyć przy założeniu, że źródło promieniowania (Słońce) i otoczenie są ciałami doskonale czarnymi [39].

Ilość ciepła wypromieniowywana przez Słońce i absorbowana przez absorber, zgodnie z równaniem (57) wynosi

$$\dot{Q}_{s \rightarrow a} = \tau_{s \rightarrow a} a_a A_{ap} \sin^2 \theta_s \sigma_0 T_s^4, \quad (70)$$

gdzie

$\tau_{s \rightarrow a}$ jest transmisyjnością przestrzeni między Słońcem a absorberem.

Jeżeli ilość ciepła wypromieniowywanego przez absorber (równanie (58)) o emisyjności powierzchni ϵ_a jest równa

$$\dot{Q}_a = \epsilon_a A_a \sigma_0 T_a^4, \quad (71)$$

to bilans cieplny absorbera można zapisać w postaci

$$\dot{Q}_{s \rightarrow a} = \dot{Q}_a + e_a \dot{Q}_{s \rightarrow a}, \quad (72)$$

gdzie

$e_a \dot{Q}_{s \rightarrow a}$ przy pewnej wartości e_a jest sumą energii użytecznej i strat cieplnych na skutek konwekcji i przewodzenia.

Na podstawie równań (70) i (71) bilans (72) przyjmuje postać

$$(1 - e_a) \tau_{s \rightarrow a} a_a A_{ap} \sin^2 \delta_s T_s^4 = \epsilon_a A_a T_a^4. \quad (73)$$

Po wprowadzeniu definicji (51) oraz równania (67) do bilansu (73) temperatura absorbera wynosi

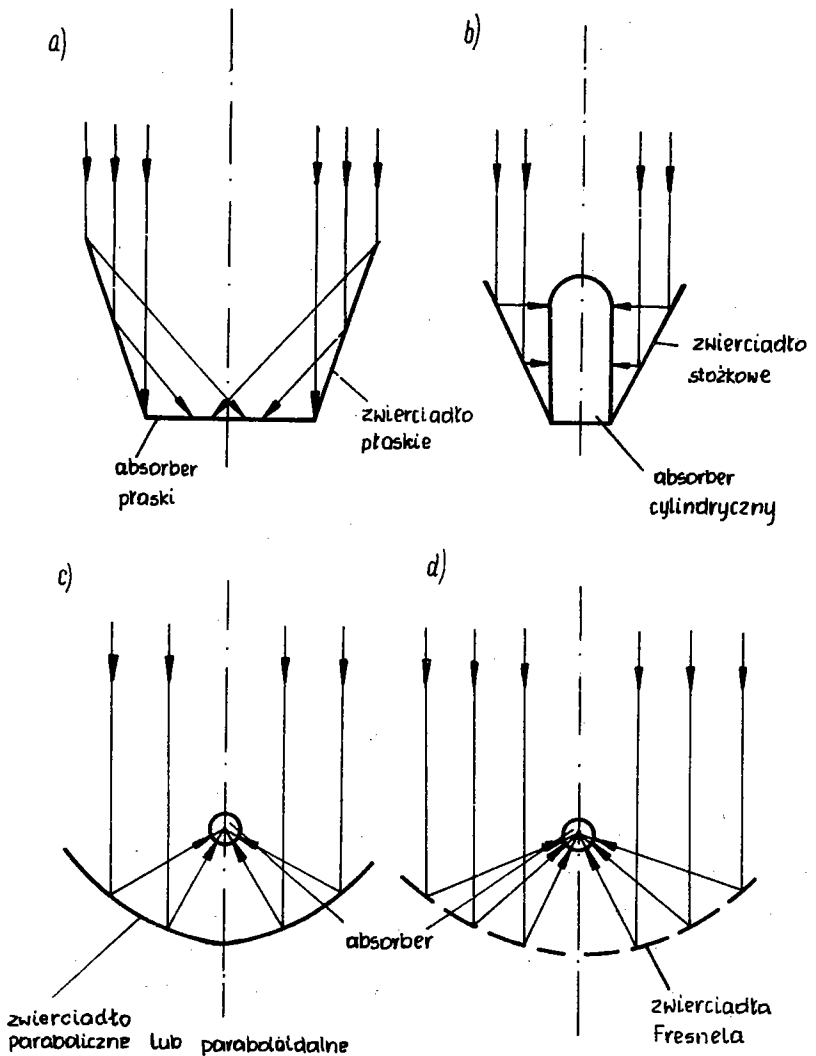
$$T_a = T_s \left[\frac{\tau_{s \rightarrow a} (1 - e_a) a_a}{\epsilon_a} \frac{C}{C_{3-\max}} \right]^{0,25}. \quad (74)$$

Z równania (74) wynika, że przy braku strat oraz dla $C = C_{3-\max}$ maksymalna temperatura absorbera może wynieść $T_a = T_s = 6000$ K. Analogiczny wynik może być uzyskany na podstawie równania (72) i warunków (61) i (62). Przy braku strat ($\tau_{s \rightarrow a} = 1$, $a_a = 1$, $\epsilon_a = 1$ i $e_a = 0$) równanie (72) może być zapisane w postaci $\dot{Q}_{s \rightarrow a} = \dot{Q}_{a \rightarrow s}$, co zgodnie z warunkami (61) i (62) daje $T_a = T_s$.

3.2. KRÓTKI OPIS I NIEKTÓRE ZASTOSOWANIA PODSTAWOWYCH TYPÓW KONCENTRATORÓW

3.2.1 ZWIERCIADŁA PŁASKIE

Układ zwierciadeł płaskich jest najprostszym typem koncentratora, którego schemat przedstawiono na rys.16a. W miejscu absorbera może być umieszczony kolektor płytowy [34]. Zwierciadła płaskie pozwalają na uzyskanie niewielkich wartości koncentracji promieniowania, ale są proste do wykonania i można je zastosować w połączeniu z kolektorami płytowymi, znacznie zwiększając ich wydajność przez pozorne zwiększenie powierzchni kolektora oraz odbijanie promieniowania słonecznego w kierunku zbliżonym do normalnego względem powierzchni kolektora. Płaskie zwierciadła mogą być ustawione pod różnymi kątami. W pracach [32], [43] opisane są metody obliczania



Rys.16. Niektóre typy koncentраторów [11], [34], [50]:
 a) zwierciadło płaskie z płaskim absorberem, b) zwierciadło stożkowe z cylindrycznym absorberem, c) zwierciadło paraboliczne lub paraboloidalne z absorberem cylindrycznym o przekroju kołowym lub kulistym, d) zwierciadła Fresnela z kulistym absorberem

ilości absorbowanej energii przez kolektor płaski współpracujący z jednym zwierciadłem płaskim.

3.2.2. ZWIERCIADŁO STOŻKOWE

Zwierciadło stożkowe jest trójwymiarowym odpowiednikiem koncentratora przedstawionego na rys.16a. Schemat tego koncentratora współpracującego z absorberem cylindrycznym został przedstawiony na rys.16b [50]. Jego główną zaletą jest możliwość uzyskiwania wysokich wartości koncentracji promieniowania ($C \sim 1000$) przy prostej konstrukcji [34].

3.2.3. ZWIERCIADŁO PARABOLICZNE

Zwierciadło paraboliczne zastosowane w kolektorze skupiającym będzie szczegółowo omówione w dalszej części pracy. Na rys.16c przedstawiony jest schemat tego koncentratora z absorberem cylindrycznym o przekroju kołowym. Tego typu urządzenie osiąga wartości koncentracji promieniowania $C = 10 \div 100$. Zwierciadło paraboliczne było wcześniej wykorzystywane do koncentrowania promieniowania słonecznego na generatorze termoelektrycznym [48], [50]; uzyskane wyniki teoretyczne i doświadczalne zostały wykorzystane w kolektorze skupiającym o takim zwierciadle [44]. Kolektory skupiające ze zwierciadłami parabolicznymi znalazły zastosowanie przy niektórych metodach produkcji wodoru [14].

3.2.4. ZWIERCIADŁO PARABOLOIDALNE

Wielkość koncentracji promieniowania dla koncentratora paraboloidalnego (rys.16c) osiąga prawie 10 000, a temperatura absorbera może osiągać $1400 \div 1800^{\circ}\text{C}$. Przykładem zastosowań zwierciadła paraboloidalnego może być przeprowadzanie odwracalnej reakcji tworzenia amoniaku, przy czym ciepło

reakcji wykorzystywane jest do produkcji energii użytecznej [7]. Możliwe jest przeprowadzanie również innych reakcji chemicznych, z których uzyskiwana jest energia; w pracy [8] opisano elektrownię o mocy 100 MW wykorzystującą reakcję dysocjacji SO_3 przeprowadzaną przy użyciu 35 500 zwierciadeł paraboloidalnych o średnicy 7 m każde.

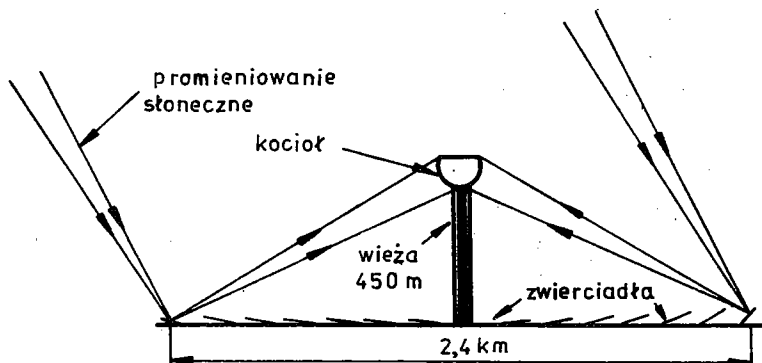
Zwierciadło paraboloidalne jest również stosowane w urządzeniu do wyznaczania emisyjności powierzchni ciał stałych w wysokich temperaturach, otrzymywanych przez koncentrację promieniowania słonecznego [23].

