

Spis treści

Beata BIERNACKA

Półempiryczne równanie opisujące naturalne pole temperatury gruntu w rejonie Białegostoku <i>Semi-empirical formula for the natural ground temperature distribution in Białystok city region</i>	5
---	---

Aneta BOHOJŁO

Wyznaczanie parametrów komfortu cieplnego w pomieszczeniu mieszkalnym <i>Determination of thermal comfort factors in a habitable room</i>	11
--	----

Jacek DAWIDOWICZ, Wojciech SIDOROWICZ

Modelowanie neuronowe w obliczaniu współczynnika przenikania ciepła oraz wymaganej warstwy izolacji przegrody budowlanej <i>Neural modelling for calculating the heat transfer coefficient and required isolation layer of wall barrier</i>	17
--	----

Agnieszka JACHURA, Robert SEKRET

Racjonalizacja gospodarki energetycznej systemów budowlano-instalacyjnych na przykładzie obiektu służby zdrowia <i>Streamlining the energy management for building-installation systems on an example of the health service object</i>	25
---	----

Andrzej JEDLIKOWSKI, Maciej SKRZYCKI, Maciej BESLER

Wpływ struktur porowatych oraz cieczy roboczych na sprawność rur cieplnych w wentylacji i klimatyzacji <i>An influence of wick structures and working factors on heat pipe capacity</i>	33
--	----

Andrzej JEDLIKOWSKI, Maciej SKRZYCKI, Daria DENISIKHINA

Wpływ powierzchni ożebrowanych krzyżowych wymienników ciepła na skuteczność odzysku ciepła w układach wentylacji i klimatyzacji <i>An influence of surface cross-flow plate-fin heat exchangers on efficiency of heat recovery systems in the ventilation and air conditioning</i>	39
---	----

Zbigniew KARMOWSKI, Piotr RYNKOWSKI

Analiza techniczno-ekonomiczna wykorzystania pomp ciepła na przykładzie wybranego obiektu <i>Economic and technical analysis of heat pump usage for selected object</i>	45
--	----

Piotr KĘSKIEWICZ

System zacieniająco-izolujący – budowa, działanie, opłacalność <i>Shading/insulation system – construction, performance, profitability</i>	51
---	----

Dorota KRAWCZYK, Mateusz GOŁĄBIEWSKI

Aspekty techniczno-ekonomiczne ogrzewania budynków usługowo-handlowych na podstawie wybranych przykładów z województwa podlaskiego <i>Technical and economic aspect of heating systems in public buildings on the basis of selected examples from Podlasie Province</i>	57
--	----

Izabela MAŁECKA

Sprawność użytkowa systemu przygotowania ciepłej wody w węzłach ciepłowniczych <i>Utilization efficiency of hot water preparation system in thermal station</i>	63
--	----

Aleksandra PRZYDRÓŻNA

Ograniczenie zapotrzebowania energii do uzdatniania i transportu powietrza w urządzeniach wentylacyjnych z recyrkulacją lub odzyskiem energii

The reduction of energy demand for air treatment and transport in ventilation plant with recirculation or heat recovery 67

Beata ŚNIECHOWSKA

Zastosowanie zdmuchiaczy parowych i akustycznych w kotłach energetycznych

Application of steam soot blowers and acoustic generators in power boilers 73

Michał TURSKI, Robert SEKRET

Systemy klimatyzacji budynków zasilane energią promieniowania słonecznego

Buildings powered by solar radiation energy 79

Dariusz WAWRZYŃCZAK, Izabela MAJCHRZAK-KUCĘBA, Wojciech NOWAK

Badania separacji CO₂ na wybranych sorbentach metodą adsorpcji zmiennociśnieniowej PSA

CO₂ separation research on selected sorbents by pressure swing adsorption method 85

Anna WERNER-JUSZCZUK, Andrzej STEMPNIAK

Analiza techniczno-ekonomiczna wykorzystania biomasy stałej jako paliwa

Technical and economic analysis of the use of solid biomass as fuel 91

Publikacja dofinansowana przez
Wojewódzki Fundusz Ochrony Środowiska
i Gospodarki Wodnej w Białymstoku



Wojewódzki Fundusz
Ochrony Środowiska
i Gospodarki Wodnej
w Białymstoku

www.wfosigw.bialystok.pl

PÓLEMPIRYCZNE RÓWNANIE OPISUJĄCE NATURALNE POLE TEMPERATURY GRUNTU W REJONIE BIAŁEGOSTOKU

Beata BIERNACKA*

Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45 A, 15-351 Białystok

Streszczenie: W artykule przedstawiono wyniki pomiarów naturalnego rozkładu temperatury w podłożu gruntowym od stycznia 2000 do grudnia 2006 r. Badania wykonano w Białymstoku, na dwu stanowiskach różniących się rodzajem powierzchni gruntu. Temperaturę mierzono za pomocą termopar rozmieszczonych na głębokościach od 0 do 5 metrów pod trawnikiem i od 0 do 9,5 m pod parkingiem. Celem prezentowanych badań było określenie na drodze doświadczalnej rozkładów temperatury i określenie półempirycznego równania do obliczania temperatury gruntu na dowolnej głębokości i w określonym dniu cyklu rocznego.

Słowa kluczowe: rozkład temperatury, podłoże gruntowe, temperatura gruntu.

1. Wprowadzenie

Jedną z metod osiągnięcia komfortu cieplnego w budownictwie pasywnym jest wykorzystanie energii cieplnej gruntu. Znajomość rozkładu temperatury w gruncie jest niezbędna przy określeniu rodzaju, rozmiaru i głębokości ułożenia gruntowych wymienników ciepła współpracujących z pompami ciepła lub schładzających/ogrzewających powietrze wentylacyjne. Dane dotyczące rozkładów temperatury w gruncie dla polskich warunków klimatycznych są rzadko podawane w literaturze. Jedynie pole temperatury w strefie przypowierzchniowej (do głębokości około 1 m) jest dość dobrze rozpoznane z powodu ważnej roli jaką temperatura odgrywa w rolnictwie (Bac i in., 1998; Kapuściński, 1991; Kossowski, 2001; Hanks i in., 1971).

Na rozkład temperatury w gruncie mają wpływ następujące czynniki:

- a) struktura i właściwości fizyczne gruntu: gęstość, ciepło właściwe i przewodność cieplna gruntu, które zależą głównie od rodzaju, struktury i wilgotności gruntu;
- b) oddziaływania klimatyczne (sezonowe) i pogodowe (krótkoterminowe) oraz dobowe – oddziaływanie na powierzchni gruntu poprzez zmiany temperatury, wilgotności i prędkości powietrza (wiatr), opady, promieniowanie słoneczne;
- c) rodzaj pokrycia powierzchni gruntu (np. ziemia roślinna, trawa, płyty chodnikowe, pokrywa śnieżna).

Ze względu na rozkład temperatury w gruncie możemy rozróżnić trzy strefy (Popiel i in., 2001):

- 1) *strefa przypowierzchniowa* – sięgająca do głębokości około 1 m, w której rozkład temperatury szybko reaguje na zmiany pogodowe;

- 2) *strefa płytka* – rozciągająca się od głębokości około 1 m do około 8 m dla suchych iłów lub do głębokości około 20 m dla wilgotnych gruntów piaszczystych; na końcu tej strefy temperatura jest prawie stała i równa w przybliżeniu średniej rocznej temperaturze powietrza atmosferycznego na danym obszarze;
- 3) *strefa głęboka* – poniżej 8 m do 20 m głębokości, gdzie temperatura gruntu jest praktycznie stała i bardzo powoli wzrasta z głębokością wskutek oddziaływania termicznego wnętrza Ziemi, zgodnie z tak zwanym gradientem geotermalnym.

Istniejące programy do symulacji numerycznej pola temperatury w gruncie nie dają wiarygodnych wyników ze względu na trudności określenia właściwości fizycznych gruntu oraz wpływu warunków klimatycznych i pogodowych na powierzchnię gruntu (Krarti i in., 1995). Z tych powodów do określenia temperatury gruntu warto korzystać z równań półempirycznych, np. równania Baggsa (Baggs, 1983 i 1985). Równanie to opisuje naturalny rozkład temperatury gruntu dla warunków klimatycznych Australii. Równanie Baggsa przystosowane przez Popiela i in. (2002) ma następującą postać:

$$T(x,t) = (T_m \pm \Delta T_m) - 1.07k_v A_s \exp\left(-0.00031552 \cdot xa^{-0.5}\right) \times \cos\left[\frac{2\pi}{365} (t - t_o - 0.018335 \cdot xa^{-0.5})\right] \quad (1)$$

gdzie a jest średnią dyfuzyjnością cieplną gruntu w m^2/s , A_s jest roczną amplitudą średnich miesięcznych temperatur powietrza w K, k_v jest współczynnikiem wegetacji, t jest numerem kolejnego dnia w roku w dniach, t_o jest przesunięciem fazowym rocznej

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: blbier@pb.edu.pl

amplitudy gruntu w dniach, $T(x,t)$ jest temperaturą gruntu na głębokości x w dniu kalendarzowym t w °C, T_g jest stałą temperaturą gruntu poniżej strefy płytkiej w °C, T_m jest średnią roczną temperaturą powietrza w °C, $\Delta T_m = T_m - T_g$ jest odchyleniem temperatury gruntu poniżej strefy płytkiej w K, x jest głębokością poniżej powierzchni gruntu w m.

2. Stanowiska pomiarowe

Równanie (1) może być stosowane do wyznaczenia średniej temperatury gruntu w rejonie, dla którego wyznaczono współczynniki empiryczne. W celu określenia tych współczynników dla rejonu Białegostoku, zbudowano dwa stanowiska pomiarowe. Pierwsze stanowisko zlokalizowano pod rozległym trawnikiem (punkty pomiarowe do głębokości 5m), drugie pod parkingiem pokrytym płytami betonowymi (punkty pomiarowe do głębokości 9,5m). Na każdym stanowisku zainstalowano termopary typu T w izolacji teflonowej i PCV, o średnicy drutu 0,508 mm. Spoiny w postaci kulki o średnicy 1,0 do 1,5 mm wykonano techniką „iskrową”, a następnie zabezpieczono farbą wodoodporną. Temperaturę na powierzchni gruntu mierzono termoparą wsuwaną poziomo w grunt na głębokości około 3 mm. Do pomiaru temperatury powietrza na obu stanowiskach umieszczono po jednej termoparze na wysokości około 2 m ponad powierzchnią gruntu. Odczytów temperatury dokonywano co 2 tygodnie. Badania przeprowadzono w okresie od stycznia 2000 do grudnia 2006 roku.

Podczas wiercenia otworów pobierano próbki gruntu z różnych głębokości. Na ich podstawie określono rodzaj i oznaczono wilgotność gruntu. Gęstość objętościową gruntu oznaczano laboratoryjnie metodą wyporu hydrostatycznego wody. Badania gruntu wykonano zgodnie z PN-88/B-04481.

Do pomiaru temperatury użyto przenośnego miernika o czułości 0,1 K zasilanego akumulatorkiem.

3. Wyniki badań

W tabeli 1 przedstawiono stałe empiryczne oraz dane dotyczące temperatury powietrza występujące we wzorze (1) dla rejonu Białegostoku oraz dla gruntu pod trawnikiem i pod parkingiem. Dane na temat temperatur powietrza (T_m i A_s) uzyskano w stacji meteorologicznej w Białymstoku.

Stałą temperaturę gruntu poniżej strefy płytkiej T_g ustalono na podstawie pomiarów temperatury gruntu. Potwierdzono, że jej wartość zależy od rodzaju powierzchni gruntu. Stałą temperaturę gruntu pod trawnikiem wyznaczono jako średnią temperaturę na głębokości 5m ($T_g = 9,6^\circ\text{C}$), a pod parkingiem jako średnią temperaturę na głębokości 9,5m ($T_g = 10,8^\circ\text{C}$). Dzięki tym danym ustalono wielkość $\Delta T_m = T_m - T_g$ dla rejonu Białegostoku

Tab. 1. Stałe empiryczne oraz dane dotyczące temperatury powietrza występujące we wzorze (1) dla rejonu Białegostoku dla gruntu pod trawnikiem i pod parkingiem

Parametr	Trawniki	Parking
T_m [°C]	7,4	7,4
ΔT_m [°C]	2,2	3,4
A_s [K]	12,1	12,1
k_v	0,85	według równania (3)
t_o [dni]	22	18
a [m ² /s]	$60 \cdot 10^{-8}$	$1,1 \cdot 10^{-6}$

Empiryczny współczynnik wegetacji k_v uwzględnia wpływ promieniowania słonecznego na naturalne pole temperatury gruntu. W przypadku powierzchni gruntu pokrytej trawą współczynnik ten jest stały i wynosi (Popiel i in., 2002)

$$k_v = 0,85 \quad (2)$$

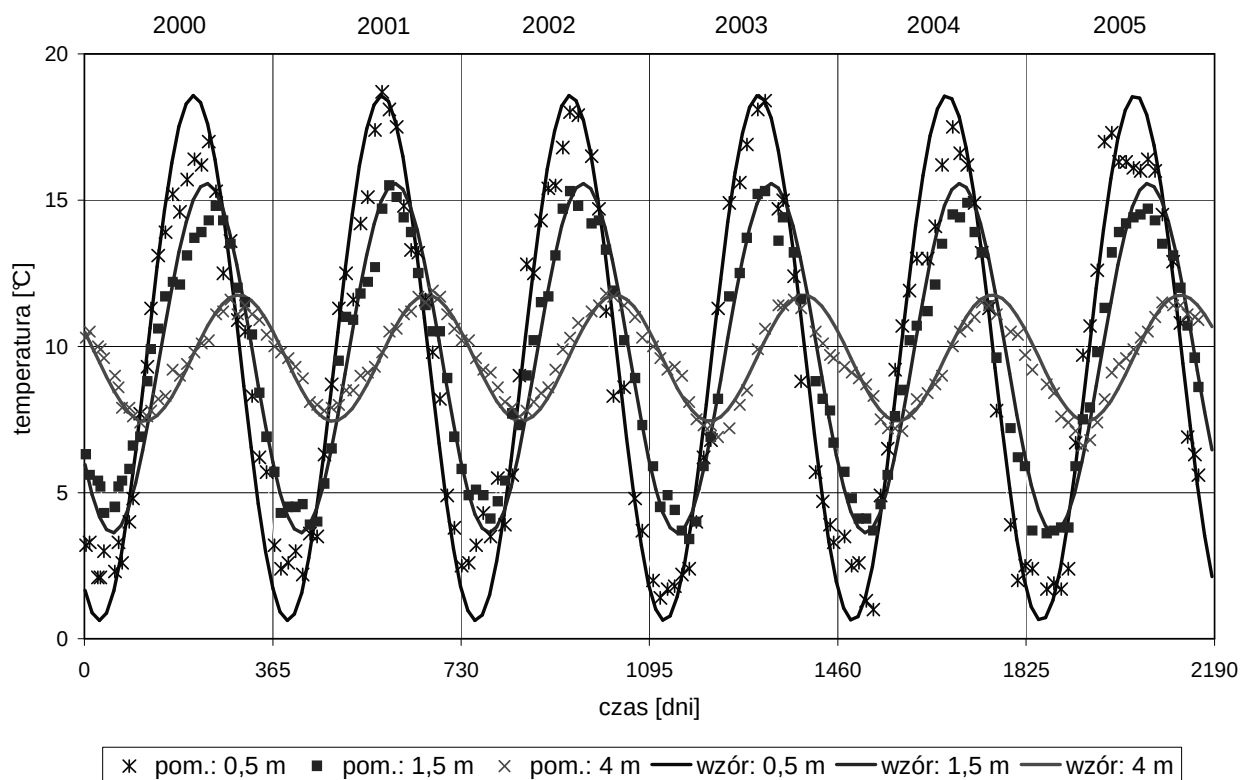
Potwierdziły to badania naturalnego pola temperatury gruntu w Białymstoku (Biernacka, 2006).

W przypadku gołej powierzchni gruntu np. parkingu, współczynnik wegetacji zmienia się w czasie, a jego maksimum przypada na okres najsilniejszego promieniowania słonecznego. Wartość współczynnika k_v dla gołej powierzchni gruntu dla rejonu Białegostoku opisano następującym równaniem

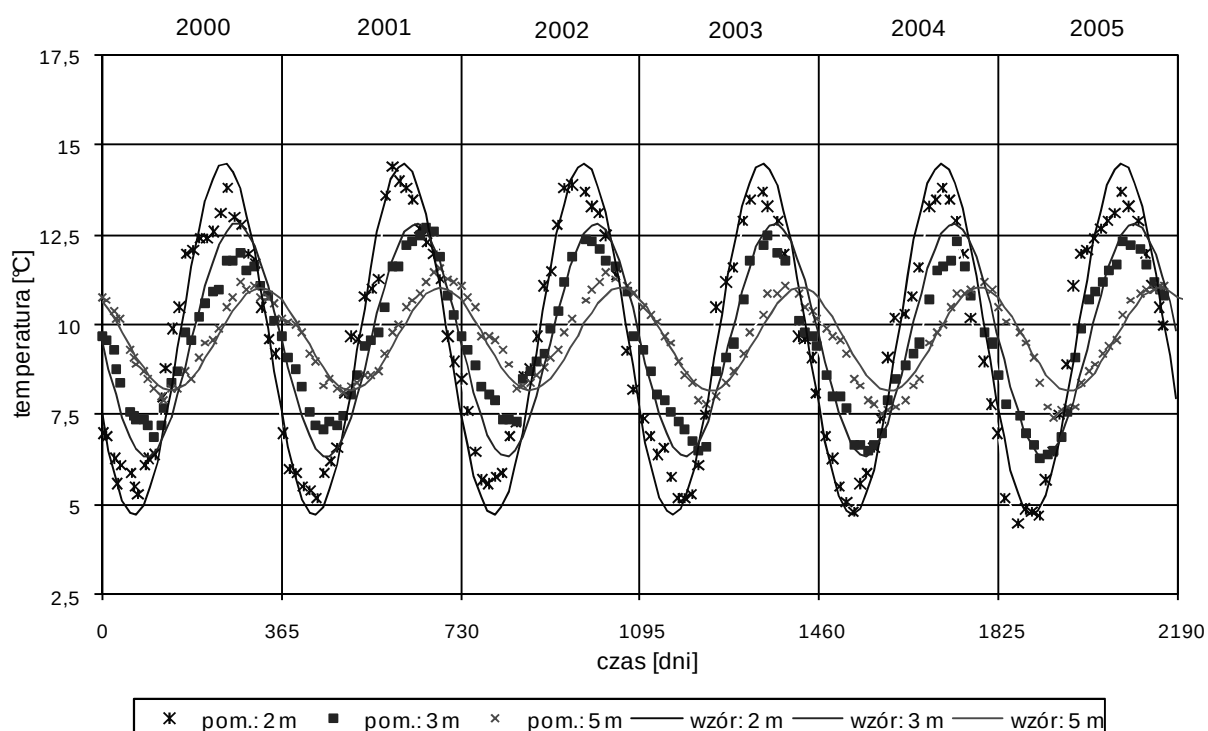
$$k_v = 1 + 0,35 \cdot \exp \left[-0,5 \cdot \left(\frac{t - 228,90566}{75,713736} \right)^{3,06763} \right] \quad (3)$$

4. Porównanie wyników obliczeniowych z wynikami pomiarów

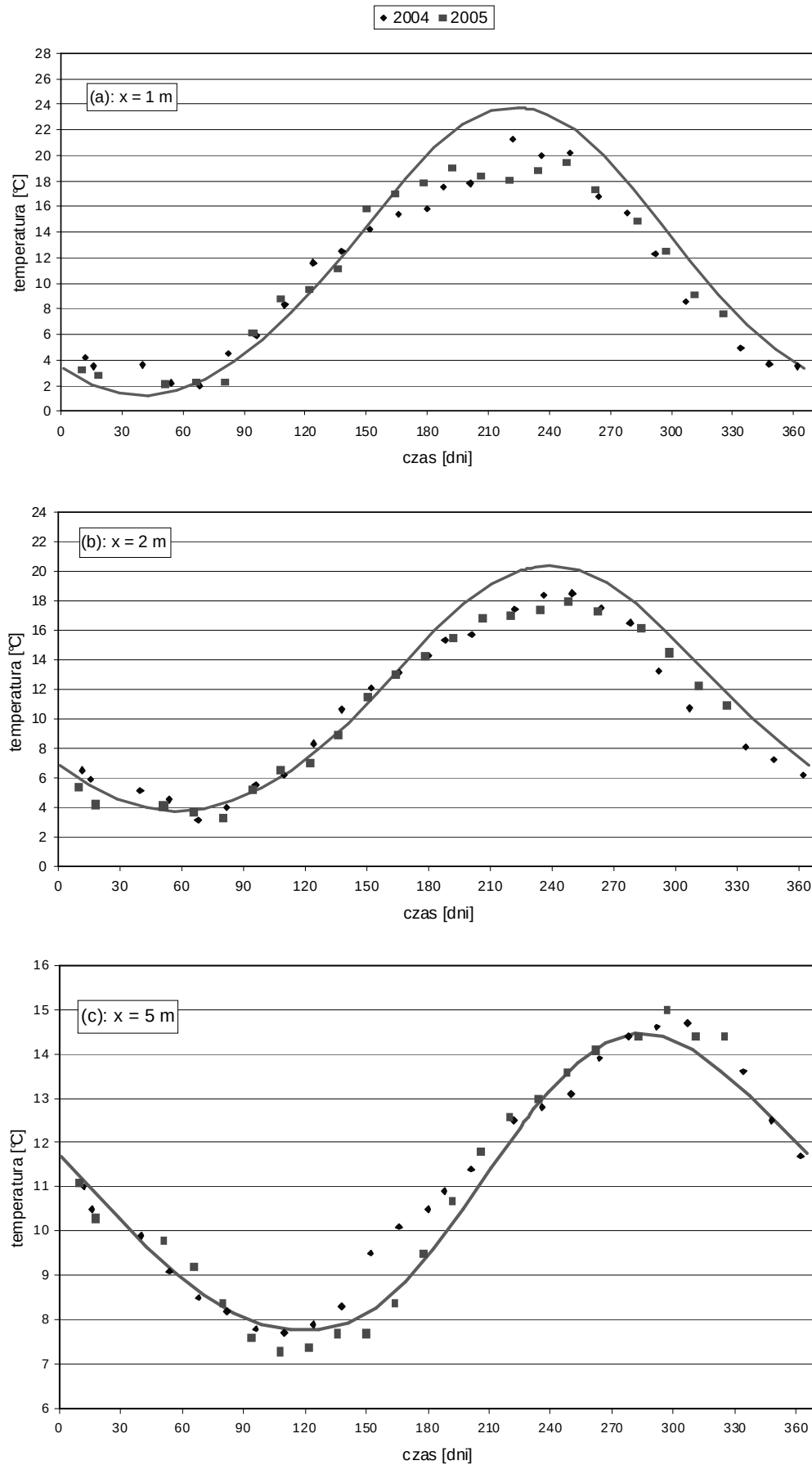
Na rys. 1, 2, 3 pokazano porównanie sezonowych rozkładów temperatury gruntu pod trawnikiem i pod parkingiem na różnych głębokościach z rozkładami obliczonymi z wzoru (1). Wzór daje zadawalające wyniki zarówno dla rozkładów temperatury pod trawnikiem jak i pod parkingiem. Szczególnie dla głębokości poniżej 1 m rozkłady temperatury obliczone z wzoru (1) wykazują dobrą zgodność z danymi eksperymentalnymi.



Rys. 1. Porównanie sezonowych rozkładów temperatury gruntu pod trawnikiem w Białymstoku na głębokościach od 0,5 do 4 m z rozkładami obliczonymi z wzoru (1)



Rys. 2. Porównanie sezonowych rozkładów temperatury gruntu pod trawnikiem w Białymstoku na głębokościach od 2 do 5 m z rozkładami obliczonymi z wzoru (1)



Rys. 3. Porównanie sezonowych rozkładów temperatury gruntu pod parkingiem w Białymstoku z rozkładami obliczonymi z wzoru (1) na różnych głębokościach: a) $x = 1$ m; b) $x = 2$ m; c) $x = 5$ m

5. Wnioski

1. Sezonowe wahania temperatury gruntu zależą od głębokości oraz od rodzaju i powierzchni gruntu. Amplituda fali temperatury gruntu maleje wraz z głębokością niezależnie od rodzaju powierzchni gruntu.
2. Stała temperatura gruntu T_g poniżej strefy płytkiej jest bliska średniorocznej temperaturze powietrza T_m i zależy również od rodzaju powierzchni gruntu.
3. Wzór półempiryczny (1) jest łatwy w użyciu i daje wyniki bardzo bliskie danych pomiarowych. Wpływ rodzaju powierzchni gruntu na jego temperaturę opisuje empiryczny współczynnik wegetacji k_v . W przypadku powierzchni gruntu pokrytej trawą jego wartość jest stała i wynosi 0,85. Dla gruntu pod parkingiem wartość współczynnika wegetacji zmienia się w czasie zgodnie z wzorem (3).

Literatura

- Bac S., Koźmiński C., Rojek M. (1998). Agrometeorologia. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa.
- Baggs S.A. (1983). Remote prediction of ground temperature in Australian soils and mapping its distribution. *Solar Energy*, Vol. 30, No. 4, 351-366.
- Baggs S.A. (1985). Australian earth-covered buildings, Appendix A: Analysing a site for ground temperature suitability. *Published by New South Wales University Press*, Kensington NSW Australia.
- Biernacka B. (2006). Badania doświadczalne naturalnego pola temperatury gruntu. *Praca doktorska*, Politechnika Białostocka, Białystok 2006.
- Hanks R.J., Austin D.D., Ondrechen W.T. (1971). Soil Temperature Estimation by a Numerical Method. *Soil*

Science Society of America Proceedings, Vol. 35, No. 5, 665-667.

- Kapuściński J. (1991). Próba określenia warunków termicznych gleby temperaturą powietrza. *Roczniki Gleboznawcze*, Vol. 42, No. 1/2, 17-26.
- Kossowski J. (2001). O związku strumienia ciepła w glebie z elementami meteorologicznymi. *Przegląd Naukowy Inżynieria i Kształtowanie Środowiska*, Zeszyt 21.
- Krarti M., Lopez-Alonzo C., Claridge D.E., Kreider J.F. (1995). Analytical Model to Predict Annual Soil Surface Temperature Variation. *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 117, No. 2, 91-99.
- Popiel C.O., Wojtkowiak J., Biernacka B. (2001). Measurements of temperature distributions of soil. *Thermal and Fluid Science*, Vol. 25, 301-309.
- Popiel C.O., Wojtkowiak J., Prętko I. (2002). Effect of surface cover on ground temperature season's fluctuations. *Foundations of Civil and Environmental Engineering*, Vol. 1, No. 2, 151-164.

SEMI-EMPIRICAL FORMULA FOR THE NATURAL GROUND TEMPERATURE DISTRIBUTION IN BIALYSTOK CITY REGION

Abstract: In this paper, temperature distributions measured in the ground since the start of 2000 to the end of 2006 are reported. The measurements were done in Białystok City region for two differently covered ground surface locations. Temperature was measured with thermocouples distributed in the ground at a depth from 0 to 5 m (lawn) and from 0 to 9,5 m (car park). The semi-empirical formula presented in this paper, describes the temperature distributions in the undisturbed ground for Białystok City region.

Praca zrealizowana w ramach pracy statutowej S/WBIŚ/23/08

WYZNACZANIE PARAMETRÓW KOMFORTU CIEPLNEGO W POMIESZCZENIU MIESZKALNYM

Aneta BOHOJŁO*

Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

Streszczenie: W pracy przeprowadzono ocenę stanu wentylacji pomieszczenia mieszkalnego, pokoju w domu jednorodzinnym, na podstawie wyznaczonych z obliczeń numerycznych parametrów komfortu cieplnego. Parametry globalne (przewidywana ocena średnia *PMV* i przewidywany odsetek osób niezadowolonych *PPD*) i parametry lokalne (między innymi temperatura wynikowa, wilgotność względna) wyznaczono z rozwiązania numerycznego niestalonego zagadnienia wentylacji pomieszczenia mieszkalnego w programie ANSYS-CFX.

Słowa kluczowe: wentylacja, parametry komfortu cieplnego, symulacja numeryczna.

1. Wprowadzenie

Modelowanie numeryczne zagadnień wentylacji pomieszczeń mieszkalnych, biurowych oraz użytkowych jest w ostatnich latach tematem wielu prac naukowych (Abanto i in., 2004; Evola i Popov, 2006; Lin i in., 2007; Stamou i Katsiris, 2006). Przeprowadzenie takiego rodzaju obliczeń umożliwia w szerszy sposób zbadanie zagadnienia wentylacji pomieszczeń na etapie projektowania budynku, co znacznie zmniejsza koszty inwestycji oraz ewentualnych badań.

Celem niniejszej pracy było sprawdzenie wpływu wybranego rodzaju wentylacji na komfort cieplny panujący w pomieszczeniu mieszkalnym poprzez analizę parametrów komfortu termicznego wyznaczonych na podstawie wyników obliczeń numerycznych uzyskanych z wykorzystaniem programu ANSYS-CFX. Podobny temat został już podjęty w pracach Bohojło (2008) oraz Bohojło i Kołodziejczyk (2009).

Określenie uczucia komfortu cieplnego w pomieszczeniach jest trudne, gdyż jest ono odczuwalne indywidualnie i subiektywnie. W celu określenia odczuć cieplnych dużych grup ludzkich sformułowano specjalne wskaźniki komfortu cieplnego w postaci przewidywanej oceny średniej oraz procentu osób niezadowolonych z warunków panujących w pomieszczeniu.

2. Parametry komfortu cieplnego

Wskaźniki komfortu i dyskomfortu cieplnego zostały ujęte w normie PN-EN ISO 7730:2006 (U). Za najważniejsze parametry komfortu globalnego przyjęto *PMV* (*Predicted Mean Vote*), przewidywaną ocenę średnią, wyrażoną

w skali od -3 do $+3$ oraz *PPD* (*Predicted Percentage of Dissatisfied*), czyli przewidywany procent osób niezadowolonych. Do wskaźników komfortu bądź dyskomfortu lokalnego można zaliczyć między innymi: przewidywany odsetek osób niezadowolonych z przeciągu, przewidywany odsetek osób niezadowolonych z różnicy temperatury pomiędzy głową a kostkami nóg oraz przewidywany odsetek osób niezadowolonych z temperatury podłogi.

Przewidywaną ocenę średnią *PMV* wyznacza się ze wzoru (Fanger, 1974):

$$PMV = \left(0,352e^{-0,042\left(\frac{Q_M}{A_{Du}}\right)} + 0,032 \right) \left\{ \frac{Q_M}{A_{Du}}(1-\eta) - 0,35 \left[43 - 0,061 \frac{Q_M}{A_{Du}}(1-\eta) - p_w \right] - 0,42 \left[\frac{Q_M}{A_{Du}}(1-\eta) - 50 \right] - 0,0023 \frac{Q_M}{A_{Du}}(44 - p_w) - 0,0014 \frac{Q_M}{A_{Du}}(34 - t_w) - 3,4 \cdot 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (T_{mrt} + 273)^4] - f_{cl} \alpha_k (t_{cl} - t_w) \right\} \quad (1)$$

gdzie A_{Du} jest powierzchnią DuBois (powierzchnia ciała ludzkiego) w m^2 , Q_M oznacza ciepło metaboliczne w W, η to sprawność ruchowa ciała, p_w jest ciśnieniem cząstkowym pary wodnej w otaczającym powietrzu w mmHg, t_w jest temperaturą powietrza w $^{\circ}C$, f_{cl} jest stosunkiem pola powierzchni ciała okrytego odzieżą do pola powierzchni ciała odkrytego, t_{cl} jest średnią temperaturą powierzchni ciała ludzkiego okrytej odzieżą w $^{\circ}C$, T_{mrt} jest średnią temperaturą promieniowania w $^{\circ}C$, α_k oznacza współczynnik przejmowania ciepła przez konwekcję w W/m^2K . Temperaturę t_{cl} wyznacza się z równania:

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: gedune@wp.pl

$$t_{cl} = 35,7 - 0,032 \frac{Q_M}{A_{Du}} (1 - \eta) - 0,18 \Lambda_{cl} \left\{ 3,4 \cdot 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (T_{mrt} + 273)^4] + f_{cl} \alpha_k (t_{cl} - t_w) \right\} \quad (2)$$

gdzie Λ_{cl} oznacza opór przewodzenia ciepła odzieży w clo.

Przewidywalny odsetek osób niezadowolonych przedstawia wrażenia cieplne pewnej grupy osób, które są niezadowolone z warunków termicznych panujących w określonym pomieszczeniu. Określa się go wzorem (Fanger, 1974):

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{(0,03353 \cdot PMV^4 + 0,2179 \cdot PMV^2)} \quad (3)$$

Przewidywany odsetek osób niezadowolonych z przeciągu *DR* (*draught rating*), jest opisany wzorem (PN-EN ISO 7730: 2006):

$$DR = (34 - t)(v - 0,05)^{0,62} (0,37 v T_u + 3,14), \quad (4)$$

gdzie t oraz v to odpowiednio temperatura w °C i średnia prędkość powietrza w m/s, T_u jest intensywnością turbulencji.

Wzór (4) obowiązuje w zakresie zmienności parametrów: $t = 20 \div 26$ °C, $v < 0,5$ m/s i $T_u = 6 \div 10\%$; dla $v < 0,05$ m/s przyjmuje się $v = 0,05$ m/s, natomiast w przypadku uzyskania $DR > 100\%$, przyjmuje się wartość $DR = 100\%$.

Ważnym wskaźnikiem lokalnym komfortu cieplnego jest również wilgotność względna powietrza *RH*, wyznaczana w ze wzoru:

$$RH = \frac{\rho}{\rho_m} 100\% \quad (5)$$

gdzie ρ jest gęstością pary wodnej, ρ_m jest gęstością pary wodnej nasyconej.

Temperaturę odczuwalną, opisuje się liczbowo między innymi przez określenie temperatury wynikowej *DRT* (*Dry Resultant Temperature*) wyznaczanej ze wzoru (Awbi, 2003):

$$DRT = \frac{t_{mrt} + 3,17 t \sqrt{v}}{1 + 3,17 \sqrt{v}} \quad (6)$$

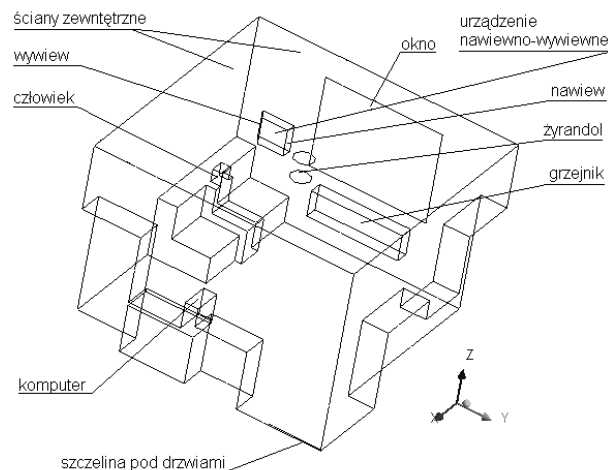
gdzie: t_{mrt} to średnia temperatura promieniowania w °C, otrzymywana z prawa Stefana-Boltzmana, t jest temperaturą w °C i v jest prędkością powietrza w m/s; dla $v < 0,1$ m/s przyjmuje się $DRT = (t_{mrt} + t)/2$.

Po przeprowadzeniu symulacji numerycznej zagadnienia wentylacji w programie ANSYS-CFX wykonano ocenę komfortu cieplnego. W tym celu wykorzystano wskaźniki globalne *PMV* (1) i *PPD* (3) oraz lokalne *DR* (4), *RH* (5) i *DRT* (6).

3. Opis pomieszczenia mieszkalnego

Obliczenia zostały wykonane dla rzeczywistego pomieszczenia mieszkalnego zlokalizowanego w domku

jednorodzinny z lat siedemdziesiątych ubiegłego wieku. Geometria pomieszczenia z jego najważniejszymi elementami została przedstawiona na rys. 1. Przedstawia on obszar przepływowy wypełniony czynnikiem roboczym. Ze względu na konieczność ograniczenia liczby węzłów w siatce obliczeniowej kształt większości elementów został uproszczony. Uproszczenia tego rodzaju są szeroko stosowane w obliczeniach numerycznych zagadnień wentylacji (Evola i Popov, 2006; Lin i in., 2007; Stamou i Katsiris, 2006), niezwykle rzadko występują publikacje w których geometria elementów jest bardziej szczegółowa (Abanto i in., 2004; Sørensen i Voigt, 2003).



Rys. 1. Geometria badanego pomieszczenia

Gabaryty pomieszczenia: 4m x 4m x 2,8m. W obliczeniach uwzględniono następujące źródła ciepła: człowiek, grzejnik, komputer oraz żyrandol. Uwzględniono również przenikanie ciepła przez okno oraz ściany zewnętrzne. Nie uwzględniono zysków ciepła od promieniowania słonecznego.

Wentylacja w pomieszczeniu odbywa się dzięki zastosowaniu urządzenia nawiewno-wywiewnego widocznego na rys. 1. Urządzenie to wyposażone jest w kilka biegów. Do obliczeń wykorzystano bieg 10, którego wydajność wynosi 55 m³/h. Dzięki wyposażeniu urządzenia w wymiennik ciepła możliwe jest odzyskiwanie powyżej 50% ciepła z zużytego powietrza, ciepło to wykorzystywane jest do podgrzania powietrza świeżego. Dodatkowo przepływ powietrza (napływ lub wypływ) możliwy jest również przez szczelinę znajdującą się pod drzwiami prowadzącymi do dalszej części domu. Wymiary szczeliny 0,8m x 0,02m.

4. Model matematyczny

Przepływem powietrza (czynnika roboczego) w pomieszczeniu rządzą podstawowe zasady bilansowe mechaniki: zasada zachowania masy, zasada zachowania pędu i zasada zachowania energii. Ich różniczkowe postacie to:

– równie ciągłości:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (7)$$

gdzie ρ jest gęstością czynnika, $\vec{V}$ jest wektorem prędkości;

– równie ruchu Naviera-Stokesa:

$$\frac{\partial (\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \otimes \vec{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \vec{f} \quad (8)$$

gdzie p jest to ciśnienie, zaś

$$\vec{\tau} = \mu \left(\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{V} \right); \quad (9)$$

τ jest tensorem naprężeń, $\vec{f}$ jest jednostkową siłą masową;

– równanie energii:

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho h_c)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} h_c) &= \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \\ + \nabla \cdot \left(\vec{V} \cdot \vec{\tau} \right) + \vec{V} \cdot \vec{f} + S_E \end{aligned} \quad (10)$$

gdzie $h_c = e + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} V^2$ definiuje entalpie całkowitą, e jest energią wewnętrzną, λ jest współczynnikiem przewodzenia, S_E jest źródłem ciepła. Przedstawione równania muszą być uzupełnione o odpowiednie warunki początkowe i brzegowe.

W przypadku ruchu turbulentnego rozwiązywanie równania ruchu w formie Naviera-Stokesa jest nieefektywne, ze względu na zbyt małe moce współczesnych komputerów, nie pozwalające na wystarczające zagęszczenie siatki obliczeniowej. Z tego powodu zwykle równania te zastępuje się równaniami Reynoldsa, uzyskanymi w wyniku zastosowania metody RANS. W celu rozwiązania układu równań wprowadza się dodatkowe równania, tzw. modele turbulencji. W niniejszej pracy zastosowano model turbulencji $k-\epsilon$ w formie zmodyfikowanej RNG, szeroko stosowany w tego typu obliczeniach (Heiselberg i in., 2008).

Program ANSYS-CFX rozwiązuje zagadnienia ciepłno-przepływowe opisane równaniami RANS metodą objętości kontrolnych wykorzystując funkcje kształtu do przybliżenia wartości zmiennych w obrębie objętości kontrolnej (ANSYS-CFX, 2006).

5. Modelowanie numeryczne

Modelowanie numeryczne z wykorzystaniem programu ANSYS-CFX wymaga stworzenia modelu geometrycznego, utworzenia siatki obliczeniowej, wyboru czynnika roboczego, określenia rodzaju wymiany ciepła i rodzaju przepływu, czyli modelu turbulencji, sformułowania warunków brzegowych i początkowych, doboru parametrów rozwiązania oraz przeprowadzenia obliczeń.

W badanym przypadku czynnikiem roboczym było powietrze wilgotne, będące mieszaniną powietrza suchego o parametrach gazu doskonałego oraz pary wodnej. Parametry pary wodnej zostały pobrane z biblioteki IAPWS IF97, zaimplementowanej w programie ANSYS-CFX. Dodatkowo rozróżniono powietrze „świeże”, napływające z zewnątrz oraz powietrze „stare”, znajdujące się w pomieszczeniu. W rezultacie czynnikiem roboczym była mieszanina (idealna) powietrza „starego”, pary wodnej oraz powietrza „świeżego”. Rozróżnienie rodzajów powietrza w mieszaninie pozwoliło na łatwą analizę powietrza napływającego z zewnątrz. Ze względu na wagę konwekcji naturalnej w badanym zagadnieniu, model fizyczny przepływu uwzględniał oddziaływanie grawitacyjne Ziemi. Określenie parametrów komfortu cieplnego wymagało wyznaczenia średniej temperatury promieniowania; w modelu fizycznym procesu zastosowano model promieniowania Discrete Transfer polecany przez dokumentację ANSYS-CFX do tego typu obliczeń.

Symulacja została podzielona na dwa etapy. Etap pierwszy stanowiła symulacja nieustalona konwekcji naturalnej wywołanej przez nagłe „włączenie” wewnętrznych źródeł ciepła: grzejnika (700W), żyrandola (150W), komputera (150W). W nieruchomym powietrzu pierwotnie jednorodnym temperaturowo (20°C) o wilgotności względnej 40%, uwzględniony został również wpływ człowieka. Człowiek odpoczywający na siedząco generuje strumień ciepła (85W) oraz pary wodnej (41 g/h) (Fanger, 1974). W obliczeniach uwzględniono straty ciepła przez przegrody nieprzezroczyste (ściany zewnętrzne) ze współczynnikiem przenikania dla budnków budowanych w latach 1976-1983 równym 1,163 W/m²K a wyznaczonym wg normy PN-74/B03404 oraz przenikalność cieplną okna ze współczynnikiem przenikania 1,1 W/m²K. Ciśnienie odniesienia wynosiło 0,1MPa. Do obliczeń przyjęto temperaturę na zewnątrz wynoszącą -5°C. Drzwi do pomieszczenia były zamknięte, ale przepływ powietrza możliwy był przez szczelinę pod drzwiami (rys. 1) przy ciśnieniu względnym 0 Pa. Powietrze napływające z dalszej części mieszkania miało temperaturę 20°C i wilgotność względną 40%.

W drugim etapie, po upływie 20s od „uruchomienia” źródeł ciepła, zostało włączone urządzenie nawiewno-wyiewne, umożliwiając tym samym napływ powietrza z zewnątrz o parametrach: 15°C (powietrze zostało nagrzane przez wymiennik ciepła zainstalowany w urządzeniu nawiewno-wyiewnym) i wilgotności względnej 100% oraz wywiew powietrza. Napływ i wywiew powietrza odbywał się ze stałą prędkością 0,5 m/s, normalną do powierzchni wlotu.

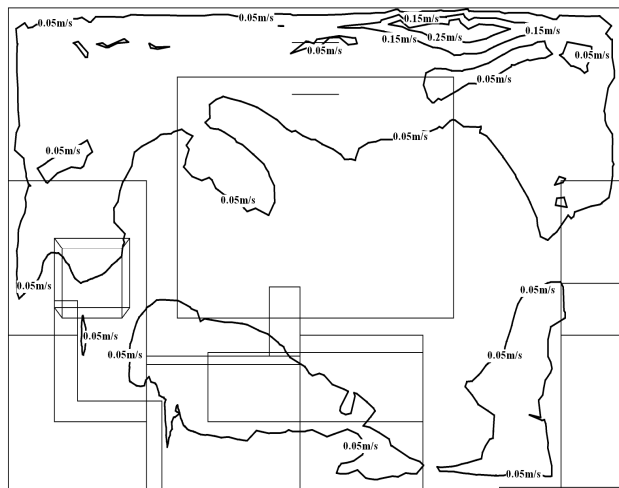
W obliczeniach zastosowano model turbulencji RNG $k-\epsilon$ ze skalowalną funkcją ścianki; założono przy tym intensywność turbulencji równą 5%.

6. Wyniki obliczeń

Do obliczeń wykorzystano siatkę o liczbie węzłów 67044. Symulację przeprowadzono do osiągnięcia czasu 100s, to

znaczy w czasie 80s pracy nawiewnika. Większość wyników zaprezentowanych w niniejszej pracy obrazuje stan komfortu cieplnego dla tej chwili czasowej.

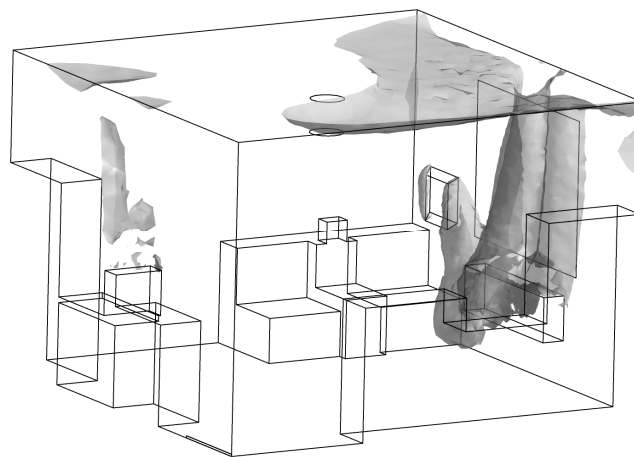
W pierwszym etapie symulacji, to znaczy podczas konwekcji naturalnej nad wewnętrznymi źródłami ciepła, człowiekiem, grzejnikiem, komputerem oraz żyrandolem można było zaobserwować powstały prąd konwekcyjny poruszający się ku górze w kierunku sufitu. Najintensywniejszy strumień unoszenia znajdował się nad grzejnikiem w płaszczyźnie okna.



Rys. 2. Izolinie prędkości w płaszczyźnie $x = 1\text{m}$, przechodzącej przez miejsce odpoczynku człowieka, dla czasu 100s

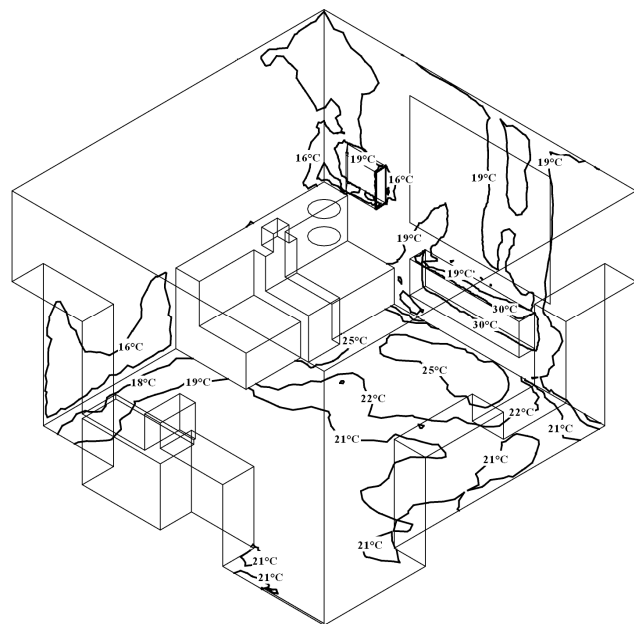
Po włączeniu urządzenia nawiewno-wywiewnego do pomieszczenia zaczęło napływać chłodniejsze powietrze z zewnątrz, ogrzane w nawiewniku do temperatury 15°C . Dość silny prąd konwekcyjny w płaszczyźnie okna, poruszający się ku górze, spowodował zawirowanie tego powietrza w pobliżu sufitu. Chłodniejsze powietrze ogrzane w zetknięciu z cieplejszym prądem konwekcyjnym poruszało się z urządzenia nawiewno-wywiewnego w kierunku podłogi po lewej stronie okna oraz dalej po płaszczyźnie okna w kierunku sufitu. Ruch powietrza w pomieszczeniu odgrywał istotny wpływ na kształtowanie warunków komfortu cieplnego.

Na rys. 2 przedstawione zostały kontury prędkości w płaszczyźnie $x = 1\text{m}$ przechodzącej przez miejsce odpoczynku człowieka i równoległej do powierzchni okna. Mimo oddalenia płaszczyzny od okna można zaobserwować widoczny wir powietrza pod sufitem. Maksymalną prędkość przepływu około $0,63\text{m/s}$ otrzymano na powierzchni okna w wyniku działania prądów konwekcyjnych spowodowanych grzejnikiem. Prędkość przepływu w szczelinie pod drzwiami wynosiła około $0,1\text{m/s}$. W rejonie przebywania człowieka prędkość powietrza wynosiła mniej od dopuszczalnej $0,2\text{--}0,3\text{m/s}$.



Rys. 3. Powierzchnia stałej wartości wskaźnika $DR = 3\%$ dla czasu 100s

Współczynnik przeciągu DR (przewidywany odsetek osób niezadowolonych z przeciągu) największą wartość rzędu $13\text{--}16\%$ osiągnął w okolicach grzejnika oraz okna, czyli w miejscach najintensywniejszych prądów konwekcyjnych, oraz w pobliżu nawiewu. Na rys. 3 przedstawiona została powierzchnia stałej wartości współczynnika przeciągu równa $DR = 3\%$. W większości pomieszczenia wartość parametru DR była dużo mniejsza.

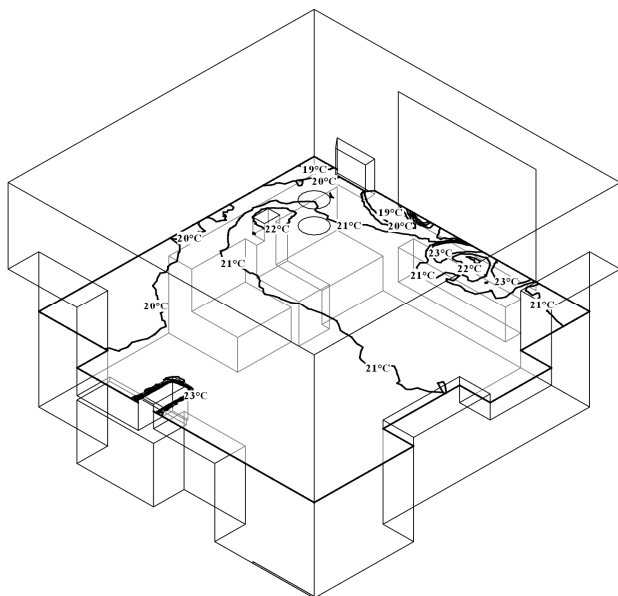


Rys. 4. Izotermy na powierzchni ścian zewnętrznych i podłogi badanego pomieszczenia dla czasu 100s

Temperatura powietrza w pomieszczeniu mieściła się w zakresie od 15°C na powierzchni wlotu do około 50°C na powierzchni grzejnika oraz około 40°C w okolicach źródeł ciepła komputera i żyrandola. Rys. 4 prezentuje izolinie temperatury na powierzchni podłogi i ścianach zewnętrznych badanego pomieszczenia. Wskutek działania wewnętrznych źródeł ciepła wzrasta temperatura ścian zewnętrznych, okna oraz podłogi w okolicach grzejnika.

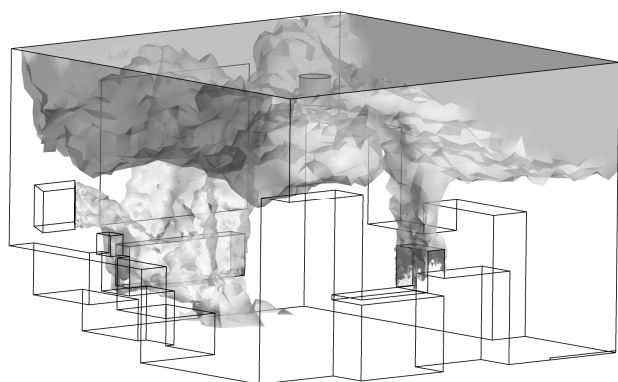
Na rys. 5 przedstawiono izolinie temperatury wynikowej DRT w płaszczyźnie równoległej do podłogi

i oddalonej od niej o 1,1m. Płaszczyzna ta znajduje się na poziomie głowy siedzącego człowieka. Temperatura odczuwalna dla czasu 100s mieści się w zalecanym zakresie 20-22°C.



Rys. 5. Izotermie DRT na płaszczyźnie równoległej do podłogi odległej od niej o 1,1m dla czasu 100s

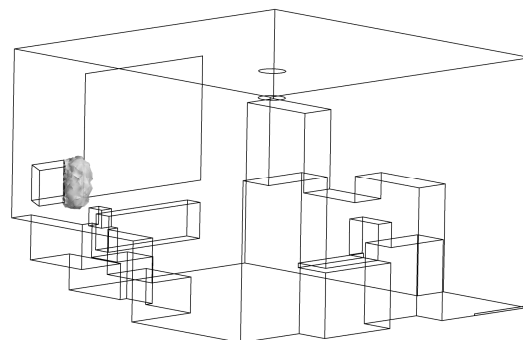
Wewnętrzne źródła ciepła wywierają olbrzymi wpływ na warunki komfortu cieplnego w pomieszczeniu. Wpływ tych źródeł jest wyraźnie widoczny na rys. 6, który prezentuje obszar pomieszczenia o wilgotności względnej mniejszej niż 40%, niekorzystnej z punktu widzenia samopoczucia człowieka. Obserwacje zachowania rozkładów wilgotności w czasie wskazują na powiększanie się obszaru o niekorzystnie niskiej wilgotności względnej RH , spowodowanej grzaniem wewnętrznymi źródłami ciepła oraz wywołanymi przez nie prądami konwekcyjnymi.



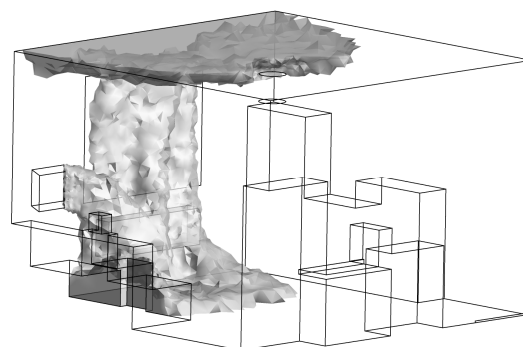
Rys. 6. Wilgotność względna $RH \leq 40\%$ dla czasu 100s

Zastosowanie w modelu fizycznym czynnika roboczego podzielonego na powietrze świeże (zewnętrzne) oraz stare (wewnętrzne) umożliwiło wizualizację napływu powietrza zewnętrznego oraz obserwację jego rozprzysięgu po pomieszczeniu. Rys. 7 przedstawia wykresy objętości pomieszczenia zawierające co najmniej 0,01 udziału masowego powietrza świeżego po czasie 21, 40, 60 oraz 80 s. Ukazuje on proces

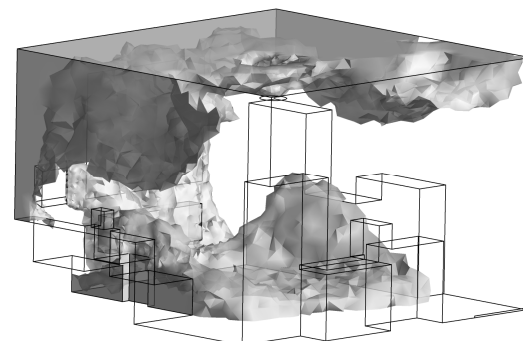
rozprzysięgu się w pomieszczeniu powietrza świeżego napływającego z zewnątrz. Powietrze wypływając z urządzenia nawiewno-wywiewnego kieruje się w stronę lewego naroża okna i podłogi pomiędzy człowiekiem a oknem, następnie zostaje unoszone przez prąd konwekcyjny w płaszczyźnie okna w kierunku sufitu. W pomieszczeniu po czasie 100s w 62% objętości znajduje się już powietrze o udziale masowym 0,01 powietrza świeżego.



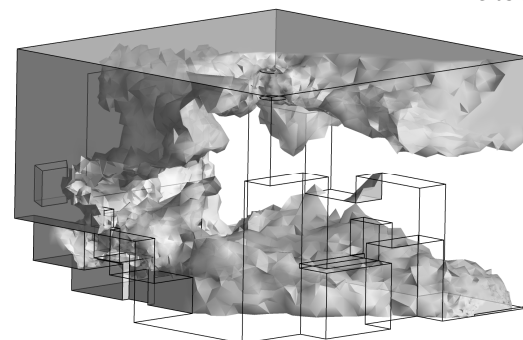
czas 21s



czas 40s



czas 60s



czas 80s

Rys. 7. Wykresy objętości pomieszczenia zawierające co najmniej 0,01 udziału masowego powietrza świeżego po czasie 21s; 40s; 60s oraz 80s

Wyznaczenie parametrów globalnych komfortu cieplnego *PMV* (1) oraz *PPD* (3) wymaga określenia temperatury ciała t_{cl} , którą uzyskuje się w wyniku rozwiązania równania nieliniowego (2). Wymaga to zaprogramowania procedury obliczeniowej w Fortranie. Ze względu na brak kompilatora Fortranu współpracującego z programem ANSYS-CFX w niniejszej pracy ograniczono się do wyznaczenia jedynie uśrednionych w całym pomieszczeniu wartości parametrów globalnych komfortu cieplnego *PMV* i *PPD*, posługując się przy tym kalkulatorem udostępnionym na stronie www.healthyheating.com/solutions.htm.

Do obliczeń przyjęto: wydatek energetyczny osoby przebywającej w pomieszczeniu równy 1 met (dla osoby odpoczywającej w pozycji siedzącej) oraz opór przewodzenia ciepła odzieży 0,6 clo. Z postprocesora ANSYS-CFX pobrano: średnią w pomieszczeniu temperaturę promieniowania równą 22,01°C, uśrednioną wilgotność względną - 41,62%, prędkość powietrza 0,068m/s oraz średnią temperaturę powietrza równą 20,8°C. W wyniku obliczeń otrzymano następujące wartości globalnych wskaźników komfortu cieplnego: *PMV* = - 1,5, *PPD* = 50,9%.

7. Podsumowanie

Na podstawie otrzymanych wyników można stwierdzić, że warunki panujące w badanym pomieszczeniu nie byłyby komfortowe dla 50,9% osób znajdujących się w pomieszczeniu. Z uzyskanej przewidywanej oceny średniej *PMV* wynika, że duża grupa osób opisałaby swoje wrażenia cieplne jako chłodne bądź dość chłodne.

Celem niniejszej pracy było wyznaczenie parametrów komfortu cieplnego w pomieszczeniu mieszkalnym przy wykorzystaniu modelowania numerycznego. Pozwala ono na szybkie zbadanie wpływu rodzaju wentylacji na warunki komfortu cieplnego w pomieszczeniu mieszkalnym. Przy wykorzystaniu takiego typu obliczeń bardzo ważne jest wypracowanie właściwego sposobu modelowania badanego zagadnienia oraz umiejętność oceny dokładności rozwiązania numerycznego. Duży wpływ na jakość uzyskanych wyników ma również siatka obliczeniowa. Reasumując, by uzyskać dobrej jakości wyniki obliczeń potrzebna jest gęsta siatka obliczeniowa i dobry sprzęt komputerowy.

Literatura

- Abanto J., Barrero D., Reggio M., Ozell B. (2004). Airflow modeling in a computer room, *Building and Environment*, Vol. 39, 1393-1402.
- ANSYS-CFX (2006) Release 11.0: Theory.
- Awbi H. B. (2003), Ventilation of Buildings. *Taylor&Francis*, New York.
- Bohojło A. (2008). Modelowanie systemu wentylacji pomieszczeń z wykorzystaniem programu ANSYS-CFX. *Praca Dyplomowa Magisterska*, Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny.
- Bohojło A., Kołodziejczyk M. (2009), Modelowanie numeryczne parametrów lokalnych komfortu cieplnego, *Acta mechanica et automatic*. Vol. 3, No. 1, 14-23.
- Evola G., Popov V. (2006). Computational analysis of wind driven natural ventilation in buildings. *Energy and Buildings*, Vol. 38, No. 5, 491-501.
- Fanger O. (1974). *Komfort Ciepły*. Wyd. Arkady, Warszawa.
- Heiselberg P., Murakami S., Roulet C. A. (2008). Ventilation of Large Spaces in Buildings. Analysis and prediction technics. *Energy Conservation in Buildings and Community Systems, I EA Annex 26: Energy Efficient Ventilation of Large Enclosures*.
- Lin Z., Chow T. T., Tsang C. F. (2007). Effect of door opening on the performance of displacement ventilation in a typical office building. *Building and Environment*, Vol. 42, No. 3, 1335-1347.
- Sørensen D. N., Voigt L. K. (2003). Modelling flow and heat transfer around a seated human body by computational fluid dynamics. *Building and Environment*, Vol. 38, No. 6, 753-762.
- Stamou A., Katsiris I. (2006). Verification of a CFD model for indoor airflow and heat transfer. *Building and Environment*, Vol. 41, No. 9, 1171-1181.

DETERMINATION OF THERMAL COMFORT FACTORS IN A HABITABLE ROOM

Abstract: The purpose of this paper is to assess the thermal comfort in a habitable room via numerical analysis of an unsteady ventilation problem with ANSYS-CFX. Reynolds averaged Navier-Stokes equation (RANS) approach with *k-ε* RNG turbulence model was applied to obtain numerical results used to evaluate global (*PMV* – predicted mean vote and *PPD* – predicted percentage of dissatisfied) and local (*DR* – draught rating, *DRT* – dry resultant temperature *RH* – relative humidity) thermal comfort factors.

MODELOWANIE NEURONOWE W OBLICZANIU WSPÓŁCZYNNIKA PRZENIKANIA CIEPŁA ORAZ WYMAGANEJ WARSTWY IZOLACJI PRZEGRODY BUDOWLANEJ

Jacek DAWIDOWICZ*, Wojciech SIDOROWICZ

Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45 A, 15-351 Białystok

Streszczenie: W referacie przedstawiono zastosowanie sztucznych sieci neuronowych do obliczania współczynnika przenikania ciepła U oraz model odwrotny, polegający na obliczaniu grubości warstwy izolacyjnej przy zadanym współczynniku. Opisano metodykę sporządzenia zbioru uczącego sztuczne sieci neuronowe oraz opisano zbiór przetestowanych sieci neuronowych. Metody sztucznej inteligencji, w tym sztuczne sieci neuronowe, pozwalają uwzględnić w obliczeniach wiele zjawisk i procesów trudnych do opisu matematycznego ze względu na swoją nieliniowość, stąd uzyskane modele neuronowe będą uzupełniane w przyszłości o dodatkowe parametry obliczeniowe.

Słowa kluczowe: straty ciepłne, współczynnik przenikania ciepła, modelowanie neuronowe, inteligencja obliczeniowa.

1. Wprowadzenie

Obiekty budowlane są największym użytkownikiem końcowej energii. Prawie 40% światowej energii końcowej jest zużywane przez budynki, włączając w to oświetlenie, zainstalowane urządzenia i sprzęt. W związku z tym występują, znaczące i efektywne kosztowo możliwości, aby ograniczyć zużycie energii w budynkach. Obecne trendy budowlane, jak i w szerszym ujęciu polityczne, mają na celu ograniczenie zużycia energii i wytwarzania gazów cieplarnianych, a także zapewnienie zrównoważonego rozwoju społeczeństw (Boermans i Petersdorff, 2008).

Technika komputerowa stosowana jest powszechnie w zagadnieniach projektowania, wykonawstwa i eksploatacji w wielu dziedzinach. Odnosi się to również do obliczeń strat ciepłych w budownictwie. Oczekiwania w stosunku do programów komputerowych nie ograniczają się obecnie do wykonywania obliczeń. Coraz częściej dąży się do stworzenia systemów komputerowych, które będą charakteryzowały się, chociaż w niewielkim stopniu pracą kreatywną, wspomagały projektanta. W ostatnich latach mamy do czynienia z burzliwym rozwojem metod obliczeniowych, które bazują na gromadzeniu danych o problemie i odpowiednim ich przetwarzaniu. W zakres powyższego podejścia wchodzi takie metody jak sztuczne sieci neuronowe, algorytmy ewolucyjne, systemy rozmyte, systemy eksperckie. Wymienione techniki można objąć wspólną nazwą metod sztucznej inteligencji lub inteligencji obliczeniowej (Rutkowski, 2005).

W niniejszym artykule zaprezentowano wyniki

eksperymentów numerycznych, dotyczących trenowania sztucznych sieci neuronowych, pozwalających obliczać współczynnik przenikania ciepła U przez wielowarstwowe przegrody budowlane. Celem pracy było uzyskanie modeli neuronowych, które będą podstawą do dalszych prac nad zastosowaniem metod inteligencji obliczeniowej w zagadnieniach obliczeń strat ciepłych w budynkach.

2. Obliczenia strat ciepłych

Jednym z najważniejszych parametrów, który opisuje przegrody budowlane oraz określa przenikanie przez nie ciepła, jest współczynnik przenikania ciepła U . Zależy on od grubości i materiału z jakiego wykonana jest przegroda. Im wartość współczynnika mniejsza, tym straty ciepła są niższe i przegroda ma lepsze parametry izolacyjne.

2.1. Potrzeba dokładnych obliczeń strat ciepłych

Jedną z najistotniejszych ról podczas procesu projektowania budynków oraz charakterystyk energetycznych budynków już istniejących, stanowi obliczanie strat ciepłych. Straty ciepłne określane są przez ilość ciepła straconego przez przenikanie ciepła przez przegrody oraz ilość ciepła potrzebna do ogrzania powietrza wentylacyjnego napływającego z zewnątrz. Straty te zależą głównie od pola powierzchni przegrody, ich właściwości termoisolacyjnych (współczynnik U) oraz od różnicy temperatur. Dlatego, zwraca się szczególną uwagę aby budynki były energooszczędne i przyjazne

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: jacek.dawidowicz@pb.edu.pl

środowisku. Dokumentem, który określa wielkość zapotrzebowania energii niezbędnej do zaspokojenia potrzeb związanych z użytkowaniem budynku lub lokalu czyli energii na potrzeby ogrzewania, ciepłej wody, wentylacji i klimatyzacji jest świadectwo charakterystyki energetycznej – certyfikat energetyczny. Świadectwo jest źródłem oceny jakości użytkowej i wartości rynkowej budynku lub lokalu, stanowi obiektywną ocenę cech energetycznych budynków, lokali oraz wyodrębnionych części, jest również narzędziem, które pozwala na stymulowanie oszczędności energii w budynkach oraz lokalach mieszkalnych. Każdy certyfikat energetyczny powinien zawierać: podstawowe dane dotyczące budynku i wielkości energii niezbędnej do ogrzania, ciepłej wody, klimatyzacji oraz wentylacji, a dodatkowo dla budynków niemieszkalnych także energii na potrzeby oświetlenia oraz wskaźniki porównawcze. Główną cechą certyfikatu są wytyczne oraz wskazania możliwych usprawnień dla obniżenia zapotrzebowania energii. Zmniejszone wydatki na energię przyczyniają się do zmniejszenia kosztów eksploatacji budynków oraz do zmniejszenia w przyszłości zużycia energii w skali globalnej, co zmniejszy emisję gazów cieplarnianych.

2.2. Straty ciepła na zewnątrz budynku

Wartość współczynnika straty ciepła przez przenikanie z przestrzeni ogrzewanej (*i*) na zewnątrz (*e*) $H_{T,ie}$ zależy od wymiarów i cech charakterystycznych elementów budynku oddzielających przestrzeń ogrzewaną od środowiska zewnętrznego, takich jak ściany, podłogi, stropy, drzwi i okna. Według normy PN-EN 12831: 2006 do obliczeń uwzględnia się również liniowe mostki cieplne (Strzeszewski i Wereszczyński, 2007):

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot e_k + \sum_l \psi_l \cdot l_l \cdot e_l \quad [W / K] \quad (1)$$

gdzie A_k jest powierzchnią elementu budynku (*k*) w m^2 , U_k jest współczynnikiem przenikania ciepła przegrody (*k*) w W/m^2K , ψ_l jest współczynnikiem przenikania ciepła liniowego mostka cieplnego (*l*) w W/mK , l_l jest długością liniowego mostka cieplnego (*l*) między przestrzenią wewnętrzną a zewnętrzną w m, e_k , e_l oznaczają współczynniki korekcyjne ze względu na orientację, z uwzględnieniem wpływów klimatu; takich jak: różne izolacje, absorpcja wilgoci przez elementy budynku, prędkość wiatru i temperatura powietrza, w przypadku gdy wpływy te nie zostały wcześniej uwzględnione przy określaniu wartości współczynnika U_k .

Współczynnik przenikania ciepła U_k należy obliczać według:

- normy EN ISO 6946 – dla elementów nieprzezroczystych;
- normy EN ISO 10077-1 – dla drzwi i okien;
- lub na podstawie zaleceń podanych w europejskich aprobaty technicznych.

Współczynnik przenikania ciepła liniowego mostka cieplnego ψ_l powinien być określony według normy lub w sposób przybliżony z wykorzystaniem wartości tabelaryzowanych podanych w normie.

W przypadku obliczeń metodą „pomieszczenie po pomieszczeniu”, konieczny jest podział wartości współczynnika przenikania ciepła mostka pomiędzy pomieszczenia, jeśli mostek cieplny znajduje się na granicy pomieszczeń (np. strop przecinający izolację ściany zewnętrznej). W obliczeniach nie uwzględnia się nieliniowych mostków cieplnych. Orientacyjne wartości współczynników korekcyjnych podane są w załączniku krajowym do normy PN-EN 12831: 2006.

2.3. Metodyka obliczeń współczynnika przenikania ciepła U

Współczynnik przenikania ciepła to stosunek strumienia cieplnego do powierzchni przegrody i różnicy temperatury po obu jej stronach. Oznacza się go literą U i podaje w W/m^2K . Do obliczenia wartości tego współczynnika uwzględnia się materiał z jakiego są zrobione wszystkie warstwy przegrody, grubość tych warstw oraz rodzaj samej przegrody. Bierze się także pod uwagę braki i nieszczelności izolacji, jeśli takie występują oraz ewentualne mostki termiczne – wartość współczynnika U wzrasta. Najprostszym sposobem wyznaczenia współczynnika przenikania ciepła, jest obliczenie dla najmniej skomplikowanej przegrody jaką jest ściana zewnętrzna bez otworów (okien i drzwi) oraz nie stykająca się z gruntem. Do jego wyliczenia niezbędna jest znajomość wyznaczanego doświadczalnie współczynnika przewodzenia ciepła – λ (lambda) dla wszystkich materiałów, z jakich zrobiona jest ściana. Wartości współczynnika λ można znaleźć w odpowiednich tabelach (PN-EN ISO 6946: 1999). Przyjmuje się go dla średnich warunków wilgotnościowych. Służy do wyliczenia oporu cieplnego poszczególnych warstw przegrody $R_i = d_i/\lambda_i$, gdzie d_i jest grubością warstwy w metrach. Uwzględnia się także opór przejmowania ciepła na stronie zewnętrznej (R_{se}) i wewnętrznej (R_{si}) przegrody. To również są wielkości wyznaczone i podane w tej samej normie. W praktyce $R_{si} + R_{se} = 0,17 W/m^2K$ (zakłada się poziomy przepływ strumienia cieplnego przez przegrodę). Całkowity opór cieplny przegrody to suma oporów poszczególnych warstw oraz oporu przejmowania ciepła po stronie wewnętrznej i zewnętrznej przegrody. Współczynnik przenikania ciepła jest odwrotnością całkowitego oporu cieplnego $U = 1/R$. Obliczenia wykonuje się, zakładając pewne uproszczenia, które w zupełności wystarczające do praktycznych inżynierskich zastosowań. Zakłada się, że strumień ciepła jest stały w czasie i prostopadły do powierzchni, długość i szerokość przegrody są nieskończone, warstwy przegrody są jednorodne i izotropowe, ciepło jest przejmowane jednakowo na całej powierzchni (zewnętrznej i wewnętrznej – R_{si} i R_{se} są jednakowe na całej powierzchni). Uwzględnia się także szereg poprawek, które wynikają z niedoskonałości przegrody, np. nieszczelności, poprzez zwiększenie wartości współczynnika przenikania o określoną wartość liczbową.

2.4. Wymagane wartości współczynnika U

Przy analizowaniu izolacyjności cieplnej poszczególnych przegród można posługiwać się wartościami granicznymi współczynnika U . Współczynnik przenikania ciepła dla przegrody powinien spełniać normę, która zależy od tego, jaką temperaturę powinno mieć pomieszczenie. Określa się maksymalne współczynniki ciepła dla przegrody. W budynku jednorodzinnym wymagania te według normy zamieszczono w tab. 1.

Tab. 1. Maksymalne współczynniki ciepła dla przegrody w budynku jednorodzinnym

Rodzaj przegrody	Temperatura w pomieszczeniu	Współczynnik przenikania ciepła U
Ściany zewnętrzne warstwowe, stykające się z powietrzem zewnętrznym	$T_i > 16^\circ\text{C}$	0,30
Ściany zewnętrzne pozostałe, stykające się z powietrzem zewnętrznym	$T_i > 16^\circ\text{C}$	0,50
Ściany zewnętrzne, stykające się z powietrzem zewnętrznym, niezależnie od rodzaju ściany	$T_i \leq 16^\circ\text{C}$	0,80

T_i jest wewnętrzną temperaturą obliczeniową

Dla budynków użyteczności publicznej minimalne wartości współczynników przenikania ciepła wynoszą:

- dla ścian zewnętrznych pełnych $U = 0,45 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$;
- dla ścian zewnętrznych z otworami okiennymi i drzwiowymi $U = 0,55 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$;
- dla ścian zewnętrznych z otworami okiennymi i drzwiowymi oraz ze wspornikami balkonu przenikającymi ścianę $U = 0,65 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$;
- dla stropu pod nie ogrzewanym poddaszem lub stropodachu $U = 0,30 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$;
- dla stropu nad nieogrzewanymi piwnicami $U = 0,60 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$;
- dla okien i drzwi balkonowych $U = 2,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

W istniejących budynkach, których powyższe wartości współczynnika U nie są spełnione, należy dążyć, poprzez kapitalny remont, przebudowę lub modernizację, do dostosowania przegród zewnętrznych co najmniej do obecnych wymagań.

2.5. Programy komputerowe do obliczeń strat cieplnych

Obecnie dostępnych jest wiele programów komputerowych do obliczania strat cieplnych w budynkach oraz współczynników przenikania ciepła. Jak dotąd nie wykorzystują one technik inteligencji obliczeniowej. Jednym z takich programów jest Instal-OZC 4.7, który posłużył do zweryfikowania uzyskanych obliczeń przy użyciu sztucznych sieci neuronowych.

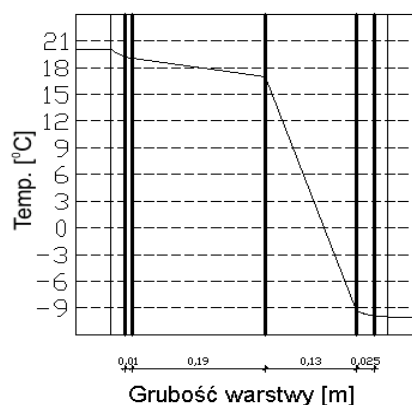
Program Instal-OZC 4.7 służy do wykonywania następujących obliczeń:

- współczynników przenikania U (lub oporu cieplnego R) przegród budowlanych;
- kontroli punktu rosy na wewnętrznej powierzchni

przegród zewnętrznych;

- kontroli wykroplenia wewnątrz przegród zewnętrznych;
- strat ciepła pomieszczeń i całego budynku;
- bilansu powietrza wentylacyjnego dla mieszkań;
- sezonowego zapotrzebowania na ciepło na cele ogrzewania i wskaźnika E ;
- temperatur powietrza w pomieszczeniach nieogrzewanych na podstawie bilansu cieplnego;
- doboru grzejników konwekcyjnych centralnego ogrzewania wodnego.

Współczynnik przenikania jest liczony automatycznie. Program ponadto kreśli schematy spadku temperatury w przegrodzie (rys. 1).



Rys. 1. Przykładowy schemat spadku temperatury w przegrodzie budowlanej wielowarstwowej

3. Podstawy modelowania neuronowego

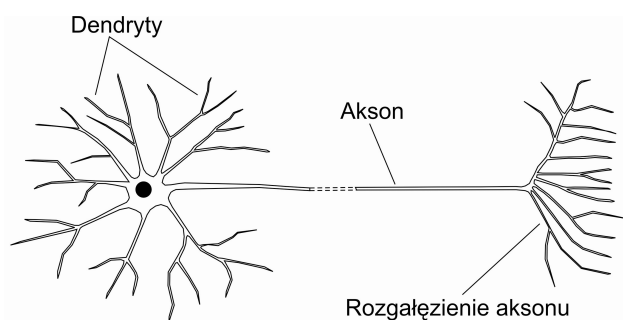
Sieci neuronowe zostały opracowane na podstawie badań, które dotyczyły budowy modeli podstawowych struktur występujących w mózgu. Stanowią próbę wykorzystania zjawisk zachodzących w systemach nerwowych przy poszukiwaniu nowych rozwiązań technologicznych. Podstawowymi składnikami sieci są połączone ze sobą elementy przetwarzające zwane neuronami. Na sposób działania sieci wpływa liczba neuronów, przyjęty model neuronu oraz struktura sieci neuronowej. Neurony grupowane są w warstwy. Podstawowym elementem dla prawidłowego funkcjonowania sieci jest prawidłowy dobór wartości parametrów neuronów, czyli wag i wartości progowych (Bishop, 1995; Żurada i in., 1996; Tadeusiewicz, 1993; Mulawka, 1991).

3.1. Neuron biologiczny a model neuronu

Można zadać sobie pytanie, skąd wziął się pomysł stworzenia narzędzia obliczeniowego w postaci sztucznych sieci neuronowych. Pod koniec XIX wieku Ramon y Cajal, hiszpański anatom, wykazał, że układ nerwowy jest strukturą złożoną z wielu, podobnych pod względem funkcjonalnym, komórek nerwowych (neuronów). Odkrycie to otworzyło nowy rozdział w badaniach i rozumieniu funkcji mózgu. Z jednej strony badano funkcjonowanie pojedynczych neuronów,

z drugiej strukturę i współdziałanie neuronów (Wróbel, 1997).

W systemach nerwowych występuje bardzo duża liczba komórek nerwowych, czyli neuronów. Podstawowym zadaniem neuronów jest przyjmowanie, przewodzenie i przekazywanie sygnałów. Neurony (rys. 2) tworzą niezwykle skomplikowane sieci informacyjne, w których sygnały przechodzą z jednego neuronu do drugiego, umożliwiając analizę i interpretowanie sygnałów dochodzących z narządów zmysłów oraz odpowiadanie na te sygnały (Alberts i in., 2005).



Rys. 2. Schemat neuronu biologicznego (Alberts i in., 2005)

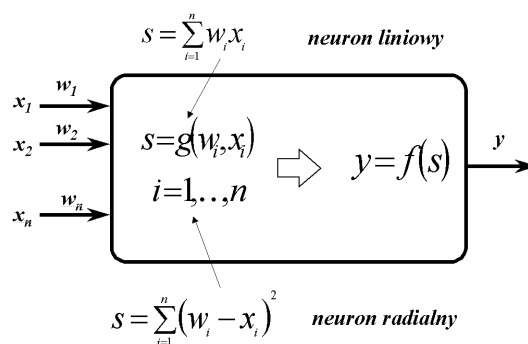
Transmisja sygnałów w systemie nerwowym jest bardzo złożonym procesem elektrochemicznym. Wychodzący sygnał z neuronu jest rozsyłany do wielu innych neuronów poprzez rozgałęzienia na końcu aksonu. Bezpośrednie połączenie rozgałęzionego aksonu jednego neuronu z dendrytami innych neuronów odbywa się za pośrednictwem biochemicznych złączy tak zwanych synaps. Działanie synaps może powodować wzmacnianie lub osłabianie sygnału, stąd część sygnałów dochodzących do neuronu może mieć charakter pobudzający, a część hamujący. W przypadku, gdy bilans pobudzeń i hamowań z poszczególnych synaps, przekroczy próg uaktywniający komórkę, wówczas sygnał wyjściowy narasta i powstaje impuls nerwowy. Przejście od stanu bezczynności do stanu generacji impulsu zachodzi w typowych neuronach bardzo gwałtownie, dlatego mówi się często o „zapłonie” neuronu.

Powyższy, ogólny opis budowy i funkcjonowania neuronu biologicznego był inspiracją do stworzenia modelu matematycznego neuronu. Model neuronu (rys. 3) definiuje jego strukturę oraz opisuje sposób działania. Sztuczny neuron składa się z następujących elementów (Osowski, 1996; Korbicz i in., 1994; StatSoft Inc., 2001a):

- wejścia - służą do wprowadzenia informacji do neuronu;
- parametry: wagi związane z wejściami do neuronu, tworzące wektor wag; dodatkowym parametrem neuronu jest wartość progowa, po przekroczeniu której następuje aktywacja neuronu; proces uczenia sztucznej sieci neuronowej, polega na prawidłowym doborze wartości parametrów wszystkich neuronów z których jest zbudowana;
- funkcja potencjału postsynaptycznego (rys. 1) - funkcja dokonująca agregacji wektora danych wejściowych neuronu w pojedynczą wartość zwaną

zintegrowaną wartością wejściową lub łącznym pobudzeniem neuronu. Sposób przeprowadzania agregacji jest uzależniony od typu zastosowanej funkcji PSP (*Post Synaptic Potential function*). Podstawowe jej rodzaje to: liniowa funkcja PSP i radialna funkcja PSP;

- funkcja aktywacji - jest to funkcja pozwalająca na wyznaczenie wartości wyjściowej neuronu na podstawie zintegrowanej wartości wejściowej; najczęściej stosowane są funkcje: liniowa, logistyczna, tangensoidalna, Gaussa;
- wyjście - służy do wyprowadzenia na zewnątrz neuronu wartości wyjściowej wyznaczonej przez funkcję aktywacji.