3.2.5. ZWIERCIADŁA FRESNELA

Zwierciadłami Fresnela nazywany jest układ zawierający szereg elementów zwierciadeł płaskich, stożkowych lub paraboloidalnych, z których każde jest ustawione w taki sposób, aby odbijało promieniowanie do wspólnego ogniska; ustawianie poszczególnych zwierciadeł może odbywać się za pomocą specjalnego układu mechanicznego, zwanego heliostatem. Ten typ koncentratora, opisywany w pracach [11], [34], [39], [50] przedstawiony jest schematycznie na rys.16d; jego zaletą jest możliwość budowy układów o bardzo dużych rozmiarach; wadą jest niewykorzystanie przestrzeni między zwierciadłami [11]. Dzięki dużym rozmiarom osiągnięte wartości koncentracji promieniowania są większe od 10 000.

Przykładem zastosowania zwierciadeł umieszczonych na heliostatach jest parowa elektrownia słoneczna [45]. W ognisku zwierciadeł, na wysokiej wieży umieszczony jest kocioł z czynnikiem ogrzewanym i zamienianym następnie na parę wykorzystywaną do napędu turbogeneratorów (rys.17). W pracy [54] opisywane są zależności między wysokością wieży, średnicą pola zajmowanego przez zwierciadła (przy 50% zapełnieniu pola przez lustra) oraz dostarczaną mocą. Dla wysokości wieży 600 m, średnicy pola 2,4 km moc cieplna w ognisku wynosi 1172 MW, co przy sprawności 30% znanych obiegów daje moc elektrowni 352 MW. Dla układu przedstawionego na rys.17 dla wysokości

wieży 450 m i tej samej średnicy pola zwierciadek moc cieplna w ognisku wynosi 800 MW (obliczenia wykonano dla natężenia



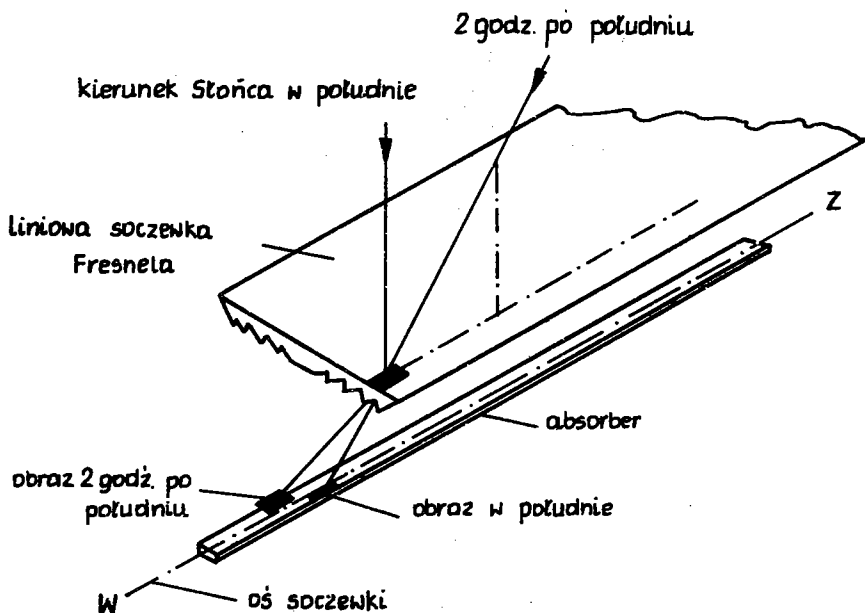
Rys.17. Schemat odbierania promieniowania przez kocioł parowej elektrowni słonecznej, umieszczony w ognisku zwierciadek Fresnela [54]

promieniowania słonecznego bezpośredniego $I_D = 740 \text{ W/m}^2$). Układ ten może być również wykorzystywany do produkcji wodoru przez termochemiczny rozkład wody, dzięki uzyskiwaniu odpowiednio wysokich temperatur ($800 \div 1000 \text{ K}$) [20].

3.2.6. SOCZEWKI FRESNELA

Soczewki Fresnela znajdujące zastosowanie przy wykorzystaniu energii promieniowania słonecznego [11], [34], [36] mogą być liniowe, cylindryczne lub sferyczne.

Na rys.18 przedstawiony jest schemat koncentrowania promieni słonecznych przez liniową soczewkę Fresnela [36]. W soczewkach Fresnela każdy pryzmat ma za zadanie kierować promieniowanie słoneczne do ich wspólnego ogniska. Jeżeli oś liniowej soczewki Fresnela jest skierowana w kierunku wschód - zachód (W - Z), jak na rys.18, to taki układ w sposób właściwy koncentruje promieniowanie w zakresie ± 2 godzin od astronomicznego południa. Poza tym zakresem czasu straty wynikające ze wzrastającej refleksyjności powierzchni soczewki są coraz większe, a ilość skupianego promieniowania maleje.



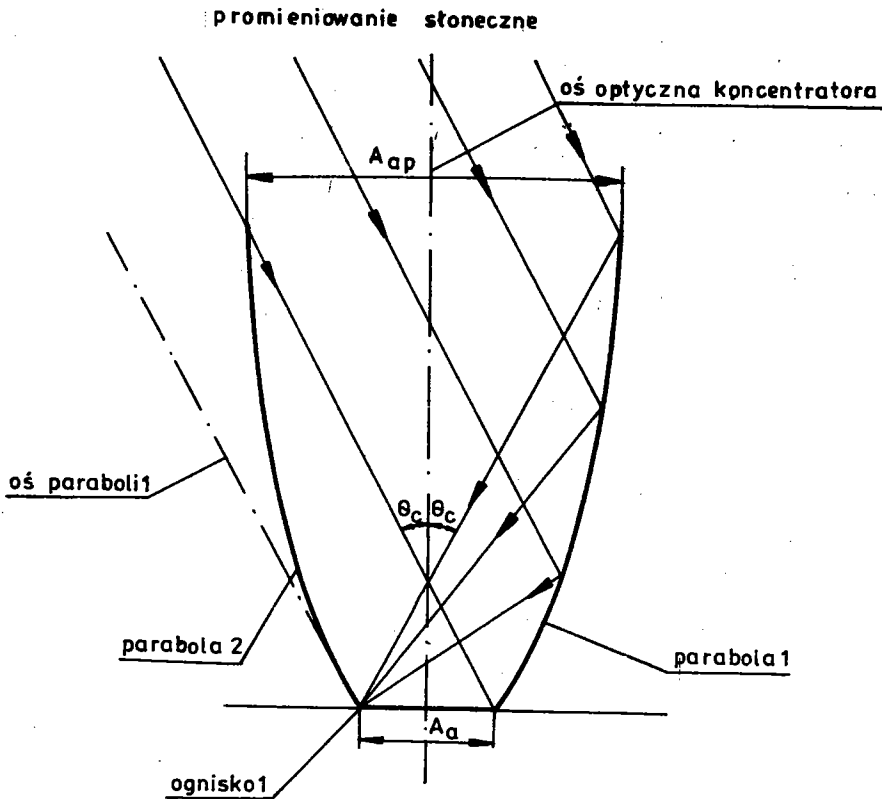
Rys.18. Liniowa soczewka Fresnela [36]

Praktyczne wielkości koncentracji promieniowania uzyskane w liniowych soczewkach Fresnela wynoszą około 5 [36].

3.2.7. ZŁOŻONY KONCENTRATOR PARABOLICZNY

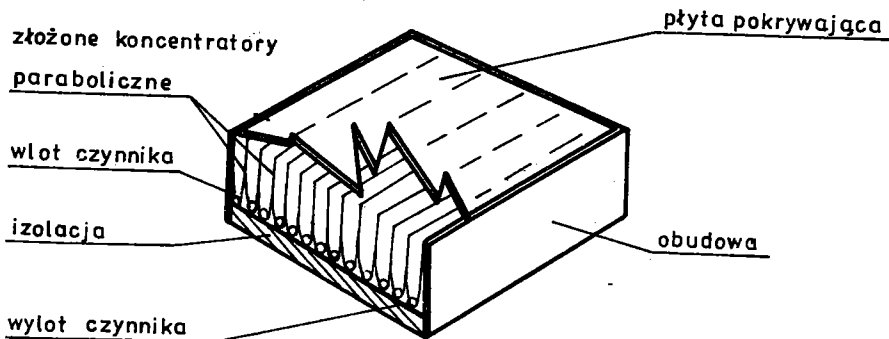
Złożony koncentrator paraboliczny (ZKP) jest uważany za najlepszy z dotychczas istniejących koncentratorów, mogących odbierać promieniowanie ze Słońca bez zmiany kąta nachylenia ich apertury [34], [39], [58], [59].

Konstrukcja i sposób odbierania promieniowania przez ZKP przedstawiona jest na rys.19; ZKP jest złożony z dwóch symetrycznych części paraboli o tych samych równaniach. Oś każdej paraboli nachylona jest pod kątami θ_c do osi optycznej ZKP. Kąt θ_c jest jednocześnie kątem, w zakresie którego padające promieniowanie dochodzi do absorbera bez zmiany położenia ZKP. W pracy [59] udowodniono, że dla ZKP może być speł-



Rys.19. Złożony koncentrator paraboliczny [58]

niiony warunek maksymalnej koncentracji zarówno w dwuwymiarowym (68), jak i trójwymiarowym (67) przypadku.



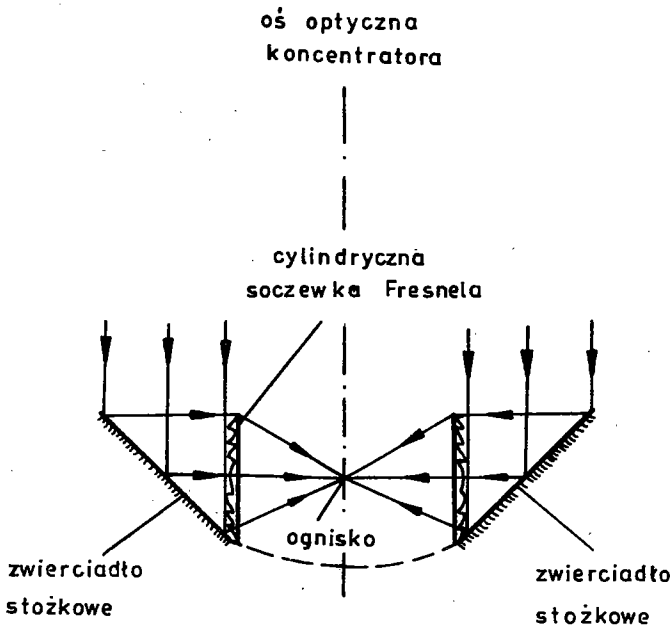
Rys.20. Kolektor płytowy wykorzystujący złożone koncentratory paraboliczne [59]

Jednym z interesujących zastosowań ZKP, zaproponowanym przez Winstona [59] jest kolektor płaski (rys.20). Różnica w budowie w porównaniu ze zwykłym kolektorem płaskim polega na otoczeniu rurek absorbera przez złożone koncentratory paraboliczne. Układ taki pozwala połączyć prostotę dobrze znanych płaskich kolektorów z możliwością otrzymywania wysokich temperatur w wyniku koncentracji.