Rys. 3. Schemat modelu neuronu

3.2. Rodzaje sieci neuronowych i uczenie nadzorowane

Modele neuronów są podstawowymi elementami składowymi sztucznych sieci neuronowych, zlokalizowanymi w węzłach sieci odpowiednio ze sobą połączonymi. Z powodu różnych sposobów połączenia neuronów i ich wzajemnego współdziałania, można wyróżnić trzy najważniejsze grupy sieci:

- sieci jednokierunkowe, o kierunku przepływu sygnału - od wejścia do wyjścia;
- sieci rekurencyjne, w strukturze których występują sprzężenia zwrotne, tzn. wyjście przynajmniej jednego neuronu jest połączone pośrednio lub bezpośrednio z jego wejściem;
- sieci komórkowe, których topologia oparta jest na dowolnej regularnej strukturze geometrycznej, najczęściej będącej płaską siatką prostokątną.

W niniejszej pracy wykorzystano następujące rodzaje jednokierunkowych sztucznych sieci neuronowych:

- liniowe (*linear network*);
- perceptron wielowarstwowy (MLP - *multilayer perceptron*).

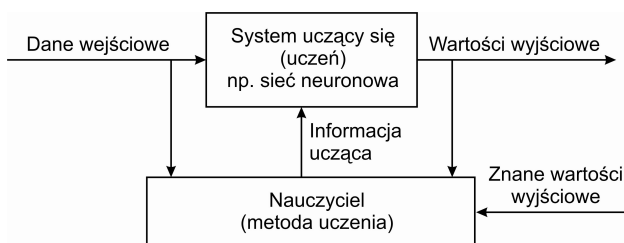
Wiedza sieci neuronowej zgromadzona jest w wagach połączeń między neuronami, stąd bardzo ważne jest odpowiednie ustalenie ich wartości, co przeprowadzane jest w procesie uczenia. Metody uczenia sieci jednokierunkowych typu perceptron wielowarstwowy modyfikują jedynie wagi, pozostawiając architekturę sieci bez zmian. Wynika stąd, że w pierwszej kolejności należy podjąć decyzję o liczbie warstw oraz liczbie i rodzaju neuronów w każdej warstwie. Następnie w procesie uczenia ustala się wartości wag wszystkich neuronów

dążąc do minimalizacji błędu działania sieci. Zadanie to jest realizowane przez odpowiedni algorytm uczenia.

Znanych jest wiele metod uczenia sieci typu perceptron wielowarstwowy, określających kiedy i w jaki sposób zmieniają się wagi połączeń pomiędzy neuronami. W programie STATISTICA Neural Networks dostępne są m.in. następujące metody:

- wstecznej propagacji błędów;
- szybkiej propagacji błędów;
- gradientów sprzężonych;
- Quasi-Newtona (metoda zmiennej metryki BFGS).

Sieci typu perceptron wielowarstwowy uczone są przy użyciu strategii z nauczycielem. W przypadku uczenia nadzorowanego (z nauczycielem, rys. 4), sieci neuronowej prezentowany jest zbiór przykładów uczących, składających się z par w postaci wektora danych wejściowych oraz odpowiadających mu poprawnych (znanych) odpowiedzi, w postaci wartości numerycznej lub wartości nominalnej, opisującej stan, sytuację, decyzję, konkluzję, itp. Na podstawie tych danych algorytm uczący modyfikuje wartości parametrów sieci i próbuje generować wyniki sieci najbardziej zbliżone do zadanych wartości wyjściowych. Proces uczenia polega więc na wypracowaniu umiejętności generowania przez sieć neuronową poprawnych odpowiedzi. Obserwacja danych wejściowych i odpowiadających im wartości wyjściowych z sieci, pozwala ocenić proces uczenia i jego postęp. Informacja ucząca uzyskana w ten sposób określana jest mianem nauczyciela. Sieci neuronowe są jednym z rodzajów tzw. systemów uczących się. W procesie uczenia system uczący się, czyli w tym wypadku sieć neuronowa, pełni rolę ucznia (rys. 4) (Cichosz, 2000).



Rys. 4. Schemat zasady uczenia nadzorowanego (Cichosz, 2000)

3.4. Perceptron wielowarstwowy

Obecnie najczęściej stosowanym rodzajem jednokierunkowej sztucznej sieci neuronowej jest perceptron wielowarstwowy, który składa się z wielu neuronów ułożonych w warstwy. Neurony połączone są pomiędzy warstwami na zasadzie „każdy z każdym”, natomiast w jednej warstwie nie występują połączenia pomiędzy neuronami. Do każdego z połączeń przypisany jest współczynnik wagowy. Wykorzystuje się powyższy sposób połączeń, gdyż w procesie uczenia wagi nieistotnych połączeń zostaną wyzerowane, co jest jednoznaczne z brakiem połączenia. Wyróżnia się trzy podstawowe typy warstw: warstwę wejściową, wewnętrzne warstwy ukryte oraz warstwę wyjściową.

Sieci jednokierunkowe wielowarstwowe zawsze posiadają warstwę wejściową i wyjściową oraz przynajmniej jedną warstwę ukrytą. Liczba warstw ukrytych i neuronów w poszczególnych warstwach sieci tego typu wpływa na możliwości odwzorowania zależności reprezentowanej przez zbiór wektorów wejściowych oraz odpowiadających im żądanych wartości wyjściowych.

3.5. Ocena jakości jednokierunkowej sieci neuronowej

Wszystkie wymienione wyżej metody uczenia sieci jednokierunkowych, związane są z redukcją wartości funkcji błędu, która w ogólnym przypadku jest nieliniową funkcją macierzy wag. Do oceny jakości działania sieci potrzebny jest globalny błąd obliczony dla wszystkich wzorców ze zbioru uczącego. Funkcja błędu sieci neuronowej może przybierać różne formy, lecz w przypadku uczenia nadzorowanego jest to pewna miara rozbieżności pomiędzy aktualnymi wartościami sygnałów neuronów warstwy wyjściowej a wartościami zadanymi.

Podstawową funkcją błędu jest błąd wyznaczany według zasady najmniejszych kwadratów, określany jako Suma-Kwadratów (SSE – *Sum Squared Error*). Łączny błąd uczenia sieci otrzymuje się w wyniku sumowania kwadratów błędów po wszystkich wzorcach uczących T ($t = 1, \dots, T$) i wyjściach sieci M ($m = 1, \dots, M$).

$$E_{SSE} = \sum_{t=1}^T \sum_{m=1}^M (d_m^{(t)} - y_m^{(t)})^2 \quad (2)$$

Powyższa funkcja błędu występuje również z pomocniczym współczynnikiem liczbowym w postaci:

$$E = \frac{1}{2} \sum_{t=1}^T \sum_{m=1}^M (d_m^{(t)} - y_m^{(t)})^2 \quad (3)$$

4. Wybór i uczenie sieci neuronowych

Do symulacji sztucznych sieci neuronowych wykorzystano program STATISTICA Neural Networks (StatSoft Inc., 1998, 2001a, 2001b, 2001c, 2001d). Przeprowadzono doświadczenia mające na celu ustalenie właściwych struktur sieci neuronowych, określenie wpływu poszczególnych wejść na sposób działania sieci. Proces uczenia poszczególnych struktur sieci neuronowych prowadzono kilkakrotnie, w celu uniknięcia minimum lokalnego funkcji błędu.

4.1. Metodyka sporządzenia zbioru danych uczących sieci neuronowe

Zastosowanie techniki neuronowej wymaga przygotowania zbioru danych uczących oraz zapewnienia odpowiedniej ich liczby, w celu przeprowadzenia procesu uczenia sztucznej sieci neuronowej. Zbiór ten powinien być reprezentatywny, aby mógł być traktowany jako próba losowa pobrana z populacji wszystkich możliwych przykładów dla danego problemu. Do przygotowania

danych został opracowany arkusz kalkulacyjny Excel, przy użyciu którego uzyskano 4050 przykładów uczących, zawierających zmienne wejściowe i wyjściowe do sieci neuronowych. W analizowanych sieciach neuronowych, brane były pod uwagę następujące zmienne:

- współczynniki przewodności cieplnej poszczególnych warstw;
- grubości poszczególnych warstw przegrody.

Obliczenia współczynnika przenikania ciepła U przeprowadzono według metodyki zamieszczonej w PN-EN ISO 6946:1999. „Komponenty budowlane i elementy budynku. Opór cieplny i współczynnik przenikania ciepła”. Współczynniki przewodzenia ciepła λ przyjęto dla warunków średniowilgotnych.

Obliczenia wykonano dla przegrody składającej się z następujących warstw, zakresie ich grubości i wartości λ :

- tynk zewnętrzny cementowo – wapienny, grubość: 0,01 - 0,025 m, $\lambda = 0,820 \text{ W/m}\cdot\text{K}$;
- mur z cegły ceramicznej pełnej, grubość: 0,065 - 0,480 m, $\lambda = 0,770 \text{ W/m}\cdot\text{K}$;
- styropian, grubość: 0,060-0,200 m, $\lambda = 0,043 \text{ W/m}\cdot\text{K}$;
- tynk wewnętrzny, grubość: 0,005 - 0,015 m, $\lambda = 0,820 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

Obliczenia wykonano dla różnych kombinacji grubości warstw przegrody w celu uzyskania pełnej reprezentacji zmienności warstw i odpowiadających im wartości współczynnika przenikania ciepła do uczenia sieci neuronowej.

4.2. Model neuronowy do obliczania współczynnika przenikania ciepła U

Jakość wyników uzyskiwanych za pomocą sieci neuronowych jest w znacznym stopniu uzależniona od doboru odpowiedniej struktury sieci. Sieć wytrenowana na ograniczonym zbiorze uczącym, powinna uogólniać zdobytą wiedzę i wyznaczać poprawne wartości dla danych, które nie były używane w procesie uczenia, lecz należące do określonej populacji. Model neuronowy powinien odwzorowywać ogólną postać poszukiwanej zależności, a nie przystosowywać się wyłącznie do punktów ze zbioru uczącego. Cecha ta określana jest jako zdolność do generalizacji (uogólniania) nabytej wiedzy. W celu kontroli zdolności do generalizacji sieci w trakcie jej uczenia, zbiór danych dzielony jest na trzy części:

- zbiór uczący - wykorzystywany do uczenia sieci;
- zbiór walidacyjny - przypadki z tego zbioru nie są wykorzystywane do modyfikacji parametrów sieci w procesie uczenia, lecz do niezależnej, przeprowadzanej równoległe z procesem uczenia oceny jakości i zdolności do generalizacji;
- zbiór testowy - nie jest w ogóle wykorzystywany w trakcie uczenia, pozwala na wykonanie końcowej oceny jakości działania sieci po zakończonym procesie uczenia.

Przystępując do rozwiązania problemu przy użyciu sztucznych sieci neuronowych, w pierwszej kolejności

należy przeprowadzić uczenie sieci liniowej. Może okazać się, że stanowi ona wystarczająco dobre rozwiązanie problemu. Ogólna zasada stosowana w nauce mówi, że w przypadku, gdy istnieje możliwość wyboru pomiędzy modelem prostym i bardziej złożonym, należy preferować model prostszy, pod warunkiem, że ten drugi nie odwzorowuje znacznie lepiej szukanej zależności.

Neuronowe sieci liniowe są bardzo proste pod względem struktury, jednak w wielu przypadkach są sieciami bardzo użytecznymi. W programie ST Neural Networks sieci liniowe tworzone są z dwóch warstw: wejściowej i wyjściowej. W związku z powyższym w pierwszej kolejności został sporządzony neuronowy model liniowy (rys. 5), stanowiący poziom odniesienia dla kolejnych sieci neuronowych. Następnie przetestowano sieci typu perceptron wielowarstwowy z jedną (rys. 6) i dwoma warstwami ukrytymi (rys. 7). W tabeli 2 zamieszczono błędy uczenia przetestowanych sieci dla zbiorów: uczącego, walidacyjnego i testowego. Wszystkie warstwy posiadały 8 wejść odpowiadających grubości i współczynnikowi λ poszczególnych warstw przegrody.

W niniejszej pracy zastosowano funkcję błędu Suma-Kwadratów, opisaną wzorem (2).

Tab. 2. Wartości błędu uczenia dla przetestowanych sieci neuronowych

Typ	W1	W2	Błąd ucz.	Błąd wal.	Błąd tst.
Lin.	-	-	0,03663	0,0357	0,03762
MLP	4	-	0,00146	0,00149	0,00145
MLP	4	4	0,00089	0,00091	0,00090

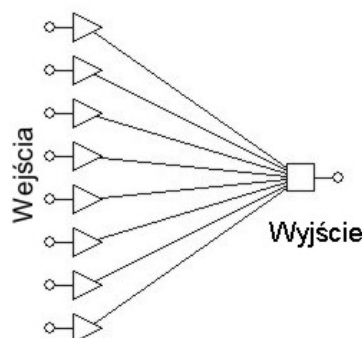
Lin. jest siecią liniową,

MLP jest perceptronem wielowarstwowym,

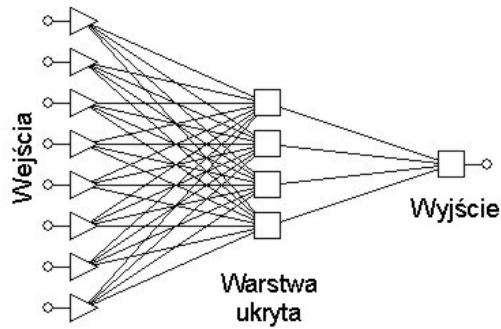
W1 jest liczbą neuronów w pierwszej warstwie ukrytej,

W2 jest liczbą neuronów w drugiej warstwie ukrytej.

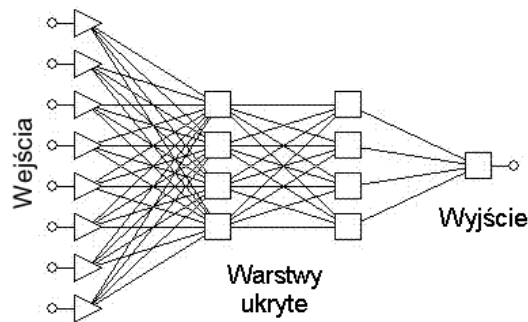
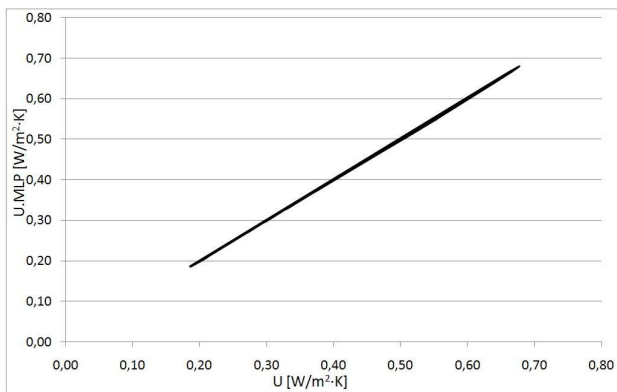
Najmniejszy błąd uczenia uzyskano w przypadku perceptronu wielowarstwowego, w którym zastosowano po 4 neurony w każdej warstwie ukrytej. Na rys. 8 zamieszczono ocenę zgodności wyników uzyskanych z dwuwarstwową siecią typu perceptron wielowarstwowy U.MLP z odpowiednimi zadanymi wartościami współczynnika przenikania ciepła U .



Rys. 5. Schemat sieci liniowej do obliczania współczynnika przenikania ciepła U



Rys. 6. Schemat sieci neuronowej perceptronowej z jedną warstwą ukrytą

Rys. 7. Schemat sieci neuronowej perceptronowej z dwiema warstwami ukrytymi do obliczania U Rys. 8. Ocena zgodności wyników sieci MLP z obliczonymi wartościami U

4.3. Model neuronowy do obliczania wymaganej grubości izolacji przegrody budowlanej

Kolejnym etapem badań było opracowanie modelu neuronowego do obliczania grubości warstwy izolacyjnej na podstawie zadanej wartości współczynnika przenikania ciepła. W tab. 3 zamieszczono zestawienie sieci neuronowych i błędów uczenia dla poszczególnych podzbiorów zbioru uczącego.

Tab. 3. Wartości błędu uczenia dla przetestowanych sieci neuronowych

Typ	W1	W2	Błąd ucz.	Błąd wal.	Błąd tst.
-----	----	----	-----------	-----------	-----------

Lin.	-	-	0,01393	0,01364	0,01444
MLP	5	-	0,00048	0,00047	0,00048
MLP	7	5	0,00069	0,00069	0,00070

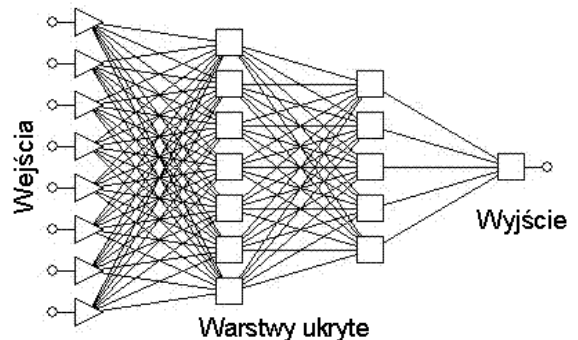
Lin. jest siecią liniową,

MLP jest perceptronem wielowarstwowym,

W1 jest liczbą neuronów w pierwszej warstwie ukrytej,

W2 jest liczbą neuronów w drugiej warstwie ukrytej.

Podobnie jak w przypadku sieci neuronowej do obliczania współczynnika przenikania ciepła, do obliczania grubości izolacji (styropianu) najlepsza okazała się sieć typu perceptron wielowarstwow z dwiema warstwami ukrytymi (rys. 9).



Rys. 9. Schemat sieci neuronowej perceptronowej z dwiema warstwami ukrytymi do obliczania grubości izolacji

5. Podsumowanie i wnioski

W referacie opisano próbę wykorzystania sieci neuronowych do obliczeń współczynnika strat ciepłych U oraz grubości izolacji przegrody budowlanej wielowarstwowej. Uzyskano bardzo wysoką zbieżność wyników z sieci neuronowej z wynikami uzyskanymi w arkuszu kalkulacyjnym oraz w programie komputerowym Instal-OZC. Zdolność sieci neuronowych do modelowania zależności nieliniowych wskazuje, że do zbiorów uczących powyższe sieci można wprowadzić dodatkowe zmienne, nie uwzględnione w dotychczasowej metodzie obliczeniowej.

Literatura

- Alberts B., Bray D., Hopkin K., Johnson A., Lewis J., Raff M., Roberts K., Walter P. (2005). Podstawy biologii komórki, Część 1. Przekład zbiorowy pod red. Kmity H. i Wojtaszka P. Wydawnictwo Naukowe PWN. Warszawa.
- Bishop C. M. (1995). Neural Networks for Pattern Recognition. Oxford University Press, Oxford.
- Boermans T., Petersdorff C. (2008). Wartości współczynnika przenikania ciepła U dla lepszej efektywności energetycznej budynków. Raport opracowany przez ECOFYS dla EURIMA. Wydawca wersji polskiej: MIWO Stowarzyszenie Producentów Wełny Mineralnej: Szklanej i Skalnej. Bruksela.
- Cichosz P. (2000). Systemy Uczące się. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Warszawa.

- Korbicz J., Obuchowicz A., Uciński D. (1994). Sztuczne Sieci Neuronowe. Podstawy i Zastosowania. *Akademicka Oficyna Wydawnicza PLJ*. Warszawa.
- Mulawka J. J. (1991). Wprowadzenie w dziedzinę sztucznych sieci neuronowych. W: Materiały seminarium Ośrodka Informacji Naukowej PAN „Systemy Ekspertowe i Sztuczne Sieci Neuronowe”. Warszawa 1991.
- Osowski S. (1996). Sieci Neuronowe. *Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej*. Warszawa.
- Rutkowski L. (2005). Metody i techniki sztucznej inteligencji. Inteligencja obliczeniowa. *Wydawnictwo Naukowe PAN*. Warszawa.
- Strzeszewski M., Wereszczyński P. (2007). Norma PN-EN 12831. Nowa metoda obliczania projektowego obciążenia cieplnego. Poradnik. *Purmo*. Warszawa.
- Tadeusiewicz R. (1993). Sieci neuronowe. *Akademicka Oficyna Wydawnicza*. Warszawa.
- Wróbel A. (1997). Neuron i sieci neuronowe. W: Mózg a zachowanie, pod red. Górskiej T., Grabowskiej A., Zagrodzkiej J., *Wydawnictwo Naukowe PWN*. Warszawa.
- Żurada J., Barski M., Jędruch W. (1996). Sztuczne sieci neuronowe, *Wydawnictwo Naukowe PWN*. Warszawa.
- STATISTICA Neural Networks. (1998). *StatSoft Inc.* Tulsa. USA.
- Wprowadzenie do sieci neuronowych. (2001a) STATISTICA Neural Networks PL, *StatSoft Inc.* 2001.
- Poradnik użytkownika. (2001b). STATISTICA Neural Networks PL, *StatSoft Inc.* Tulsa. USA.

- Przewodnik problemowy. (2001c). STATISTICA Neural Networks PL, *StatSoft Inc.* Tulsa. USA.
- Kurs użytkownika programu na przykładach. (2001d). STATISTICA Neural Networks PL, *StatSoft Inc.* Tulsa. USA.

NEURAL MODELLING FOR CALCULATING THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT AND REQUIRED ISOLATION LAYER OF WALL BARRIER

Abstract: The report presents the usage of artificial neural networks to calculate heat transfer coefficient U and the opposite model, which consists on calculating the thickness of the isolation layer with given coefficient. The methodology of making a set teaching artificial neural networks and the set of tested neural networks were described. The methods of artificial intelligence, including neural networks, let include in calculations many phenomena and processes hard to describe mathematically because of their nonlinearity, so obtained neural models will be completed by additional computable parameters in future.

Praca naukowa sfinansowana przez Politechnikę Białostocką w ramach pracy statutowej S/WBiŚ/22/08

RACJONALIZACJA GOSPODARKI ENERGETYCZNEJ SYSTEMÓW BUDOWLANO-INSTALACYJNYCH NA PRZYKŁADZIE OBIEKTU SŁUŻBY ZDROWIA

Agnieszka JACHURA*, Robert SEKRET

Wydział Inżynierii i Ochrony Środowiska, Politechnika Częstochowska, ul. Dąbrowskiego 73, 42-200 Częstochowa

Streszczenie: Jednym z podstawowych wyzwań współczesnego świata jest prowadzenie racjonalnej gospodarki energią. Dlatego też, coraz częściej zaczyna się zwracać uwagę na podniesienie efektywności użytkowania energii oraz wzrost wykorzystania niekonwencjonalnych źródeł energii. Urzędy, obiekty służby zdrowia, szkoły i biura pochłaniają ponad 6% całej energii wykorzystywanej w Polsce. Rosnące koszty eksploatacji budynków oraz możliwość ubiegania się o dofinansowanie działań termomodernizacyjnych, skłaniają do przeprowadzania modernizacji obiektów użyteczności publicznej. Analiza stanu technicznego budynków i instalacji wewnętrznych wskazuje na znaczne marnotrawstwo, ale również na ogromny potencjał oszczędności, który można wyzwolić poprzez racjonalizację użytkowania energii i unowocześnienie systemów, z równoczesnym zapewnieniem właściwych warunków eksploatacyjnych oraz ochrony środowiska naturalnego.

Przedmiotem artykułu jest termomodernizacja samodzielnego budynku Zakładu Opieki Zdrowotnej. Celem modernizacji jest dostosowanie obiektu szpitala do nowych standardów użytkowych i technicznych, a także do obecnie obowiązujących przepisów prawa budowlanego, warunków technicznych i innych przepisów szczególnych.

Słowa kluczowe: energia, obiekty użyteczności publicznej, audyt energetyczny.

1. Wprowadzenie

Racjonalne użytkowanie energii jest wymuszane przez dwa zasadnicze czynniki:

- kryteria ekonomiczne;
- regulacje w zakresie gospodarki energetycznej (Tomaszewski i Górecki, 2005).

Kryteria ekonomiczne to dążenie do obniżania kosztów, w przypadku zużycia energii rozumianych jako koszty eksploatacyjne. Regulacje to szereg odgórnych wytycznych, mających na celu osiągnięcie racjonalnej gospodarki energią (Tomaszewski i Zator, 2005). Do najważniejszych regulacji należy zaliczyć dyrektywę 2002/91/EC z dnia 16 grudnia 2002 r. dotyczącą jakości energetycznej budynków (Dyrektywa 2002/91/EC). Zgodnie z którą należy zmniejszać zapotrzebowanie energii na: ogrzewanie, klimatyzację, ciepłą wodę i oświetlenie. Ograniczenie zapotrzebowania wiąże się między innymi z efektywnym zarządzaniem energią prowadzące do racjonalizacji użytkowania i przynosi efekty ekonomiczne oraz efekty środowiskowe (Górzyński, 2000; Tomaszewski i Zator, 2005).

Racjonalizacja użytkowania energii w obiektach użyteczności publicznej obejmuje również planowanie przedsięwzięć termomodernizacyjnych na zasadach zrównoważonego rozwoju, tj. harmonizujących

możliwości finansowe i inwestycyjne z maksymalizacją efektów oszczędnościowych w zużyciu nośników energii. Pozwala to zaoszczędzić środki wydatkowane na dostarczanie nośników energetycznych oraz poprzez zmniejszenie zapotrzebowania na energię, powoduje zmniejszenie emisji zanieczyszczeń do środowiska. Ogólny model systemu zarządzania użytkowaniem energii i środowiska w obiektach użyteczności publicznej przedstawiono na rys. 1. Rada Unii Europejskiej w 2007 roku przyjęła program „20 – 20 – 20”. Jego cel ma zostać osiągnięty do 2020 roku i dotyczy ograniczenia emisji dwutlenku węgla o 20%, zwiększenie udziału odnawialnych źródeł energii do 20% i podniesienie efektywności energetycznej o 20%. Celem strategicznym dla Polski jest osiągnięcie udziału energii odnawialnej w 2020 roku na poziomie 14-15%. W Europie, jak również w Polsce, 40% całkowitego zapotrzebowania na energię przypada na szeroko pojęty sektor budownictwa. W komunalnym zaopatrzeniu w energię jednym ze strategicznych użytkowników jest służba zdrowia. Jedną z najważniejszych jednostek organizacyjnych w systemie opieki zdrowotnej jest szpital. Wynika to między innymi z faktu, że wysoka koncentracja urządzeń techniki medycznej i eksploatacja infrastruktury technicznej do zabiegów na pacjentach wymagają dużych ilości energii w postaci ciepła, chłodu i elektryczności a z drugiej strony

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: aga.jachura@o2.pl

ważne jest aby w tego typu obiektach utrzymać jak najwyższe standardy jakości środowiska wewnętrznego (Dyrektywa 2002/91/EC, 2002). Podstawowymi przyczynami nadmiernego wykorzystania energii na cele ogrzewania, wentylacji i przygotowania ciepłej wody użytkowej w budynkach użyteczności publicznej są (Norwicz, 2004):

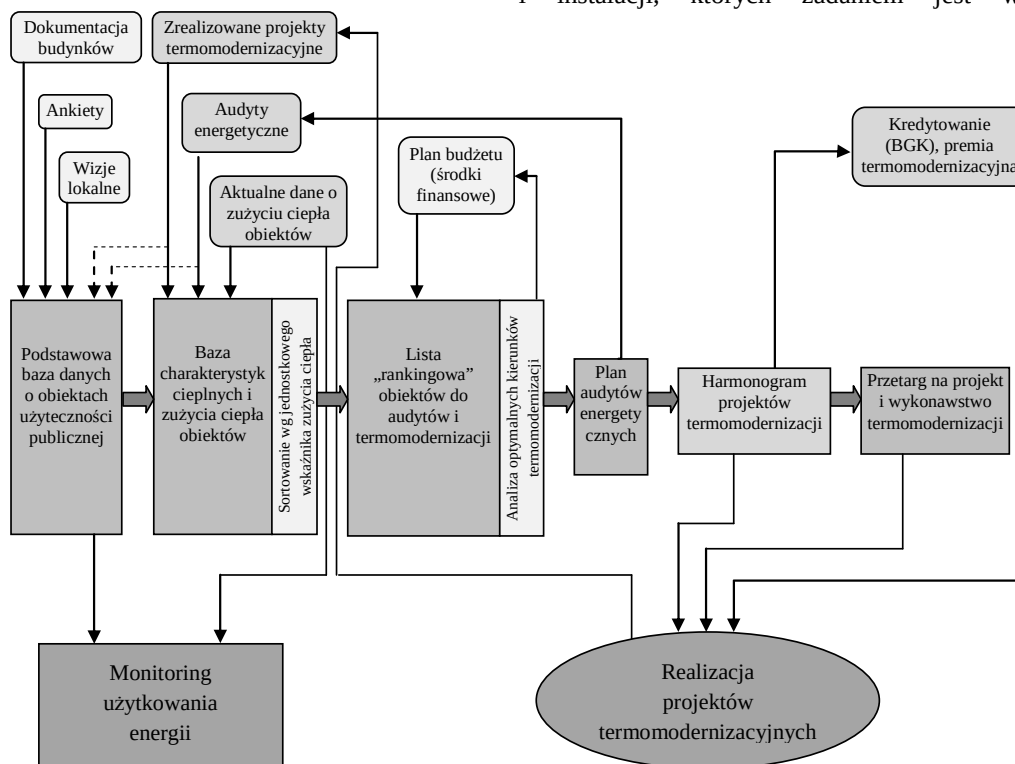
- przestarzała i zła struktura nośników energii;
- zły stan instalacji wewnętrznych;
- niewłaściwy system rozliczania kosztów zużywanej

energii na cele c.o. i c.w.u. i wynikający stąd brak motywacji użytkowników do oszczędzania energii;

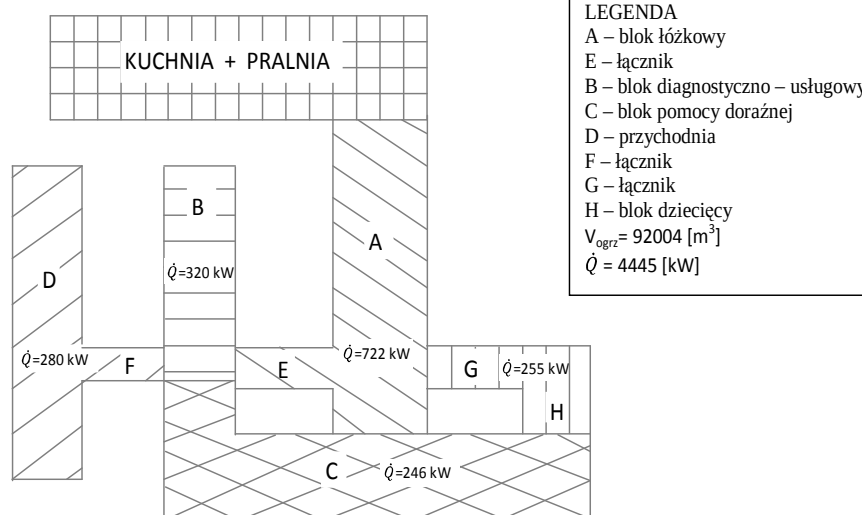
- znikomy stopień wykorzystania niekonwencjonalnych źródeł energii.

Można przyjąć, że obiekt szpitalny to kompleks budowlany, czyli budynek lub zespół budynków charakteryzujący się złożoną strukturą gospodarki energetycznej.

Określenie „budynek jako system energetyczny” oznacza, że obiekt jest traktowany jako zbiór urządzeń i instalacji, których zadaniem jest wytwarzanie,



Rys. 1. Schemat systemu zarządzania użytkowaniem energii i środowiska w obiektach użyteczności publicznej (Energoprojekt, 2007)



Rys. 2. Schemat usytuowania budynków samodzielnego publicznego zakładu opieki zdrowotnej

przetwarzanie, przesyłanie i rozdział nośników energii zużywanych na potrzeby budynku oraz powiązań między tymi urządzeniami i instalacjami (Rajkiewicz, 2008).

Problematyka racjonalizacji zużycia energii w szpitalach zyskuje coraz większe zainteresowanie ze strony Komisji Europejskiej. Okazuje się, że sektor szpitalnictwa w Europie boryka się z podobnymi problemami jakie występują w Polsce, a mianowicie (Majewski, 2008):

- wiekowość budynków;
- niski standard techniczny;
- nadmierne zużycie energii na cele ogrzewania, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej i oświetlenia wewnątrz;
- niedotrzymane standardy jakości środowiska wewnętrznego w zakresie parametrów mikroklimatu pomieszczeń (Majewski, 2008).

Stan techniczny budynków szpitalnych w Polsce jest zróżnicowany głównie z punktu widzenia okresu ich budowy. Ponadto rzeczywiste zapotrzebowanie na energię jest zależne m.in. od:

- typu szpitala;
- ilości łóżek;
- peryferyjnych jednostek usługowych (pralnia, kuchnia, sterylizacja, itd.) (Dyrektywa 2002/91/EC, 2002).

Zapewnienie odpowiednich parametrów środowiska wewnętrznego w takim kompleksie budowlanym, przy racjonalnym gospodarowaniu energią, wymaga współgrania trzech elementów: charakterystyki cieplnej samego budynku, stopnia zaawansowania technicznego systemu instalacji wewnętrznych, w które jest on wyposażony oraz wykorzystywanie poszczególnych systemów zgodnie z przypisaną im funkcją (Tomaszewski i Górecki, 2005).

Zmniejszenie zapotrzebowania na energię w systemach budowlano-instalacyjnych istniejących szpitali wymaga przeprowadzenia procesu termomodernizacji obejmującego zmiany w ich technicznym wyposażeniu oraz w elementach budowlanych. Należy przy tym jednak pamiętać, że szpital tworzy skomplikowany system przestrzeni o różnorodnym przeznaczeniu funkcjonalnym i odmiennych typach użytkowników. Prowadzi to do konieczności zrównoważenia wymagań technicznych, określonych przepisami prawa budowlanego, pod względem energetycznym, ekonomicznym i ekologicznym proponowanego zakresu termomodernizacji trzech podstawowych obszarów takiego kompleksu. Do tych obszarów należy zaliczyć (Nowakowski, 2008):

- pomieszczenia ogólnodostępne zewnętrzne (hol wejściowy, recepcja, korytarze, parkingi);
- pomieszczenia wewnętrzne (pokoje pacjentów, korytarze wewnątrz oddziałów);
- pomieszczenia hospitalizacyjne (pokoje zabiegowe, laboratoria i sale operacyjne).

2. Charakterystyka obiektu badań

Jako przedmiot badań wybrano przykładowy zespół

budynków Zakładu Opieki Zdrowotnej wzniesionych w latach 70-tych. Należy podkreślić, że w tym okresie zostało oddanych do eksploatacji kilkadziesiąt budynków podobnego typu. Budynki szpitala zaprojektowano w konstrukcji prefabrykowanej, żelbetowej. Na rys. 2 przedstawiono schemat usytuowania budynków szpitalnych wraz z zapotrzebowaniem na projektowe obciążenie cieplne Q na cele ogrzewcze i ciepłej wody użytkowej.

Podstawowe wielkości charakteryzujące zespół budynków przedstawiono poniżej:

1. Kubatura budynku	109880 m ³
2. Kubatura części ogrzewanej	92004 m ³
3. Powierzchnia netto budynku	30667 m ²
4. Powierzchnia zabudowana	9225 m ²
5. Wysokość kondygnacji	2,98 m
6. Liczba osób użytkujących budynek	1120
7. Ilość kondygnacji A/B/C/D/H/Kuchnia + Pralnia/Patomorfologia	8/3/3/3/3/2/1

Przedmiotowy budynek szpitalny wyposażony został w następujące instalacje sanitarne: instalację centralnego ogrzewania, wentylację grawitacyjną, instalację wodno-kanalizacyjną oraz instalację elektryczną. Badany obiekt jest całkowicie podpiwniczony i składa się z niżej wymienionych zespołu budynków:

- 8-kondygnacyjnego budynku A – blok łóżkowy;
- 3-kondygnacyjnego budynku B – blok diagnostyczno – usługowy;
- 3-kondygnacyjnego budynku C – blok pomocy doraźnej;
- 3-kondygnacyjnego budynku D – przychodnia;
- 3-kondygnacyjnego budynku H – blok dziecięcy;
- 2-kondygnacyjnego budynku kuchni i pralni, przylegającego do budynku A;
- 1-kondygnacyjnego osobno stojącego budynku patomorfologii;
- hol;
- portiernia;
- stacja trafo;
- hydrofornia.

Budynki A, B, D i H połączone są ze sobą łącznikami.

3. Metodyka badań

Celem dostosowania obiektu szpitala do nowych standardów użytkowych i technicznych, a także do obecnie obowiązujących przepisów prawa budowlanego, warunków technicznych i innych przepisów szczególnych przeprowadzono analizę możliwych do przeprowadzenia przedsięwzięć termomodernizacyjnych. Założono następujące ulepszenia prowadzące do obniżenia kosztów eksploatacyjnych omawianego zespołu budynków: ocieplenie ścian zewnętrznych, osadzenie nowej stolarki drzwiowej i okiennej, wykonaniu nowej instalacji c.o. i budowie nowego źródła ciepła, zainstalowaniu kolektorów słonecznych, wspomagających instalację c.w.u.. Wykaz przyjętych wariantów przedsięwzięć termomodernizacyjnych przedstawiono w tab. 1.

Tab. 1. Rozpatrywane warianty przedsięwzięcia termomodernizacyjnego

Zakres	Numer wariantu			
	1	2	3	4
Stropodachy	x	x	x	x
Ściany zewnętrzne	x	x	x	
Okna i drzwi	x	x		
Instalacja c.w.u.	x			
Instalacja c.o.	x	x	x	x

Do obliczeń wykorzystano zależności zgodne z metodologią, o której mowa w rozporządzeniu z dnia 17.03.2009, w sprawie szczegółowego zakresu i formy audytu energetycznego oraz części audytu remontowego. Analizę oceny opłacalności przedsięwzięcia termomodernizacyjnego przeprowadzono więc dla wskazanych poszczególnych wariantów przedsięwzięć termomodernizacyjnych składających się z zestawu ulepszeń, które dotyczyły: zmniejszenia strat przenikania ciepła przez przegrody budowlane, modernizacji systemu grzewczego i instalacji ciepłej wody użytkowej. Dlatego też obliczono kolejno:

- planowane koszty całkowite N , w tym koszty opracowania audytu energetycznego i dokumentacji technicznej oraz koszty związane ze spełnieniem obowiązujących przepisów techniczno-budowlanych, również w przypadku gdy działanie to nie przynosi oszczędności energii;
- kwotę rocznych oszczędności ΔO_r przewidzianą do uzyskania w wyniku realizacji przedsięwzięcia;
- zmniejszenie (w %) zapotrzebowania na ciepło w stosunku do stanu wyjściowego przed termomodernizacją, z uwzględnieniem sprawności całkowitej.

W tab. 2 zamieszczono procentowe oszczędności zapotrzebowania na energię dla poszczególnych wariantów przedsięwzięcia termomodernizacyjnego.

Tab. 2. Procentowa oszczędność zapotrzebowania na energię dla poszczególnych wariantów przedsięwzięcia termomodernizacyjnego

Lp.	Wariant przedsięwzięcia termomodernizacyjnego	Procentowa oszczędność zapotrzebowania na energię $[(Q_0 - Q_1)/Q_0] \cdot 100\%$ [%]
1	wszystkie usprawnienia	33
2	stropodach ściany zewnętrzne stolarka okienna i drzwiowa instalacja c.o.	23
3	Stropodach ściany zewnętrzne instalacja c.o.	17
4	Stropodach instalacja c.o.	16

Na podstawie przeprowadzonej analizy stwierdzono, że wariant pierwszy jest optymalnym wariantem, gdyż

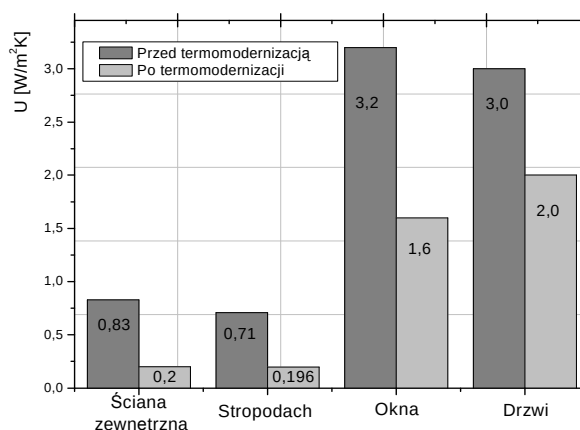
spełnia wszystkie warunki ustawy z dnia 21 listopada 2008 roku o wspieraniu termomodernizacji i remontów i obejmuje wszystkie proponowane ulepszenia. W dalszej części artykułu został omówiony tylko wariant optymalny (numer 1).

Proponowany wariant obejmuje:

- wymianę okien na okna PCV z szybami energooszczędnymi, o współczynniku $U = 1,4 \text{ W/m}^2\text{K}$ (dla całego okna);
- wymianę drzwi wejściowych na drzwi przeszklone z energooszczędnymi szybami bezpiecznymi, wykonanymi z profili PCV lub aluminium z przekładką termiczną, o współczynniku U nie większym niż $1,8 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- docieplenie ścian zewnętrznych metodą BSO z 14 cm grubością styropianu i wełny mineralnej;
- ocieplenie stropodachu płytami z wełny mineralnej o grubości 14 cm, o współczynniku przewodności $0,039 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ułożonymi na istniejących warstwach dach wraz z wykonaniem nowego pokrycia z papy termozgrzewalnej;
- kompleksową wymianę instalacji c.o. (przewody i grzejniki) z zastosowaniem elementów spełniających wymogi obowiązujących przepisów;
- wykonanie nowego źródła ciepła, kotłowni gazowej;
- montaż instalacji solarnej (671 sztuk kolektorów płaskich z wyposażeniem).

4. Analiza wyników

Na rys. 3 przedstawiono porównanie wartości współczynników przenikania ciepła U w $\text{W/m}^2\text{K}$ przed i po termomodernizacji dla badanego obiektu szpitalnego.



Rys. 3. Porównanie wartości współczynników przenikania ciepła U w $\text{W/m}^2\text{K}$ przed i po termomodernizacji dla badanego obiektu szpitalnego

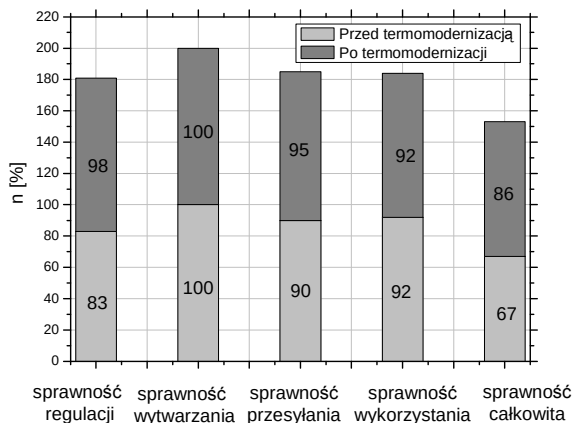
Wykres przedstawiony na rys. 3 pokazuje znaczny spadek wartości współczynnika przenikania ciepła U po przeprowadzeniu termomodernizacji. W przypadku przegród zewnętrznych spadek ten wyniósł ponad 70% (ściany zewnętrzne o 76%, stropodach o 72%). Dla uzyskania takich efektów ocieplono ściany zewnętrzne styropianem i wełną mineralną o grubości 14 cm,

natomiast stropodach ocieplono płytami z wełny mineralnej grubości 14 cm. Wskazane było docieplenie przegród zewnętrznych dla zapewnienia obecnie wymaganych wielkości oporu cieplnego R w $\text{m}^2\text{K/W}$:

- dla ścian zewnętrznych $R \geq 4$ ($U \leq 0,25 \text{ W/m}^2\text{K}$);
- dla stropodachu $R \geq 4,5$ ($U \leq 0,22 \text{ W/m}^2\text{K}$).

W przypadku przegród zewnętrznych przezroczystych zamontowano okna PCV z szybami energooszczędnymi, dzięki czemu uzyskano zmniejszenie współczynnika U o 50%, który spełnia obecne przepisy mówiące, że wartość powinna spełniać zależność $U < 1,8 \text{ W/m}^2\text{K}$. Podobny zabieg wykonano wymieniając oszklenie w starych drzwiach na szyby energooszczędne, co spowodowało polepszenie właściwości cieplnych przegrody o 33%.

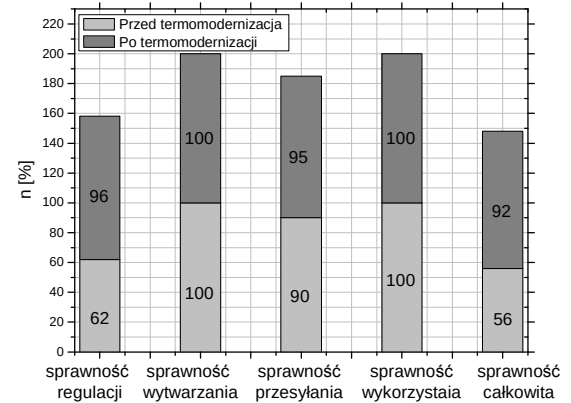
Na rys. 4 przedstawiono porównanie wartości składowych sprawności systemu centralnego ogrzewania η przed i po termomodernizacji, dla badanego obiektu szpitalnego.



Rys. 4. Porównanie wartości składowych sprawności systemu centralnego ogrzewania η przed i po termomodernizacji, dla badanego obiektu szpitalnego

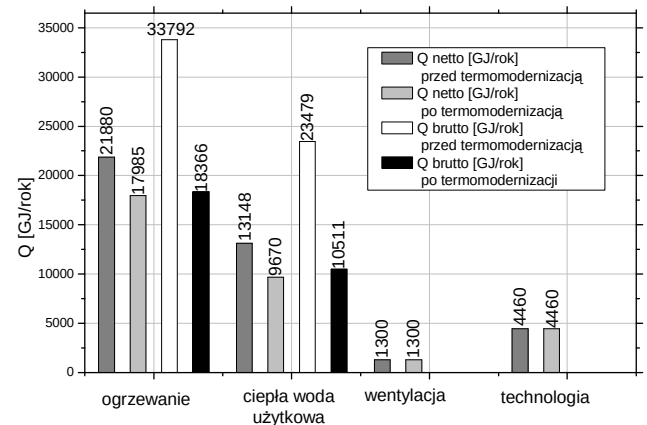
Wymiana kotła parowego, opalanego miałem węglowym na kocioł wodny na paliwo gazowe, współpracujący z agregatem ko generacyjnym i zbiornikiem buforowym, spowodowała wzrost sprawności systemu o 19%, natomiast całkowita moc cieplna kotłowni spadła o 1,82 MW (z 5,82 na 4,0 MW), tj. 32 %.

Na rys. 5 przedstawiono porównanie wartości składowych sprawności instalacji ciepłej wody użytkowej η [%] przed i po termomodernizacji, dla badanego obiektu szpitalnego. Głównym źródłem podgrzewu wody użytkowej jest kocioł wodny gazowy, dodatkowo wspomagany przez instalację słoneczną (uzysk energetyczny z kolektorów to szacuje się na 3478 GJ/rok czyli 34% pokrycia zapotrzebowania na ciepło do celów c.w.u.). Zamontowane kolektory słoneczne poprawiają efektywność energetyczną systemu i przyczyniają się do redukcji emisji gazów cieplarnianych. Dzięki tym zmianom sprawność instalacji ciepłej wody użytkowej wzrosła o 36%. Dodatkowo przygotowanie c.w.u. na potrzeby kuchni i pralni wspomagane będzie przez system odzysku ciepła ze ścieków pochodzących z pralni.



Rys. 5. Porównanie wartości składowych sprawności instalacji ciepłej wody użytkowej η przed i po termomodernizacji, dla badanego obiektu szpitalnego

Na rys. 6 przedstawiono porównanie wartości sezonowego zapotrzebowania na ciepło Q w GJ/rok przed i po termomodernizacji dla badanego obiektu szpitalnego.

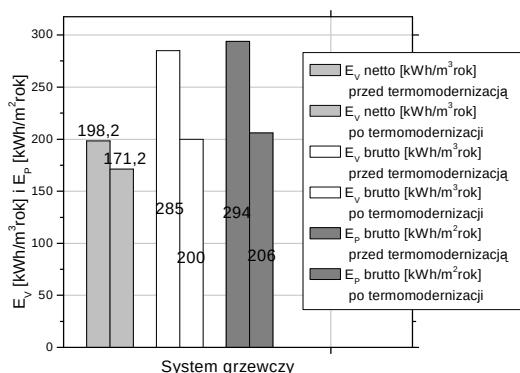


Rys. 6. Porównanie wartości sezonowego zapotrzebowania na ciepło Q w GJ/rok przed i po termomodernizacji dla badanego obiektu szpitalnego

W wyniku modernizacji kotłowni oraz całej instalacji c.o. i c.w.u. odnotowano znaczny spadek zapotrzebowania na ciepło Q zarówno na cele grzewcze jak i do podgrzewu wody użytkowej. W przypadku systemu centralnego ogrzewania zapotrzebowanie na ciepło brutto zmniejszyło się o 15426 GJ/rok. Natomiast zapotrzebowanie ciepła brutto dla instalacji ciepłej wody użytkowej obniżyło się o 12968 GJ/rok.

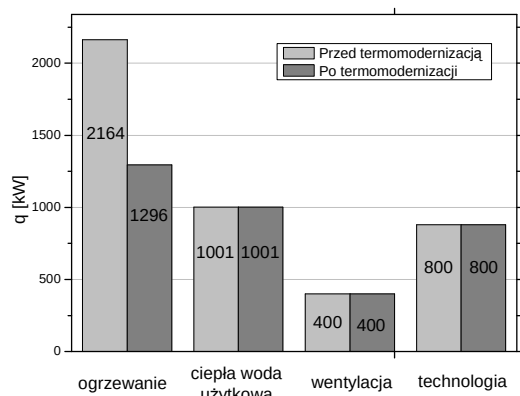
Na rys. 7 przedstawiono porównanie wartości wskaźnika sezonowego zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania w standardowym sezonie ogrzewczym E_V w $\text{kWh/m}^3\text{rok}$ i E_P w $\text{kWh/m}^2\text{rok}$ przed i po termomodernizacji dla badanego obiektu szpitalnego.

Na rys. 7 przedstawiono wykres zmiany wartości wskaźnika sezonowego zapotrzebowania na ciepło odniesionego do 1m^3 kubatury ogrzewanej E_V oraz odniesionego do 1m^2 powierzchni ogrzewczej E_P . Powyższy wykres pokazuje obniżenie wartości wskaźników E_V o $85 \text{ kWh/m}^3\text{rok}$ i E_P o $88 \text{ kWh/m}^2\text{rok}$ po przeprowadzeniu termomodernizacji.



Rys. 7. Porównanie wartości wskaźnika sezonowego zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania w standardowym sezonie ogrzewczym E_v w kWh/m³rok i E_p w kWh/m²rok przed i po termomodernizacji dla badanego obiektu szpitalnego

Na rys. 8 przedstawiono porównanie wartości obliczeniowej mocy cieplnej q w kW przed i po termomodernizacji dla badanego obiektu szpitalnego.



Rys. 8. Porównanie wartości obliczeniowej mocy cieplnej q w kW przed i po termomodernizacji dla badanego obiektu szpitalnego

Odnotowano znaczący spadek mocy cieplnej, o 868 kW dla systemu grzewczego, w skutek przeprowadzenia usprawnień termomodernizacyjnych. W tab. 3 zestawiono poszczególne usprawnienia w kolejności rosnącej wartości SPBT. Jak widać (tab. 3) najkrótszym czasem zwrotu charakteryzuje się ulepszenie polegające na ociepleniu stropodachu, natomiast najdłuższym czasem zwrotu – ulepszenie polegające na wykonaniu instalacji słonecznej.

Tab. 3. Zestawienie optymalnych usprawnień i przedsięwzięć w kolejności rosnącej wartości SPBT

Lp.	Rodzaj i zakres usprawnienia termomodernizacyjnego	SPBT [lat]
1	ocieplenie stropodachu	18
2	ocieplenie ścian zewnętrznych	27
3	wymiana okien i drzwi	33
4	modernizacja c.w.u. – instalacja słoneczna	66

5. Podsumowanie

Audyt energetyczny i wynikająca stąd realizacja propozycji usprawnień nie mogą stanowić jednorazowego wysiłku, który pozwoli rozwiązać wszystkie problemy energetyczne obecnie i w przyszłości. Znaczące wyniki w zmniejszeniu zużycia energii i kosztów energii uzyskuje się w efekcie ciągłych działań uwzględniających: monitoring zużycia energii i realizacji programu poprawy użytkowania energii, szkolenie osób zajmujących się na bieżąco eksploatacją urządzeń, doroczną analizę wyników realizowanego programu usprawnień i opracowanie wniosków do realizacji w następnych latach.

Po zrealizowaniu projektu, dzięki efektywnemu wykorzystaniu i wytwarzaniu ciepła, a tym samym zmniejszeniu ilości spalanego paliwa, spodziewane jest osiągnięcie następujących efektów:

- oszczędności energii dla potrzeb przygotowania ciepłej wody użytkowej na poziomie 34% poprzez wykorzystanie kolektorów słonecznych;
- zmniejszenie obliczeniowej mocy cieplnej systemu grzewczego o 32%;
- zmniejszenie wartości współczynnika przenikania ciepła U dla ścian i stropodachów o około 70% (ściany zewnętrzne o 76%, stropodach o 72%);
- obniżenie wartości współczynnika przenikania ciepła U dla przegród zewnętrznych przezroczystych o 50%, a dla drzwi wejściowych o 33%;
- poprawa sprawności systemu grzewczego o 19%;
- zmniejszenie zapotrzebowania na ciepło systemu c.o. o 46%;
- zmniejszenie zapotrzebowania na ciepło systemu c.w.u. o 55%;
- zmniejszenie wartości wskaźnika sezonowego zapotrzebowania na ciepło E_v i E_p o 30%;
- zmniejszenie rocznej emisji do atmosfery substancji szkodliwych tj. NO_x , SO_2 , CO , CO_2 oraz pyłu.

Literatura

- Dyrektywa 2002/91/EC Parlamentu Europejskiego i Rady Europy z dnia 16 grudnia 2002 r. dotycząca jakości energetycznej budynków. Dz. U. WE L 1 z 4 stycznia 2003r.
- Energoprojekt Katowice S.A. (2007). Przedsięwzięcia racjonalizujące użytkowanie ciepła, energii elektrycznej paliw gazowych. *Energoprojekt Katowice SA*.
- Górzyński J. (2000). Audyt energetyczny. *Narodowa Agencja Poszanowania Energii S.A.*, Warszawa.
- Majewski A. (2008). Rozwiązanie palącego problem. *Menadżer zdrowia*, 8/2008, Poznań.
- Nowakowski E. (2008). Instalacje sanitarne w zakładach opieki zdrowotnej. *Rynek instalacyjny*, 5/2008.
- Norwisz J. (2004). Termomodernizacja budynków dla poprawy jakości środowiska. W: *Poradnik dla audytorów energetycznych, inspektorów środowiska, projektantów oraz zarządców budynków i obiektów budowlanych*, pod red. Norwisa J., Gliwice.
- Rajkiewicz A. (2008). Oszczędność energii w szpitalach. *Energia i budynek*, 06/2008.

- Tomaszewski M., Górecki K. (2005). Monitoring zużycia mediów. 1th Scientific Workshop „Rational Energy Consumption”, INTERREG IIIA, Jarnołtówek.
- Tomaszewski M., Zator S. (2005). Monitoring bieżącego zużycia mediów w zintegrowanej gospodarce energią. W: *Materiały Konferencji „Zintegrowane, Inteligentne Systemy Wykorzystania Energii Odnawialnej”*, Częstochowa-Podlesice 2005.

**STREAMLINING THE ENERGY MANAGEMENT
FOR BUILDING-INSTALLATION SYSTEMS ON AN
EXAMPLE OF THE HEALTH SERVICE OBJECT**

Abstract: Carrying the rational management on is one of basic challenges of contemporary world with energy. Therefore, they more and more often start paying attention for raising using the effectiveness of energy and the height of using the unconventional sources of energy.

Offices, objects of the Health Service, schools and offices are absorbing the entire energy used in Poland over the 6%. Growing costs of the exploitation of buildings and the possibility of applying for funding thermomodernization action partially, are inducing for carrying the modernization of objects of the public usefulness. Analysis of the technical state of buildings and internal installations is pointing at the considerable waste, but also for using the energy by the huge potential of the frugality which it is possible to free through the streamlining and updating systems, with simultaneous assuring appropriate exploitation conditions and preservations of the natural environment.

In the article an analysis of thermo-modernization variants of the hospital building – installation was described. Adapting the object of the hospital was a purpose of the modernization to new functional and technical standards, as well as to at present of applying regulations of the building code, conditions of technical and different special regulations

WPŁYW STRUKTUR POROWATYCH ORAZ CIECZY ROBOCZYCH NA SPRAWNOŚĆ RUR CIEPLNYCH W WENTYLACJI I KLIMATYZACJI

Andrzej JEDLIKOWSKI, Maciej SKRZYCKI*, Maciej BESLER

Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wrocławska, ul. Norwida 4/6, 50-373 Wrocław

Streszczenie: W artykule przedstawiono wpływ struktur porowatych stosowanych w rurach cieplnych poziomych oraz czynników roboczych na ich wydajność cieplną. Opisano podstawy teoretyczne związane z działaniem tych urządzeń. Przedstawiono modele matematyczne opisujące ich pracę.

Słowa kluczowe: odzysk energii, wymiana energii, wymienniki ciepła, rury cieplne.

1. Wprowadzenie

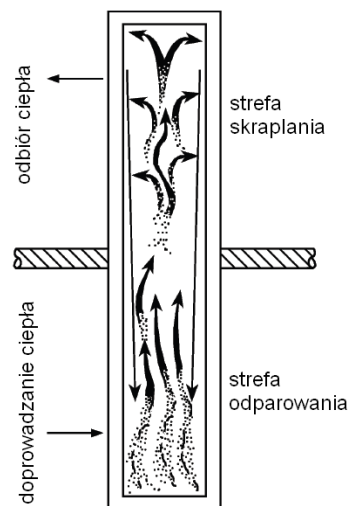
Rura cieplna stanowi samowystarczalny, całkowicie szczelny układ, w którym pobrane od otoczenia ciepło powoduje wrzenie i odparowanie cieczy w jednym jego punkcie, natomiast oddane ciepło do otoczenia w innym, powoduje skraplanie par cieczy i powrót do strefy odparowania (Schlünder i in. 1983).

Opisując zagadnienie rur cieplnych warto rozgraniczyć ich terminologię na dwa w zasadzie odrębne urządzenia: rurę cieplną pionową, zwaną potocznie również termosyfonem dwufazowym oraz rurę cieplną poziomą, zwaną także kapilarną rurą cieplną. Oba typy urządzeń zwane wspólnie rurami cieplnymi działają w oparciu o przemianę dwufazową czynnika roboczego. Zasadę działania urządzeń opisano poniżej.

1.1. Zasada działania rur cieplnych

Termosyfon dwufazowy stanowią szczelne, opróżnione oraz zaślepione odcinki rur z pewną ilością nośnika ciepła. W termosyfonach w dolnej ich części odparowuje ciecz kosztem pobranego od omywającego tą część rury ciepłego powietrza. Ciecz wraz z zakumulowanym w niej ciepłem na skutek wystąpienia gradientu ciśnienia odparowuje oraz jest transportowana do górnej części rury, gdzie następuje proces skraplania cieczy (oddawanie ciepła) na skutek omywającego tą część rury chłodniejszego powietrza. Następnie pary cieczy spływają grawitacyjnie do dolnej części rury. Wzajemne położenie strefy odparowania oraz skraplania powinno umożliwiać grawitacyjny spływ kondensatu do strefy odparowania. W termosyfonach występująca różnica temperatur oraz siły grawitacji są niezbędnymi elementami do prawidłowej cyrkulacji czynnika w obrębie stref odparowania oraz skraplania. W przypadku pionowych

rur cieplnych podstawową wadą tego rozwiązania jest konieczność sytuowania w urządzeniu wentylacyjnym przewodów ciepłego powietrza w dolnej części, przewodów chłodniejszego powietrza natomiast w górnej – przewodów chłodniczego powietrza. W związku z powyższym, odzysk energii możliwy jest jedynie w okresie ciepłym lub zimnym, bez możliwości okresowej zmiany funkcjonowania układu. Wygląd oraz zasadę działania termosyfonów dwufazowych przedstawiono na rys. 1 (ASHRAE, 2008).



Rys. 1. Wygląd oraz zasada działania rury cieplnej pionowej – termosyfonu dwufazowego (ASHRAE, 2008)

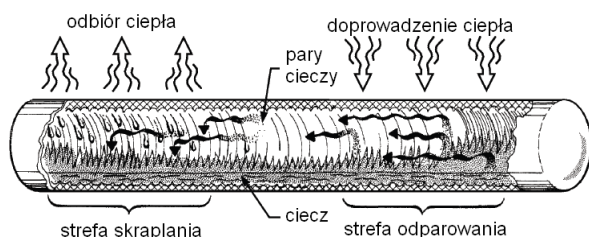
W przypadku poziomych rur cieplnych proces przebiega podobnie, aczkolwiek z pewnymi różnicami. W rurach cieplnych poziomych ciecz transportowana jest pomiędzy strefą odparowania i skraplania na skutek działania sił kapilarnych. W urządzeniach tych podobnie,

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: maciej.skrzycki@pwr.wroc.pl

jak w poprzednim przypadku elementem składowym są zaślepione, opróżnione i z pewną ilością czynnika roboczego rury. Zasadnicza różnica polega na zastosowaniu rur z różnego rodzaju wewnętrznymi wytłoczeniami oraz elementami umożliwiającymi transport cieczy oraz par cieczy pomiędzy strefami odparowania oraz skraplania.

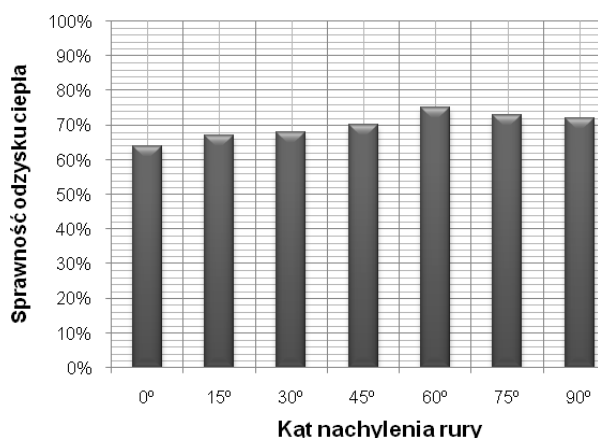
W rurach cieplnych poziomych wymiana ciepła często rozpatrywana jest, jako izotermiczna, jednakże mimo to może wystąpić mały osiowy spadek temperatury przez ściankę rury, poprzez wypełnienie porowate czy też w cieczy roboczej. Przemiana izotermiczna może zachodzić tylko w obrębie strefy odparowania, natomiast w obrębie strefy skraplania mogą pojawiać się wartości nieco odbiegające od powyższego założenia, wynikające z faktu, iż oporności obydwu stref różnią się między sobą. W urządzeniach występuje zjawisko ograniczonej zdolności przenikania ciepła, na który wpływ mają takie czynniki, jak struktura wypełnienia rury, średnica rury, rodzaj cieczy roboczej oraz orientacja rury (odchylenie od poziomu).

Zasadę działania rur cieplnych poziomych przedstawiono na rys. 2 (ASHRAE, 2008).



Rys. 2. Wygląd oraz zasada działania rury cieplnej poziomej – kapilarnej rury ciepła (ASHRAE, 2008)

Zarówno w pionowych, jak poziomych rurach cieplnych proces realizowany jest cyklicznie i będzie przebiegać tak długo, jak długo istnieć będzie różnica temperatur a co za tym idzie, również ciśnienie.



Rys. 3. Sprawność odzysku ciepła w zależności od kąta wychylenia rury cieplnej poziomej (Naphon i in., 2009)

Na rys. 3 przedstawiono orientacyjnie sprawność odzysku ciepła w kapilarnej rurce ciepła w zależności od kąta nachylenia (Naphon i in., 2009). Zmiana kąta nachylenia rury od poziomu pozwala na kontrolowanie ilości wymienianego ciepła pomiędzy strumieniami

powietrza. Zmieniając nachylenie strefy odparowania w stosunku do poziomu wpływa się na umożliwienie (lub zahamowanie) spływu kondensatu ze strefy skraplania do strefy parowania.

Tego typu działanie wykorzystuje się do (ASHRAE, 2008):

- zmiany cyklu ogrzewania powietrza na cykl ochładzania pomiędzy okresami zimnym a ciepłym;
- różnicowania efektywności w celu utrzymania żądanej temperatury powietrza nawiewanego;
- zmniejszenia skuteczności odzysku w celu zapobiegania powstawaniu szronu przy niskich temperaturach powietrza zewnętrznego.

Aby rura cieplna działała prawidłowo ciśnienie panujące wewnątrz rury musi mieć większą wartość od całkowitego spadku ciśnienia na rurze, który uzależniony jest od następujących elementów (Abd El Baky i Mohamed, 2007; Reay i Kew, 2006):

- spadku ciśnienia Δp_1 podczas przepływu skroplonych par cieczy ze strefy skraplania do strefy odparowania;
- spadku ciśnienia Δp_2 niezbędnego do wywołania przepływu cieczy ze strefy odparowania do strefy skraplania;
- spadku ciśnienia Δp_3 w związku z wzajemnym usytuowaniem strefy odparowania względem strefy skraplania, przy czym wartość ta może wynosić zero, może mieć wartość dodatnią lub też ujemną.

Żeby rura cieplna działała prawidłowo, musi być spełniona zależność:

$$\Delta p_{c,max} \geq \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \quad (1)$$

Jeżeli zależność określona przez nierówność (1) nie zostanie dotrzymana oraz obszar rury w obrębie strefy odparowania ulegnie osuszeniu, rura cieplna nie będzie działać prawidłowo.

Podczas pracy rur cieplnych z niektórymi czynnikami roboczymi przy wysokich temperaturach może dochodzić do zjawiska powstawania niepożądanego dźwięku przy przepływie czynnika wewnątrz rury. Przy granicznych prędkościach, przy których występuje powstawanie dźwięku zjawisko ściśliwości musi być brane pod uwagę przy wyznaczaniu spadku ciśnienia czynnika.

Przy niskich temperaturach powietrza, ciśnienie w obrębie strefy odparowania jest stosunkowo niskie, w związku z tym powstająca różnica ciśnienia pomiędzy strefą odparowania a skraplania jest niewystarczająca do pokonania sił lepkości oraz grawitacji, co objawia się zakłóceniem prawidłowego działania urządzenia.

Przy wysokich strumieniach przekazywanego ciepła powstaje ryzyko wysokich prędkości czynnika wewnątrz rury, które mogą wpływać zasadniczo na porywanie czynnika przepływającego do strefy odparowania, co ostatecznie również wpływa na poprawne działanie urządzenia.

Strumień cieplny w strefie odparowania jest wywołany przez powstającą różnicę temperatur, która osiągając dolną wartość graniczną, przy której jeszcze utrzymuje się warstwa cieczy na powierzchni rury w strefie odparowania, powodując powstanie nadmiernej różnicy

temperatur (Abd El Baky i Mohamed, 2007; Reay i Kew, 2006).

2. Struktury kapilarne oraz cieczy robocze w rurach cieplnych

Zarówno struktury kapilarne (dla rur cieplnych poziomych) oraz zastosowana ciecz robocza determinują eksploatacyjne właściwości tych urządzeń (Rys. 4). Jednym z najważniejszych zagadnień jest zarówno wybór materiału rury, rodzaj zastosowanej struktury kapilarnej oraz jej kompatybilność z wybraną cieczą roboczą (Kreith i in., 2000).

2.1. Struktury kapilarne rur cieplnych (kapilarnych)

Wybór odpowiedniej struktury kapilarnej do rur cieplnych zależy od szeregu czynników. Podstawowym wymaganiem jest konieczność wytworzenia odpowiedniego ciśnienia kapilarnego, dzięki czemu możliwy jest bezproblemowy przepływ czynnika od strefy skraplania do par czynnika do strefy odparowania. Struktura kapilarna musi również umożliwiać w miarę równomierne rozprowadzenie czynnika w obrębie strefy odparowania w celu prawidłowego odbioru ciepła od omywającego tą część rury ciepłego powietrza.



Rys. 4. Przykłady struktur kapilarnych dla poziomych rur cieplnych (Reay i Kew, 2006)

Przepuszczalność struktury kapilarnej jest kolejną wymaganą cechą, która rośnie wraz ze wzrostem rozmiarów porów (kanalików) struktury. Kolejną cechą jest odpowiednia grubość kanalików wypełnienia, przy czym wymiana ciepła rośnie wraz z grubością kanalików. Inną ważną cechą struktury kapilarnej jest jej współpraca z zastosowaną cieczą roboczą i dobra zwilżalność swojej powierzchni cieczą.

Jak opisano powyżej istnieją pewne ograniczenia eksploatacyjne rur cieplnych. Dotyczy to szczególnie rur cieplnych z wypełnieniem kapilarnym. Maksymalny

strumień cieplny może być zdefiniowany odpowiednio za pomocą poniższej zależności:

$$Q_{\max} l = \frac{\frac{2\sigma}{r_z} - \rho_{cz} g (l \sin \alpha + d \cos \alpha)}{\frac{\mu_{cz}}{K \rho_{cz} C_f A_w} + \frac{32 \mu_p}{\rho_p C_f A_p d_p^2}} \quad (2)$$

gdzie: μ jest współczynnikiem lepkości dynamicznej, A_w jest przekrojem poprzecznym wypełnienia kapilarnego, A_p jest przekrojem poprzecznym dla przepływu par czynnika, d_p jest średnicą hydrauliczną dla przepływu par czynnika, K jest przepuszczalnością wypełnienia kapilarnego, d jest średnicą rury cieplnej, α jest kątem odchylenia od poziomu, l jest długością rury cieplnej, C_f jest ciepłem utajonym przemiany fazowej.

2.2. Wybór płynu roboczego oraz jego wpływ na wydajność rury cieplnej

Wybór właściwej cieczy roboczej ma zasadniczy wpływ na długoterminowe i prawidłowe działanie rury cieplnej. Zastosowana ciecz powinna charakteryzować się wysokim ciepłem utajonym odparowania, wysokim napięciem powierzchniowym, małą lepkością oraz powinna być termostabilna w całym zakresie stosowności. Zachodząca reakcja chemiczna wewnątrz rury przy rozkładzie cieczy może powodować powstawanie niekondensujących gazów, które mogą pogarszać wydajność rury.

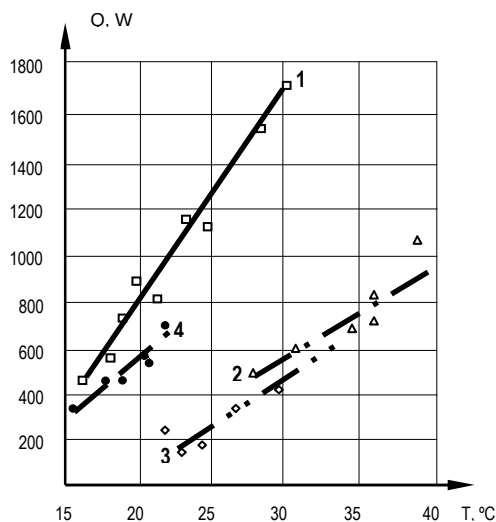
W przypadku przydatności różnych związków chemicznych wykorzystywanych, jako czynniki robocze w rurach cieplnych, istotnym będzie wprowadzenie terminu współczynnika transportowego, który opisuje zdolność cieczy do przekazywania ciepła. Współczynnik ten definiuje się, jako stosunek napięcia powierzchniowego oraz ciepła utajonego do lepkości dynamicznej, co można przedstawić za pomocą poniższej zależności (Mazurkiewicz i in., 1977):

$$N_f = \frac{\delta \rho_f r}{\eta_f} \quad (3)$$

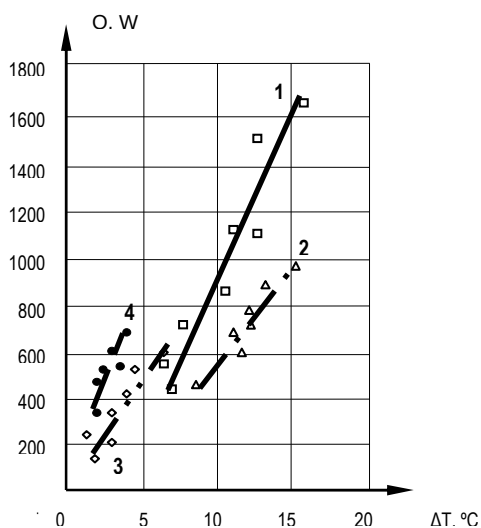
W zależności od wymaganego przedziału temperatur można stosować różne substancje, które dają się doprowadzić do fazy ciekłej od skroplonych gazów do metali. Może to być np. hel (od -272°C do $+269^\circ\text{C}$), amoniak (od -60°C do $+100^\circ\text{C}$), aceton (od 0°C do 120°C), freon (od 40°C do 120°C), woda (od 30°C do 200°C), rtęć (od 250°C do 6500°C), sód (od 600°C do 12000°C), srebro (od 1800°C do 23000°C).

Moc cieplna rury cieplnej jest proporcjonalna do wartości powyższego współczynnika N_f , określonego zależnością (3). Największymi wartościami współczynnika transportowego charakteryzują się amoniak, metanol, aceton, chlorek etylowy, eter etylowy. Na rys. 5 i rys. 6 przedstawiono zależności temperatury pracy oraz różnicy pomiędzy średnią temperaturą ścianki parowacza a średnią temperaturą ścianki skraplacza dla rur cieplnych pionowych (termosyfonów dwufazowych). Na rys. 7 i rys.

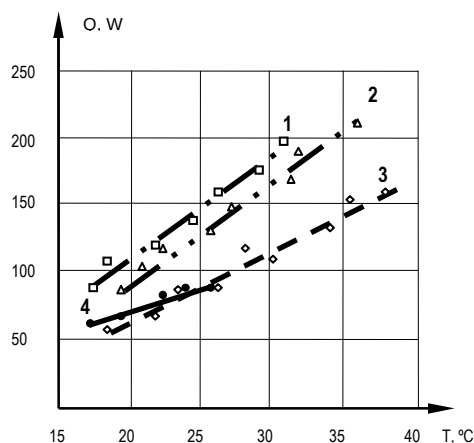
8 przedstawiono te same zależności analogicznie dla rur ciepłych poziomych. Zastosowanymi cieczami roboczymi były: aceton, metanol, eter etylowy oraz chlorek etylowy.



Rys. 5. Zależność $Q = f(t)$ dla pionowej rury ciepłej przy nośnikach ciepła: 1 - aceton, 2 - metanol, 3 - eter etylowy, 4 - chlorek etylowy

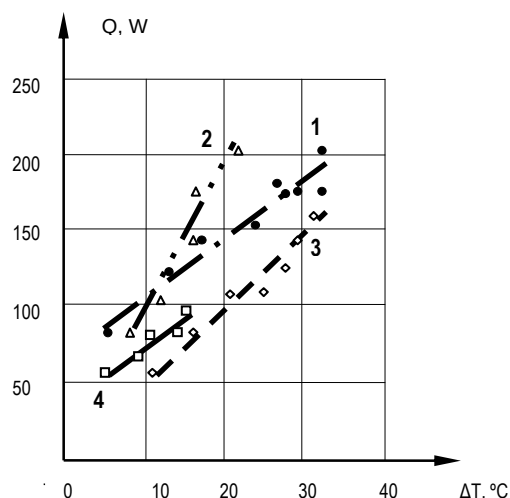


Rys. 6. Zależność $Q = f(\Delta t)$ dla pionowej rury ciepłej przy nośnikach ciepła: 1 - aceton, 2 - metanol, 3 - eter etylowy, 4 - chlorek etylowy



Rys. 7. Zależność $Q = f(t)$ dla poziomej rury ciepłej przy nośnikach ciepła: 1 - aceton, 2 - metanol, 3 - eter etylowy, 4 - chlorek etylowy

przy nośnikach ciepła: 1 - aceton, 2 - metanol, 3 - eter etylowy, 4 - chlorek etylowy



Rys. 8. Zależność $Q = f(\Delta t)$ dla poziomej rury ciepłej przy nośnikach ciepła: 1 - aceton, 2 - metanol, 3 - eter etylowy, 4 - chlorek etylowy

Na podstawie analizy powyższych wykresów można sformułować następujące wnioski:

- wydajność cieplna rur ciepłych pionowych (termosyfonów dwufazowych) wykazuje około 5-8 razy większą wydajność od rur ciepłych kapilarnych, pracujących w tej samej temperaturze;
- spośród powyższych czynników roboczych zastosowanie dwóch, a konkretnie acetonu oraz metanolu pozwala na osiąganie rurom cieplnym najwyższych wydajności;
- przy odzysku ciepła wymagana wydajność cieplna rur ciepłych powinna wynosić 200-500W, przy czym bardzo ważne jest przekazywanie ciepła przy jak najmniejszych różnicach temperatur i z tego względu najodpowiedniejsze wydają się chlorek etylowy oraz eter etylowy.

Podsumowując powyższe rozważanie czynnik roboczy wykorzystywany w rurach ciepłych musi charakteryzować się:

- wysokim napięciem powierzchniowym oraz dobrym zwilżeniem;
- małym tarcie wewnętrzny;
- wysokim utajonym ciepłem odparowania;
- wysoką przewodnością cieplną;
- punktami wrzenia oraz zamarzania poza zakresem działania urządzenia;
- wysoką gęstością;
- stabilnością chemiczną.

3. Modele matematyczne

Wśród dostępnych w literaturze modeli matematycznych wymiany ciepła znaleźć można wiele opisujących pracę rur ciepłych. W praktyce korzysta się z następujących modeli, bazujących na równaniach:

- Reynoldsa;
- warstwy przyściennej;

- jednowymiarowego przenoszenia ciepła (ε -NTU);
- logarytmicznej różnicy temperatur.

W przypadku znajomości temperatur, zarówno na wlocie do wymiennika, jak i wylocie korzysta się metody temperatur logarytmicznych. Temperatury te można również wyznaczyć na podstawie bilansu energetycznego. W przypadku, gdy temperatury te pozostają niewiadomymi metoda temperatur logarytmicznych wymaga zastosowania procedur iteracyjnych.

W celu wyznaczenia efektywności wymienników ciepła, pojawia się konieczność wprowadzenia pojęcia maksymalnego strumienia cieplnego, który może być wymieniony, tj. o nieskończonej długości. W przeciwnym przypadku należy posilkować się metodą liczb jednostek przenikania ciepła, tzw. metodą NTU (NTU – *Number of Transfer Units*).

3.1. Model matematyczny wymiany ciepła

Do przedstawienia poniższych modeli wykorzystano założenie, iż strumienie ciepłego oraz zimnego powietrza przepływają krzyżowo w stosunku do cieczy roboczej wewnątrz rury cieplnej. Jednakże brano pod uwagę, iż rurach cieplnych wymiana ciepła często rozpatrywana jest jako izotermiczna, w związku z tym ciepło właściwe powietrza C_p oraz pojemność cieplna C_L już z definicji dążą do nieskończoności, co w rezultacie daje zależność $C_c/C_L = C_z/C_L = 0$. Zatem dla jednorzędowej rury cieplnej model ε -NTU przedstawić można następująco (Noie, 2006):

Dla sekcji odparowania:

$$\varepsilon_{o1} = 1 - \exp(-NTU)_{skr} \quad (4)$$

Dla sekcji kondensacji:

$$\varepsilon_{k1} = 1 - \exp(-NTU)_z \quad (5)$$

gdzie liczba jednostek przenikania ciepła NTU dla sekcji odparowania oraz skraplania przyjmuje następujące wartości:

$$(NTU)_c = \frac{(UA)_c}{C_c} \quad (6)$$

gdzie pojemność cieplna dla strumienia powietrza ciepłego:

$$C_c = (mC_p)_c \quad (7)$$

$$(NTU)_z = \frac{(UA)_z}{C_z} \quad (8)$$

gdzie pojemność cieplna dla strumienia powietrza zimnego:

$$C_z = (mC_p)_z \quad (9)$$

Dla rurek cieplnych z n -rzędami rurek zgodnie z kierunkiem przepływu strumieni powietrza zależności na

NTU przedstawiono, jako:

- dla strefy parowania:

$$\varepsilon_{c,n} = \frac{\left(\frac{1 - \frac{C_c}{C_L} \varepsilon_{c1}}{1 - \varepsilon_{c1}} \right)^n - 1}{\left(\frac{1 - \frac{C_c}{C_L} \varepsilon_{c1}}{1 - \varepsilon_{c1}} \right)^n - \frac{C_c}{C_L}} \quad (10)$$

- dla strefy skraplania:

$$\varepsilon_{c,n} = \frac{\left(\frac{1 - \frac{C_z}{C_L} \varepsilon_{z1}}{1 - \varepsilon_{z1}} \right)^n - 1}{\left(\frac{1 - \frac{C_z}{C_L} \varepsilon_{z1}}{1 - \varepsilon_{z1}} \right)^n - \frac{C_z}{C_L}} \quad (11)$$

Wyrażenia $\frac{C_c}{C_L} = 0$ oraz $\frac{C_z}{C_L} = 0$ można zredukować do następującej postaci:

$$\varepsilon_{cn} = 1 - (1 - \varepsilon_{c1})^n \quad (12)$$

oraz

$$\varepsilon_{zn} = 1 - (1 - \varepsilon_{z1})^n \quad (13)$$

Ogólna sprawność rury cieplnej definiowana jest, jako:

- gdy spełniony jest warunek $C_c > C_z$:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{1}{\varepsilon_{zn}} + \frac{\frac{C_z}{C_c}}{\varepsilon_{cn}} \right)^{-1} \quad (14)$$

- gdy spełniony jest warunek $C_c < C_z$:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{1}{\varepsilon_{cn}} + \frac{\frac{C_c}{C_z}}{\varepsilon_{zn}} \right)^{-1} \quad (15)$$

Temperatury powietrza na wylocie z rury cieplnej wynoszą:

$$t_{c,wyl} = t_{c,wl} - \varepsilon_t \frac{(mC_p)_{\min}}{(mC_p)_c} (t_{c,wl} - t_{z,wl}) \quad (16)$$

$$t_{z,wyl} = t_{z,wl} - \varepsilon_t \frac{(mC_p)_{\min}}{(mC_p)_z} (t_{c,wl} - t_{z,wl}) \quad (17)$$

Gdy straty ciepła z wymiennika do otoczenia są pomijalnie małe, wydajność wymiennika jest przedstawiana, jako jego sprawność, która definiowana jest, jako stosunek ilości przekazanego ciepła do maksymalnej ilości przekazywanego ciepła pomiędzy strumieniami powietrza (Noie, 2006):

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (18)$$

W przypadku, gdy $C_c > C_z$:

$$\varepsilon_t = \frac{t_{z,wyl} - t_{z,wl}}{t_{c,wl} - t_{z,wl}} \quad (19)$$

natomiast, gdy $C_c < C_z$:

$$\varepsilon_t = \frac{t_{c,wl} - t_{c,wyl}}{t_{c,wl} - t_{z,wl}} \quad (20)$$

Literatura

- Abd El Baky M. A., Mohamed M. M. (2007). Heat pipe exchanger for heat recovery in air conditioning. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 4, 795-801.
- ASHRAE (2008). HVAC Systems and Equipments (SI Edition)
- Kreith F. i in. (2000). The CRC handbook of thermal engineering, *CRC Press LLC*.
- Mazurkiewicz W., Śnieżyk R., Wieczorek M. (1977). Badania termowodów dla klimatyzacji. *Prace Naukowe Instytutu Inżynierii Chemicznej i Urządzeń Ciepłych Politechniki Wrocławskiej*, Zeszyt nr 35.
- Naphon P., Thongkum D., Assadamongkol P. (2009). Heat pipe efficiency enhancement with refrigerant-nanoparticles mixtures, *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 3, 772-776.
- Noie S. H. (2006). Investigation of thermal performance of an air-to-air thermosyphon heat exchanger using ε -NTU method. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, No. 5-6, 559-567.
- Reay D., Kew P. (2006). Heat pipes, theory, design and applications, *Butterworth – Heineman, Elsevier*, Burlington.
- Schlünder E. U. i in. (1983). Heat exchanger design handbook. Schlünder E.U. ed., *Hemisphere Publishing Corporation*, New York.