Podobne korzyści uzyskiwane są w przypadku zastosowania w kolektorze płaskim zwierciadeł parabolicznych [15].

3.2.8. KONCENTRACJA WIELOSTOPNIOWA

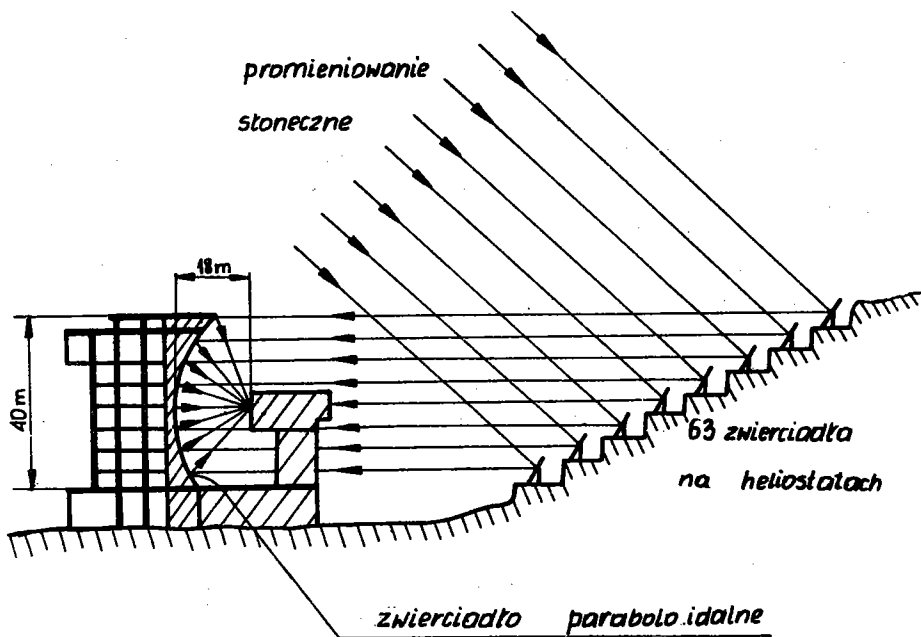
W celu uzyskania bardzo wysokich wartości koncentracji promieniowania, a zarazem i wysokich temperatur absorberów lub gdy konieczne jest zachowanie niedużych rozmiarów urządzeń, stosowane są różne układy złożone z koncentratorów opisanych powyżej.



Rys.21. Koncentrator dwustopniowy: zwierciadło stożkowe i cylindryczna soczewka Fresnela [34]

W pracy [34] zaproponowano połączenie zwierciadła stożkowego z cylindryczną soczewką Fresnela (rys.21). Tego typu układ dwustopniowy pozwala na uzyskanie dużych wartości koncentracji promieniowania przy małych rozmiarach urządzenia.

Przykładem koncentratorów, w których osiąga się najwyższe koncentracje ($C = 10\ 000 \div 100\ 000$) są układy stosowane w piecach słonecznych. Największym jest piec słoneczny zbudowany w Odeillo we Francji, opisywany w pracach [52] i [57], którego schemat przedstawiony jest na rys.22.

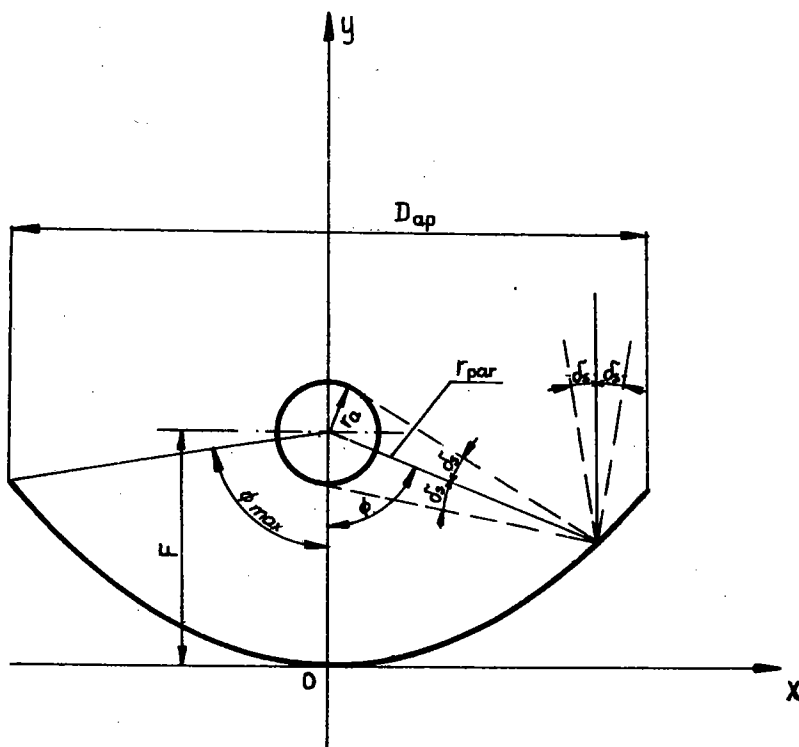


Rys.22. Schemat pieca słonecznego w Odeillo [57]

Sześćdziesiąt trzy płaskie zwierciadła o powierzchni 45 m^2 każde umieszczone na heliostatach kierują promieniowanie do zwierciadła paraboloidalnego o powierzchni 2000 m^2 . W ognisku koncentratora otrzymywana jest temperatura 4000 K a moc pieca wynosi 1 MW (przy $I_p = 950\text{ W/m}^2$). W pracy [60] przeprowadzono optymalizację rozmieszczenia zwierciadeł dla pieca słonecznego, a także dla słonecznej elektrowni parowej.

3.3. OPIS KOLEKTORA SKUPIAJĄCEGO ZE ZWIERCIADŁEM PARABOLICZNYM ZE ZWIERCIADŁEM PARABOLICZNYM

Schemat kolektora skupiającego ze zwierciadłem parabolicznym i absorberem cylindrycznym o przekroju kołowym podano na rys.2b. Promieniowanie słoneczne, skoncentrowane na umieszczonym w ognisku absorberze, przekazuje ciepło przepływającemu przez absorber czynnikowi.



Rys.23. Zwierciadko paraboliczne z absorberem cylindrycznym o przekroju kołowym [11], [39]

Na rys.23 przedstawione zostały podstawowe wielkości charakteryzujące geometrię zwierciadła i absorbera. Układ jest symetryczny względem osi OY. Równanie paraboli zwierciadła ma postać

$$y = \frac{1}{4F} x^2, \quad (75)$$

a wymiar określający profil paraboli można wyznaczyć z równania [11]

$$r_{\text{par}} = \frac{2F}{1 + \cos \phi}. \quad (76)$$

W równaniu (76) kąt ϕ jest kątem pomiędzy osią koncentratora a odbitą wiązką promieniowania (rys.23).

Promień absorbera jest uzależniony od wielkości obrazu słonecznego powstającego w ognisku (rozważania dotyczą koncentratora teoretycznego - o idealnej zdolności odbijania i idealnym kształcie); teoretyczny obraz słoneczny w ognisku wynika z wielkości ogniskowej F oraz kąta, pod którym widać z Ziemi tarczę słoneczną. Kąt ten określony jest z zależności między rozmiarami Słońca i jego odległością od Ziemi i wynosi $2\delta_s = 32'$.

Zależność określająca teoretyczny zewnętrzny promień absorbera r_a jest wyrażona przez r_{par} (76) i ma postać

$$r_a = r_{\text{par}} \sin \delta_s. \quad (77)$$

Kąt ϕ może zmieniać się od zera do ϕ_{max} , wtedy r_{par} wzrasta od F do $(r_{\text{par}})_{\text{max}}$. W tym przypadku promień absorbera będzie wzrastał od $r_a = F \sin \delta_s$ do $(r_a)_{\text{max}} = (r_{\text{par}})_{\text{max}} \sin \delta_s$.

Jak już wspomniano, aperturą koncentratora nazywana jest powierzchnia koncentratora, na którą pada promieniowanie (w praktyce jest to pole powierzchni płyty pokrywającej kolektor pomniejszone o ewentualne zacienienie). Wymiarem charakterystycznym koncentratorów o zwierciadłach będących powierzchniami obrotowymi (na przykład paraboloida) jest średnica zwierciadła, a w zwierciadłach cylindrycznych jego szerokość. W obu przypadkach wymiar charakterystyczny oznaczany jest przez D_{ap} [11].

W pracy [39] wyznaczono teoretyczne wartości koncentracji dla układu przedstawionego na rys.23; dla takiego układu spełnione są zależności

$$\sin \phi_{\max} = \frac{D_{ap}}{2} \frac{1}{(r_{par})_{\max}} \quad (78)$$

i zgodnie z (77)

$$\sin \sigma_s = \frac{(r_a)_{\max}}{(r_{par})_{\max}} \quad (79)$$

Koncentracja dla tego układu, zgodnie z definicją (51), wynosi

$$C = \frac{D_{ap}}{2\pi (r_a)_{\max}} \quad (80)$$

Po wprowadzeniu do równania (80) warunków (78) i (79) otrzymano

$$C = \sin \phi_{\max} \frac{1}{\pi} \frac{1}{\sin \sigma_s} \quad (81)$$

Koncentrację C można też wyrazić przez maksymalną koncentrację $C_{2-\max}$ z równania (68)

$$C = \frac{\sin \phi_{\max}}{\pi} C_{2-\max} \quad (82)$$

Z równania (82) wynika, że maksymalna koncentracja dla układu parabolicznego zwierciadła z cylindrycznym absorberem o przekroju kołowym występuje dla kąta $\phi_{\max} = \pi/2$ oraz jest π razy mniejsza od $C_{2-\max}$.