AN INFLUENCE OF WICK STRUCTURES AND WORKING FACTORS ON HEAT PIPE CAPACITY

Abstract: The paper includes theoretical explanations for the basic phenomena and process dealt with in heat recovery with use of heat pipes. The theoretical basics for thermosyphons and capillary heat pipes were described. The most commonly used capillary wick structures with work formula and were described. On the basis of charts work characteristics for different factors used in thermosyphons and capillary heat pipes were presented. The mathematical models for heat transfer in heat pipes were presented, model has been proposed on the basis of ε -NTU model.

WPŁYW POWIERZCHNI OŻEBROWANYCH KRZYŻOWYCH WYMIENNIKÓW CIEPŁA NA SKUTECZNOŚĆ ODZYSKU CIEPŁA W UKŁADACH WENTYLACJI I KLIMATYZACJI

Andrzej JEDLIKOWSKI^{a*}, Maciej SKRZYCKI^a, Daria DENISIKHINA^b

^a Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wrocławska, ul. Norwida 4/6, 50-373 Wrocław

^b Wydział Inżynierii Środowiska, Sankt-Petersburski Państwowy Uniwersytet Budownictwa i Architektury, ul. 2ga Krasnoarmejskaja 4, 190005 Sankt-Petersburg, Federacja Rosyjska

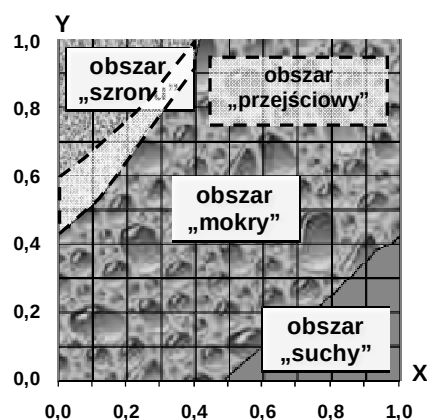
Streszczenie: W artykule opisano procesy wymiany ciepła i masy w wymienniku krzyżowym wyposażonym w elementy ożebrowane. Zwrócono uwagę na problemy eksploatacji urządzenia w warunkach powstawania szronu w niskich temperaturach powietrza zewnętrznego. Przedstawiono model wymiany ciepła i masy w kanałach wymiennika do odzysku ciepła z uwzględnieniem przejścia fazowego na powierzchnię ożebrowaną.

Słowa kluczowe: rekuperator, wymiana ciepła i masy, modelowanie.

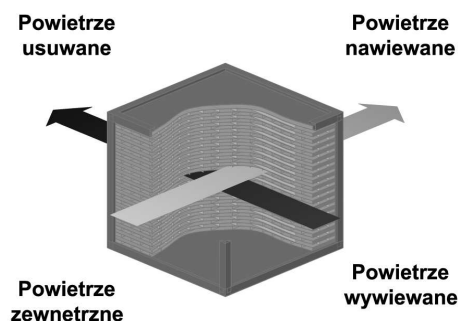
1. Wprowadzenie

Aktywne poszukiwania rezerw oszczędności zasobów energetycznych prowadzą do zwracania coraz większej uwagi na poprawę działania systemów wentylacji i klimatyzacji, jako głównych konsumentów energii elektrycznej i ciepła. Wzrost zużycia energii, potrzeba utrzymania czystego środowiska oraz wymogi prawne przyczyniły się do wprowadzenia racjonalnego gospodarowania zasobami energetycznymi. Z tego powodu rozpoczęto działania mające na celu poprawę pracy układów wentylacji i klimatyzacji. Urządzenia stanowiące wyposażenie central wentylacyjnych wymagają wysokiego zapotrzebowania energii przy ciepłno-wilgotnościowej obróbce powietrza. Obniżenie zużycia energii można zapewnić poprzez stosowanie wymienników do odzysku ciepła z powietrza wywiewanego. Z pośród wymagań stawianych przez inwestora można wymienić ekonomię i niezawodność działania zastosowanego rozwiązania. Z tej przyczyny w Polsce bardzo popularne są układy wentylacyjne z krzyżowym wymiennikiem ciepła.

Podczas całorocznej eksploatacji krzyżowe wymienniki ciepła poddawane są wpływom zmiennych warunków atmosferycznych. Przy niskich temperaturach okresu zimnego istnieje możliwość wystąpienia kondensacji oraz powstawania szronu. Pomimo tego, że kondensacja zwiększa odzysk ciepła na skutek dodatkowego wytworzenia ciepła utajonego (około 30%), długotrwała praca urządzenia w takich warunkach może prowadzić do szronienia wypełnienia (rys. 1).



Rys. 1. Strefy aktywnej wymiany ciepła i masy w kanałach krzyżowego wymiennika ciepła

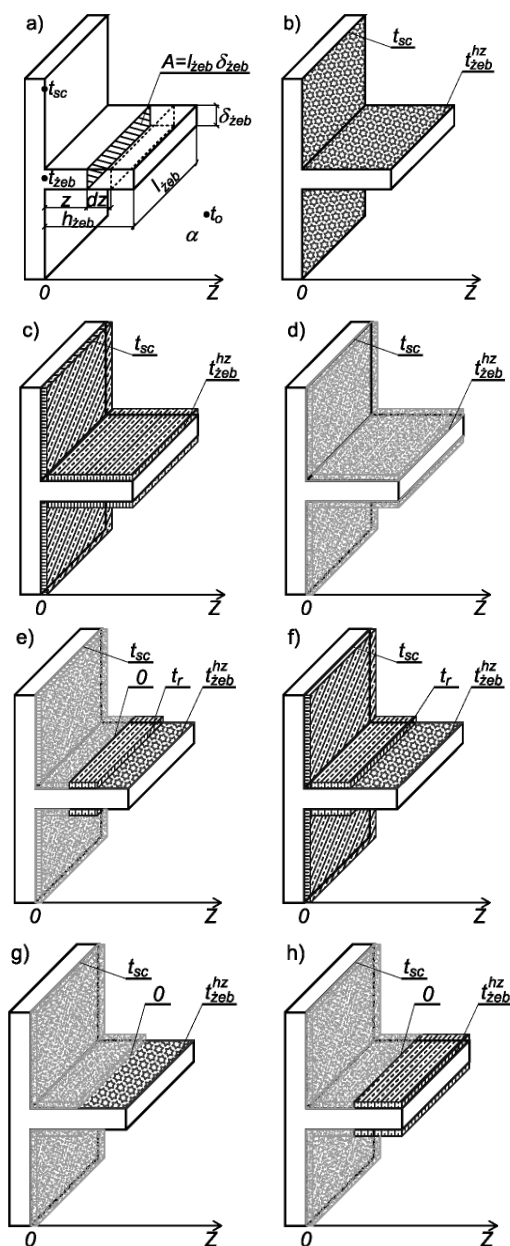


Rys. 2. Schemat ideowy ożebrowanego krzyżowego wymiennika ciepła

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: andrzej.jedlikowski@pwr.wroc.pl

W tym przypadku zapewnienie bezpiecznych warunków pracy podobnych wymienników często związane jest z koniecznością obniżenia ich sprawności. Dlatego też należy za pomocą fizyko-matematycznych modeli przeanalizować skuteczność procesów wymiany ciepła i masy w celu uwzględnienia powyższych zjawisk.

Nowoczesne wymienniki wyposażone są w elementy ożebrowane (rys. 2), mające na celu podwyższenie skuteczności odzysku ciepła ze względu na większą powierzchnię kontaktu z powietrzem. Rodzaj żeber oraz sposób ich usytuowania odgrywają istotną rolę w procesach wymiany ciepła i masy. Niestety zmienna temperatura żebra znacznie bardziej komplikuje fizyko-matematyczne modele i może być przyczyną wystąpienia różnych wariantów procesów wymiany ciepła i masy (rys. 3).



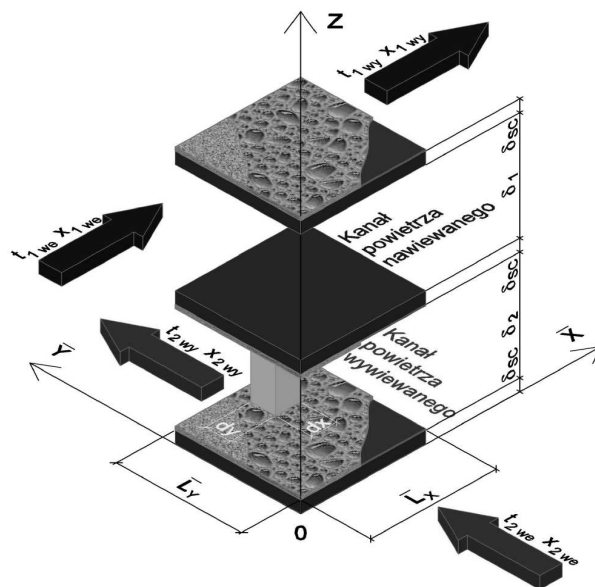
Rys. 3. Schematy wymiany ciepła i masy w kanale ożebrowanym

2. Model fizyko-matematyczny

Opisywane w literaturze ε -NTU modele wymiany ciepła i masy przeznaczone są głównie dla wymienników krzyżowych wyposażonych w kanały płaskie (Anisimov i Vasiljev, 2005; Anisimov i in., 2005; Kou i Yuan, 2001; Mishra i in., 2008; Stoitchkov i Dimitrov, 1998). Analiza wpływu procesów kondensacji na skuteczność odzysku ciepła w wymiennikach ożebrowanych jest raczej niespotykana.

Poniżej przedstawiono model procesów wymiany ciepła i masy z uwzględnieniem możliwości wystąpienia kondensacji na części powierzchni żebra w kanale powietrza wywiewanego (rys. 3-6) przy następujących założeniach:

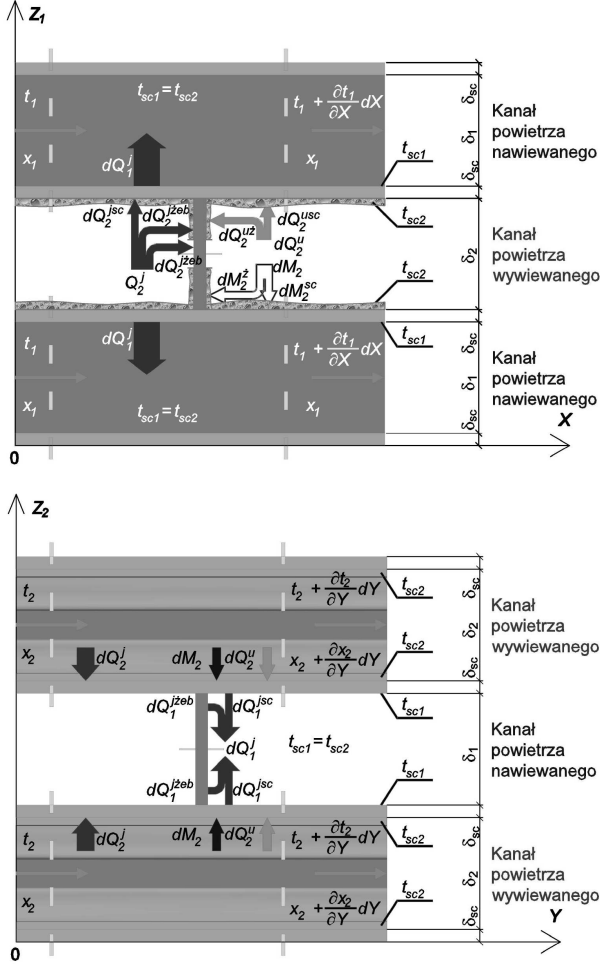
- strumień powietrza jest idealną mieszaniną gazu, zawierającą suche powietrze i parę wodną;
- siłą napędową przenoszenia masy jest gradient zawartości wilgoci (ciśnienie cząstkowych pary wodnej);
- charakterystyki kinetyczne strumienia powietrza i warstwy granicznej wody przyjmuje się jako stałe i równe średnim całkowitym wartościom w przekroju poprzecznym kanału;



Rys. 4. Schemat ideowy krzyżowego wymiennika ciepła

- wzdłużna dyfuzja molekularna pary wodnej w powietrzu, jak również wzdłużne przewodzenie ciepła są nieznaczne;
- podczas kondensacji wilgoci na powierzchni ścianek kanału w postaci cieczy, przyjęto temperaturę płyty równą temperaturze warstwy kondensatu $t_{1sc} = t_{2sc} = t_{sc}$;
- wydzielające się ciepło przejścia fazowego w całości zużywane jest do podgrzewania strumienia powietrza; brak akumulacji w wypełnieniu;
- temperatura ścianek kanałów (kondensatu) zmienia się wraz z kierunkiem ruchu powietrza i zależy od warunków przebiegu procesów wymiany ciepła w kanałach.

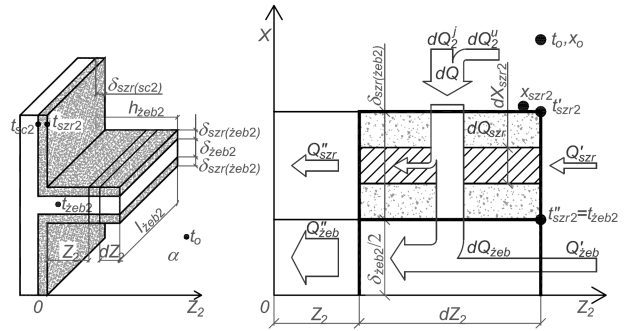
Równania fizyko-matematycznego modelu procesów wymiany ciepła i masy realizowane są w kartezjańskim układzie współrzędnych. Osie X i Y skierowane są równolegle odpowiednio do kierunków przepływających strumieni powietrza nawiewanego i wywiewanego. Osie Z_1 i Z_2 umieszczone są prostopadłe do powierzchni przegrod wymiennika.



Rys. 5. Wymiana ciepła i masy w kanałach rekuperatora z ożebrowaniem prostokątnym

Rozpatrywanie przemian termodynamicznych dla żebra prostokątnego będzie przeprowadzone przy następujących założeniach (rys. 6):

- temperatura żebra u nasady ($Z_j = 0$) ma wartość równą lokalnej temperaturze ścianki $t_{zebj} = t_{scj}$;
- współczynnik przejmowania ciepła α od żebra do powietrza ma stałą wartość;
- przewodzenie ciepła w żebrze jest jednowymiarowe w kierunku osi Z_j , (lokalna temperatura w dowolnym przekroju żebra ma wartość t_{zebj}).



Rys. 6. Wymiana ciepła i masy w elemencie żebra prostokątnego w kanale powietrza wywiewanego

Fizyko-matematyczny model wymiany ciepła i masy składa się z następujących układów równań:

1. Układ równań różniczkowych bilansów cieplnych i wilgotnościowych dla strumieni powietrza nawiewanego (1) i wywiewanego (2-3):

$$\frac{\partial t_1}{\partial X} = NTU_1^* \left[\left(1 - \frac{\delta_{zebj}}{s_{zebj}} \right) (t_{sc1} - t_1) - \frac{2}{m_{zebj}^2 s_{zebj} h_{zebj}} \left(\frac{\partial t_{zebj}}{\partial Z_1} \right) \right]_{Z_1=0} \quad (1)$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial Y} = \left[NTU_2^* \left(1 - \frac{\delta_{zebj} + 2(\delta_{szi})_{zebj}}{s_{zebj}} \right) (t'_{sc2} - t_2) \right] + \left[NTU_2^* \frac{2h_{zebj}}{s_{zebj}} \int_{\bar{Z}_2=(\delta_{szi})_{sc2}}^{\bar{Z}_2=1} (t'_{zebj} - t_2) d\bar{Z}_2 \right] + \left[\left(\frac{c_{pw}}{c_p} \right)_2 (t'_{sc2} - t_2) \frac{\partial x_2}{\partial Y} \right] + \Psi'_2(t_2, x_2) \quad (2)$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial Y} = NTU_2^* \left(\frac{1}{Le_2} \right) \left[\left(1 - \frac{\delta_{zebj} + 2(\delta_{szi})_{zebj}}{s_{zebj}} \right) \sigma_{sc2} (x'_{sc2} - x_2) \right] + \left[\frac{2h_{zebj}}{s_{zebj}} \int_{\bar{Z}_2=(\delta_{szi})_{sc2}}^{\bar{Z}_2=1} \sigma_{zebj} (x'_{zebj} - x_2) d\bar{Z}_2 \right] \quad (3)$$

2. Układ równań różniczkowych przewodności cieplnej żebra dla kanałów powietrza nawiewanego (4) i wywiewanego (5):

$$\frac{\partial^2 t_{zebj}}{\partial Z_1^2} = -m_{zebj}^2 h_{zebj}^2 (t_1 - t_{zebj}) \quad (4)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 t_{zebj}}{\partial Z_2^2} = 0, & \text{przy } \bar{Z}_2 \in [0; (\bar{\delta}_{szi})_{sc2}] \\ \frac{\partial^2 t_{zebj}}{\partial Z_2^2} = -m_{zebj}^2 h_{zebj}^2 \left[\left(t_2 - t'_{zebj} \right) + \left(\frac{\sigma_{zebj}}{c_p Le} \right)_2 (x_2 - x'_{zebj}) q_{zebj}^o \right], & \text{przy } \bar{Z}_2 \in [(\bar{\delta}_{szi})_{sc2}; 1] \end{cases} \quad (5)$$

3. Równanie bilansu cieplnego dla przemian zachodzących na powierzchni wypełnienia wymiennika:

$$\left(\frac{W_1}{W_2}\right)\frac{\partial t_1}{\partial \bar{X}} + \frac{\partial t_2}{\partial \bar{Y}} + \left(\frac{q_{sc}^0}{c_p}\right)_2 \frac{\partial x_2}{\partial \bar{Y}} + \Psi_2(t_2, x_2) + \Omega_2(q_{sc2}^0, q_{zeb2}^0) = 0 \quad (6)$$

4. Równanie bilansu cieplnego dla przemian zachodzących na powierzchni ścianki (7) i żebra (8) kanału powietrza wywiewanego wymiennika:

$$\left(\frac{\lambda_{szz}}{\delta_{szz}}\right)_{sc2} (t'_{sc2} - t_{sc1}) + \alpha_2 (t'_{sc2} - t_2) + \left(\frac{\alpha}{c_p \text{Le}}\right)_2 \sigma_{sc2} (x'_{sc2} - x_2) q_{sc2}^0 = 0, \quad \text{przy } (\delta_{szz})_{sc2} > 0 \quad (7)$$

$$\left(\frac{\lambda_{szz}}{\delta_{szz}}\right)_{zeb2} (t'_{zeb2} - t_{zeb2}) + \alpha_2 (t'_{zeb2} - t_2) + \left(\frac{\alpha}{c_p \text{Le}}\right)_2 \sigma_{zeb2} (x'_{zeb2} - x_2) q_{zeb2}^0 = 0 \quad (8)$$

Przedstawione równania należy rozwiązywać w uzupełnieniu o poniższe warunki brzegowe:

– na wejściach do odpowiednich kanałów wypełnienia

$$\begin{aligned} t_1|_{\bar{X}=0} &= t_{1e}; & t_2|_{\bar{X}=0-1} &= t_{2e}; & x_2|_{\bar{X}=0-1} &= x_{2e} \\ \bar{Y}|_{\bar{X}=0-1} &= 0-1; & \bar{Y}|_{\bar{X}=0} &= 0; & \bar{Y}|_{\bar{X}=0-1} &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

– na powierzchni ścianki kanału powietrza wywiewanego, podczas których może występować kondensacja w postaci wilgoci lub szronu

$$\sigma_{sc2}|_{t'_{sc2} > t_2^r} = 0; \quad \sigma_{sc2}|_{t'_{sc2} \leq t_2^r} = 1; \quad x'_{sc2}|_{t'_{sc2} > t_2^r} = x_2; \quad x'_{sc2}|_{t'_{sc2} \leq t_2^r} = x_{sc2}^{sat} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} q_{sc2}^0|_{t'_{sc2} \leq t_2^r} &= r; & q_{sc2}^0|_{t'_{sc2} > 0} &= r + q_{szz} \\ q_{sc2}^0|_{t'_{sc2} \leq t_2^r} &= r; & q_{sc2}^0|_{t'_{sc2} > 0} &= r + q_{szz} \end{aligned} \quad (11)$$

– dla ożebrowania w kanałach powietrza nawiewanego i wywiewanego

$$\begin{aligned} t_{zeb1}|_{\bar{Z}_1=0} &= t_{sc1} = t_{sc2}; & \partial t_{zeb1} / \partial \bar{Z}_1|_{\bar{Z}_1=1} &= 0 \\ t_{zeb2}|_{\bar{Z}_2=0} &= t_{sc2} = t_{sc1}; & \partial t_{zeb2} / \partial \bar{Z}_2|_{\bar{Z}_2=1} &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

– na powierzchni żebra w kanale powietrza wywiewanego w warunkach ewentualnego powstawania kondensacji w postaci wilgoci lub szronu

$$\sigma_{zeb2}|_{t'_{zeb2} > t_2^r} = 0; \quad \sigma_{zeb2}|_{t'_{zeb2} \leq t_2^r} = 1; \quad x'_{zeb2}|_{t'_{zeb2} > t_2^r} = x_2; \quad x'_{zeb2}|_{t'_{zeb2} \leq t_2^r} = x_{sc2}^{sat} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} q_{zeb2}^0|_{t'_{zeb2} \leq t_2^r} &= r; & q_{zeb2}^0|_{t'_{zeb2} > 0} &= r + q_{szz} \\ q_{zeb2}^0|_{t'_{zeb2} \leq t_2^r} &= r; & q_{zeb2}^0|_{t'_{zeb2} > 0} &= r + q_{szz} \end{aligned} \quad (14)$$

W równaniach wprowadzono poprawki wymagające oddzielnej interpretacji:

$\Psi'_2(t_2, x_2)$ jest poprawką uwzględniającą zmianę temperatury żebra wzdłuż osi Z_2 :

$$\Psi'_2(t_2, x_2) = NTU_2^* \frac{2h_{zeb2}}{s_{zeb2}} \left(\frac{1}{\text{Le}_2} \right) \left(\frac{c_{pw}}{c_p} \right)_2 \cdot \int_{\bar{Z}_2=(\delta_{szz})_{sc2}}^{\bar{Z}_2=1} \sigma_{zeb2} (x'_{zeb2} - x_2) (t'_{zeb2} - t_{sc2}) d\bar{Z}_2 \quad (15)$$

$\Psi_2(t_2, x_2)$ jest poprawką uwzględniającą zróżnicowane wartości temperatur ścianki i żebra przy kondensacji wilgoci na ich powierzchni:

$$\begin{aligned} \Psi_2(t_2, x_2) = & - \left[NTU_2^* \left(1 - \frac{\delta_{szz} + 2(\delta_{szz})_{zeb2}}{s_{zeb2}} \right) \cdot (t'_{sc2} - t_2) \left(\frac{\sigma_{sc2}}{\text{Le}} \right)_2 \left(\frac{c_{pw}}{c_p} \right)_2 (x'_{sc2} - x_2) \right] - \\ & - \left[NTU_2^* \left(\frac{2h_{zeb2}}{s_{zeb2}} \right)_2 \left(\frac{1}{\text{Le}} \right)_2 \left(\frac{c_{pw}}{c_p} \right)_2 \cdot \int_{\bar{Z}_2=(\delta_{szz})_{sc2}}^{\bar{Z}_2=1} \sigma_{zeb2} (x'_{zeb2} - x_2) (t'_{zeb2} - t_2) d\bar{Z}_2 \right] \end{aligned} \quad (16)$$

$\Omega_2(q_{sc2}^0, q_{zeb2}^0)$ – poprawka, uwzględniająca zmianę charakteru procesu kondensacji wilgoci na powierzchni żebra (rys. 3):

$$\begin{aligned} \Omega_2(q_{sc2}^0, q_{zeb2}^0) = & \left[NTU_2^* \left(\frac{1}{c_p \text{Le}} \right)_2 \frac{2h_{zeb2}}{s_{zeb2}} \cdot \int_{\bar{Z}_2=(\delta_{szz})_{sc2}}^{\bar{Z}_2=1} q_{zeb2}^0 \sigma_{zeb2} (x'_{zeb2} - x_2) d\bar{Z}_2 \right] - \\ & - \left[NTU_2^* \left(\frac{q_{sc2}^0}{c_p \text{Le}} \right)_2 \frac{2h_{zeb2}}{s_{zeb2}} \int_{\bar{Z}_2=(\delta_{szz})_{sc2}}^{\bar{Z}_2=1} \sigma_{zeb2} (x'_{zeb2} - x_2) d\bar{Z}_2 \right] \end{aligned} \quad (17)$$

Oznaczenia indeksów:

1 – powietrze zewnętrzne, 2 – powietrze wywiewane, e – wejście do wymiennika, o – wyjście z wymiennika, r – punkt rosy, sat – stan nasycenia, szr – szron.

gdzie α jest współczynnikiem przejmowania ciepła w $W/(m^2 \cdot K)$; β jest współczynnikiem wymiany masy w $kg/(m^2 \cdot s)$; c_p jest ciepłem właściwym powietrza w $kJ/(kg \cdot K)$; δ_{zeb} jest grubością żebra w m; δ_{szz} jest grubością warstwy szronu w m; F jest powierzchnią uczestniczącą w wymianie ciepła i ewentualnej wymianie masy w m^2 , h_{zeb} jest wysokością żebra w m; l_{zeb} jest długością żebra w m; λ_{zeb} jest współczynnikiem przewodności cieplnej żebra w $W/(m \cdot K)$; λ_{szz} jest współczynnikiem przewodności cieplnej dla warstwy szronu w $W/(m \cdot K)$; Le jest liczbą Lewisa; m jest współczynnikiem ożebrowania $m_{zeb}^2 = 2\alpha/(\lambda_{zeb} \cdot \delta_{zeb})$; NTU jest liczbą transponowanych jednostek $NTU = (\alpha \cdot F)/(G \cdot c_p)$; s jest skokiem żebra, t jest temperaturą strumienia przepływającego powietrza w K; t_o jest temperatura

strumienia otaczającego powietrza w K; t_r jest temperaturą punktu rosy powietrza w K; t_{sc} jest temperaturą ścianki wymiennika w K; t'_{szz} jest lokalną (bieżącą) temperaturą powierzchni szronu w K; t_{zeb} jest temperaturą żebra w dowolnym przekroju w K; $t_{szz} = (t'_{szz} + t''_{szz})/2$ jest średnią lokalną temperaturą warstwy szronu w K; x jest zawartością wilgoci w strumieniu przepływającego powietrza w kg/kg; x_o jest zawartością wilgoci w strumieniu otaczającego powietrza w kg/kg; x'_{szz} jest lokalną zawartością wilgoci w powietrzu nasyconym warstwy przygranicznej nad powierzchnią szronu w kg/kg; q^o jest ciepłem przejścia fazowego w kJ/kg; σ jest bezwymiarowym współczynnikiem określającym wystąpienie lub brak kondensacji.

Sformułowane układy równań (1-17) rozwiązane zostaną w celu wyznaczenia rozkładu temperatur i ustalenia stref aktywnej wymiany ciepła i masy w kanałach przepływającego powietrza i na powierzchniach ożebrowanych. Powyższe zagadnienie jest nieliniowe i nie może być rozwiązane na drodze analitycznej, z tego powodu całkowanie układów równań różniczkowych zwyczajnych realizowane będzie metodami numerycznymi.

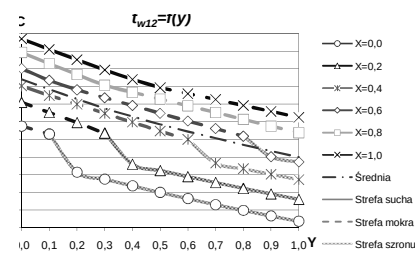
3. Wyniki obliczeń

Na rys. 7-8 przedstawiono wyniki pracy wstępnej wersji programu skonstruowanego na podstawie przedstawionego modelu. Wykresy zostały utworzone dla warunków zewnętrznych obliczeniowych III strefy klimatycznej. Parametry powietrza przyjęto w taki sposób

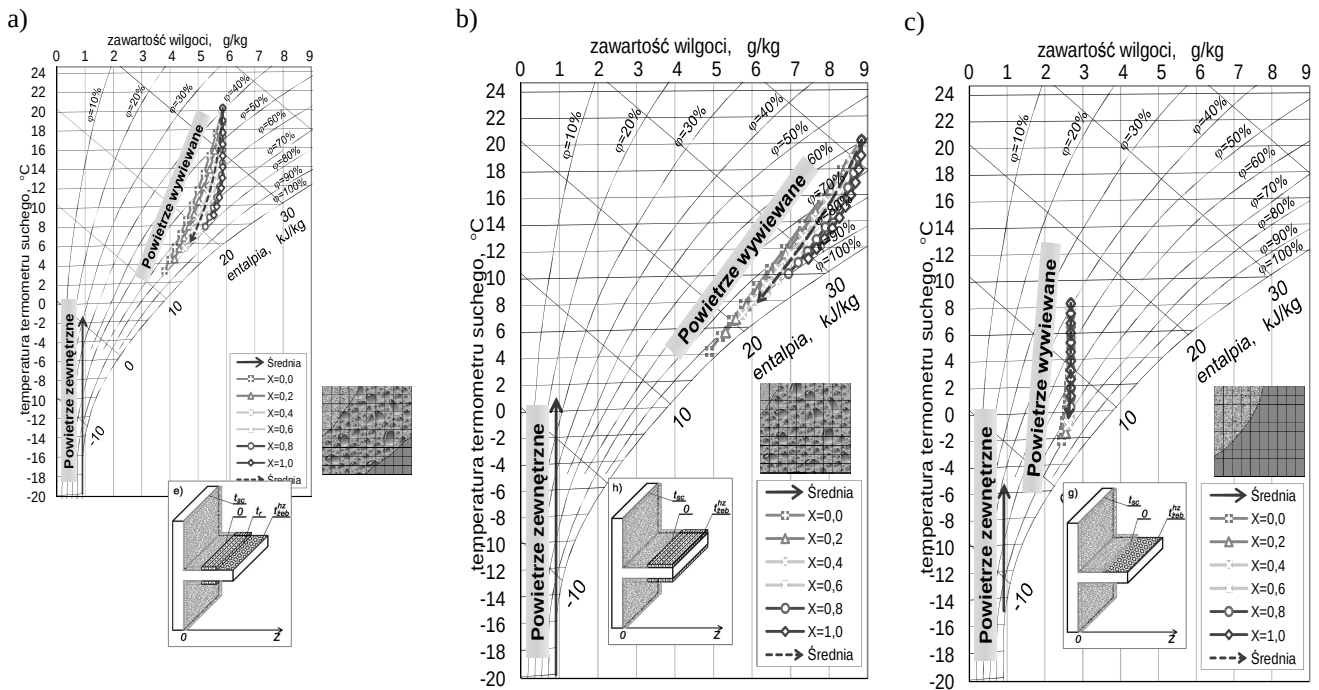
aby możliwe było wyodrębnienie niektórych, najbardziej niebezpiecznych wariantów pracy żebra przy powstawaniu szronu (rys. 3):

- dla przypadku, w którym na części powierzchni żeber może wystąpić strefa sucha oraz strefy kondensacji w postaci cieczy i szronu (rys. 3e, 8a);
- dla przypadku, w którym na części powierzchni żeber może wystąpić kondensacja w postaci cieczy oraz szronu (rys. 3h, 8b);
- dla przypadku, w którym na części powierzchni żeber może wystąpić strefa sucha oraz strefa kondensacji wyłącznie w postaci szronu (rys. 3g, 8c).

Przeprowadzona analiza wykazała, iż podobnie jak w kanałach rekuperatora, na żebrach można wyodrębnić obszar suchej wymiany ciepła oraz strefy kondensacji, które posiadają odrębny charakter procesów wymiany ciepła i masy (rys. 7-8).



Rys. 7. Przebieg zmian temperatury powierzchni wypełnienia w ożebrowanym krzyżowym wymienniku ciepła



Rys. 8. Przebieg zmian stanu parametrów powietrza na wykresie $i-x$ dla różnych wariantów pracy wymiennika krzyżowego z uwzględnieniem ożebrowania

4. Podsumowanie

W pracy przedstawiono i sformułowano oryginalny fizyko-matematyczny model procesów wymiany ciepła i masy dla wymiennika krzyżowego wyposażonego w elementy ożebrowane. Opracowano numeryczną metodę obliczeń podstawowych parametrów wymiany ciepła i masy w wymienniku krzyżowym.

Za pomocą przeprowadzonej analizy wykazano istotny wpływ powierzchni ożebrowanej na charakter procesów wymiany ciepła i masy w kanałach rekuperatora.

Otrzymane wyniki będą podstawą do ustalenia zakresu zmian optymalnych roboczych parametrów rozpatrywanego wymiennika ciepła oraz obszaru jego racjonalnego wykorzystania w zależności od warunków klimatycznych.

Literatura

- Anisimov S., Vasiljev V. (2005). Optimization of heat and mass transfer in cross-flow indirect evaporative cooler. *Journal of Civil Engineers*, Vol. 4, No. 3, 48-53.
- Anisimov S., Vasiljev V., Klimov S., Bolotin S. (2005). Optymalizacja odzysku ciepła w rekuperatorach urządzeń klimatyzacyjnych. *Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego*, Nr 37, Politechnika Koszalińska, Mielno, 135-142.

- Kou H. S., Yuan P. (2001). The comparison of longitudinal wall conduction effect on the crossflow heat exchangers including three fluid streams with different arrangements, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, No. 18, 1891-1907.
- Mishra M., Das P. K., Sarangi S. (2008). Effect of temperature and flow nonuniformity on transient behaviour of crossflow heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, No. 9-10, 2583-2592.
- Stoitchkov N. J., Dimitrov G. I. (1998). Effectiveness of crossflow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling. *Int J. Refrig.*, Vol. 21, No. 6, 463-471.

AN INFLUENCE OF SURFACE CROSS-FLOW PLATE-FIN HEAT EXCHANGERS ON EFFICIENCY OF HEAT RECOVERY SYSTEMS IN THE VENTILATION AND AIR CONDITIONING

Abstract: Mathematical model of coupled heat and mass transfer in the plate-fin heat exchangers used in air conditioning systems for energy recovery from exhaust air is discussed. The original model has been proposed on the base of ε -NTU model. Numerical method for calculation of basic thermodynamical parameters has been developed. The carried out analysis shows a significant influence of finned surface on the processes of heat and mass transfer in the unit channel. The received results offer scope for estimation of optimal operating conditions range variations for plate-fin heat exchangers, used in air conditioning systems for energy recovery.

ANALIZA TECHNICZNO-EKONOMICZNA WYKORZYSTANIA POMP CIEPŁA NA PRZYKŁADZIE WYBRANEGO OBIEKTU

Zbigniew KARMOWSKI, Piotr RYNKOWSKI*

Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45 A, 15-351 Białystok

Streszczenie: W artykule przedstawiono analizę techniczno-ekonomiczną wykorzystania sprężarkowych pomp ciepła w systemach ogrzewania i przygotowania ciepłej wody użytkowej dla wybranego wolno stojącego budynku mieszkalnego. Analizę przeprowadzono dla wybranych wariantów systemów grzewczych i porównano z wybranymi konwencjonalnymi źródłami ciepła. Dla każdego z układów wyznaczono koszty inwestycyjne i eksploatacyjne oraz koszty poniesione w całym cyklu życia produktu.

Słowa kluczowe: analiza techniczno-ekonomiczna, pompy ciepła.

1. Wprowadzenie

Pompy ciepła cieszą się coraz większym zainteresowaniem właścicieli domów jednorodzinnych. Z badań sondażowych przeprowadzonych przez Wydawnictwo Budujemy Dom (Karmowski, 2010) wynika, że około 40% inwestorów rozważa możliwość zastosowania pompy ciepła we własnym domu. Jednocześnie istnieje duża świadomość stosunkowo wyższych kosztów na etapie inwestycyjnym w przypadku systemów grzewczych z wykorzystaniem pomp ciepła, przy relatywnie niższych kosztach eksploatacji tych układów. Wobec ciągle rosnących kosztów nośników energii, umiejętność wykonania analizy techniczno-ekonomicznej wykorzystania pomp ciepła w budownictwie w stosunku do konwencjonalnych źródeł ciepła ma duże znaczenie praktyczne, które przekłada się bezpośrednio w kosztach za energię cieplną na potrzeby grzewcze i ciepłej wody użytkowej.

Celem artykułu jest wykonanie analizy techniczno-ekonomicznej dla powyższego zagadnienia.

2. Rachunek ekonomiczny

Podstawowym kryterium wyboru konkretnego systemu ogrzewania jest rachunek ekonomiczny. W pracy wykorzystano metodę LCC (*Life Cycle Cost*) (Świderski, 2003). Metoda ta pozwala określić szacunkowe, całkowite koszty inwestycyjne i eksploatacyjne systemu w przyjętym cyklu jego życia. Opiera się ona na porównaniu nakładów inwestycyjnych na proponowane rozwiązanie systemu ogrzewania i przygotowania ciepłej wody użytkowej dla budynku mieszkalnego oraz kosztów

eksploatacyjnych wzrastających wraz z upływem okresu użytkowania systemu.

W artykule, w celu przeprowadzenia analizy techniczno-ekonomicznej zastosowania pomp ciepła na potrzeby c.o. i c.w.u. dla wolno stojących budynków mieszkalnych, wytypowany został rzeczywisty budynek zlokalizowany na osiedlu domów rezydencyjnych w Elblągu. Dla tego budynku została wykonana wariantowa analiza techniczno-ekonomiczna przy zastosowaniu sprężarkowej pompy ciepła w różnych konfiguracjach dolnego źródła oraz kotłowni olejowej, gazowej i kotłowni na eko-groszek.

3. Ocena techniczno-ekonomiczna systemów ogrzewania wolno stojącego budynku mieszkalnego oparta o metodę LCC (*Life Cycle Cost*)

3.1. Metoda LCC (*Life Cycle Cost*)

Metoda LCC pozwala wyznaczyć całkowite koszty inwestycyjne i eksploatacyjne systemu grzewczego w rozważanym cyklu jego życia w oparciu o zależność:

$$LCC = IC + \sum_{t=1}^n \frac{COF_t}{(1+s)^t} \quad [zł] \quad (1)$$

gdzie IC jest kosztem zakupu i uruchomienia systemu w zł, COF jest roczne koszty użytkowania systemu w zł, n jest zakładaną liczbą lat cyklu życia systemu (20 lat), t jest kolejny rokiem „życia” systemu, s jest realną stopą oprocentowania (dyskontową),

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: rynkowski@pb.edu.pl

$$s = \frac{i - p}{1 - p} \quad (2)$$

gdzie i jest nominalną stopą oprocentowania (dyskontową), p jest stopą inflacji,

Rachunek kosztów cyklu życia systemu według zależności (1) zależy w dużej mierze od realnej stopy oprocentowania, która uzależniona jest od stopy inflacji i nominalnej stopy oprocentowania (2). W zależności od tych stóp, realna stopa procentowa przyjmuje wartości dodatnie bądź ujemne. Skutkiem tego jest poniesienie większych (przy $s < 0$), bądź mniejszych (przy $s > 0$) kosztów cyklu życia systemu grzewczego. Według danych NBP, stopa ta ulegała znacznej zmianie na przestrzeni lat. Z powodu trudności w precyzyjnym prognozowaniu realnej stopy oprocentowania, metoda LCC zostanie przeprowadzona w oparciu o ceny stałe.

3.2. Czas wyrównania kosztów cyklu życia analizowanych systemów grzewczych SPBT

Czas wyrównania kosztów cyklu życia SPBT rozpatrywanych systemów opartych na sprężarkowych pompach ciepła w odniesieniu do systemu porównawczego zostanie określony z zależności,

$$SPBT = \frac{IC_{SPC} - IC_{SP}}{COF_{SP} - COF_{SPC}} [\text{lata}] \quad (3)$$

gdzie IC_{SPC} jest kosztem zakupu i uruchomienia systemu opartego na pompie ciepła w zł, IC_{SP} jest kosztem zakupu i uruchomienia systemu porównawczego w zł, COF_{SPC} jest rocznym kosztem eksploatacji systemu opartego na pompie ciepła w skali roku w zł, COF_{SP} jest rocznym kosztem eksploatacji systemu porównawczego w skali roku w zł,

Jako systemy porównawcze zostaną rozpatrzone:

- pompa ciepła–gaz ziemny;
- pompa ciepła–olej opałowy;
- pompa ciepła–eko-groszek.

3.3. Założenia analizy techniczno-ekonomicznej

Założenia do wykonania analizy techniczno-ekonomicznej:

- ocena przeprowadzona będzie dla rzeczywistego budynku jednorodzinnego;
- dla budynku zostaną wyznaczone wskaźniki energetyczne określające wielkości zapotrzebowania budynku na energię cieplną na cele c.o. i c.w.u.;
- ocena będzie dotyczyć kosztów inwestycyjnych niezbędnych dla wykonania kotłowni oraz kosztów związanych z eksploatacją systemu;
- instalacja grzewcza w budynku została wykonana w systemie podłogowym;
- analiza techniczno-ekonomiczna dla systemów grzewczych wykonanych w oparciu o sprężarkowe pompy ciepła zostanie przeprowadzona dla pomp ciepła wybranej firmy.

3.4. Analizowane warianty systemów grzewczych

W artykule przedstawiono analizę dla następujących wariantów systemów grzewczych (Lewandowski, 2007; Rubik, 1999; Rubik, 1996):

- wariant 1 – kotłownia wykonana w oparciu o sprężarkową pompę ciepła, dla której dolnym źródłem jest gruntowy kolektor płaski lub spiralny;
- wariant 2 – kotłownia wykonana w oparciu o sprężarkową pompę ciepła, dla której dolnym źródłem jest pionowy wymiennik gruntowy (sondy pionowe);
- wariant 3 – kotłownia wykonana w oparciu o sprężarkową pompę ciepła, dla której dolnym źródłem jest układ dwóch studni (czerpalna i rzutowa);
- wariant 4 – kotłownia wykonana w oparciu o sprężarkową pompę ciepła, dla której dolnym źródłem jest układ bezpośredniego parowania;
- wariant 5 – kotłownia wykonana w oparciu o sprężarkową pompę ciepła, dla której dolnym źródłem jest powietrze zewnętrzne (układ biwalentny) z kotłem gazowym;
- wariant 6 – kotłownia wykonana w oparciu o kocioł olejowy;
- wariant 7 – kotłownia wykonana w oparciu o kocioł gazowy;
- wariant 8 – kotłownia wykonana w oparciu o eko-groszek.

4. Koszty inwestycyjne (według materiałów i katalogów firm inwestycyjnych)

4.1. Koszty inwestycyjne układów z pompą ciepła

W tab. 1-4 przedstawiono zestawienie nakładów inwestycyjnych dla wariantów 1-4. W wariantach 5-8 koszty inwestycyjne systemów grzewczych z pompą ciepła wyznaczono analogicznie. Zestawienie nakładów inwestycyjnych w poszczególnych przedsięwzięciach przedstawia tab. 5.

Tab. 1. Koszty inwestycyjne – wariant 1

l.p.	Wyszczególnienie	Koszty całkowite brutto
------	------------------	-------------------------

	[zł]
1 Pompa ciepła (solanka – woda)	38 864
2 Sterownik	3 447
3 Zbiornik buforowy	3 601
4 Przyłącze	913
5 Kolektor gruntowy płaski lub spiralny (8 sekcji)	13 110
6 Studnia zbiorcza	3 073
7 Pompa ciepła do c.w.u. (powietrze – woda)	11 899
8 Pompa obiegowa dla instalacji c.o.	951
9 Pompa cyrkulacyjna dla instalacji c.w.u.	845
10 Naczynie wzbiorcze do c.o.	222
11 Naczynie przeponowe do c.w.u.	190
Koszty kanałów wentylacyjnych, armatura odcinająca, zabezp., izolacja, instalacja elektryczna	5 500
Sumaryczne koszty urządzeń	82 615
Montaż, prace ziemne, uruchomienie systemu – 10% nakładów inwest.	8 261
Łączne koszty inwestycyjne	90 875

Tab. 3. Koszty inwestycyjne – wariant 3

l.p.	Wyszczególnienie	Koszty całkowite brutto [zł]
1	Pompa ciepła Ochsner (woda-woda)	33 972
2	Sterownik	3 447
3	Zbiornik buforowy	3 601
4	Przyłącza elastyczne	913
5	Czujnik natężenia przepływu źródła dolnego	1 401
6	Pompa głębinowa z zaworem zwrotnym	2 396
7	Filtr do dolnego źródła	756
8	Odwierty dla dolnego źródła 48 mb z wykonaniem studni – czerpalnej i zrzutowej	8 784
9	Zawór trójdrogowy do ciepłej wody użytkowej	793
10	Zasobnik ciepłej wody użytkowej	1 329
11	Wymiennik ciepłej wody użytkowej	1 041
12	Pompa obiegowa dla instalacji c.o.	951
13	Pompa ładująca zasobnik c.w.u.	845
14	Pompa cyrkulacyjna dla instalacji c.w.u.	845
15	Naczynie wzbiorcze do c.o.	222
16	Naczynie przeponowe do c.w.u.	190
17	Koszty kanałów wentylacyjnych, armatura odcinająca, zabezp., izolacja, instalacja elektryczna	5 790
	Sumaryczne koszty urządzeń	67 276
	Montaż, prace ziemne, uruchomienie systemu – 10% nakładów inwest.	56 727
	Łączne koszty inwestycyjne	74 003

Tab. 2. Koszty inwestycyjne – wariant 2

l.p.	Wyszczególnienie	Koszty całkowite brutto
------	------------------	-------------------------

	[zł]
1 Pompa ciepła (solanka – woda)	38 864
2 Sterownik	3 447
3 Zbiornik buforowy	3 601
4 Przyłącze	913
5 Dwie sondy pionowe po 133 mb każda, 1mb - 100 zł.	32 452
6 Pompa ciepła do c.w.u. (powietrze-woda)	11 899
7 Pompa obiegowa dla instalacji c.o.	951
8 Pompa cyrkulacyjna dla instalacji c.w.u.	845
9 Naczynie wzbiorcze do c.o.	222
10 Naczynie przeponowe do c.w.u.	190
Koszty kanałów wentylacyjnych, armatura odcinająca, zabezpieczająca, izolacja, instalacja elektryczna	5 500
Sumaryczne koszty urządzeń	98 884
Montaż, prace ziemne, uruchomienie systemu – 5% nakładów inwest.	4 944
Łączne koszty inwestycyjne	103 828

Tab. 4. Koszty inwestycyjne – wariant 4

l.p.	Wyszczególnienie	Koszty całkowite brutto [zł]
1	Pompa ciepła (bezpośrednie odparowanie)	30 678
2	Sterownik	3 447
3	Zbiornik buforowy	3 601
4	Przyłącze	913
5	Kolektor poziomy (10 sekcji po 75 mb każdy)	18 885
6	Studnia zbiorcza	1 830
7	Pompa ciepła do c.w.u. (powietrze-woda)	11 899
8	Pompa obiegowa dla instalacji c.o.	951
9	Pompa cyrkulacyjna dla instalacji c.w.u.	845
10	Naczynie wzbiorcze do c.o.	222
11	Naczynie przeponowe do c.w.u.	190
12	Koszty kanałów wentylacyjnych, armatura odcinająca, zabezp., izolacja, instalacja elektryczna	5 500
	Sumaryczne koszty urządzeń	78 961
	Montaż, prace ziemne, uruchomienie systemu – 10% nakładów inwest.	7 896
	Łączne koszty inwestycyjne	86 857

Tab. 5. Zestawienia nakładów dla poszczególnych systemów grzewczych

L.p.	System grzewczy, numer wariantu	Koszty inwestycyjne [zł]
1	wariant nr 1	90 875
2	wariant nr 2	103 828
3	wariant nr 3	74 003
4	wariant nr 4	86 857
5	wariant nr 5	72 894
6	wariant nr 6	31 083
7	wariant nr 7	35 522
8	wariant nr 8	26 046

5. Koszty eksploatacyjne

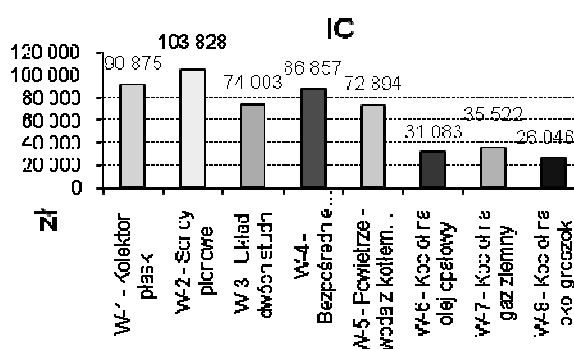
Roczne zapotrzebowanie na energię elektryczną dla

układów z pompą ciepła wyznaczono dzieląc sezonowe zapotrzebowanie na ciepło budynku oraz zapotrzebowanie na ciepło do przygotowania ciepłej wody użytkowej przez współczynnik efektywności każdej z pomp ciepła. Uwzględniając koszt wytworzenia energii cieplnej dla każdego z układów, który jest wielkością znaną, można wyznaczyć średnie koszty eksploatacyjne w ciągu roku dla każdego z układów. Zestawienie kosztów wytworzenia 1 GJ energii cieplnej oraz roczne koszty ogrzewania i podgrzewu ciepłej wody użytkowej przedstawia tab. 6 (Karmowski, 2010).

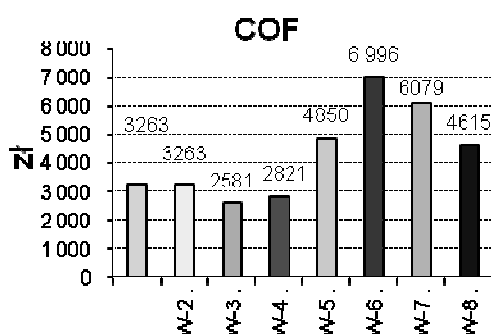
Tab. 6. Zestawienia rocznych kosztów ogrzewania dla poszczególnych systemów grzewczych

Wariant	Koszt 1 GJ energii [zł/GJ]	Roczne koszty eksploatacyjne [zł/rok]
1	24,59	3 263
2	24,59	3 263
3	19,20	2 580
4	21,10	2 671
5	36,97	4 850
6	53,29	6 996
7	46,05	6 079
8	34,88	4 615

Na rys. 1 pokazano zestawienie kosztów inwestycyjnych dla poszczególnych systemów grzewczych, a na rys. 2 przedstawiono interpretację graficzną rocznych kosztów eksploatacji dla analizowanych układów.



Rys. 1. Zestawienia nakładów dla poszczególnych systemów grzewczych



Rys. 2. Zestawienia rocznych kosztów eksploatacji dla poszczególnych systemów grzewczych

Z rys. 1-2 wynika, że koszt inwestycyjny systemów grzewczych opartych na pompie ciepła jest dużo wyższy w porównaniu do systemów grzewczych opartych na

źródle konwencjonalnym. Dla kotłowni wykonanej w oparciu o sprężarkową pompę ciepła, dla której dolnym źródłem jest pionowy wymiennik gruntowy (sondy pionowe), w stosunku do kotłowni na eko-groszek koszt inwestycyjny jest czterokrotnie większy. Jednak poniesione wyższe nakłady inwestycyjne w przypadku pomp ciepła charakteryzują się niższymi kosztami eksploatacyjnymi. Jednak mimo powyższej wiedzy nie jesteśmy w stanie jednoznacznie określić, który system grzewczy będzie najbardziej optymalny.

6. Wybór optymalnego systemu grzewczego

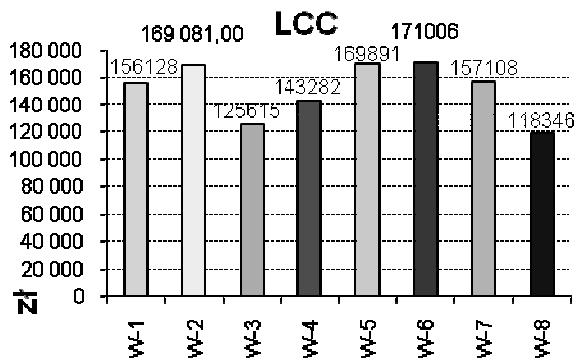
W celu wyznaczenia i wyboru optymalnego wariantu systemu grzewczego posłużono się metodą LCC (pkt. 2). System, dla którego całkowite koszty inwestycyjne i eksploatacyjne w przyjętym cyklu życia systemu grzewczego będą najniższe (dla przyjętych danych) można będzie uważać za najbardziej optymalny. Składniki LCC dla rozpatrywanych systemów ogrzewania jednorodzinne budynku mieszkalnego zostały przedstawione w tab. 7, natomiast ich interpretacja graficzna została przedstawiona na rys. 3.

Tab. 7. Składniki LCC dla poszczególnych systemów grzewczych

Wariant	IC [zł]	COF [zł]	LCC [zł]
1	90 875	3 263	156 128
2	103 828	3 263	169 081
3	74 003	2 580	125 615
4	86 857	2 671	143 282
5	72 894	4 850	169 891
6	31 083	6 996	171 006
7	35 522	6 079	157 108
8	26 046	4 615	118 346

Z analizy danych wynika, że najniższą wartość LCC w wysokości 118 346 zł posiada system grzewczy oparty na kotłowni na eko-groszek. Wartość ta wynika z niskiej wartości inwestycyjnej tego typu systemu grzewczego o stosunkowo niskich kosztach eksploatacyjnych. Jednak poza aspektem finansowym warto zwrócić uwagę, że układ z pompą ciepła jest układem bezobsługowym. W przypadku kotłowni na eko-groszek należy uwzględnić koszt obsługi, który jest wartością trudną do oszacowania a także żywotność samego kotła.

Dla pozostałych przypadków najniższą wartością LCC charakteryzuje się wariant 2 – kotłownia wykonana w oparciu o sprężarkową pompę ciepła, dla której dolnym źródłem jest pionowy wymiennik gruntowy (sondy pionowe). Najwyższą wartością LCC charakteryzuje się kotłownia olejowa.



Rys. 3. Interpretacja graficzna całkowitych kosztów rozpatrywanych wariantów systemów grzewczych

7. Podsumowanie

Na podstawie analizy ekonomicznej można stwierdzić, iż mimo stosunkowo wysokich kosztów inwestycyjnych systemów grzewczych opartych na sprężarkowych pompach ciepła we wszystkich przypadkach koszt wytworzenia 1 GJ energii cieplnej jest niższy w porównaniu do eko-groszku, gazu ziemnego i oleju opałowego. Pamiętając o aspektach jak: czystość powietrza wewnętrznego, brak zbiorników na olej opałowy, gaz ziemny, czy brak dodatkowych kosztów na etapie budowy związanych z kominem, pompy ciepła stanowią bardzo atrakcyjny sposób pozyskiwania energii cieplnej. Barierą ograniczającą powszechność stosowania pomp ciepła jest niewątpliwie wysoki koszt inwestycyjny. Jednak przypadku wyczerpywania się źródeł tradycyjnych, w przyszłości mogą stać się podstawowym źródłem energii.

Literatura

- Karmowski Z. (2010). Analiza techniczno-ekonomiczna wykorzystania sprężarkowych pomp ciepła w systemach ogrzewania i przygotowania ciepłej wody użytkowej dla wybranego, wolnostojącego budynku mieszkalnego. *Praca Dyplomowa Magisterska*, Politechnika Białostocka.
- Lewandowski W. (2007). Proekologiczne odnawialne źródła energii. WNT, Warszawa.
- Marcinkowski W. (2008). Pompy Ciepła. *Wydawnictwo Budujemy Dom*, 6/2008, 191-202.
- Rubik M. (1999). Pompy ciepła - poradnik. *Ośrodek Informacji „Technika instalacyjna w budownictwie”*, Warszawa.
- Rubik M. (1996). Pompy ciepła - poradnik. *BOINT Instal*, Warszawa.
- Świdorski M. (2003). Analiza LCC narzędziem wspomagającym ocenę projektów inwestycyjnych związanych z techniką pompową. W: *IX FORUM Użytkowników Pomp*, Szczyrk 2003.
- Materiały i katalogi firm instalacyjnych.

ECONOMICAL AND TECHNICAL ANALYSIS OF HEAT PUMP USAGE FOR SELECTED OBJECT

Abstract: The economic-technical analysis usage of heat pumps in central heating and hot water systems for selected object are presented in the paper. The analysis was done for chosen variants of heat systems and was compared with chosen conventional systems of heat source. For each systems the capital and the operating cost was calculated. Moreover using Life Cycle Cost method (LCC) the value of LCC was calculated.

SYSTEM ZACIENIAJĄCO-IZOLUJĄCY – BUDOWA, DZIAŁANIE, OPŁACALNOŚĆ

Piotr KĘSKIEWICZ*

Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wrocławska, Wyb. Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

Streszczenie: W pracy przedstawiono ideę systemu mającego przynosić oszczędności energii, poprzez ograniczanie przenikania ciepła przez przegrody przezroczyste. Oszczędności wynikają z okresowego zwiększenia izolacyjności przegród przezroczystych w okresie zimnym oraz z dodatkowego zacienienia pomieszczeń w okresie ciepłym. Przybliżono budowę i zasady działania systemu. Przedstawiono możliwości oraz różne parametry sterowania. Przedstawione zostały przewidywane korzyści i potencjalne zastosowania wynikające z zastosowania systemu. Wstępna, teoretyczna analiza ekonomiczna została oparta na zmodyfikowanej metodzie obliczania wskaźnika wartości zaktualizowanej netto, tzn. wskaźnika NPV. Uwzględniono zastosowania różnych źródeł i cen energii cieplnej oraz okresu zwrotu inwestycji. Analizę przedstawiono na przykładzie hali magazynowo-produkcyjnej zlokalizowanej w IV strefie klimatycznej. Symulacje przeprowadzono w programie Purmo OZC 4,0.

Słowa kluczowe: zużycie energii, bilans cieplny, aktywne zacienienia, termomodernizacja, nowoczesne budownictwo.

1. Konieczność ograniczania zużycia energii

Szybko rosnące ceny energii, kurczące się zasoby paliw kopalnych i postępująca degradacja środowiska naturalnego skłaniają do oszczędzania energii. Beztroskie energetycznie budownictwo, rozrzućna eksploatacja, niskie sprawności urządzeń i rozwiązań, jak i w konsekwencji trwonienie energii muszą stać się przeszłością. Stare standardy dopuszczające wznoszenie obiektów bez izolacji termicznej, przynajmniej najprostszej automatyki, czy też kotłowni produkujących głównie zanieczyszczenia i dostarczających ułamki energii, którą mogłyby potencjalnie przekazać, są stopniowo zastępowane o wiele bardziej wymagającymi standardami. Przykładem rozwiązania mającego sprostać nowym wymogom oszczędności energii są budynki pasywne, które osiągają bardzo dobre wyniki w redukcji zużycia dostarczanej energii. Obiekty tego typu wykorzystują nowoczesną myśl architektoniczną, zmodyfikowane rozwiązania stosowane w przeszłości i naj-nowocześniejsze technologie. Coraz bardziej popularne stają się także wykorzystanie pomp ciepła, kolektorów słonecznych, różnego rodzaju metod odzysku energii, czy też całych budynków podążających za słońcem (Krajowy Ruch Ekologiczno-Społeczny, 2006). Minimalizację zużycia energii budynki pasywne okupują jednak dużą złożonością, zapotrzebowaniem na trudno dostępne technologie i projekty, ale przede wszystkim nadal wysokimi kosztami inwestycyjnymi, co wpływa na ich jeszcze małą popularność. Niestety tego typu budownictwo wciąż jest bardzo mało popularne w Polsce.

Na dzień dzisiejszy w kraju wybudowanych zostało zaledwie kilka budynków pasywnych, większość jako obiekty pokazowe. Standardy budownictwa pasywnego, choć obiecujące, szybko nie ograniczą obecnego zapotrzebowania na energię. Aby już teraz dążyć do minimalizacji zużycia energii wykorzystuje się rozwiązania pośrednie: termomodernizacje już istniejących obiektów i stopniowe zaostrzanie wymagań przy wznoszeniu nowych.

Termomodernizacja w chwili obecnej przynosi wymierne efekty w redukcji zapotrzebowania na energię cieplną w budownictwie. Dzięki standardowym rozwiązaniom, nieskomplikowanej i zakrojonej na szeroką skalę realizacji i względnie niskim nakładom inwestycyjnym, metoda ta jest bardzo popularna. Niestety dobre efekty uzyskuje się poprzez ilość wykonywanych prac, a nie ich jakość. Przekształca się obiekty przestarzałe, znacząco przekraczające wszystkie stosowane normy na budynki z trudem spełniające obowiązujące na dzień dzisiejszy standardy. W obliczu kolejnych zmian prawnych, już teraz pojawia się potrzeba stworzenia nowych metod termomodernizacyjnych, łatwych do wdrożenia, atrakcyjnych ekonomicznie i będących w stanie nadążyć za szybko zmieniającymi się wymogami energooszczędności.

Uzasadnioną potrzebę redukcji zapotrzebowania na energię obserwuje się w przypadku budowy i późniejszej eksploatacji nowych obiektów. Stosowane na dzień dzisiejszy standardowo technologie zaczynają być niewystarczające. Zjawisko to obserwuje się szczególnie w przypadku dużych magazynów czy też hal

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: piotr.keskiewicz@pwr.wroc.pl

produkcyjnych. Także tu spełnienie zaostrzających się wymogów staje się coraz trudniejsze. Dobrym przykładem są charakterystyczne dla tego typu budynków względnie duże powierzchnie przeszklone. Zapewniają one naturalne doświetlenie hali, ale powodują jednocześnie duże straty ciepła. Aby im zapobiec stosuje się stale drożące okna nowszych generacji, których dalsze możliwości poprawy parametrów izolacyjności termicznej powoli się kończą.

Artykuł ten ma na celu zaprezentowanie pomysłu na system możliwy do wykorzystania podczas termomodernizacji, budowy nowych obiektów, czy też w budownictwie pasywnym. System mogący stać się częścią szeregu nowych rozwiązań, które przynajmniej na jakiś czas zaspokoją zapotrzebowanie na nowe pomysły wspierające ograniczanie zużycia energii w budownictwie.

2. System zacieniająco-izolujący

2.1. Podstawowa budowa i zasada działania

Proponowane jest wykorzystanie trzech wersji systemu: standardowej, o zwiększonej izolacyjności oraz uproszczonej. Zasada działania i budowa wszystkich wersji została opisana w dalszej części artykułu.

Pierwsze dwa warianty systemu mają być zbudowane z ruchomych, sterowanych automatycznie elementów wykonanych z materiałów o dobrych właściwościach izolacyjności cieplnej. Elementy te zainstalowane po zewnętrznej stronie przegród przezroczystych poprzez zmianę swojego położenia, w sposób aktywny wpływać będą na ogólny bilans energetyczny pomieszczeń. W trzecim wariantcie zamontowane na stałe płyty z materiału izolującego w sposób ciągły ograniczą wymianę ciepła z otoczeniem. Wszystkie wersje, w okresie zimowym, poprzez zwiększenie izolacyjności okien, ograniczać będą straty ciepła. Natomiast w okresie letnim, poprzez dodatkowe zacienienie pomieszczenia, zostaną ograniczone nadmierne zyski ciepła od nasłonecznienia (niemożliwe w przypadku wersji o zwiększonej izolacyjności). Zastosowanie konkretnego wariantu systemu uzależnione będzie od orientacji przegrody według kierunku świata, konstrukcji okna, przeznaczenia pomieszczenia, a także od rachunku ekonomicznego.

2.2. Wersja uproszczona

Wersja uproszczona jest najmniej złożona, a co za tym idzie, najtańsza wersja systemu. Budowa oparta jest na zamocowanej na stałe płycie z poliwęglanu komorowego o grubości 25 mm i o podwyższonej wytrzymałości. Tego rodzaju poliwęglan komorowy charakteryzuje się współczynnikiem przenikania ciepła U równym $1,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ wg ROBELIT (2010) i razem z niewentylowaną warstwą powietrza zapewnia dodatkową izolację termiczną. Połączenie płyty z konstrukcją budynku jest dodatkowo uszczelnione, dzięki czemu zostaje ograniczona niekontrolowana wentylacja pomieszczenia.

Główną zaletą tego wariantu jest jego prostota. Brak elementów ruchomych, automatyki i sterowania znacznie zmniejsza koszty zarówno inwestycyjne (szacunkowo o ponad 50% w stosunku do wersji standardowej), jak i eksploatacyjne. Płyty zapewniają dodatkowo ochronę przeszkleń przed uszkodzeniami mechanicznymi a także wytłumiają hałas. Jednak istotną wadą tego rozwiązania jest znaczne pogorszenie komfortu pomieszczenia związane ze stałym ograniczeniem dostępu światła naturalnego. Zastosowanie tego wariantu może spowodować konieczność dodatkowego doświetlania pomieszczenia, co zwiększy pobór energii pierwotnej.

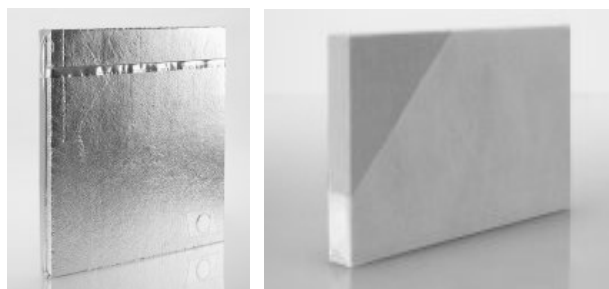
2.3. Wersja standardowa-żaluzje zewnętrzne

Konstrukcja żaluzji oparta jest na już istniejących i eksploatowanych rozwiązaniach zacieniających powszechnie stosowanych w budownictwie pasywnym. Lamele zainstalowane są poziomo na zewnątrz przeszklenia, połączone ze sobą w sposób umożliwiający jednoczesną, mechaniczną zmianę ich położenia, na przykład przez układ zębatek poruszającym silnikiem krokowym małej mocy. Całość sterowana jest automatycznie. Przewidziano trzy położenia lamel: otwartą, częściowo zamkniętą oraz zamkniętą. Podstawową modyfikacją, w stosunku do standardowego systemu zacieniającego, jest zastosowanie do wykonania lameli bezbarwnych płyt z poliwęglanu komorowego o grubości 25 mm, zamiast zwykle stosowanych: aluminium czy stali. Nowością jest także zapewnienie większej szczelności całości układu w pozycji zamkniętej.

W przypadku zastosowania systemu ze stolarką starego typu o współczynniku przenikania ciepła równym $2,6 \text{ W/m}^2\text{K}$, uwzględnieniu oporu cieplnego niewentylowanej warstwy powietrznej oraz mostków cieplnych, zastępczy współczynnik przenikania ciepła wyniesie $0,85 \text{ W/m}^2\text{K}$. Wartość ta zbliżona jest do wymogów stawianych stolarkę okiennej stosowanej w budynkach pasywnych (Krajowy Ruch Ekologiczno-Społeczny, 2006).

2.4. Wersja o zwiększonej izolacyjności-okiennice

Wersja bazuje na konstrukcji klasycznych okiennic. Zastosowano jedno bądź dwa skrzydła okiennic w zależności od powierzchni okna oraz dostępnych możliwości montażu. Skrzydło wykonane z paneli izolacji próżniowej tak zwanej VIP (*vacuum insulation panel*). Wymagana jest dodatkowa ochrona przed uszkodzeniami mechanicznymi na przykład warstwą tworzywa sztucznego, ze względu na łatwość perforacji paneli VIP. System pracuje w dwóch pozycjach: otwarta, zamknięta. Ruch skrzydła osiągany jest przy pomocy siłownika, sterowanego automatycznie. Całość w pozycji zamkniętej zapewnia dodatkowe ograniczenie wymiany powietrza przez przegrodę (rys. 1).



Rys. 1. Panel oraz wypełnienie paneli VIP
(<http://www.wa-q-tec.com>, 2001)

Współczynnik przenikania ciepła dla paneli VIP o grubości 20 mm wynosi $0,4 \text{ W/m}^2\text{K}$ według VA-Q-TEC VACUUM INSULATION (2010). W przypadku zastosowania systemu ze stolarką starego typu o współczynniku przenikania ciepła równym $2,6 \text{ W/m}^2\text{K}$, uwzględnieniu oporu cieplnego niewentylowanej warstwy powietrznej, warstw tworzywa ochronnego oraz mostków cieplnych, zastępczy współczynnik przenikania ciepła wyniesie $0,28 \text{ W/m}^2\text{K}$. Wartość ta spełnia dzisiejsze wymagania dla ścian zewnętrznych w budownictwie standardowym.

3. Działanie instalacji

Głównymi zaletami proponowanego systemu są wielowariantowość oraz możliwość zróżnicowanego sterowania. Automatyczna regulacja może odbywać się w oparciu o pomiar podstawowych parametrów, takich jak: temperatura powietrza zewnętrznego i wewnętrznego oraz obecność osób w pomieszczeniu. Dodatkowymi parametrami, które mogą być brane pod uwagę są: przeznaczenie i sposób użytkowania pomieszczenia, natężenie promieniowania słonecznego padającego na przegrodę, działanie systemu centralnego ogrzewania i wiele innych, zależnych od charakterystyki danego obiektu.

Zastosowanie złożonego systemu automatyki zwiększa efektywność działania instalacji oraz poprawia komfort jej użytkowania, wiąże się jednak ze znacznym zwiększeniem nakładów inwestycyjnych, przez co inwestycja może stać się nieopłacalną. Aby uniknąć takiej sytuacji, sugeruje się wykonanie szczegółowych bilansów ekonomicznych, uwzględniających różne warianty budowy i sterowania systemem.

W proponowanym rozwiązaniu uwzględniono zastosowanie wersji standardowej z automatyczną regulacją bazującą na pomiarze temperatury wewnątrz pomieszczenia i temperatury powietrza zewnętrznego. Uwzględniany jest także sygnał z czujników ruchu zlokalizowanych w pomieszczeniu. Zmiana pozycji układu odbywa się na podstawie zestawienia pomiarów z zadanymi wartościami minimalnymi i maksymalnymi. Żaluzje pracują w trzech pozycjach lamel: otwarte, częściowo zamknięte oraz zamknięte. Działanie systemu w tym zestawieniu przedstawia tab. 1.

Tab. 1. Parametry sterowania systemem

Lp	t_w	t_z	Ob	Pozycja
1	$t_w < t_{w,min}$	$t_z > t_{z,min}$	+	Otwarta
2	$t_w < t_{w,min}$	$t_z > t_{z,min}$	–	Zamknięta
3	$t_w < t_{w,min}$	$t_z < t_{z,min}$	+/-	Zamknięta
4	$t_w > t_{w,max}$	$t_z > t_{z,min}$	+/-	częściowo zam.
5	$t_w > t_{w,max}$	$t_z < t_{z,min}$	+/-	Otwarta

t_w jest temperaturą powietrza wewnętrznego,

t_z jest temperaturą powietrza zewnętrznego,

Ob jest obecnością osób w pomieszczeniu,

„+” jest stwierdzeniem obecności osób w pomieszczeniu,

„–” jest brakiem osób w pomieszczeniu,

min, max są odpowiednio wartościami minimalnymi i maksymalnymi temperatur

Warianty opisane w wierszach drugim i czwartym (tab. 1) reprezentują zwykłe działanie systemu. W okresie zimnym, gdy w pomieszczeniu nie przebywają ludzie, a temperatura wewnętrzna spada poniżej wartości zadanej, system zamyka się, redukując ucieczkę ciepła na zewnątrz. Natomiast w okresie ciepłym, gdy temperatura pomieszczenia wzrośnie ponad wartość maksymalną, żaluzje zostaną przymknięte, zaciéniając wnętrze, co ograniczy nagrzewanie się pomieszczenia.

Na szczególną uwagę zasługują przypadki pierwszy oraz trzeci. W warunkach opisanych w wariantach pierwszym, pomimo spadku temperatury w pomieszczeniu poniżej wartości minimalnej, lamele pozostają otwarte. Dzieje się tak, ponieważ konieczność zachowania komfortu osób przebywających w pomieszczeniu uzasadnia ponoszone straty energii cieplnej przez niechronione przeszklenie. Jednak, gdy temperatura zewnętrzna spadnie poniżej wartości minimalnej, a co za tym idzie straty ciepła przez niechronione okno będą znaczne, system bez względu na obecność osób w pomieszczeniu, zamknie się, poprawiając izolacyjność przegrody. Pogorszenie komfortu, wynikające z odcięcia światła słonecznego, usprawiedliwione będzie znacznym ograniczeniem strat energii cieplnej.

Sytuacja opisana w wierszu piątym (tab. 1) może mieć miejsce w przypadku pomieszczeń o dużych, zyskach ciepła, które znacznie przewyższają statyczne straty energii. Instalacja mimo niskiej temperatury zewnętrznej pozostanie otwarta, dzięki czemu pomieszczenie szybciej się wychłodzi, poprawiając komfort w pomieszczeniu.

4. Potencjalne zastosowania systemu

Ze względu na właściwości fizyczne, dużą elastyczność w doborze algorytmów sterowania oraz stosunkowo prostą, wariantową budowę, system zaciéniająco-izolujący może znaleźć szerokie zastosowanie w budownictwie. Opisany system wraz z innymi podobnymi technologiami, może przyczynić się do znacznego ograniczenia zużycia energii potrzebnej do eksploatacji budynków.

Hale produkcyjne i magazynowe są dużą grupą obiektów, w których zastosowanie omawianego systemu może przynieść najlepsze rezultaty. Charakterystyczną cechą części tego typu budownictwa jest wykorzystanie

w nich bardzo dużych przeszkleń, o słabych parametrach izolacyjności cieplnej i o zmiennym wpływie na całkowity bilans energetyczny obiektów jest znaczny. W związku z tym, znaczący jest również potencjał możliwości ograniczenia zużycia energii. Okna są najczęściej źródłem większych nadwyżek ciepła wynikających z przenikania przez nie dużych ilości promieniowania słonecznego. Zjawisko to ograniczane jest przez stosowanie różnego rodzaju markiz, zewnętrznych konstrukcji zacięniających, powłok refleksyjnych i podobnych rozwiązań. Jednak sposoby te nie zapobiegają utracie ciepła z pomieszczeń w okresie zimnym. Problem ten rozwiązywany jest poprzez stosowanie okien o coraz lepszych parametrach izolacyjności cieplnej, ale także o bardziej złożonej budowie, niestety coraz droższych. System zacięniająco-izolujący jednocześnie łączy w sobie zalety wymienionych elementów zacięniających ze znaczącą poprawą izolacyjności przeszkleń, nawet przy zastosowaniu tańszych standardowych okien. Wykorzystanie systemu może przyczynić się do ograniczenia ilości stosowanych do tej pory elementów, dając nowe możliwości architektoniczne, ale przede wszystkim potencjalnie zmniejsza nakłady inwestycyjne. Dodatkowo, ze względu na okresowe wykorzystanie pomieszczeń w tego typu budownictwie, istnieje możliwość stosowania systemu przez dłuższe okresy w ciągu doby, co przyczyni się do jeszcze większej poprawy całorocznej skuteczności jego działania.

Budynki pasywne, podobnie jak wymienione wyżej hale, charakteryzują się dużym udziałem przeszklenia w przegrodach zewnętrznych. Także w tej sytuacji, z podobnych przyczyn, zasadne staje się zastosowanie systemu zacięniająco-izolującego. Dodatkowo, aby budynek został uznany za pasywny musi spełnić szereg rygorystycznych standardów. Jednym z nich jest wymóg ograniczenia rocznych strat ciepła poniżej 15 kWh na metr kwadratowy obiektu. Jest to granica, którą w polskich warunkach klimatycznych trudno jest spełnić. Zastosowanie systemu, pozwalającego w połączeniu z najnowszymi typami okien, osiągnąć izolacyjność przegród przeźroczystych na poziomie wymogów stawianych murom zewnętrznym, w znaczący sposób ułatwi uzyskanie certyfikatu. Lamelle mogą zostać także wykorzystane jako dodatkowa powierzchnia montażu ogniw fotowoltaicznych, dzięki którym uzyska się dalszą poprawę bilansu energetycznego całego budynku.

System zacięniająco-izolujący może znaleźć także zastosowanie przy termomodernizacji już istniejących budynków. Dzięki wykorzystaniu systemu, przegrody przezroczyste mogą spełnić wymagania nakładane przez dzisiejsze normy, nawet bez wymiany przestarzałej stolarki okiennej o współczynnikach przenikania ciepła rzędu $2,6 \text{ W/m}^2\text{K}$ i gorszych. Brak konieczności wymiany okien starego typu na nowocześniejsze w sposób znaczący ogranicza wymagany nakład prac oraz koszty z nimi związane. Także montaż systemu instalowanego podczas termomodernizacji będzie znacznie tańszy, ze względu na możliwość wykorzystania rusztowań stawianych podczas izolacji ścian zewnętrznych budynku. Dodatkową zaletą systemu, szczególnie ważną w budynkach

zlokalizowanych w centrach miast, jest redukcją hałasu nawet o 20 dB.

5. Analiza ekonomiczna zastosowania systemu w budynku hali leków weterynaryjnych

5.1. Analizowany obiekt

Do przeprowadzenia wstępnej analizy ekonomicznej zastosowania systemu zacięniająco-izolującego wykorzystano program Purmo OZC w wersji 4,0. Teoretyczną analizę przeprowadzono na przykładzie hali, w której znajdują się magazyn, sortownia leków weterynaryjnych oraz pomieszczenia firmy zajmującej się dystrybucją przechowywanych produktów. Obiekt znajduje się w czwartej strefie klimatycznej Polski. Zbudowany został według wytycznych obowiązujących w latach dziewięćdziesiątych, stąd wynika bardzo niekorzystny wskaźnik sezonowego zapotrzebowania na ciepło EA równy $360 \text{ kWh/m}^2\text{rok}$. Blisko połowa strat ciepła powodowana jest przez wentylację. Zaledwie 6% ciepła tracone jest przez 160 m^2 przeszkleń, jednak przy sezonowych stratach ciepła budynku wynoszących przeszło 2700 GJ, przekłada się to na 160 GJ rocznie. Tak wysokie straty sugerują zasadność przeprowadzenia termomodernizacji obiektu, między innymi, przez zastosowanie systemu zacięniająco-izolującego.

5.2. Założenia i potencjalne efekty

Ze względu na charakter wykorzystania pomieszczeń oraz konieczność ich doświetlania światłem naturalnym, zrezygnowano z zastosowania wersji uproszczonej. Uwzględniając budowę, dużą jednostkową powierzchnię okien oraz potrzebę okresowego zacięniania pomieszczeń, zdecydowano się na zastosowanie wersji standardowej. Stosując panele z poliwęglanu komorowego o grubości 25 mm uzyskano zastępczy współczynnik przenikania ciepła wynoszący około $0,8 \text{ W/m}^2\text{K}$. W celu obniżenia kosztów inwestycyjnych, zrezygnowano z zastosowania systemów automatycznej regulacji i założono ręczną jego obsługę. W sezonie grzewczym lamelle pozostają w pozycji zamkniętej, w okresie ciepłym przysmykają, natomiast w okresach przejściowych całkowicie otwartej. Po uwzględnieniu czasu trwania sezonu grzewczego w okolicach Białegostoku oraz rozkładu występowania niskich temperatur w tym okresie, oszacowano zastępczy współczynnik przenikania ciepła przeszkleń, który wyniósł $1,15 \text{ W/m}^2\text{K}$. Tak znaczący wzrost izolacyjności powierzchni przeszkłonych, przyczynił się do redukcji strat ciepła przez okna o ponad 40% do poziomu około 68 GJ/rok.