3.4. ZAGADNIENIA WYMIANY CIEPŁA W KOLEKTORZE SKUPIAJĄCYM ZE ZWIERCIADŁEM PARABOLICZNYM

3.4.1. BILANS CIEPLNY KOLEKTORA

Poniżej przedstawiono dwa nieco odmienne przykłady bilansów cieplnych dla kolektora skupiającego [11], [30].

W pracy [30] bilans cieplny zapisany jest w postaci *)

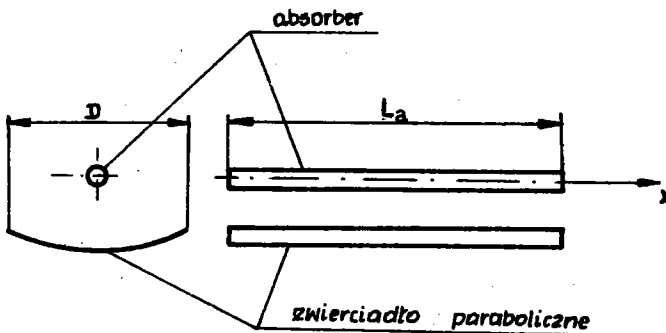
$$I_b \cos \theta A_{ap} r_z \tau_p \gamma_a = \alpha_{a-ot} A_a (T_a - T_{ot}) + \epsilon_a A_a (T_a^4 - T_{ef}^4) + q_u A_a, \quad (83)$$

gdzie:

- $I_b \cos \theta$ - składowa natężenia promieniowania słonecznego bezpośredniego, normalna do apertury,
- T_{ef} - temperatura efektywna,
- r_z - zwierciadlana refleksyjność zwierciadła,
- α_{a-ot} - współczynnik przejmowania ciepła między absorberem i otoczeniem (z możliwością uwzględnienia obecności płyt pokrywających).

W bilansie tym założono, że straty cieplne z absorbera przez przewodzenie są pomijalnie małe. Lewa strona równania (83) określa ilość ciepła dostarczaną do absorbera. Poszczególne składniki prawej strony równania przedstawiają odpowiednie straty w wyniku konwekcji, promieniowania oraz ilość ciepła użytecznego.

Bilans (83) może być wyrażony przez koncentrację promieniowania (definicja (51))



Rys.24

*) Przy traktowaniu Słońca jako źródła punktowego.

$$I_b \cos \theta r_z \tau_p \gamma_a C = \alpha_{a \rightarrow ot} (T_a - T_{ot}) + \epsilon_a (T_a^4 - T_{ef}^4) + q_u. \quad (84)$$

W pracy [11] bilans cieplny dla danej wartości współrzędnej x (rys.24) zapisany jest w postaci

$$q_u(x) \frac{A_a(x)}{A_{ap}(x)} = I_b \cos \theta r_z \tau_p \gamma_a + - U_k(x) \frac{A_a(x)}{A_{ap}(x)} [T_a(x) - T_{ot}]. \quad (85)$$

Zapisując równanie (85) w postaci zbliżonej do równania (83) otrzymuje się

$$I_b \cos \theta r_z \tau_p \gamma_a A_{ap}(x) = U_k(x) A_a(x) [T_a(x) - T_{ot}] + q_u(x) A_a(x). \quad (86)$$

Jeżeli temperatura na całej długości absorbera będzie jednakowa (co może mieć miejsce na przykład w przypadku wrzenia) bilans (86) przybiera postać dogodną do porównania z (83)

$$I_b \cos \theta A_{ap} r_z \tau_p \gamma_a = U_k A_a (T_a - T_{ot}) + q_u A_a. \quad (87)$$

W bilansach (85) ÷ (87) U_k jest współczynnikiem strat cieplnych z kolektora, zachodzących na drodze konwekcji i promieniowania; zostanie on zdefiniowany przy określaniu tych strat.

Bilans cieplny (86) może być analogicznie do (83) wyrażony przez koncentrację promieniowania (51)

$$I_b \cos \theta r_z \tau_p \gamma_a C = U_k (T_a - T_{ot}) + q_u. \quad (88)$$

Z równań (84) i (88) wynika, że ze wzrostem koncentracji promieniowania C wzrasta użyteczny strumień cieplny q_u .

3.4.2. OGRANICZENIA WYSTĘPUJĄCE W PRZEKAZYWANIU CIEPŁA MIĘDZY ŹRÓDŁEM PROMIENIOWANIA (SŁOŃCEM) A ABSORBEREM KOLEKTORA SKUPIAJĄCEGO

3.4.2.1. Orientacja apertury kolektora

Lewa strona równań wyrażających bilanse cieplne (83) i (87) obrazuje ilość ciepła możliwą do zaabsorbowania przez absorber; w wyrażeniu tym iloczyn $I_b \cos \theta$ przedstawia ilość promieniowania słonecznego bezpośredniego I_b , jaka może być zaabsorbowana w przypadku usytuowania apertury kolektora pod kątem θ do kierunku padania promieniowania. Przy kącie θ równym zeru całe promieniowanie I_b może być zaab-

Tablica 1

Lp.	Orientacja kolektora	$\cos \theta =$
1	Kolektor nieruchomy; apertura prostopadła do kierunku promieniowania słonecznego w południe w czasie zrównania dnia z nocą	$\cos \delta \cos \omega$
2	Kolektor obracany wokół poziomej osi o kierunku wschód-zachód z jednym dziennym dostosowaniem takim aby apertura była prostopadła do kierunku promieniowania słonecznego w południe każdego dnia w roku	$\sin^2 \delta + \cos^2 \delta \cos \omega$
3	Kolektor obracany wokół poziomej osi o kierunku wschód-zachód z ciągłym dostosowaniem dla otrzymania maksimum energii	$(1 - \cos^2 \delta \sin^2 \omega)^{1/2}$
4	Kolektor obracany wokół poziomej osi o kierunku północ-południe z ciągłym dostosowaniem dla otrzymania maksimum energii (ψ - szerokość geograficzna)	$[(\sin \psi \sin \delta + \cos \omega \cos \delta \cos \omega)^2 + \cos^2 \delta \sin^2 \omega]^{1/2}$
5	Kolektor obracany wokół osi równoległej do osi Ziemi z ciągłym dostosowaniem dla otrzymania maksimum energii	$\cos \delta$
6	Kolektor obracany wokół dwóch prostopadłych osi z ciągłym dostosowaniem kąta jego nachylenia tak aby $\theta = 0$	1

sorbowane (oczywiście gdy iloczyn $\tau_p a_a = 1$); jednakże ze względów technicznych, a głównie ekonomicznych, stałe utrzymywanie kąta θ równego zero jest rzadko stosowane, wymaga to bowiem urządzeń nakierowujących aperturę kolektora prostopadle do promieniowania słonecznego.

W tablicy 1 [11] podano wzory służące do obliczania $\cos \theta$ dla różnych możliwych przypadków orientacji apertury kolektora.

3.4.2.2. Właściwości absorbera i płyty pokrywającej

Transmisyjność płyty pokrywającej kolektora τ_p oraz absorbcyjność absorbera a_a mają podobne znaczenie jak dla płaskich kolektorów płytowych. W pracy [11] przedstawiono przypadki, w których wartości τ_p i a_a mogą się nieco różnić od wielkości przyjmowanych w kolektorach płaskich; różnice te mogą wynikać na przykład z konstrukcji i projektu kolektora skupiającego:

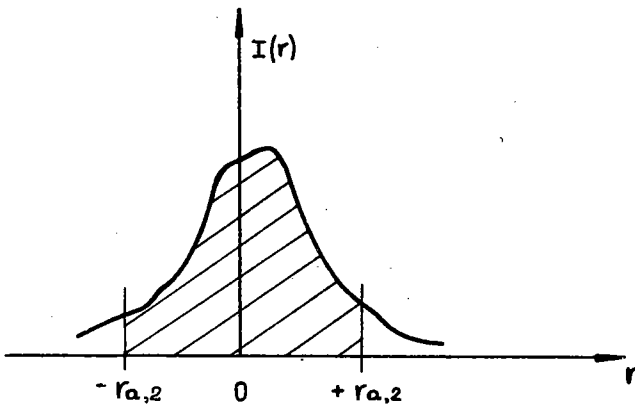
- Kolektor skupiający może nie posiadać płyty pokrywającej, wtedy przyjmowane jest $\tau_p = 1$. Odpowiada to przede wszystkim warunkom, gdy kąt określający aperturę koncentratora ϕ_{\max} jest mniejszy od $\pi/2$.
- W kolektorach skupiających istnieje możliwość stosowania pewnych specjalnych rodzajów absorberów o takim kształcie i właściwościach pokryć, że możliwe jest osiągnięcie $a_a \cong 1$.
- τ_p i a_a zależą od uśrednionego kąta padania promieniowania na płytę pokrywającą i absorber. Kąt padania wiązki odbitego promieniowania na absorber jest funkcją miejsca na zwierciadle, z którego wiązka jest odbijana oraz kształtu absorbera. Przy właściwym nastawieniu apertury kolektora oraz odpowiednim ukształtowaniu absorbera możliwe jest uzyskanie wszystkich kątów padania większych od około 60° ; w tym przypadku otrzymuje się największe wartości iloczynu ($\tau_p a_a$).

3.4.2.3. Właściwości zwierciadła

Właściwości zwierciadła są określone przez dwie wielkości występujące w iloczynie określającym ilość dostarczanego ciepła do absorbera (równania (83) i (87)). Wielkościami tymi są refleksyjność zwierciadłana r_z oraz współczynnik kształtu ("przechwytywania") δ *).

Refleksyjność zwierciadłana r_z jest zdefiniowana [11] jako część padającej wiązki promieniowania, która odbijana jest w taki sposób, że kąt jej odbicia równy jest kątowi padania. Refleksyjność zwierciadłana jest funkcją właściwości fizycznych powierzchni oraz jej gładkości. Z punktu widzenia wymiany ciepła refleksyjność r_z musi być jak największa (bliska jedności), ponadto powierzchnia musi odznaczać się wysoką refleksyjnością przez cały czas eksploatacji kolektora skupiającego.

Współczynnik kształtu δ jest definiowany [11], [29], [30] jako część zwierciadłanie odbitego promieniowania, która jest przejmowana ("przechwytywana") przez absorber. Współczynnik ten ma bardzo duże znaczenie w bilansie kolektora; uwzględ-



Rys.25. Rzeczywisty (doświadczalny) rozkład natężenia promieniowania skończonego w ognisku zwierciadła parabolicznego [11]

*) Shape factor; intercept factor.

nia on prawidłowość tworzenia obrazu przez zwierciadło w jego ognisku oraz właściwe usytuowanie absorbera w ognisku zwierciadła. Rozkład natężenia promieniowania, w ognisku zwierciadła parabolicznego jest przedstawiony na rys.25. Pole pod krzywą rozkładu obrazuje całkowitą energię dostarczaną do płaszczyzny ogniska. Jeżeli absorber będzie zajmował szerokość tej płaszczyzny od $-r_{a,2}$ do $r_{a,2}$ (gdzie $r_{a,2}$ jest rzeczywistym zewnętrznym promieniem absorbera), to będzie on przechwytywał energię reprezentowaną przez zakreskowane pole. Na tej podstawie w pracach [11], [29] podana jest następująca definicja

$$\gamma \stackrel{\text{def}}{=} \frac{\int_{-r_{a,2}}^{r_{a,2}} I(r) dr}{\int_{-\infty}^{\infty} I(r) dr}, \quad (89)$$

gdzie:

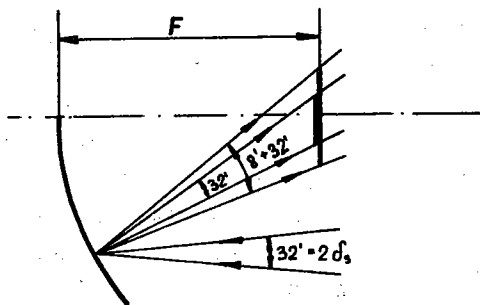
- $I(r)$ - rzeczywisty rozkład natężenia promieniowania,
 r - odległość od środka płaszczyzny ogniska zwierciadła.

Zniekształcenia rozkładu przedstawionego na rys.25 wynikają z następujących przyczyn [11]:

- A. Niewielkich błędów powierzchni zwierciadła, które mogą być uznane jako zmniejszenie zwierciadlanej refleksyjności (przy jednoczesnym zwiększeniu refleksyjności dyfuzyjnej) lub uwzględnione jako rozproszenie kątowe.
- B. Dużych błędów powierzchni zwierciadła i jego kształtu.
- C. Błędów usytuowania absorbera względem zwierciadła.
- D. Błędów we właściwym ustawieniu apertury kolektora względem kierunku padania promieni słonecznych.

Poniżej przedstawiono krótką dyskusję każdej z tych przyczyn, powodujących straty optyczne.

- ad A. Efekt kąтового rozproszenia jest uwzględniany przez dodanie do kąta rozwarcia zwierciadlane odbitej wiązki promieniowania, który jest równy $32'$, dodatkowej wartości oszacowanej w pracy [11] na przykład na $8'$ (rys.26). Otrzymy-



Rys.26. Wyjaśnienie pojęcia rozproszenia kąowego [11]

wany w ognisku obraz jest wtedy odpowiednio szerszy od idealnego. Wielkość poszerzenia obrazu w ognisku zależy od kąta ϕ_{\max} oraz od ogniskowej paraboli F .

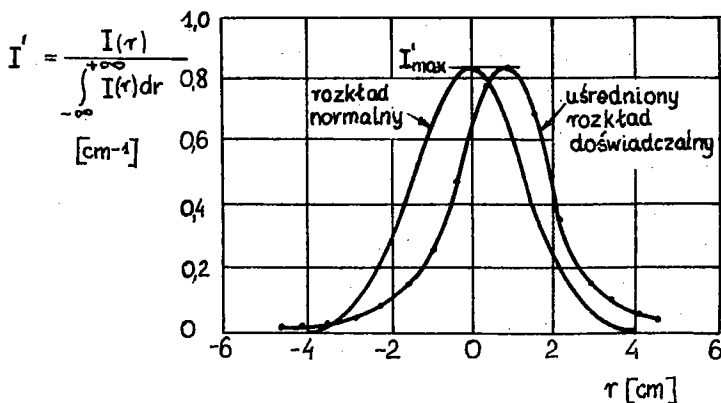
- ad B. Duże błędy powierzchni zwierciadła i jego kształtu są podstawowym czynnikiem wpływającym na ilość ciepła dostarczanego

do absorbera. Ich wpływ uwzględniany jest przez współczynnik kształtu δ' ; definicja (89) jest nieprzydatna do praktycznych obliczeń. Lepszą metodę obliczania δ' podano w pracach [11], [29], [30]. Założono, że błędy makroskopowe są błędami przypadkowymi i że właściwym rozkładem promieniowania słonecznego w płaszczyźnie ogniska jest rozkład normalny (rys.27) opisany równaniem podanym w pracy [30]

$$I' = \frac{h}{\sqrt{\pi}} e^{-h^2 r^2}, \quad (90)$$

gdzie

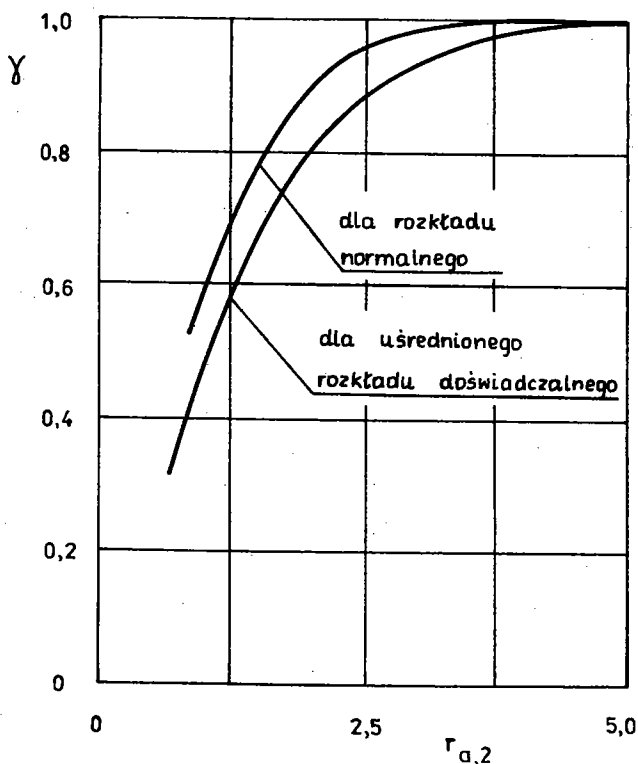
$h = I'_{\max} \sqrt{\pi}$ jest współczynnikiem rozkładu normalnego.



Rys.27. Rozkład normalny i doświadczalny (uśredniony) natężenia promieniowania w płaszczyźnie ogniska zwierciadła parabolicznego [30]

Pole zawarte pod krzywą rozkładu normalnego (rys.27) oznacza całość energii dostarczanej do ogniska i określone jest przez iloczyn $I_p \cos \theta A_{ap} r_p^2$. Kształt krzywej rozkładu normalnego zależy od odchylenia standardowego lub wartości I'_{max} . Uśredniony rozkład doświadczalny został otrzymany przez uśrednienie rozkładów otrzymanych w wyniku szeregu pomiarów wzdłuż długości kolektora [30]. Współczynnik kształtu obliczany jest przez całkowanie rozkładu normalnego w granicach od $-r_{a,2}$ do $+r_{a,2}$. Przy założeniu symetrii rozkładu otrzymano [30]

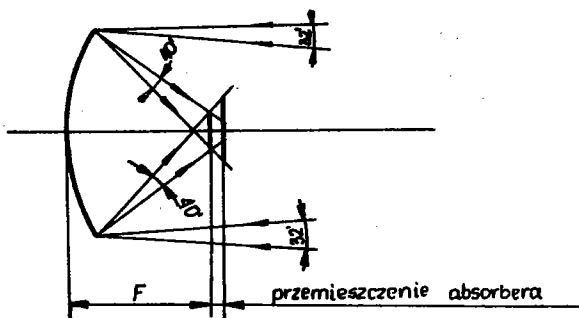
$$\gamma = \frac{2h}{\sqrt{\pi}} \int_0^{r_{a,2}} e^{-h^2 r^2} dr. \quad (91)$$



Rys.28. Współczynnik kształtu γ w funkcji promienia absorbera r_a dla rozkładu normalnego i doświadczalnego [30]

Z tablic całki prawdopodobieństwa $(2/\sqrt{\pi}) \int_0^{\delta} e^{-x^2} dx$ dla $x = h r_{a,2}$ otrzymywana jest wartość δ dla danego promienia absorbera $r_{a,2}$. Zmienność współczynnika kształtu w funkcji promienia absorbera dla rozkładu normalnego i rozkładu doświadczalnego (rys.27) przedstawiono na rys.28. Powyższy sposób obliczania δ nie uwzględnia jego zmian związanych z rozszerzalnością cieplną materiału zwierciadła. Deformacjom temperaturowym koncentratora paraboloidalnego poświęcona jest między innymi praca [26]; podane w niej wyniki mogą być częściowo zastosowane do koncentratora parabolicznego.

- ad C. Błędy usytuowania absorbera w ognisku reflektora sumują się z błędami spowodowanymi rozproszeniem kątowym i powodują dodatkowe powiększenie obrazu słonecznego otrzymanego na absorberze (rys.29).



Im bardziej absorber

jest odsunięty od ogniska, tym mniejsza jest także wartość δ dla danego ustalonego promienia absorbera.

- ad D. Błąd spowodowany niewłaściwym nachyleniem kolektora względem kierunku padania promieniowania słonecznego wywołuje rozszerzenie (rozmycie) i przemieszczenie obrazu słonecznego od płaszczyzny ogniska. W rezultacie znacznemu zmniejszeniu ulega wartość współczynnika kształtu; dla danej wielkości błędu pochylenia kolektora zmiana wielkości δ jest funkcją ogniskowej F i koncentracji C .

Rys.29. Efekt niewłaściwego usytuowania absorbera w ognisku zwierciadła parabolicznego [11]

Deformacje obrazu słonecznego w ognisku mogą być określone doświadczalnie. W pracy [27] podano przykład urządzenia do badania dokładności zwierciadła paraboloidalnego, które po małych modyfikacjach może być wykorzystywane dla zwierciadeł parabolicznych.