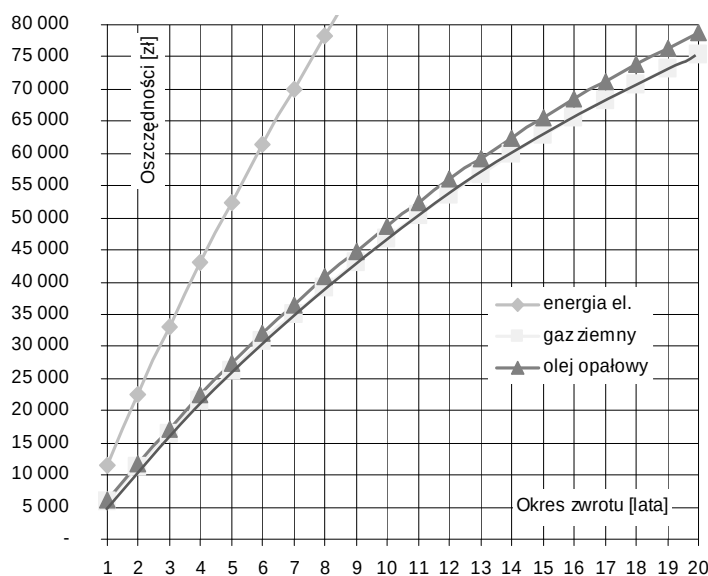
Do przedstawienia potencjalnych oszczędności wynikających z zastosowania systemu w analizowanym obiekcie posłużono się zmodyfikowaną metodą obliczania wskaźnika wartości zaktualizowanej netto tzw. wskaźnika NPV, przy pięcioprocentowej stopie dyskonta.

Pod uwagę brano ogrzewanie budynku energią elektryczną, gazem ziemnym oraz olejem opałowym, ze

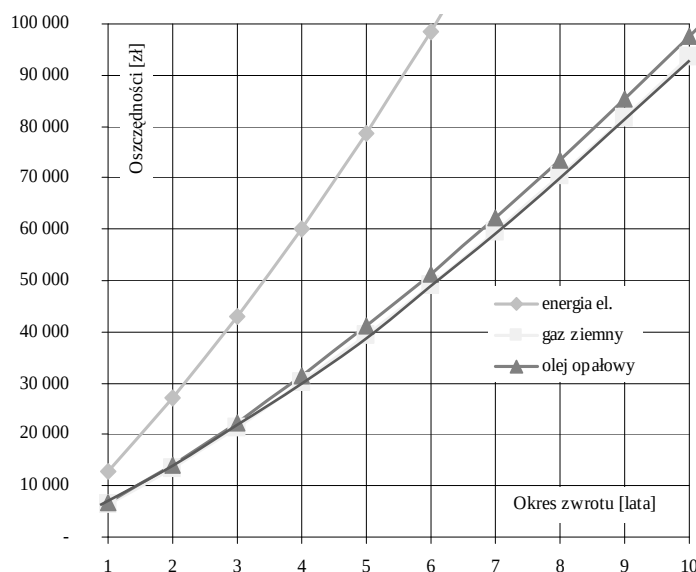
względem na częste wykorzystanie tych nośników energii w Polsce. Do obliczeń przyjęto koszty wytworzenia jednego GJ: z energii elektrycznej na poziomie 140 zł/GJ, z gazu ziemnego równe 70 zł/GJ, oraz z oleju opałowego 73 zł/GJ – wartości aktualne na dzień 20.01.2010 według MONEY.PL (2010). Wartością zmienną w obliczeniach był zakładany okres zwrotu inwestycji. Uzyskano potencjalne oszczędności wynikające z zastosowania systemu w różnych warunkach eksploatacyjnych i w różnym czasie.

Rys. 2 obrazuje zdyskontowane oszczędności, jakie z upływem czasu, można uzyskać z zastosowania systemu. Jednak dopiero ich zestawienie z kosztami inwestycyjnymi daje możliwość oceny opłacalności inwestycji. Po szacunkowym określeniu kosztów materiałów, transportu i montażu otrzymano przybliżony

koszt zastosowania systemu w rozpatrywanym przypadku i wyniósł on w granicach 1200 zł na okno. Całkowity koszt inwestycji wyniósłby około 62 tysięcy złotych. W przypadku, gdy hala ogrzewana byłaby elektrycznie okres zwrotu inwestycji wyniósłby około sześciu lat; inwestycja była by opłacalna. W przypadku ogrzewania olejowego czy gazowego okres ten byłby dłuższy i wyniósłby prawie 15 lat. Przy tego typu inwestycji wartość ta nie jest zadowalająca. Koszty inwestycyjne można byłoby zredukować stosując wersję uproszczoną systemu. Całość kosztów wyniosłaby około 22 tysięcy złotych (okres zwrotu mniej niż pięć lat), niestety pogorszyłby się komfort użytkowania pomieszczeń oraz zwiększyłby się wydatki na sztuczne doświetlenie pomieszczeń.



Rys. 2. Możliwe do uzyskania oszczędności wynikające z zainstalowania systemu, przy założeniu 5% stopy dyskonta i aktualnych kosztów wytwarzania energii



Rys. 3. Możliwe do uzyskania oszczędności wynikające z zainstalowania systemu, przy założeniu 5% stopy dyskonta i stałego wzrostu cen energii (jednokrotny wzrost cen nośników do 2020 roku)

Obliczenia przy wykorzystaniu wskaźnika *NPV* nie uwzględniają zmian cen nośników energii. Ceny te

dotychczas stale rosły, w tempie znacznie przewyższającym inflację. Według obecnych założeń

trend ten utrzyma się na pewno, a nawet prawdopodobnie ulegnie znacznemu przyspieszeniu. Niektóre szacunki mówią nawet o dwu- trzykrotnym wzroście cen energii do końca 2020 roku. Przy uwzględnieniu mniej dramatycznego, jednokrotnego wzrostu cen przez kolejne dziesięć lat z przeprowadzonej analizy uzyskano dane przedstawione na rys. 2. Na tym rysunku widać, że przy takich założeniach i ogrzewaniu nawet gazem ziemnym, okres zwrotu inwestycji nie przekroczy ośmiu lat. Nawet przy tak postawionych, ostrożnych założeniach inwestycja będzie atrakcyjna ekonomicznie.

6. Podsumowanie

W niniejszym artykule przedstawiono ideę systemu zacieniająco-izolujący. Pokazano pomysły na jego działanie, budowę i sposoby sterowania oraz wskazano potencjalne korzyści, jakie może przynieść jego zastosowanie. Przedstawiono również, szeroki zakres możliwości jego wykorzystania, zarówno podczas wznoszenia nowych obiektów jak i modernizacji już istniejących. Zaprezentowana uproszczona, teoretyczna analiza ekonomiczna daje wyniki zachęcające do dalszych prac i rozwoju idei.

Osiągnięty został główny cel tej pracy – propagowanie idei świadomej i oszczędnej gospodarki energią w budownictwie. Zwrócono uwagę na konieczność opracowywania i wspierania nowych rozwiązań, choćby takich jak opisywany system. Dzięki nowym technologiom ograniczenie zużycia energii może stać się zadaniem o wiele prostszym do zrealizowania.

Literatura

- KRAJOWY RUCH EKOLOGICZNO-SPOŁECZNY (2006). Budynki pasywne – mistrzowie oszczędzania energii. KRES, Piaseczno, 2-25.
- ROBELIT (2010). Dane techniczne płyt z poliwęglanu komorowego, <http://www.robELIT.pl>
- VA-Q-TEC VACUUM INSULATION (2010). Va-Q-vip product data sheet. <http://www.va-q-tec.com>.
- MONEY.PL (2010). Kalkulator kosztów ogrzewania, <http://dom.money.pl>.

SHADING/INSULATION SYSTEM – CONSTRUCTION, PERFORMANCE, PROFITABILITY

Abstract: Presentation of shading/insulation system, which is supposed to reduce losses (gains) of energy through transparent surfaces. Periodic increase of insulation properties of transparent surfaces during winter period (lower heat loss) and additional protection against excessive sun exposure during warm days (lower demand on cooling energy) which will generate savings. Construction possibilities and operating principles and were shows. Ways to control system, as well as benefits and potential uses. Discussion of economic balance including usage of system, deferent sources of heat energy, theoretical money gains, and potential increase in heat energy costs. The economic balance sheet for an example of theoretical storage depot. Simulation performed on popular computer program Purmo OZC version 4,0.

ASPEKT TECHNICZNO-EKONOMICZNY OGRZEWANIA BUDYNKÓW USŁUGOWO-HANDLOWYCH NA PODSTAWIE WYBRANYCH PRZYKŁADÓW Z WOJEWÓDZTWA PODLASKIEGO

Dorota KRAWCZYK*, Mateusz GOŁĄBIEWSKI

Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45 A, 15-351 Białystok

Streszczenie: Konieczność ograniczenia zużycia energii dotyczy w dużej mierze obiektów użyteczności publicznej, w tym budynków usługowych, sklepów i salonów wystawowych. Odpowiednie zaprojektowanie i wykonanie instalacji grzewczych pozwala na podwyższenie sprawności i zmniejszenie zapotrzebowania na energię końcową do celów grzewczych. Dzięki przeprowadzonej analizie techniczno-ekonomicznej uzyskujemy również obniżenie nakładów inwestycyjnych i kosztów eksploatacyjnych. W pracy omówiono różne rodzaje instalacji grzewczych stosowanych w tego rodzaju budynkach. Na wybranym przykładzie, oceniono różne sposoby ogrzewania pod względem ekonomicznym i technicznym.

Słowa kluczowe: ogrzewanie, systemy grzewcze, budynki handlowo-usługowe.

1. Wprowadzenie

Podstawowy podział instalacji centralnego ogrzewania opiera się o rodzaj czynnika grzewczego krążącego w instalacji:

- instalacje wodne (czynnik grzewczy – woda);
 - instalacje parowe (czynnik grzewczy – para);
 - instalacje powietrzne (czynnik grzewczy – powietrze);
- Instalacje parowe i powietrzne w porównaniu z instalacjami wodnymi są rzadziej stosowane (głównie w przemyśle oraz budynkach wysokich). Dodatkowo ogrzewanie parowe ma pewne wady, które ograniczają jego stosowanie w budynkach mieszkalnych i użyteczności publicznej.

Dalsze podziały instalacji opierają się o szereg innych czynników, takich jak:

- sposób rozprowadzenia przewodów;
- temperatura zasilania;
- sposób wytworzenia ciśnienia;
- sposób zasilania grzejników.

Odpowiedni dobór rodzaju, zaprojektowanie i wykonanie instalacji grzewczych pozwala na podwyższenie sprawności i zmniejszenie zapotrzebowania na energię końcową do celów grzewczych. Dzięki przeprowadzonej analizie techniczno-ekonomicznej uzyskuje się również obniżenie nakładów inwestycyjnych i kosztów eksploatacyjnych.

W dalszej części artykułu omówiono różne rodzaje instalacji grzewczych stosowanych w budynkach usługowo-handlowych, szczególną uwagę zwracając na

kilka obiektów położonych w Białymstoku. Na wybranym przykładzie oceniono różne sposoby ogrzewania pod względem ekonomicznym i technicznym.

2. Rodzaje instalacji grzewczych

Dawniej, najczęściej projektowanymi rodzajami instalacji, były instalacje wodne-grawitacyjne. Obecnie największym zainteresowaniem cieszą się instalacje wodne, pompowe, dwururowe, mimo iż posiadają wyższe koszty eksploatacji i ich praca jest całkowicie zależna od dopływu energii elektrycznej.

Wspomnieć również należy o źródle ciepła, które kształtuje parametry pracy instalacji. W dzisiejszych czasach w budynkach o charakterze usługowym, wykorzystuje się dwa główne źródła ciepła: lokalny węzeł cieplny lub kotłownię lokalne.

Z węzłów ciepłowniczych należących do MPEC Białystok korzystają najczęściej większe budynki znajdujące się w centrum miasta, jak np. pawilon handlowy przy ulicy Upalnej, salon fryzjerski i kosmetyczny przy ulicy Stromej, czy salon samochodowy FIAT/LANCIA przy ulicy Zwycięstwa. Z własnych kotłowni najczęściej korzystają budynki znajdujące poza centrum, jak na przykład salony samochodowe: Toyota, Ford, Seat, Mercedes, Renault, Volvo, Honda znajdujące się w rejonie ulicy Jana Pawła II. Głównie są to kotłownie olejowe lub gazowe. Kotłownie węglowe są obecnie znacznie mniej popularne.

Instalacja centralnego ogrzewania składa się jednak

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: dkrawczyk@pb.edu.pl

nie tylko z przewodów, źródła ciepła i armatury na niej występującej. Głównym jej elementem, od którego zależy jest sposób ogrzewania danego pomieszczenia, są grzejniki. Wybór konkretnego typu grzejnika jest w dużej mierze zależny od położenia danego pomieszczenia oraz od charakteru jaki pełni. Ważny jest również stopień przeszklenia przegród zewnętrznych. Salony samochodowe, które muszą pełnić rolę reprezentacyjną, często są całkowicie przeszklone i możliwości wykorzystania w nich grzejników tradycyjnych są bardzo ograniczone. Najchętniej w nich stosuje się konwektory kanałowe, ogrzewanie podłogowe lub coraz częściej ogrzewanie nadmuchowe. Z kolei w budynkach usługowych typu pawilon handlowy czy sklep, grzejniki można usytuować bez problemu i to jakie ogrzewanie będzie w danym obiekcie zastosowane jest zależne od inwestora. Należy pamiętać jednak, aby dobrany odbiornik ciepła pokrywał całkowite straty ciepła występujące w danym pomieszczeniu.

Podstawowym kryterium klasyfikacji grzejników jest (Pieńkowski i in., 1999):

- rodzaj zastosowanego nośnika energii cieplnej;
- sposób przekazywania ciepła do pomieszczenia;
- budowa oraz materiał, z którego wykonany jest grzejnik.

Według pierwszego kryterium grzejniki można podzielić na: wodne, parowe, elektryczne i gazowe. Natomiast z uwagi na sposób przekazywania ciepła do pomieszczenia na konwekcyjne i promieniujące. Grzejniki konwekcyjne, czyli takie, które w obliczeniowych warunkach pracy, ponad 50% całkowitej ilości ciepła oddają przez konwekcję swobodną możemy podzielić na:

- a) członowe (stalowe, żeliwne, aluminiowe);
- b) płytowe oraz płytowo-konwektorowe (stalowe, aluminiowe, betonowe);
- c) rurowe (z rur stalowych gładkich; z rur stalowych ożebrowanych; z rur żeliwnych żebrowych);
- d) konwektory.

Grzejniki promieniujące, czyli takie, które w obliczeniowych warunkach pracy, ponad 50% całkowitej ilości ciepła oddają na drodze promieniowania możemy podzielić na:

- a) taśmy i płyty promieniujące;
- b) promienniki podczerwieni gazowe i elektryczne;
- c) grzejniki płaszczyznowe (sufitowe, podłogowe, ściennie) (Pieńkowski i in., 1999).

2.1. Ogrzewanie z grzejnikami konwekcyjnymi

Grzejniki konwekcyjne są podstawą tradycyjnego ogrzewania zarówno w budownictwie mieszkalnym jak i w budynkach usługowych. Wybierając rodzaj grzejnika, należy ocenić go pod trzema podstawowymi względami: higienicznym, użytkowym, ekonomicznym.

Grzejniki powinny być wysoko efektywne i charakteryzować się zwartą konstrukcją. Zaleca się, aby posiadały małą pojemność wodną i odznaczały się estetycznym wyglądem. Zróżnicowanie wymiarów grzejników danego producenta pozwala na łatwe dostosowanie się do indywidualnych wymagań.

Dawniej prym wśród grzejników wiodły grzejniki żeliwne członowe oraz rurowe (rys. 1). Grzejniki z rur ożebrowanych (typu Favier) posiadały zwiększoną powierzchnię oddawania ciepła w stosunku do rur gładkich, co wiązało się z trudnością utrzymania grzejników w czystości, stąd przeważnie były używane w pomieszczeniach drugorzędnych (pomieszczenia budynków handlowych, korytarze, klatki schodowe, itp.) i przemysłowych. Grzejniki te często występują w kilkunastoletnich obiektach, gdzie nie odbyła się termomodernizacja, są to między innymi wszelkiego rodzaju sklepy prywatne, znajdujące się w blokach (również i wolnostojące pawilony handlowe), budynki poczt, salony fryzjerskie itp.

a)



b)



Rys.1. Przykłady ogrzewania lokali użytkowych: a) grzejnik żeliwny członowy w salonie fryzjerskim przy ulicy Stromej w Białymstoku; b) grzejnik rurowy typu „Favier” w pawilonie handlowym przy ulicy Upalnej w Białymstoku

Dziś są one praktycznie nie stosowane, a ich miejsce zajmują wszelkiego rodzaju grzejniki płytowe (rys. 2) i płytowo-konwektorowe. Grzejniki płytowe cechują się wysoką efektywnością cieplną oraz większym niż w innych rodzajach grzejników konwekcyjnych udziałem promieniowania w przekazywaniu energii cieplnej do otoczenia. Ich dobór odbywa się na podstawie materiałów katalogowych producentów i dystrybutorów, po wykonaniu obliczeń wydajności cieplnej grzejnika (powinna pokrywać zapotrzebowanie na ciepło pomieszczenia z uwzględnieniem wszystkich czynników wpływających na zmniejszenie lub zwiększenie powierzchni ogrzewalnej grzejnika).

Grzejniki płytowe stosowane są dziś praktycznie w każdym nowo powstałym budynku usługowym: sklepy, przychodnie, gabinety kosmetyczne, fryzjerskie, bary, restauracje czy też salony samochodowe (na przykładach salonów Toyota, Ford przy ul. Elewatorskiej).



Rys. 2. Przykłady ogrzewania lokali użytkowych (grzejniki płytowe): a) dworzec kolejowy Białystok, b) salon samochodowy Ford przy ulicy Elewatorskiej, c) solarium przy ulicy Stromej, d) salon samochodowy Toyota przy ulicy Elewatorskiej

Innowacyjne rozwiązanie zastosowano w salonie Mercedes-Benz znajdującym się przy ulicy Kleeberga (rys. 3). Pomimo, iż jego przegrody zewnętrzne są całkowicie przeszklone, nie zdecydowano się na ogrzewanie podłogowe, czy konwektory kanałowe, a zastosowano estetyczne grzejniki płytowo-konwektorowe.



Rys. 3. Przykłady ogrzewania z konwektorami w salonie Mercedes-Benz przy ul. Kleeberga w Białymstoku

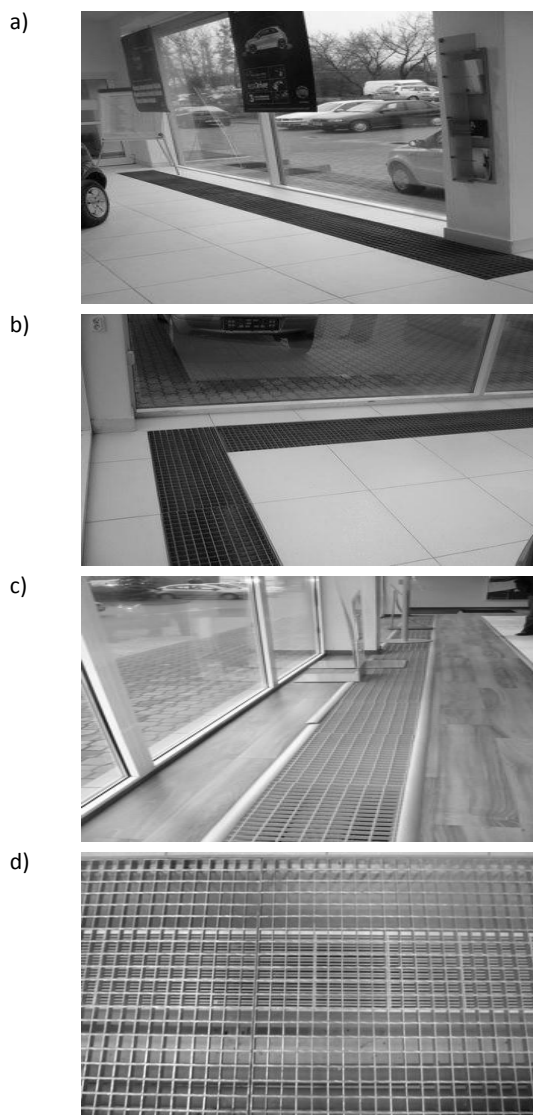
Bardzo częstym rozwiązaniem w dzisiejszych budynkach usługowych jest stosowanie konwektorów. Najczęściej znajdują zastosowanie w pomieszczeniach przeszklonych, przy braku możliwości usytuowania grzejnika – jako rozwiązanie kanałowe (rys. 4). Ich działanie opiera się wyłącznie na wymianie ciepła przez konwekcję, a wydajność zależy od sposobu ustawienia. Konwektory zbudowane są z rur żebrowych obudowanych w celu zwiększenia intensywności ich omywania przez powietrze – obudowa tworzy pionowy kanał powietrzny. Duża szybkość przepływu powietrza ogranicza osadzanie się różnych zanieczyszczeń, pyłów, kurzu na powierzchni rury żebrowej. Zaleca się aby płyty osłonowe były łatwe w demontażu, co umożliwiałoby okresowe czyszczenie elementów konwektora. Grzejniki te charakteryzują się stosunkowo małymi wymiarami w odniesieniu do otrzymywanej mocy cieplnej, krótkim czasem nagrzewania i dosyć estetycznym wyglądem. Wydajność ich reguluje się po stronie czynnika grzejnego za pomocą zaworów lub po stronie powietrznej przy pomocy przepustnic (Pieńkowski i in., 1999).

Aby zmniejszyć opory przepływu powietrza (pokonywanych przez różnicę gęstości powietrza w pomieszczeniu i kanale obudowy) stosuje się różne rozwiązania konstrukcyjne.

Konwektory produkowane są w dwóch odmianach materiałowych (Koczyk, 2009):

- jako rury miedziane z aluminiowymi żebrami;
- rury stalowe z żebrami stalowymi.

Różnice w wykonaniu oraz w konstrukcji konwektorów, można zauważyć w starszych i nowszych budynkach, na przykład w wieloletnim salonie samochodowym FIAT/LANCIA przy ulicy Zwycięstwa i dosyć nowym salonem RENAULT przy ulicy Kleeberga. W pierwszym obiekcie konwektory kanałowe przypominają stare grzejniki ożebrowane typu Favier, z kolei drugi budynek wyposażony jest w jedno z nowszych konstrukcji konwektorów.



Rys.4. Przykłady ogrzewania salonów samochodowych za pomocą konwektorów kanałowych: a) salon samochodowy Fiat przy ulicy Zwycięstwa, c) salon samochodowy Lancia przy ulicy Zwycięstwa, d) salon samochodowy Renault przy ulicy Kleeberga

2.2. Ogrzewanie podłogowe

Ogrzewanie podłogowe jest rodzajem najczęściej stosowanego ogrzewania promieniującego płaszczyznowego. Cieszy się ono zastosowaniem w budownictwie mieszkalnym, w budynkach użyteczności publicznej: baseny (np. basen MOSiR przy ulicy Stromej), czy też salony samochodowe (np. Honda, Hyundai, Volvo, Seat przy ulicy Jana Pawła II w Białymstoku), biurach, a także budownictwie przemysłowym. Pamiętać należy jednak, aby przy projektowaniu takiego ogrzewania utrzymać warunki komfortu cieplnego, na który składa się wiele czynników, między innymi:

- temperatura powietrza i jej rozkład w pomieszczeniu;
- wilgotność powietrza;
- prędkość ruchu powietrza, jego czystość i zapach;
- czynniki związane bezpośrednio z człowiekiem (praca, ubranie, płeć, wiek itp.).

Stąd, zarówno zaprojektowanie jak i wykonanie prac

instalacyjnych i budowlanych musi być precyzyjne.

Zaletami takiego ogrzewania są oszczędność energii, wynikająca z niższej temperatury wody zasilającej, co pozwala na wykorzystanie kotłów niskotemperaturowych, niekonwencjonalnych źródeł ciepła. Spełnienie podwyższonego komfortu cieplnego jest możliwe dzięki uzyskaniu bardzo równomiernego pionowego rozkładu temperatur w pomieszczeniu. Ogrzewanie to posiada również swoje ograniczenia, jak:

- maksymalna temperatura podłogi dla pomieszczeń mieszkalnych i biurowych 26-29°C
- konieczność przewidzenia ogrzewania już w projekcie budynku wraz z dokładnym przyjęciem konstrukcji podłogi grzejnej;
- brak możliwości późniejszych zmian powierzchni grzejnej;
- wyższe koszty inwestycyjne w porównaniu z tradycyjnym ogrzewaniem grzejnikowym;
- wyższe koszty naprawy uszkodzeń.

Rozróżnia się różne typy ogrzewania podłogowego. Może to być ogrzewanie wodne z rurami w warstwie jastrychu lub w warstwie izolacji, ogrzewanie powietrzne lub elektryczne.

2.3. Ogrzewanie powietrzne

Ogrzewanie powietrzem, inaczej ogrzewanie nadmuchowe, jest stosunkowo rzadko stosowanym w Polsce sposobem ogrzewania zarówno domków jednorodzinnych, jak i budynków użyteczności publicznej. System ten jest powszechnie stosowany w krajach Ameryki Północnej. W naszym kraju oporność do stosowania tego rodzaju ogrzewania wynikała głównie z odmienności klimatu. Obecnie, zaczyna ono być chętnie stosowane, głównie przez duże spółki handlowe – hipermarkety. Ogromne powierzchnie sal sprzedaży zmuszają inwestorów do zainwestowania w system ogrzewania, który pokryje wszelkie straty ciepła.

Powietrze ma bardzo małą w porównaniu do wody pojemność cieplną. Bardzo szybko się więc ochładza, wytworzenie zaś niewielkiej ilości ciepła znacznie podnosi jego temperaturę. Wymuszony przepływ powietrza zapewnia szybkie zwiększenie temperatury, aby osiągnąć ten sam efekt przy zastosowaniu ogrzewania wodnego konwekcyjnego należałoby dwukrotnie przewymiarować urządzenia (Szymański, 2009). Mała bezwładność cieplna doskonale sprawdza się w instalacjach grzewczych, gdzie już po kilku minutach ogrzewania temperatura w pomieszczeniach, wykazuje zmiany wykrywalne przez termostat. W instalacji ogrzewania powietrznego niemal cała ilość ciepła jest zużywana bezpośrednio na ogrzewanie budynku, nie ma bowiem czynników pośrednich, takich jak woda, grzejniki czy podłoga. Znaczną ilość ciepła odzyskuje się ponadto z już ogrzanego pomieszczenia. Powietrze zużyte nie jest bowiem w całości usuwane na zewnątrz budynku, a zawracane do źródła ciepła, gdzie łączy się ze świeżym powietrzem zewnętrznym i ponownie ulega podgrzaniu. Ogrzewanie powietrzem jest mniej zawodne od wodnego. Przypadkowe wyłączenie prądu w zimie, nie spowoduje

tutaj zagrożenia zamarznięcia przewodów i ich uszkodzenia. Brak wody pod ciśnieniem stwarza też mniejsze zagrożenie przypadkowymi przeciekami, system ten nie wymaga stosowania drogiej armatury zabezpieczającej, pozwala zaś na dogodną aranżację wewnątrz (Adamczewski, 2004).

Instalacje ogrzewania powietrznego ze względu na budowę można ogólnie podzielić na miejscowe i centralne. Z uwagi na sposób przepływu ciepłego powietrza dzielimy na grawitacyjne i o przepływie wymuszonym.

Często stosuje się (na przykładach sklepów Biedronka, czy hipermarkety Carrefour, Auchan) mieszane systemy ogrzewania pomieszczeń. W części socjalnej stosowane jest ogrzewanie tradycyjne z grzejnikami płytowymi, z kolei na sali sprzedaży zamontowane są agregaty powietrzne.

3. Nakłady inwestycyjne

Dobór konkretnego systemu ogrzewania, a także sposób rozprowadzenia przewodów c.o. w projektowanym pomieszczeniu, uzależniony jest od charakteru samego budynku. Głównym jednak czynnikiem warunkującym podjęcie tej decyzji są często możliwości finansowe inwestora. Wszystkie nakłady inwestycyjne (roboty wykonawcze, urządzenia, przewody, armaturę, itp.) zawarte są w wykonywanych kosztorysach, które są podstawą wyceny danego rozwiązania potrzebnych na wykonanie instalacji uzależniona jest między innymi od:

- a) długości i rodzaj instalacji centralnego ogrzewania;
Długość instalacji centralnego ogrzewania wynika z przyjętego przez projektanta rozwiązania technicznego i jest często uwarunkowana wymogami producentów danego systemu rur. Sposób kompensacji odcinków prostych, mocowania rur również związany jest z rodzajem zastosowanych przewodów – czy są to przewody stalowe, miedziane czy też z tworzyw sztucznych. Cena przewodów danego typu jest z kolei różna, zależnie od wyboru producenta. Dysproporcje są szczególnie widoczne w przypadku rur z tworzyw sztucznych – każda firma posiada własne systemy i narzuca odpowiednie ceny za 1m bieżący przewodu, zależny od średnicy przewodu, rodzaju i jakości zastosowanej armatury;
- b) rodzaju i jakości zastosowanej armatury;
Im więcej armatury zastosowanej zostanie w danej instalacji, tym jej koszty są większe. W tym przypadku również znaczenia ma firma, na którą zdecyduje się inwestor. Wybór zaworów regulacyjnych powinien wynikać z racjonalnych potrzeb – w małych instalacjach mogą to być jedynie zawory termostatyczne, natomiast w rozległych – często konieczne okazuje się stosowanie dodatkowych regulatorów przepływu, bądź różnicy ciśnień.
- c) rodzaju zastosowanego urządzenia grzejnego (grzejnika);
Na rynku dostępnych jest wiele firm oferujących swoje produkty, w bardziej lub mniej przystępnych cenach,

które wahają się w zależności od rodzaju, gabarytów czy wyglądu urządzenia. Z tym związana jest również ekonomika użytkowa danego urządzenia. Często zdarza się, iż urządzenie grzejne jest droższe, jednak uwzględniając jego trwałość w przełożeniu na okres eksploatacyjny jego koszty się zwracają (podobnie: urządzenie tanie, ale w przełożeniu na użytkowanie jest nierentowne).

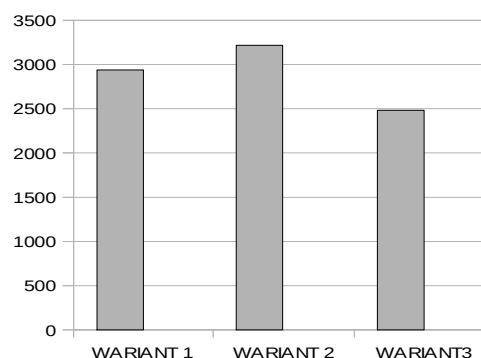
d) robót wykonawczych;

Czynnik ten w dużej mierze zależny jest od miejscowości, w której wykonywane są prace – różnice stawki roboczogodzin w różnych regionach Polski są dość znaczne. Całkowite koszty zależą od jakości wykonanej usługi i od fachowości osoby wykonującej zlecenie, dlatego warto wybierać sprawdzonych i polecanych wykonawców. W razie błędów koszty robót dodatkowych, mogą znacznie podrożyć inwestycję. Wszystkie te czynniki składają się na całkowite nakłady inwestycyjne.

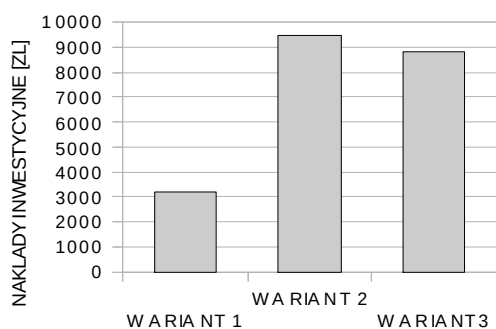
Poniżej przedstawione zostało porównanie nakładów inwestycyjnych związanych ze sposobem ogrzewania salonu samochodowego Mercedes w Białymstoku. Analizy dokonano na podstawie pracy dyplomowej magisterskiej (Żołądkiewicz, 2008) wykonanej w Katedrze Ciepłownictwa pod kierunkiem D. Krawczyk. W pracy tej rozpatrzono 3 warianty wykonania instalacji c.o.:

- 1) wariant I: Rozprowadzenie przewodów w systemie trójkowym przy użyciu grzejników typu konwektor i grzejników płytowych;
- 2) wariant II: Rozprowadzenie przewodów w systemie pętlowym przy użyciu grzejników kanałowych i grzejników płytowych;
- 3) wariant III: Rozprowadzenie przewodów w systemie rozdzielaczowym przy użyciu nagrzewnic wodnych i grzejników płytowych.

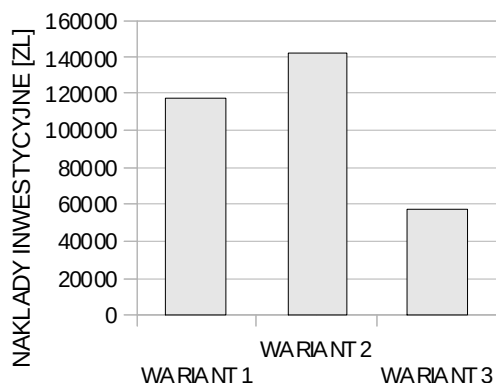
Poniższe wykresy obrazują nakłady inwestycyjne na instalację grzewczą, wyznaczone w oparciu o zawarte w pracy kosztorysy prac.



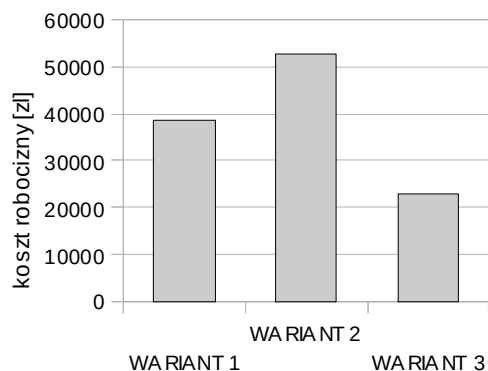
Rys. 5. Porównanie nakładów inwestycyjnych na przewody instalacji grzewczej (Żołądkiewicz, 2008)



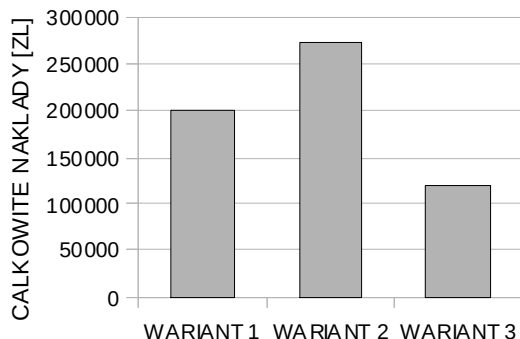
Rys. 6. Porównanie nakładów inwestycyjnych na armaturę (Żołądkiewicz, 2008)



Rys. 7. Porównanie nakładów inwestycyjnych na urządzenia grzewcze (Żołądkiewicz, 2008)



Rys. 8. Porównanie kosztów robocizny (Żołądkiewicz, 2008)



Rys. 9. Porównanie nakładów inwestycyjnych na urządzenia grzewcze (Żołądkiewicz, 2008)

4. Podsumowanie

W przypadku rozpatrywanego salonu samochodowego, najtańszy pod względem inwestycyjnym okazał się wariant III, polegający na rozprowadzeniu przewodów w systemie rozdzielaczowym przy użyciu nagrzewnic wodnych i grzejników płytowych. Najdroższe było rozwiązanie drugie – z konwektorami i grzejnikami płytowymi. Miało na to wpływ:

- długość instalacji i rodzaj przewodów;
- ilość i rodzaj armatury;
- rodzaj zastosowanych grzejników.

Reasumując można stwierdzić, iż dla budynków usługowych, jakim są salony samochodowe, rozwiązaniem najbardziej ekonomicznym pod względem nakładów inwestycyjnych jest wariant, w którym użyto nagrzewnic wodnych. Należy jednak pamiętać, że w każdym przypadku podejmując decyzję o wyborze rozwiązania technicznego należy wziąć pod uwagę specyfikę obiektu, model użytkowania (na przykład możliwość wprowadzenia osłabienia nocnego), a także rachunek ekonomiczny. Optymalny wybór gwarantuje komfort cieplny użytkowników, oszczędność energii, paliwa i racjonalność kosztów eksploatacyjnych.

Literatura

- Pieńkowski K., Krawczyk D., Tumel W. (1999). W: Ogrzewnictwo Rozprawy naukowe nr 63 Politechnika Białostocka, Białystok.
- Koczyk H. (2009). Ogrzewnictwo praktyczne. *Systherm serwis*, Poznań.
- Adamczewski A. (2004). Ogrzewanie powietrzne Polski. *Instalator*, 2/2004, 26-29.
- Żołądkiewicz R. (2008). Analiza porównawcza sposobów ogrzewania salonu samochodowego Mercedes. *Praca dyplomowa magisterska*. Politechnika Białostocka, Białystok.
- Szymański P. (2009). Jak ogrzać powierzchnię wielkokubaturową. *Rynek Instalacyjny*, 1-2/2009, 82-84.

TECHNICAL AND ECONOMIC ASPECT OF HEATING SYSTEMS IN PUBLIC BUILDINGS ON THE BASIS OF SELECTED EXAMPLES FROM PODLASIE PROVINCE

Abstract: The problem of energy reducing relates to public buildings – services, shops and exhibition rooms. Proper heating system and higher grade work makes the installation more efficient and reduces the energy consumption. Besides, economic and technical analysis helps the investor to reduce the installation and operating costs. The paper shows different kinds of heating installations in buildings located in Białystok and the example of system evaluation.

Pracę wykonano w Politechnice Białostockiej w ramach realizacji projektu badawczego finansowanego ze środków MNiSW w latach 2007–2010

SPRAWNOŚĆ UŻYTKOWA SYSTEMU PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY W WĘZŁACH CIEPŁOWNICZYCH

Izabela MAŁECKA*

Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wrocławska, ul. Wybrzeże St. Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

Streszczenie: W dzisiejszych czasach coraz większy nacisk kładzie na się na oszczędność zużywanej energii, a co za tym idzie zmniejszenie kosztów opłat dostaw za ciepło. Celem każdej nowej inwestycji z zakresu instalacji jest utrzymanie zużycia poziomu energii na racjonalnie niskim poziomie zużycia. O zmniejszeniu zużycia energii należy pamiętać już na etapie projektowania. W przypadku już istniejących instalacji należy szukać takich rozwiązań konstrukcyjnych, aby ograniczyć straty energii i ciepła.

Słowa kluczowe: węzeł ciepłowniczy, efektywność energetyczna, ciepła woda użytkowa.

1. Wprowadzenie

Prawidłowo zaprojektowana i właściwie pracująca instalacja cyrkulacyjna ciepłej wody użytkowej powinna zapobiec wychłodzeniu wody w przewodach oraz utrzymać wymaganą temperaturę c.w.u. przed punktami jej poboru. Złe pracująca czy zaprojektowana instalacja cyrkulacyjna powoduje obniżenie temperatury c.w.u. w punkcie czerpalnym, co z kolei prowadzi do znacznych strat energii cieplnej, która musi być wykorzystana na podgrzanie wody do wymaganej temperatury, a co za tym idzie znacznych strat wody wodociągowej. Badania prowadzone przez Katedrę Klimatyzacji i Ciepłownictwa Politechniki Wrocławskiej w budynkach mieszkalnych MSM „Energetyk” wykazały, że na skutek zwiększonej izolacyjności cieplnej budynków, wzrósł udział kosztów przygotowania ciepłej wody użytkowej w całkowitym koszcie zaopatrzenia w ciepło budynku oraz zwiększyły się wymagania odbiorców dotyczące komfortu dostaw ciepłej wody (Syposz i Bartnicki, 2004). Zgodnie z przepisami zawartymi w „Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 13 lutego 2003 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie” (Dz. U. nr 33, poz. 270) instalacja ciepłej wody powinna zapewnić uzyskanie w punktach czerpalnych temperatury wody nie niższej niż 55°C i nie wyższej niż 60°C.

Celem niniejszego artykułu jest przedstawienie metod poprawy sprawności użytkowej systemu przygotowania ciepłej wody na podstawie zaproponowanej modernizacji struktury węzła ciepłowniczego. Zostaną omówione dwa sposoby poprawy współczynnika sprawności użytkowej: stabilizacja temperatury ciepłej wody oraz programowe sterowanie cyrkulacją.