Z przedstawionych rozważań wynika, że ilość ciepła dostarczona do rzeczywistego absorbera ulega znacznemu zmniej-

szeniu, a decydującą rolę w tym procesie odgrywają właściwości optyczne zwierciadła (γ , r_z) i płyty pokrywającej (τ_p). Sumaryczna ilość ciepła absorbowana przez absorber jest mniejsza od padającej na aperturę kolektora o iloczyn ($\tau_p r_z \gamma a_a$), który z punktu widzenia wymiany ciepła powinien osiągać wartość jak najbliższą maksymalnej (czyli równą jedności).

3.4.2.4. Straty ciepłe z absorbera przez konwekcję i promieniowanie

Głównym czynnikiem ograniczającym wymianę ciepła między źródłem promieniowania i absorberem, a zarazem zmniejszającym użyteczny strumień cieplny q_u , są straty ciepłe z absorbera. Straty na skutek konwekcji i promieniowania wyrażone są odpowiednio przez następujące składowe bilansu (83):

$$\dot{Q}_{str,1} = \alpha_{a \rightarrow ot} A_a (T_a - T_{ot}) \quad (92)$$

i

$$\dot{Q}_{str,2} = \epsilon_o \epsilon_a A_a (T_a^4 - T_{ef}^4); \quad (93)$$

nieznaczące straty przez przewodzenie, głównie w miejscach zamocowania absorbera, można pominąć. Bilans (87) straty te ujmuje w jednym wyrażeniu $U_k A_a (T_a - T_{ot})$, gdzie U_k jest współczynnikiem strat cieplnych z kolektora i może być określony w przybliżeniu z zależności *)

$$U_k = \alpha_{a \rightarrow ot} + \alpha_r, \quad (94)$$

gdzie $\alpha_{a \rightarrow ot}$ jest współczynnikiem przejmowania ciepła między absorberem a otoczeniem, a α_r jest zastępczym współczynnikiem

*) U_k określony jest dla kolektora bez płyty pokrywającej; w bilansach (np. (87)) przyjmowane jest wtedy $\tau_p = 1$.

przejmowania ciepła przez promieniowanie, który mógłby być określony zależnością [11]

$$\alpha_r = 4\epsilon_0 \epsilon_a \bar{T}^3. \quad (95)$$

W równaniu (95) \bar{T} jest pewną średnią temperaturą uwzględniającą wymianę ciepła przez promieniowanie^{*)}. W bilansie (87) również założono, że straty przez przewodzenie można pominąć.

Bilans (83) ujmuje ilość strat zgodnie z podstawami wymiany ciepła, jednakże autorzy [30] nie określają metody obliczenia współczynnika przejmowania ciepła $\alpha_{a \rightarrow ot}$ ani temperatury efektywnej T_{ef} . Bilans (87) uwzględnia opór cieplny przy łącznej wymianie ciepła przez przejmowanie i promieniowanie i jest bardziej przydatny do praktycznych obliczeń.

3.4.3. ODBIERANIE CIEPŁA PRZEZ CZYNNIK PRZEPLYWAJĄCY PRZEZ ABSORBER KOLEKTORA (CZYNNIK ROBOCZY)

Ilość ciepła odbieranego przez czynnik roboczy (moc kolektora) określa się jako

$$N_k = q_u A_a, \quad (96)$$

przy czym wielkość q_u może być wyznaczana z równania (83) lub (87).

Oprócz ilości odbieranego ciepła należałoby również określić średnią temperaturę ogrzewanego czynnika \bar{T}_f oraz zmianę temperatury T_f wzdłuż długości absorbera. Temperaturę \bar{T}_f można wyznaczyć z zależności

$$q_u = \frac{T_a - \bar{T}_f}{R_{a \rightarrow f}}, \quad (97)$$

^{*)} W obliczeniach można korzystać na przykład z zależności

$$\alpha_r = \epsilon_0 \epsilon_a (T_a^2 + T_{ot}^2)(T_a + T_{ot}).$$

gdzie $R_{a \rightarrow f}$ jest oporem cieplnym między zewnętrzną ścianką absorbera a czynnikiem

$$R_{a \rightarrow f} = \frac{r_{a,2}}{\alpha_{a \rightarrow f} r_{a,1}} + \frac{r_{a,2} \ln\left(\frac{r_{a,2}}{r_{a,1}}\right)}{\lambda_a} \quad (98)$$

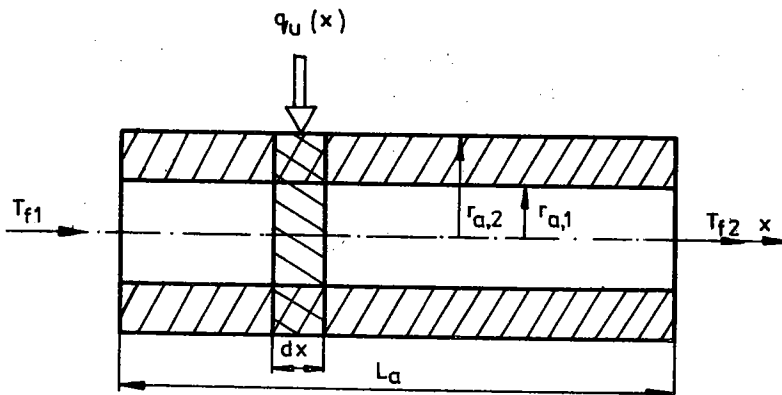
We wzorze (98) $r_{a,1}$ jest wewnętrznym promieniem absorbera, a $\alpha_{a \rightarrow f}$ współczynnikiem przejmowania ciepła między wewnętrzną ścianką absorbera a czynnikiem.

Nieznany współczynnik $\alpha_{a \rightarrow f}$ może być wyznaczony z równania kryterialnego dla warunków wymiany ciepła przy konwekcji wymuszonej przy laminarnym przepływie czynnika w kanale [18]

$$Nu_f = 0,15 Re_f^{0,33} Pr_f^{0,43} Gr_f^{0,1} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25} \epsilon_L \quad (99)$$

dla $Re_f < 2000$.

W powyższym wzorze temperaturą obliczeniową jest średnia temperatura czynnika $\bar{T}_f = \frac{1}{2} (T_{f1} + T_{f2})$, gdzie T_{f1} i T_{f2} są temperaturami na wlocie i wylocie z kanału absorbera. Ponadto ϵ_L jest współczynnikiem poprawkowym (będącym funkcją średnicy i długości kanału), a w liczbie Grashofa ΔT jest różnicą między temperaturą wewnętrzną powierzchni ścianki absorbera $T_{a,w}$ a temperaturą obliczeniową \bar{T}_f .



Rys. 30

Rozkład temperatury wzdłuż absorbera można określić rozważając bilans cieplny elementu absorbera o długości dx (rys. 30)

$$\rho_f \dot{V}_f c_f dT_f = q_u(x) 2 \pi r_{a,2} dx. \quad (100)$$

Po scałkowaniu (100) otrzymano rozkład temperatury $T_f(x)$

$$T_f(x) = T_{f1} + \frac{2 \pi r_{a,2}}{\rho_f \dot{V}_f c_f} \int_0^x q_u(x) dx. \quad (101)$$

W rozkładzie $T_f(x)$ zależność strumienia ciepła od długości absorbera $q_u(x)$ może być wyznaczona z bilansu (86), jest to jednak bardzo kłopotliwe ze względu na trudność określenia $U_k(x)$.

Temperaturę płynu T_{f2} na wylocie z kanału absorbera przy znanej temperaturze T_{f1} na wlocie można określić wyrażając moc kolektora N_k w postaci

$$N_k = \rho_f c_f \dot{V}_f (T_{f2} - T_{f1}) \quad (102)$$

i porównując ją z równaniem (96).

3.4.4. SPRAWNOŚĆ CIEPLNA KOLEKTORA

Sprawność cieplna (całkowita) kolektora jest określana [11], [29], [30], [44] jako

$$\eta_k = \frac{N_k}{\dot{Q}_{ap}}, \quad (103)$$

gdzie:

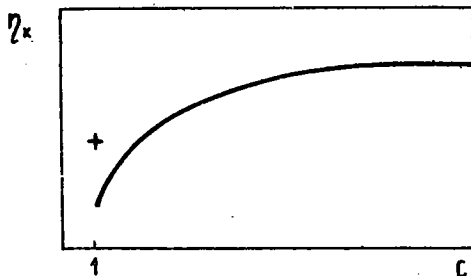
moc kolektora N_k zdefiniowana jest równaniem (96),
 \dot{Q}_{ap} jest ilością ciepła dochodzącą do apertury kolektora

$$\dot{Q}_{ap} = I_b \cos \theta A_{ap}. \quad (104)$$

Sprawność kolektora może być również wyrażona przez koncentrację promieniowania C (równanie (51))

$$\eta_k = \frac{q_u}{I_b \cos \theta} \frac{1}{C} \quad (105)$$

Na rys.31 przedstawiony jest wykres sprawności kolektora w funkcji koncentracji dla przypadku kiedy $(I_b \cos \theta r_z \tau_{pa})$ i U_k są stałe. Punkt "+" o odciętej $C = 1$ reprezentuje sprawność kolektora płytowego dla tej samej wartości (τ_{pa}) i tych samych strat z kolektora [11].



Rys.31. Sprawność kolektora skupiającego w funkcji koncentracji [11]

3.5. OPTIMALIZACJA KOLEKTORA SKUPIAJĄCEGO ZE ZWIERCIADŁEM PARABOLICZNYM Z PUNKTU WIDZENIA WYMIANY CIEPŁA MIĘDZY ŹRÓDŁEM PROMIENIOWANIA (SŁOŃCEM) A ABSORBEREM

Zagadnieniom optymalizacji kolektora skupiającego ze zwierciadłem parabolicznym poświęconych jest wiele prac [30], [31], [44], [48]. Poniżej przedstawiono wybrane przykłady tych zagadnień.

a. Optymalizacja promienia absorbera cylindrycznego o przekroju kołowym ze względu na uzyskanie maksymalnej sprawności cieplnej kolektora [30].

Sprawność cieplna zdefiniowana wzorem (103) może być po wprowadzeniu równania (96) i (104) zapisana w postaci

$$\eta_k = \frac{q_u A_a}{I_b \cos \theta A_{ap}} \quad (106)$$

Wykorzystując równanie (83) do wyznaczenia q_u otrzymuje się

$$\eta_k = r_z \tau_p a_a \gamma(r_{a,2}) - \frac{2\pi r_{a,2}}{D_{ap} I_b \cos\theta} \left[\alpha_{a \rightarrow ot} (T_a - T_{ot}) + \varepsilon_a \sigma_0 (T_a^4 - T_{ef}^4) \right]. \quad (107)$$

W równaniu (107) $\gamma(r_{a,2})$ jest pewną funkcją określającą zmianę współczynnika kształtu γ w zależności od rzeczywistego zewnętrznego promienia absorbera $r_{a,2}$.

Po wprowadzeniu stałej G , która reprezentuje dane warunki pracy kolektora

$$G = \frac{2\pi}{D_{ap} I_b \cos\theta r_z \tau_p a_a} \left[\alpha_{a \rightarrow ot} (T_a - T_{ot}) + \varepsilon_a \sigma_0 (T_a^4 - T_{ef}^4) \right], \quad (108)$$

sprawność kolektora będzie wyrażona równaniem

$$\eta_k = r_z \tau_p a_a \left[\gamma(r_{a,2}) - G r_{a,2} \right]. \quad (109)$$

Po wykonaniu tych działań należy posłużyć się wykreślną zależnością $\gamma(r_{a,2})$ przedstawioną na rys.28. Optymalną wartość promienia $r_{a,2}$ otrzymuje się dla nachylenia $d\gamma/dr_{a,2} = G$.

b. Optymalizacja kształtu absorbera ze względu na uzyskanie maksymalnej koncentracji promieniowania C .

Ze wzrostem koncentracji rośnie sprawność kolektora η_k (rys.31) i użyteczny strumień cieplny q_u . Podwyższenie wielkości koncentracji powoduje także wzrost średniej temperatury absorbera i czynnika opuszczającego absorber. W przypadku zwierciadła parabolicznego rozważono możliwości stosowania różnych kształtów absorberów [31], [48]. Absorbery można podzielić na płaskie, wklęsłe i wypukłe; wklęsłe i wypukłe mogą mieć różny przekrój, na przykład: kołowy, eliptyczny lub paraboliczny. W pracy [31] podano, że dla zwierciadła parabolicznego najlepszym-optymalnym - absorberem jest absorber wypukły

o przekroju parabolicznym. Przy wykonaniu optymalnego absorbera występują jednak znaczne trudności, szczególnie przy wyższych temperaturach [31]. W przypadku zastosowania absorbera o przekroju kołowym uzyskuje się maksymalne wartości koncentracji o około 30% niższe w porównaniu z absorberem parabolicznym. W związku z tym bardziej korzystne wydaje się stosowanie absorbera o przekroju eliptycznym, który pozwala osiągać prawie optymalne wartości koncentracji. Na rys.32 porównane są wartości koncentracji w funkcji względnej apertury $f = D_{ap}/F$ dla absorberów płaskiego oraz wypukłych: kołowego, eliptycz-



Rys.32. Koncentracja promieniowania dla koncentratora parabolicznego z absorberami o różnych kształtach [31]: a) absorber płaski, b) absorber paraboliczny (optymalny), c) absorber eliptyczny, d) absorber kołowy

nego i (optymalnego) parabolicznego. Dla absorbera płaskiego uzyskuje się podobną wielkość koncentracji jak dla absorbera eliptycznego (rys. 32); maksimum koncentracji występuje jednakże dla mniejszej wartości f . Oznacza to, że dla tej samej powierzchni absorbera wymieniającej ciepło, rozmiarów apertury D_{ap} i maksymalnej koncentracji C , ogniskowa F dla płaskiego absorbera musi być około trzy razy większa niż dla eliptycznego. W małych urządzeniach jest to bardzo niekorzystne. Należy jednak dodać, że absorber płaski ma najmniejszą powierzchnię wypromieniowywania ciepła.

c. Optymalizacja zależności geometrycznych między wymiarami zwierciadła parabolicznego i wymiarami absorberów o różnych kształtach ze względu na uzyskanie maksymalnej sprawności kolektora [44], [4B]

W obu pracach uwzględniono prawie wszystkie wymiary charakteryzujące zwierciadło i absorber oraz zwrócono także uwagę na właściwości fizyczne zwierciadła, absorbera i płyty pokrywającej. W pracy [44] rozważono również kolektor skupiający, w którym zamiast stosowania płyty pokrywającej absorber umieszczono w szklanej rurze.

4. ZAKOŃCZENIE

Z powyższego przeglądu zagadnień wynika, że nawet w tak prostych kolektorach jak płytowy i skupiający, problemy wymiany ciepła są bardzo złożone. Przeprowadzenie dokładnych obliczeń, w których uwzględnione zostałyby wszystkie czynniki wpływające na pracę odbiorników energii promieniowania słonecznego byłoby bardzo trudne i w związku z tym przyjęto szereg założeń upraszczających. Wydaje się na przykład, że nieuwzględnienie absorpcyjności płyt pokrywających, wymiany ciepła przez obudowę, gradientu temperatur w poprzecznym przekroju rury absorbera oraz zmiennych właściwości cieplnych materiałów wraz z temperaturą nie będzie powodować istotnych różnic między modelami kolektorów rozważanymi w pracy a kolekto-

rami rzeczywistymi. Znacznie większe różnice między teorią a praktyką będą spowodowane (przynajmniej w naszych warunkach meteorologicznych) przez zmienne w ciągu dnia zachmurzenie a więc i nasłonecznienie; ponadto dla kolektorów nie mających zdolności zmiany położenia istotne są dobowe i roczne wahania insolacji, spowodowane pozornym ruchem Słońca po nieboskłonie. Uwzględnienie nieustalonych stanów pracy urządzeń jest prawdopodobnie bardziej istotne dla kolektorów płaskich, których bezwładność cieplna jest znacznie większa niż kolektorów skupiających. Stany nieustalone pracy kolektora - i związane z nimi nieustalone zagadnienia wymiany ciepła w kolektorach - należałoby przy tym rozpatrywać uwzględniając również wpływ pracy pozostałych części systemu, w którym pracuje kolektor, a zatem rozważać wzajemny wpływ nieustalonej wymiany ciepła i dynamiki całego układu. Bardzo złożonym zagadnieniem wydaje się również właściwe uwzględnienie promieniowania rozproszonego, a szczególnie określenie jego natężenia w poszczególnych kierunkach i dokładne obliczenie absorbowanej ilości tego promieniowania. Zagadnienie to - jakkolwiek mniej istotne w innych krajach - w Polsce powinno być brane pod uwagę, ponieważ w naszych warunkach klimatycznych ilość energii zawartej w promieniowaniu rozproszonym może wynosić $46 \div 50\%$ całkowitej energii promieniowania słonecznego (średnia roczna) [62]. Procesy wymiany ciepła w kolektorach zależą w dużej mierze od ich geometrii, zatem niniejsze opracowanie tylko częściowo dotyczy innych typów kolektorów. Należy również zwrócić uwagę na pewne nierozwiązane całkowicie - jak się wydaje - dotychczas problemy, do których między innymi należy obliczanie ilości wymienianego ciepła między absorberem kolektora skupiającego a otoczeniem oraz wyznaczanie lokalnej wartości strumienia cieplnego niezbędnego przy określaniu rozkładu temperatury wzdłuż długości absorbera.

Zagadnienia wymiany ciepła w kolektorach słonecznych obejmują nie tylko typowe procesy cieplne jak przewodzenie, konwekcję i promieniowanie, ale również problemy związane z optyką geometryczną. Uwzględnienie tych problemów w większym niż dotychczas stopniu pozwoli na bardziej prawidłową ocenę pracy kolektorów. Wiąże się to jednak z koniecznością rozwoju badań

00 "00001

pozwalających na odpowiednio dokładne wyznaczenie właściwości materiałów stosowanych w budowie kolektorów, na przykład refleksyjności zwierciadeł koncentratorów, absorbcyjności pokryć absorberów, czy też transmisyjności płyt pokrywających oraz opracowywania nowych i dokładniejszych metod wyznaczenia tych właściwości.

Procesy wymiany ciepła w kolektorach będą - obok technologii wykonania tych urządzeń - odgrywały istotną rolę w ich projektowaniu i eksploatacji i w związku z tym należałoby zwrócić na nie szczególną uwagę.

BIBLIOGRAFIA

- [1] A b b e l - K h a l i k S.I.: Heat Removal Factor for a Flat-Plate Solar Collector with a Serpentine Tube. "Solar Energy", 1976, Vol 18, No 1.
- [2] A n d e r s o n B.: Solar Energy - Fundamentals in Building Design. Mc Graw - Hill, New York 1977.
- [3] A n u f r i e w L.N., M e l a m e d B.M.: Teplofizičeskij raščet i eksperimental'naja ocenka teplozaščitnych kačestw okon dvojnogo osteklenija s teplootražajuščimi elektroobogrewaemymi steklami. "Geliotehnika", 1978, No 4.
- [4] B l i c k e n s d e r f e r R., D e a r d o r f f D.K., L i n c o l n R.L.: Spectral Reflectance of TiN_x and ZrN_x Films as Selective Solar Absorbers. "Solar Energy", 1977, Vol 19, No 4.
- [5] B l i s s R.W.: The Derivations of Several "Plate-Efficiency Factors" Useful in the Design of Flat-Plate Solar Heat Collectors. "Solar Energy", 1959, Vol 3, No 4.
- [6] B u c h b e r g H., E d w a r d s D.K.: Design Considerations for Solar Collectors with Cylindrical Glass Honeycombs. "Solar Energy", 1976, Vol 18, No 3.
- [7] C a r d e n P.O.: Energy Corradiation Using the Reversible Ammonia Reaction. "Solar Energy", 1977, Vol 19, No 4.
- [8] C h u b b T.A.: Analysis of Gas Dissociation Solar Thermal Power System. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 2.
- [9] C o f f e y J.P.: Vertical Solar Distillation. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 6.

- [10] Driver P.M., Jones R.W., Riddiford C.L., Simpson R.J.: A New Chrome Black Selective Absorbing Surface. "Solar Energy", 1977, Vol 19, No 3.
- [11] Duffie J.A., Beckman W.A.: Solar Energy - Thermal Processes. Wiley - Interscience, New York 1974.
- [12] Eaton C.B., Blum H.A.: The Use of Moderate Vacuum Environments as a Means of Increasing the Collection Efficiencies and Operating Temperatures of Flat - Plate Solar Collectors. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 3.
- [13] Edwards D.K., Arnold J.N., Cutton I.: End - Clearance Effects on Rectangular - Honeycomb Solar Collectors. "Solar Energy", 1976, Vol 18, No 3.
- [14] Eisenstadt M.M., Cox K.E.: Hydrogen Production from Solar Energy. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 1.
- [15] Eliseew W.B., Koltyn M.M., Neweżin O.A., Matweew W.P., Gawrilowa J.P., Romankewič A.W., Rjabikow S.W., Jurin E.M.: Preobrazowatel solnečnogo izlučennia w teplowuju energiju na osnove koaksialnych wakuumirowannykh trubčatych elementow s mnogostrojnyimi i selektywnymi pokrytijami. "Geliotechnika", 1978, No 2.
- [16] Garg H.P.: Effect of Dirt on Transparent Covers in Flat - Plate Solar Energy Collectors. "Solar Energy", 1974, Vol 15, No 4.
- [17] Gomkale S.D., Datta R.L.: Some Aspects of Solar Distillation for Water Purification. "Solar Energy", 1973, Vol 14, No 4.
- [18] Gogół W.: Wymiana ciepła - tablice i wykresy. WFW, Warszawa 1976.
- [19] Goodman R.D., Menke A.G.: Effect of Cover Plate Treatment on Efficiency of Solar Collectors. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 4.
- [20] Hildebrandt A.F., Vant - Hull L.L.: Solar Tower Characteristic. Edited by T. Nejat Veziroglu. "1st World Hydrogen Energy Conference, 1-3 March 1976, Miami Beach, Florida, Conference Proceedings", Vol I.
- [21] Hotte! H.C., Woertz B.B.: The Performance of Flat - Plate Solar - Heat Collectors. "Transactions of the ASME", February 1942, Vol 64.
- [22] Hsieh C.K., Coldwey R.W.: Study of Thermal Radiative Properties of Antireflection Glass for Flat - Plate Solar Collector Covers. "Solar Energy", 1974, Vol 16, No 2.

- [23] H s u S.T.: Engineering Heat Transfer. D. Van Nostrand Company, Inc. New York 1963.
- [24] I r v i n e T.F.: Thermal Radiation Properties of Solids. ed. W. Ibele, Academic Press, New York 1963.
- [25] K l e i n S.A.: Calculation of Flat - Plate Collector Loss Coefficients. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 1.
- [26] K o r o l e w W.M., M a č n e w Ju.I., N a z a - r o w A., S o k o l o w E.W., S o l o d o w n i - k o w a L.A., F o k i n W.G.: Temperaturnyje dieformacii koncentratorow solnečnoj energii. "Gelitechnika", 1978, No 2.
- [27] K r a s i l o w s k i j W.I., T a r n i ż e w s k i j B.W., T w e r j a n o w i č E.W.: Ustanowka s sekcionirowannym fotopriemnikom i lazernym izlučatelem dlja opredelenija točnostnych charakteristik koncentratorow solnečnogo izlučeniya. "Gelitechnika", 1978, No 1.
- [28] K r e i t h F.: Principles of Heat Transfer. International Textbook Company, Scranton 1959.
- [29] L ó f G.O.G., D u f f i e J.A.: Optimization of Focusing Solar - Collector Design. "Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Power", July 1963, Vol. 85, No 3.
- [30] L ó f G.O.G., F e s t e r D.A., D u f f i e J.A.: Energy Balances on a Parabolic Cylinder Solar Collector. "Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power". January 1962, Vol 84, No 1.
- [31] L u m s d a i n e E., C h e r n g J.C.: On Heat Exchangers Used with Solar Concentrators. "Solar Energy", 1976, Vol 18, No 2.
- [32] M c D a n i e l s D.K., L o w n d e s D.H., M a t h e w H., R e y n o l d s J., G r a y R.: Enhanced Solar Energy Collection Using Reflector - Solar Thermal Collector Combinations. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 5.
- [33] M c D o n a l d G.E.: Spectral Reflectance Properties of Black Chrome for Use as a Solar Selective Coating. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 2.
- [34] M e i n e l A.B., M e i n e l M.P.: Applied Solar Energy. Addison - Wesley, 1977.
- [35] M i n a r d i J.E., C h u a n g H.N.: Performance of a "Black" Liquid Flat - Plate Solar Collector. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 3.
- [36] N e l s o n D.T., E v a n s D.L., B a n s a l R.K.: Linear Fresnel Lens Concentrators. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 5.
- [37] O n g K.S.: A Finite - Difference Method to Evaluate the Thermal Performance of a Solar Water Heater. "Solar Energy", 1974, Vol 16, No 3/4.

- [38] Patil P.G.: Field Performance and Operation of a Flat - Glass Solar Heat Collector. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 2.
- [39] Rabl A.: Comparison of Solar Concentrators. "Solar Energy", 1976, Vol 18, No 2.
- [40] Rabl A., Nielsen E.C.: Solar Ponds for Space Heating. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 1.
- [41] San Martin R.L., Fjeld G.J.: Experimental Performance of Three Solar Collectors. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 6.
- [42] Schneider P.J.: Inżyneryjne problemy teploprzewodności. Izdat. Innostrannoj Literatury, Moskwa 1960.
- [43] Seitel S.C.: Collector Performance Enhancement with Flat Reflectors. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 5.
- [44] Singh P., Cheema L.S.: Performance and Optimization of a Cylindrical - Parabola Collector. "Solar Energy", 1976, Vol 18, No 2.
- [45] Sobin A., Wagner W., Easton C.R.: Central Collector Solar Energy Receivers. "Solar Energy", 1976, Vol 18, No 1.
- [46] Sparrow M., Sparrow R.B.: Solar - Thermal Energy Systems, Alternative Energy Sources. ed. J.P. Hartnett, Academic Press, New York 1976.
- [47] Staniszewski B.: Wymiana ciepła - podstawy teoretyczne. PWN, Warszawa 1963.
- [48] Stine man R.W.: Optimum Reflector - Absorber Geometry for a Solar Generator. "Transactions of the AIEE", 1959, Vol 78, Part II: Applications and Industry.
- [49] Tabor H.: Radiation Convection and Conduction Coefficients in Solar Collectors. "Bulletin Research of the Council of Israel", 1958, Vol 6C.
- [50] Tallent R.J., Schuh N.F.: Solar - Powered Thermoelectric Generator, Design Considerations. "Transactions of the AIEE", 1953, Vol. 78, Part II: Applications and Industry.
- [51] Thekaka M.P.: Solar Energy Outside the Earth's Atmosphere. "Solar Energy", 1973, Vol 14, No 2.
- [52] Trombe F., Le Phat Vinh A.: Thousand kW Solar Furnace, Built by the National Center of Scientific Research in Odeillo (France). "Solar Energy", 1973, Vol 15, No 1.
- [53] Tzafestas S.G., Spyridonos A.V., Koumoutsos N.G.: Finite - Difference Modeling, Identification and Simulation of a Solar Water Heater. "Solar Energy", 1974, Vol 16, No 1.
- [54] Want-Hull L.L., Hildebrandt A.F.: Solar Thermal Power System Based on Optical Transmission. "Solar Energy", 1976, Vol 18, No 1.

- [55] Wachidow A.T., Maskudow T.M.: Metodika teoretičeskogo račeta potrebnoj ploščadi teplo-priemnika tipa "gorjačij jaščik". "Geliotechnika", 1976, No 6.
- [56] Ward D.S., Lóf G.O.G.: Design and Construction of a Residential Solar Heating and Cooling System. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 1.
- [57] Williams J.R.: Solar Energy - Technology and Applications. An Arber Science, 1977.
- [58] Winston R., Hinterberger H.: Principles of Cylindrical Concentrators for Solar Energy. "Solar Energy", 1975, Vol 17, No 4.
- [59] Winston R.: Principles of Sclar Concentrators of a Novel Design. "Solar Energy", 1974, Vol 16, No 2.
- [60] Zachidow R.A., Chodźzew A.Š.: Sostawyje geliostaty moščnych solnečnych ustanowok. "Geliotechnika", 1978, No 3.
- [61] Zarem A.M., Erway D.D.: Introduction to the Utilization of Solar Energy. McGraw-Hill, New York 1963.
- [62] Narodowy Atlas Polski, PWN, Warszawa 1975.

НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ ТЕПЛООБМЕНА В КОЛЛЕКТОРАХ ЭНЕРГИИ СОЛНЕЧНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

К р а т к о е с о д е р ж а н и е

В работе оговариваются основные проблемы теплообмена, с которыми приходится сталкиваться в наиболее часто применяемых коллекторах энергии солнечного излучения. Приводится краткий обзор различных типов коллекторов и рассматривается возможность их применения. Для рассмотрения вопроса теплообмена выбирается пластинчатый коллектор и собирающий параболический коллектор с цилиндрическим обсорбером круглого сечения. Для этих двух типов коллекторов приводятся различные методы осуществления тепловых балансов, а также дается анализ процессов сложного теплообмена, сопровождающегося явлениями излучения, конвекции и теплопроводности. Рассматривается влияние явлений теплообмена на тепловую мощность и коэффициент полезного действия коллекторов. Особое внимание обращается на тепловые процессы, связанные в геометрической оптикой и свойствами применяемых материалов.

SOME PROBLEMS OF HEAT TRANSFER IN SOLAR HEAT COLLECTORS

S u m m a r y

Fundamental problems of heat transfer in most commonly used solar heat collectors have been presented. A short survey of different types of collectors and possibilities of their application have been given. For consideration of heat transfer problems two representative types of collectors have been chosen: a flat-plate collector and a parabolic focusing collector with a cylindrical absorber of circular cross section. Various forms of thermal balances have been presented and the analysis of complex heat transfer processes by radiation, convection and conduction has been carried out. The influence of heat transfer phenomena on thermal power and collectors efficiency has been studied with particular emphasis given on thermal processes joined with geometrical optics and properties of materials in use.

Manuskrypt dostarczony 7 marca 1979 r.