2. Sprawność użytkowa systemu przygotowania ciepłej wody w węzłach ciepłowniczych

Wielkością charakteryzującą układ przygotowania ciepłej wody użytkowej w węzłach ciepłowniczych jest współczynnik sprawności użytkowej. Sprawność użytkowa η może być zdefiniowana jako stosunek ilości ciepła E_{cwu} zużytego do podgrzania ciepłej wody pobranej przez odbiorców w określonym przedziale czasu do całkowitej ilości ciepła zużytego w tym czasie w węźle na potrzeby ciepłej wody E_{cwc} (Syposz i Małecka, 2008).

$$\eta = \frac{E_{cwu}}{E_{cwc}} \quad (1)$$

Ilość ciepła E_{cwu} zużytego do podgrzania ciepłej wody pobranej przez odbiorców możemy obliczyć z zależności:

$$E_{cwu} = 0,001 \cdot c_w \cdot V \cdot (t_{cw} - t_{wz}) \text{ [GJ]} \quad (2)$$

natomiast całkowita ilość ciepła zużytego na potrzeby ciepłej wody E_{cwc} jest sumą ilości ciepła E_{cwu} oraz strat ciepła cyrkulacji ciepłej wody E_{cyrk}

$$E_{cwc} = E_{cwu} + E_{cyrk} \quad (3)$$

gdzie $c_w = 4,18 \text{ GJ/kg} \cdot \text{K}$ jest właściwą pojemnością cieplną wody, V jest objętością zużytej ciepłej wody w m^3 , t_{cw} jest temperaturą ciepłej wody na wyjściu z węzła cieplnego (za wymiennikiem lub zasobnikiem) w °C, t_{wz} jest temperaturą wody zimnej na wejściu do węzła cieplnego w °C,

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: izabela.malecka@pwr.wroc.pl

Ze względu na brak możliwości dokładnego określenia (pomiaru) temperatury ciepłej wody w poszczególnych punktach czerpalnych jako ciepło użyteczne przyjęto także ciepło tracone przez ciepłą wodę w przewodach wodociągowych pomiędzy węzłem a punktami czerpalnymi.

Zgodnie z wymaganiami „Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 13 lutego 2003 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie.” (Dz. U. nr 33, poz. 270) wszystkie instalacje ciepłej wody (z wyjątkiem budynków jednorodzinnych, zagrodowych i rekreacji indywidualnej) muszą być wyposażane w instalację cyrkulacyjną, zapewniającą stały obieg wody. Również na odcinkach przewodów o objętości wewnętrznej powyżej 3 dm³ prowadzonych do punktów czerpalnych wymagany jest stały obieg wody. Stosowanie instalacji ma zarówno pozytywne strony jak i negatywne. Dzięki zastosowaniu instalacji cyrkulacyjnej możliwe jest zapewnienie wymaganej temperatury wody w punktach czerpalnych (55-60°C), jednak jej działanie łączy się bezpośrednio z wystąpieniem dodatkowych strat ciepła wody cyrkulacyjnej oraz zwiększenie zużycia energii elektrycznej na napęd pompy cyrkulacyjnej. Same straty ciepła cyrkulacji mają znaczący wpływ na obniżenie sprawności użytkowej systemu przygotowania ciepłej wody. Działania prowadzące do poprawy sprawności użytkowej instalacji ciepłej wody użytkowej, i poprzez to zminimalizowanie strat energii, powinny obejmować m.in. (Syposz i Małecka, 2008):

- prawidłowe zwymiarowanie przewodów instalacji cyrkulacyjnej;
- instalowanie armatury regulacyjnej podpionowej;
- prawidłowy dobór pompy cyrkulacyjnej;
- izolacje przewodów cyrkulacyjnych;
- stosowanie perlatorów i baterii termostatycznych;
- wybór właściwej struktury włączenia przewodów w węzle ciepłowniczym;
- stabilizacja temperatury ciepłej wody;
- sterowanie cyrkulacją ciepłej wody użytkowej.

3. Stabilizacja temperatury ciepłej wody

Znane są wyniki wstępnych badań (obserwacji) związanych z stabilizacją temperatury ciepłej wody i sterowania cyrkulacją c.w.u. W istniejącym węzle ciepłowniczym zlokalizowanym w budynku mieszkalnym w Lubinie, zastosowano stabilizator ciepłej wody użytkowej o pojemności $V = 500 \text{ dm}^3$. Stabilizacja temperatury w węzle ciepłowniczym spowodowała zmniejszenie zużycia ciepła w skali roku na potrzeby c.w.u.

Na stabilizację temperatury (wielkość sterowana) ma wpływ charakterystyka dynamiczna obiektu regulacji, na którą składają się:

- wydajność pompy cyrkulacyjnej;
- schemat hydrauliczny systemu przygotowania ciepłej wody;
- pojemność i kształt zbiornika (wprowadzenie króćca

zasilającego);

- charakterystyka wymiennika ciepła.

Dla znanej charakterystyki obiektu regulacji powinien być dobrany odpowiedni typ regulatora i wartość nastaw dynamicznych.

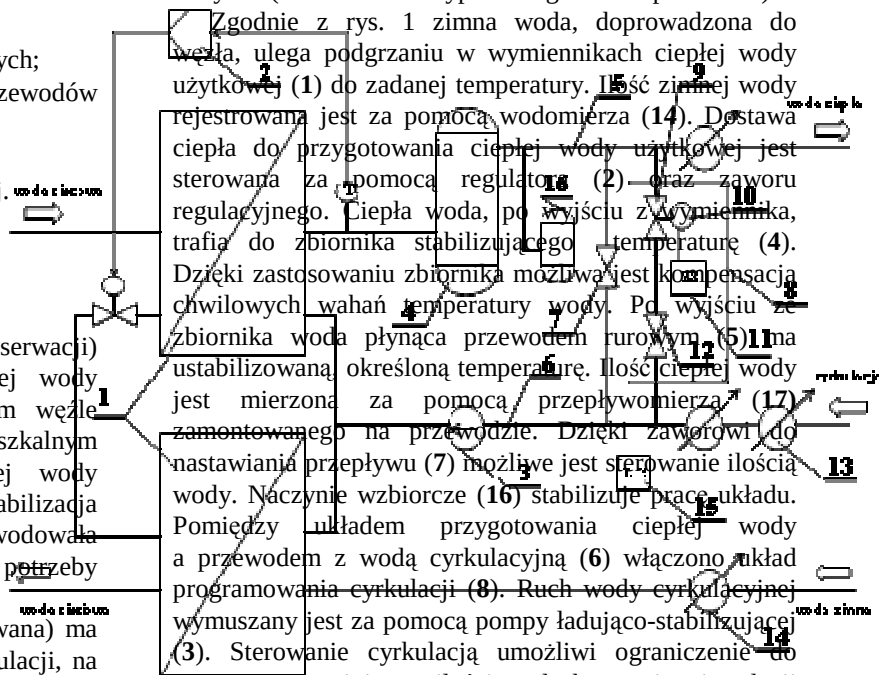
4. Programowe sterowania cyrkulacją

Wyniki badań prowadzonych przez Katedrę Klimatyzacji i Ciepłownictwa Politechniki Wrocławskiej wykazały, że w obiektach biurowych oszczędność energii układu przygotowania ciepłej wody użytkowej wzrosły o około 28% w skali roku (Jadwiszczak, 2006). Badania były prowadzone wrywkowo w budynku biurowym, więc nie powinno się ich uogólniać. W budynkach mieszkalnych często zdarza się, że spółdzielnie mieszkaniowe wyłączają pompy cyrkulacyjne w okresie nocnym. Takie rozwiązanie, pomimo, że pozwala na ograniczenie strat ciepła instalacji cyrkulacyjnej w okresie nocy, nie spełnia wymagań odnośnie zapewnienia minimalnej temperatury (55°C) jaka powinna być zapewniona w każdym punkcie czerpalnym w ciągu całej doby (Dz. U. nr 33, poz. 270).

5. Układ stabilizacji temperatury i programowego sterowania cyrkulacją

Aby poprawić sprawność użytkową systemu przygotowania ciepłej wody w węzłach ciepłowniczych, a tym samym obniżyć koszty dostawy ciepła, zaproponowano wdrożenie rozwiązania przedstawionego na rys. 1 (Kaczkowski i Syposz – zgłoszenie patentowe).

Zgodnie z rys. 1 zimna woda, doprowadzona do węzła, ulega podgrzaniu w wymiennikach ciepłej wody użytkowej (1) do zadanej temperatury. Ilość zimnej wody rejestrowana jest za pomocą wodomierza (14). Dostawa ciepła do przygotowania ciepłej wody użytkowej jest sterowana za pomocą regulatora (2) oraz zaworu regulacyjnego. Ciepła woda, po wyjściu z wymiennika, trafia do zbiornika stabilizującego temperaturę (4). Dzięki zastosowaniu zbiornika możliwa jest kompensacja chwilowych wahań temperatury wody. Po wyjściu ze zbiornika woda płynąca przewodem rurowym (5) ma ustabilizowaną, określoną temperaturę. Ilość ciepłej wody jest mierzona za pomocą przepływomierza (17) zamontowanego na przewodzie. Dzięki zaworowi do nastawiania przepływu (7) możliwe jest sterowanie ilością wody. Naczynie wzbiorcze (16) stabilizuje pracę układu. Pomiedzy układem przygotowania ciepłej wody a przewodem z wodą cyrkulacyjną (6) włączono układ programowania cyrkulacji (8). Ruch wody cyrkulacyjnej wymuszany jest za pomocą pompy ładująco-stabilizującej (3). Sterowanie cyrkulacją umożliwi ograniczenie do wymaganego minimum ilości wody krążącej w instalacji cyrkulacyjnej, w okresie braku rozbioru wody (w godzinach nocnych). Ilość wody krążącej w instalacji jest sterowana za pomocą zaworu do nastawiania przepływu (12) oraz zaworu elektromagnetycznego (9)



z napędem (10). Zawór elektromagnetyczny jest sterowany poprzez regulator (11). Ilość wody cyrkulacyjnej jest mierzona za pomocą przepływomierza zamontowanego na przewodzie (13). Ilość ciepła jest mierzona za pomocą ciepłomierza (15). Natomiast temperatura jest mierzona za pomocą czujników temperatury. Układ stabilizacji temperatury oraz programowego sterowania cyrkulacją (rys. 2) jest sterowany przez oddzielny regulator wprowadzony do węzła (11).



Rys. 2. Układ stabilizacji temperatury i programowego sterowania cyrkulacją

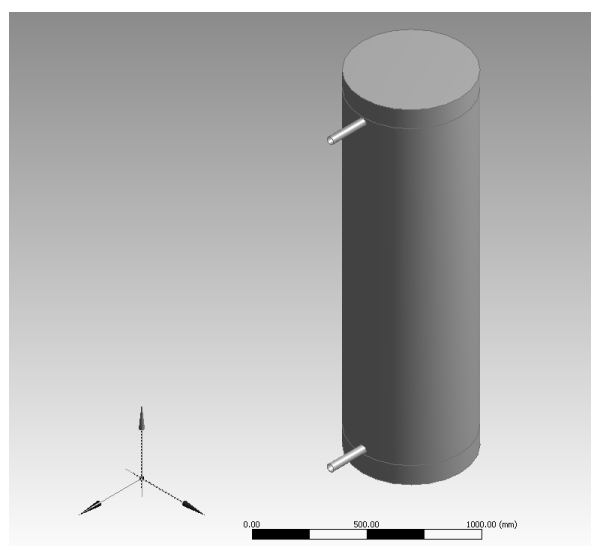
Przez zastosowanie powyższego rozwiązania (Kaczkowski i Szyposz – zgłoszenie patentowe) uzyskuje się:

1. możliwość ustawienia zgodnej z normą, minimalnej wartości strumienia wody krążącej w instalacji cyrkulacyjnej; regulację umożliwia zamontowany w przewodzie cyrkulacyjnym wodomierz oraz wyposażony w zawór nastawczy przewód łączący instalację c.w.u. z przewodem cyrkulacyjnym; ograniczenie do wymaganego minimum ilości wody krążącej w instalacji cyrkulacyjnej obniża straty ciepła cyrkulacji;
2. stabilizację temperatury na wejściu do instalacji c.w.u., którą uzyskuje się dzięki zastosowaniu zbiornika stabilizującego oraz recyrkulacji ciepłej wody w węźle ciepłym; stabilizacja temperatury wody kierowanej do odbiorców ogranicza nieracjonalne zużycie ciepłej wody wskutek spuszczenia wody o zbyt niskiej temperaturze;
3. zmniejszenie strat ciepła instalacji cyrkulacyjnej poprzez ograniczenie cyrkulacji w okresie braku rozbioru wody (w godzinach nocnych); ograniczenie to umożliwia układ sterowania cyrkulacją. Normalnie zamknięty zawór regulacyjny otwiera się zgodnie z zaprogramowanym w zegarze harmonogramem czasowym.

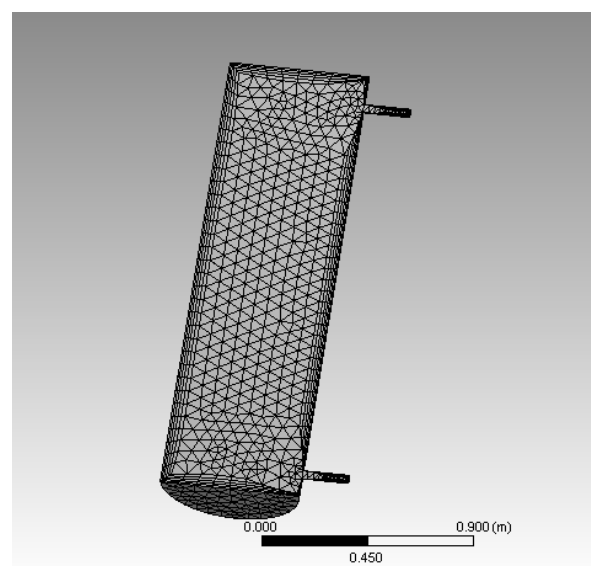
Zbieranie danych odbywa się poprzez dwa regulatory zamontowane w węźle i współpracujące ze sobą. Wartościami mierzonymi są: temperatura (wejścia i wyjście z stabilizatora, wody w stabilizatorze, wody cyrkulacyjnej przed i za układem doładowania

stabilizatora, wody zimnej), ciśnienie, przepływ (dla instalacji ciepłej wody i cyrkulacji), zużycie ciepła (odczyty z trzech ciepłomierzy zamontowanych w węźle). Po wykonaniu badań termowizyjnych, przewody rozprowadzające c.w.u. i cyrkulacji zostały zaizolowane termicznie. Z przeprowadzonych analiz wynika, że minimalny pobór wody występuje głównie w godzinach nocnych (pomiędzy 23.00 a 5.30). Ze wstępnych obserwacji wynika, że zastosowanie stabilizatora na układzie ciepłej wody kompensuje wahania temperatury c.w.u. oraz przyczynia się do zmniejszenia zużycia ciepła.

Prowadzone są także badania modelowe, których celem jest określenie optymalnej konstrukcji zbiornika (rys. 3 i 4). Za pomocą programu komputerowego są prowadzone analizy różnych konstrukcji zbiornika (w tym różne pojemności zbiornika stabilizującego oraz układ króćców wchodzących i wychodzących) w celu wyznaczenia najbardziej korzystnego rozwiązania.



Rys. 3 Projekt modelowego zbiornika stabilizującego temperaturę



Rys. 4. Projekt badania modelowego zbiornika stabilizującego temperaturę – siatka dyskretyzacji

6. Podsumowanie

Już na etapie projektowania należy pamiętać o energooszczędnych rozwiązaniach dla budynków i instalacji.

Z badań prowadzonych przez Politechnikę Wrocławską wynika, że sprawność użytkowa systemu przygotowania ciepłej wody w węzłach ciepłowniczych w wybranych budynkach mieszkalnych zawiera się w przedziale 40-70%. Najniższą wartość sprawności użytkowej posiadają budynki „stare” w których nie były prowadzone prace modernizacyjne.

Należy dążyć do ograniczenia strat energii i ciepła poprzez modernizowanie istniejących instalacji.

Z wstępnych obserwacji wynika, że zastosowanie stabilizacji temperatury ciepłej wody i programowe sterowanie cyrkulacją wpływają na poprawę współczynnika sprawności użytkowej systemu przygotowania ciepłej wody w węzłach ciepłowniczych.

Literatura

Jadwiszczak P. (2006). Badania dotyczące zarządzania energią w budynkach biurowych przy wykorzystaniu systemów komputerowych. *Praca doktorska*, Wrocław.

Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 13 lutego 2003 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie. (*Dz. U. nr 33, poz. 270*)

Syposz J., Bartnicki G. (2004). Badania dotyczące zasad podziału kosztów ogrzewania i podgrzewu ciepłej wody użytkowej w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych zasilanych z systemu ciepłowniczego. Etap II. Wyniki badań. *Raport Politechniki Wrocławskiej Serii SPR 10/2004*

Syposz J., Małecka I. (2008). Badania dotyczące możliwości obniżenia kosztów zaopatrzenia w ciepłą wodę mieszkańców istniejących budynków wielorodzinnych. *Raport Politechniki Wrocławskiej Serii SPR nr 11/2008*

Zgłoszenie patentowe. Kaczkowski W., Syposz J.: Układ stabilizacji temperatury ciepłej wody w węzłach cieplnych zasilanych z sieci wysokich parametrów.

UTILIZATION EFFICIENCY OF THE HOT WATER PREPARATION SYSTEM IN THERMAL STATION

Abstract: Nowadays, bigger and bigger emphasis is placed on the efficiency of the consumed energy and thus a charge reduction for heat supplies. Every new investment is to keep energy consumption on a reasonable level. One should remember about energy efficiency at the design phase. In the case of existing installations, one should look for such design solutions to reduce energy and heat losses

OGRANICZENIE ZAPOTRZEBOWANIA ENERGII DO UZDATNIANIA I TRANSPORTU POWIETRZA W URZĄDZENIACH WENTYLACYJNYCH Z RECYRKULACJĄ LUB ODZYSKIEM ENERGII

Aleksandra PRZYDRÓŻNA*

Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wrocławska, Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

Streszczenie: W artykule omówiono możliwe do uzyskania oszczędności energii w procesach uzdatniania i transportu powietrza w urządzeniach wentylacyjnych przez zastosowanie recyrkulacji powietrza wywiewanego, bądź stosowanie odzysku energii z powietrza wywiewanego. Uzyskiwane efekty odniesiono do całorocznej pracy urządzeń wentylacyjnych przy średnich parametrach powietrza zewnętrznego występujących we Wrocławiu oraz jedno-, dwu- i trzymianowej pracy urządzeń. Otrzymane efekty przedstawiono przy różnych minimalnych udziałach powietrza zewnętrznego w urządzeniach i różnych sprawnościach temperaturowych układów do odzysku energii.

Słowa kluczowe: wentylacja, odzysk energii, podgrzewanie i ochładzanie powietrza.

1. Wstęp

W przypadku pomieszczeń w których przebywają ludzie dostarczanie powietrza zewnętrznego jest niezbędne. Powietrze w pomieszczeniach powinno zapewniać, co najmniej minimalne warunki higieniczne niezbędne do funkcjonowania człowieka. Zazwyczaj temperatura powietrza zewnętrznego różni się od wymaganej temperatury w pomieszczeniach. Aby powietrze zewnętrzne napływające do strefy przebywania ludzi w pomieszczeniach nie powodowało niekorzystnego odczucia, poddawane jest procesom uzdatniania. W okresie zimowym powietrze – wentylujące jest podgrzewane, zaś w okresie letnim powietrze to może być ochładzane.

W przypadku wentylacji mechanicznej istnieją możliwości ograniczania zapotrzebowania energii do procesów uzdatniania i transportu powietrza. Zmniejszenie zapotrzebowania energii do procesów uzdatniania powietrza można uzyskać przez:

- częściową recyrkulację powietrza wywiewanego;
- odzysk energii z powietrza wywiewanego, która wykorzystywana jest do wstępnego uzdatniania ciepłego powietrza nawiewanego;
- ograniczenie czasu eksploatacji urządzeń w cyklu dobowym.

Odzysk energii z powietrza wywiewanego realizowany może być w wymiennikach rekuperacyjnych i regeneracyjnych, bądź w układach dwóch wymienników z krążącym czynnikiem pośredniczącym.

Ograniczenie zapotrzebowania energii do transportu powietrza można uzyskać przez:

- zmniejszenie strat ciśnienia (oporów przepływu) powietrza w instalacjach-kanalach i kształtkach oraz elementach do uzdatniania powietrza i elementach kończących instalacje (elementy nawiewne i wywiewne, czerpnie, wyrzutnie);
- stosowanie urządzeń wentylacyjnych ze zmiennymi strumieniami powietrza;
- ograniczanie czasu eksploatacji urządzeń wentylacyjnych w cyklach dobowym, tygodniowym, rocznym.

Poniżej przedstawione zostaną możliwe do uzyskania efekty ograniczenia zapotrzebowania energii do procesów uzdatniania i transportu powietrza, które odniesione zostaną do urządzeń wentylacyjnych z otwartym przepływem powietrza (Przydróżny, 1991). Przy wyznaczeniu zapotrzebowania energii założono:

- strumień powietrza $v = 1 \text{ m}^3/\text{s}$;
- opory przepływu powietrza w urządzeniach z otwartym przepływem w układzie nawiewnym są równe 950 Pa, zaś wywiewnym 450 Pa;
- dodatkowe opory przepływu powietrza w układzie nawiewnym przez wymiennik ciepła do odzysku 250 Pa, zaś w układzie wywiewnym przez filtr i wymiennik ciepła 350 Pa;
- minimalny udział powietrza zewnętrznego w wentylującym 15% i 50%;
- sprawność temperaturowa odzysku energii z powietrza wywiewanego 40% i 75%;
- pracę jedno-, dwu- i trzymianową;
- przyrost temperatury powietrza nawiewanego w pomieszczeniu w warunkach obliczeniowych 1°C

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: aleksandraprzydrozna@gmail.com

- w okresie zimowym i 7°C w okresie letnim;
- temperatura powietrza w pomieszczeniu w okresie zimowym 20°C, w okresie letnim nadająca temperatura komfortu;
- parametry powietrza zewnętrznego oraz czas trwania temperatur zewnętrznych przyjęto dla Wrocławia (Pełech, 2008; Przydróżny, 1991);
- stałą sprawność wentylatorów $\eta_w = 0,75$;
- sprawność silnika $\eta_s = 0,95$;
- sprawność napędu silnik-wentylator $\eta_{sw} = 1,0$;
- roczny czas eksploatacji urządzenia wentylacyjnego 8760 h/rok przy pracy trzy zmianowej, 5840 h/rok przy pracy dwu zmianowej, 3650 h/rok przy pracy jedno zmianowej.

Do porównania całorocznego zapotrzebowania energii niezbędnego do procesów uzdatniania i transportu powietrza wyznaczone zostaną chwilowe moce grzewcze i chłodnicze niezbędne w procesach obróbki powietrza w całorocznym cyklu eksploatacji urządzeń wentylacyjnych.

Chwilową moc Q_i^N nagrzewnicy powietrza przy i-tej temperaturze zewnętrznej w kW oblicza się ze wzoru:

$$Q_i^N = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta t_i^N \quad (1)$$

gdzie V jest strumieniem powietrza wentylującego w m³/s; ρ jest gęstością powietrza uzdatnianego w kg/m³; c_p jest ciepłem właściwym powietrza w kJ/kgK; Δt_i^N jest przyrostem temperatury powietrza w nagrzewnicy przy i-tej temperaturze zewnętrznej w K.

Całoroczne zapotrzebowanie energii E_N do podgrzewania powietrza wentylującego w kWh/rok oblicza się ze wzoru:

$$E_N = \sum_{i=1}^n Q_i^N \cdot \Delta \tau_i \quad (2)$$

gdzie Q_i^N jest chwilową mocą nagrzewnicy przy i-tej temperaturze zewnętrznej w kW; $\Delta \tau_i$ jest rocznym czasem trwania i-tej temperatury zewnętrznej w h/rok.

Chwilową moc chłodniczą w kW do obniżenia temperatury powietrza uzdatnionego Q_j^{CH} , przy j-tej temperaturze zewnętrznej, oblicza się ze wzoru:

$$Q_j^{CH} = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta t_j^{CH} \quad (3)$$

gdzie V jest strumieniem powietrza wentylującego w m³/s; ρ jest gęstością powietrza uzdatnianego w kg/m³; c_p jest ciepłem właściwym powietrza w kJ/(kgK); Δt_j^{CH} jest spadkiem temperatury powietrza ochładzanego przy j-tej temperaturze zewnętrznej w K.

Całoroczne zapotrzebowanie energii do obniżania temperatury powietrza uzdatnianego E_{CH} w kWh/rok oblicza się ze wzoru:

$$E_{CH} = \sum_{j=1}^m Q_j^{CH} \cdot \Delta \tau_j \quad (4)$$

gdzie Q_j^{CH} jest chwilową mocą do obniżenia temperatury powietrza uzdatnianego przy j-tej temperaturze zewnętrznej w kW; $\Delta \tau_j$ jest rocznym czasem trwania j-tej temperatury zewnętrznej w h/rok.

Moc silników do napędu wentylatorów w kW oblicza się ze wzoru:

$$N = \frac{V \cdot \Delta p \cdot 10^{-3}}{\eta_w \cdot \eta_s \cdot \eta_{sw}} \quad (5)$$

gdzie V jest strumieniem powietrza wentylującego w m³/s; Δp jest sprężeniem wentylatora (oporem przepływu powietrza) w Pa; η_w jest sprawnością wentylatora; η_s jest sprawnością silnika; η_{sw} jest sprawnością napędu silnik-wentylator.

Całoroczne zapotrzebowanie energii do transportu powietrza E_E w kWh/rok oblicza się ze wzoru:

$$E_E = N \cdot \tau_a \quad (6)$$

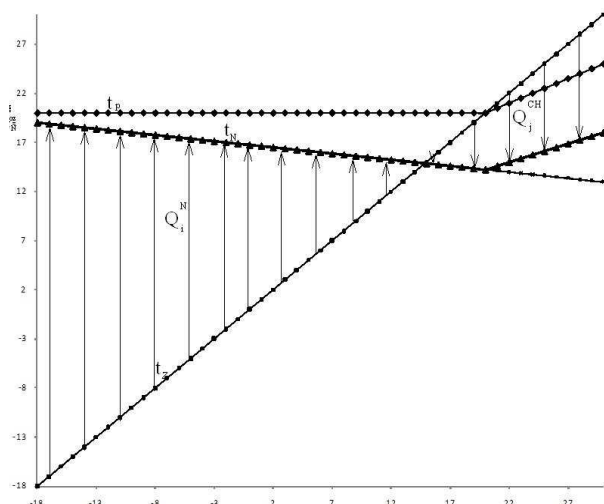
gdzie N jest mocą silników do napędu wentylatorów (nawiewnego i wywiewnego) w kW; τ_a jest rocznym czasem pracy wentylatora w h/rok.

Obliczając całoroczne zapotrzebowanie energii do procesów uzdatniania i transportu jednostkowego strumienia powietrza (1 m³/s) można porównywać energochłonność urządzeń wentylacyjnych w zależności od ich rozwiązań. Przyjęto, że bazowym do porównania poszczególnych rozwiązań będzie urządzenie wentylacyjne nawiewno-wywiewne z otwartym przepływem powietrza (Przydróżny, 1991; Przydróżny i Ferencowicz, 1988).

2. Urządzenia wentylacyjne z otwartym przepływem powietrza

Powietrzem nawiewanym jest uzdatnione powietrze zewnętrzne, które po przewietrzeniu (przewentylowaniu) pomieszczenia usuwane jest na zewnątrz. W urządzeniu tym do procesów uzdatniania powietrza energia dostarczana jest ze źródeł zewnętrznych.

Procesy uzdatniania powietrza wentylującego, w cyklu całorocznym, przedstawiono na wykresie $t-t_z$ zamieszczonym na rys. 1.

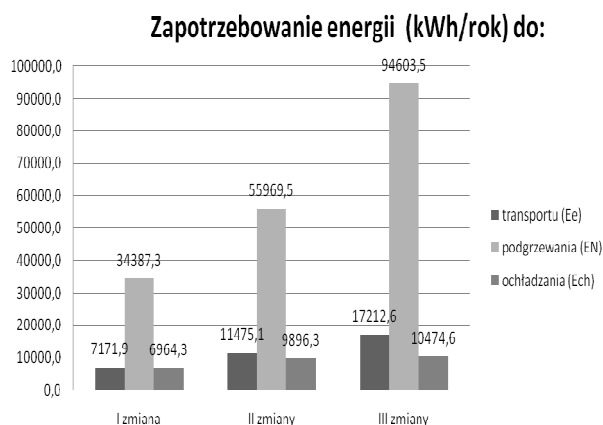


Rys. 1. Wykres $t-t_z$ z procesami uzdatniania powietrza wentylującego, w urządzeniu z otwartym przepływem powietrza, w funkcji temperatury zewnętrznej

Dla jednostkowego strumienia powietrza $1 \text{ m}^3/\text{s}$ oraz jedno-, dwu-, i trzymianowej pracy urządzenia przeprowadzono obliczenia:

- całorocznego zapotrzebowania energii grzewczej (ze wzorów (1) i (2));
- całorocznego zapotrzebowania energii chłodniczej (ze wzorów (3) i (4));
- całorocznego zapotrzebowania energii do transportu powietrza (ze wzorów (5) i (6)).

Wyniki obliczeń, w postaci wykresu słupkowego, dla pracy jedno-, dwu-, i trzymianowej urządzenia wentylującego przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Całoroczne zapotrzebowanie energii do transportu, podgrzewania i ochładzania powietrza wentylującego w urządzeniu wentylacyjnym nawiewno-wywiewnym z otwartym przepływem powietrza

3. Urządzenia wentylacyjne z recyrkulacją powietrza wywiewanego

W urządzeniach wentylacyjnych z recyrkulacją energia powietrza wywiewanego wykorzystywana jest, w procesie mieszania z powietrzem zewnętrznym, do:

- zmniejszenia przyrostu temperatury powietrza

wentylującego w nagrzewnicy;

- ograniczenia obniżenia temperatury powietrza wentylującego w chłodnicy.

Do obliczeń całorocznego zapotrzebowania energii do procesów uzdatniania i transportu powietrza przyjęto dwa przypadki minimalnych udziałów powietrza zewnętrznego w wentylującym równe $a_z^w = 0,15$ i $a_z^w = 0,5$.

Udział powietrza zewnętrznego w wentylującym zdefiniowany jest wzorem:

$$a_z^w = \frac{V_z}{V} \quad (7)$$

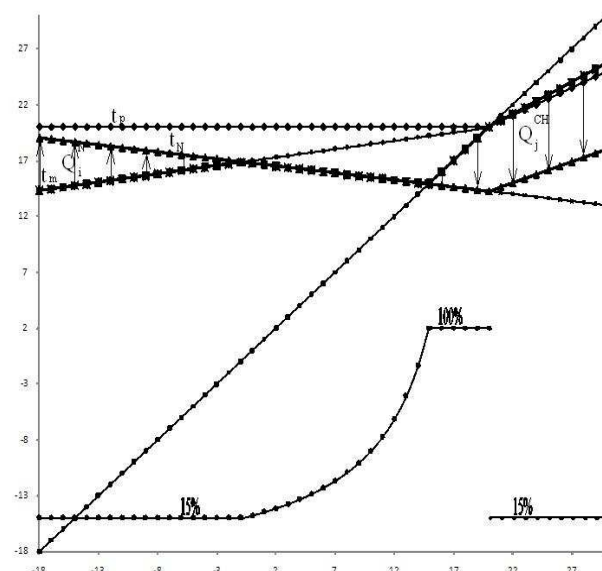
gdzie V_z jest strumieniem powietrza zewnętrznego w m^3/s ; V jest strumieniem powietrza wentylującego w m^3/s .

Temperatura mieszaniny powietrza zewnętrznego i obiegowego obliczana jest ze wzoru:

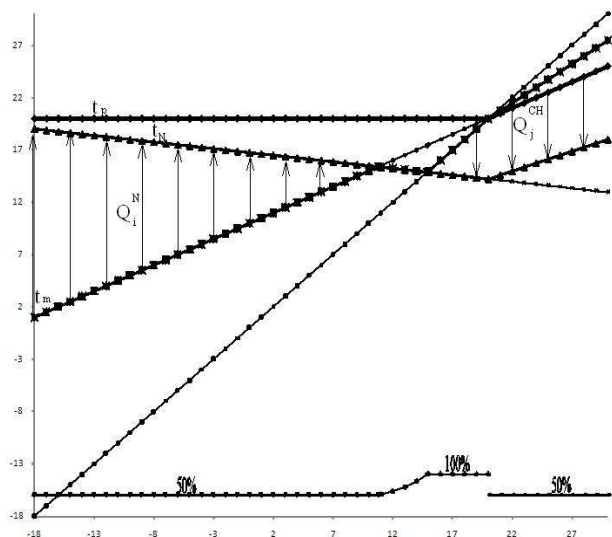
$$t_m = a_z^w \cdot t_z + (1 - a_z^w) \cdot t_p \quad (8)$$

gdzie a_z^w jest udziałem powietrza zewnętrznego w wentylującym; t_z jest temperaturą powietrza zewnętrznego w $^{\circ}\text{C}$; t_p jest temperaturą powietrza wywiewanego (w pomieszczeniu) w $^{\circ}\text{C}$.

Całoroczne procesy uzdatniania powietrza wentylującego w urządzeniach wentylujących z recyrkulacją powietrza wywiewanego przedstawiono na wykresach $t-t_z$ (rys. 3 i 4). Na rys. 3 zobrażono procesy uzdatniania powietrza przy minimalnym udziale powietrza zewnętrznego $a_z^w = 0,15$, zaś na rys. 4 przy minimalnym udziale $a_z^w = 0,5$.



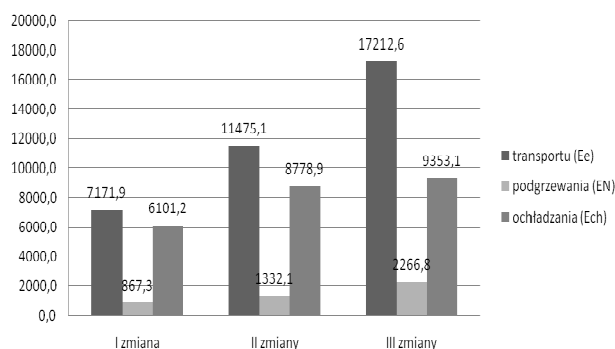
Rys. 3. Wykres $t-t_z$ z procesami uzdatniania powietrza wentylującego w urządzeniu z recyrkulacją powietrza wywiewanego i minimalnym udziałem powietrza zewnętrznego $a_z^w = 0,15$



Rys. 4. Wykres $t-t_z$ z procesami uzdatniania powietrza wentylującego w urządzeniu z recyrkulacją powietrza wywiewanego i minimalnym udziałem powietrza zewnętrznego $a_z^w = 0,5$

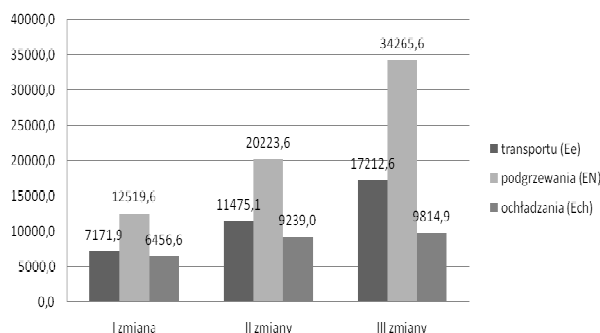
Dla omawianych urządzeń obliczone całoroczne zapotrzebowanie energii do procesów podgrzewania, ochładzania i transportu $1 \text{ m}^3/\text{s}$ powietrza przedstawiono na wykresach słupkowych zamieszczonych na rys. 5 (dla $a_z^w = 0,15$) i rysunku 6 (dla $a_z^w = 0,5$).

Zapotrzebowanie energii (kWh/rok) do:



Rys. 5. Całoroczne zapotrzebowanie energii do transportu, podgrzewania i ochładzania powietrza uzdatnionego w urządzeniu wentylacyjnym z recyrkulacją powietrza wywiewanego, przy $a_z^w = 0,15$

Zapotrzebowanie energii (kWh/rok) do:



Rys. 6. Całoroczne zapotrzebowanie energii do transportu, podgrzewania i ochładzania powietrza uzdatnionego w urządzeniu wentylacyjnym z recyrkulacją powietrza wywiewanego, przy $a_z^w = 0,5$

4. Urządzenia wentylacyjne z odzyskiem energii z powietrza wywiewanego

Do ograniczenia zapotrzebowania energii w procesach uzdatniania powietrza wentylującego wykorzystywana jest, w wymiennikach do odzysku, energia z powietrza wywiewanego. Powietrze wywiewane po oddaniu, do powietrza nawiewanego, energii usuwane jest na zewnątrz. Efektywność wstępnego podgrzewania (w okresie zimowym), bądź wstępnego ochładzania (w okresie letnim) powietrza uzdatnianego przez powietrze wywiewane zależy od sprawności η_t wymienników do odzysku ciepła zdefiniowanej wzorem:

$$\eta_t = \frac{t_z - t_z'}{t_z - t_p} \quad (9)$$

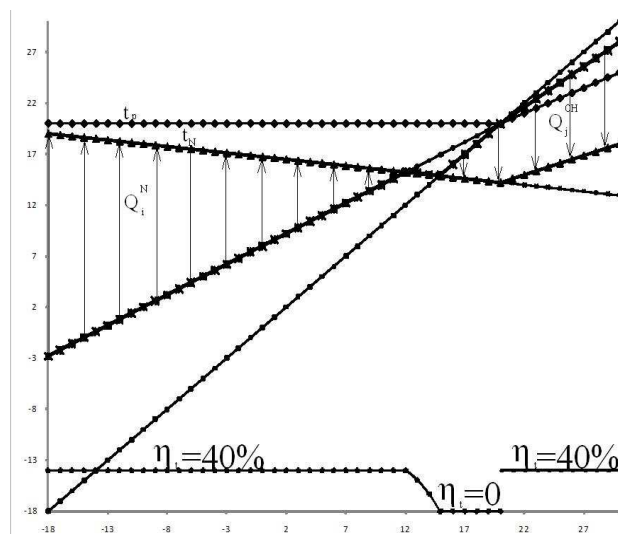
gdzie t_z' jest temperaturą powietrza zewnętrznego podgrzewanego lub ochłodzonego w wymienniku do odzysku energii w $^{\circ}\text{C}$; t_z i t_p jak we wzorze (8).

Temperaturę powietrza zewnętrznego t_z' za wymiennikiem do odzysku energii oblicza się ze wzoru:

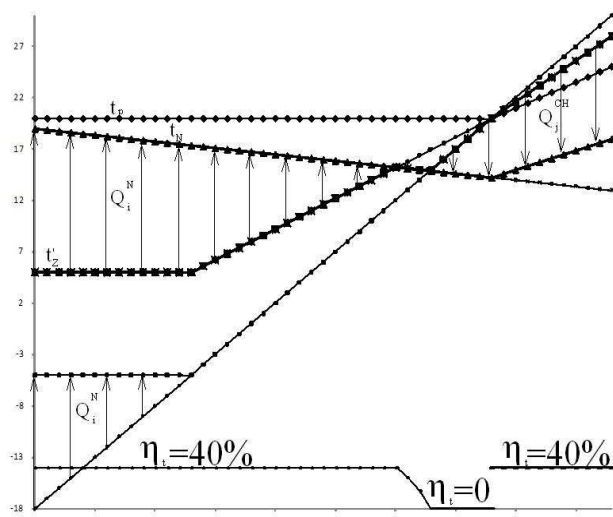
$$t_z' = t_z + \eta \cdot (t_z - t_p), ^{\circ}\text{C} \quad (10)$$

Przebieg procesów uzdatniania powietrza, w cyklu całorocznym, w urządzeniach wentylacyjnych z odzyskiem energii z powietrza wywiewanego przedstawiona na wykresach $t-t_z$ zamieszczonych na rys. 7, 8, 9. Na rys. 7 i 8 zobrazowano procesy uzdatniania powietrza przy sprawności odzysku energii $\eta_t = 0,4$, zaś na rys. 9 przy sprawności odzysku energii $\eta_t = 0,75$.

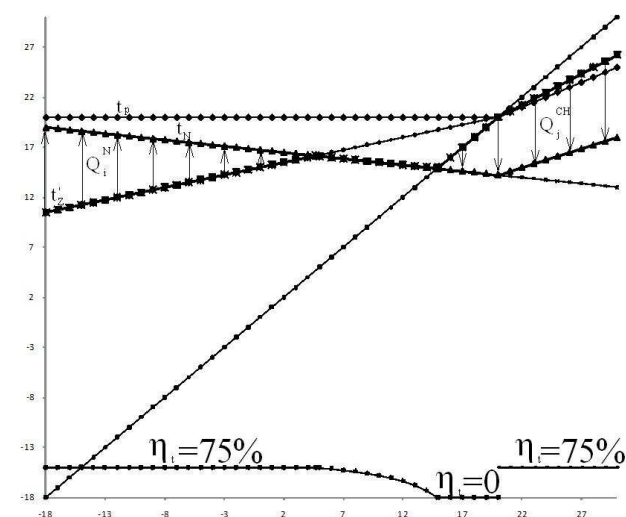
Dla przedstawionych na wykresach $t-t_z$, zamieszczonych na rys. 7, 8 i 9, procesów całorocznego uzdatniania $1 \text{ m}^3/\text{s}$ powietrza wentylującego w urządzeniach z odzyskiem energii obliczono całoroczne zapotrzebowanie energii do procesów uzdatniania i transportu powietrza, które przedstawiono na wykresach słupkowych odpowiednio na rys. 10, 11 i 12.



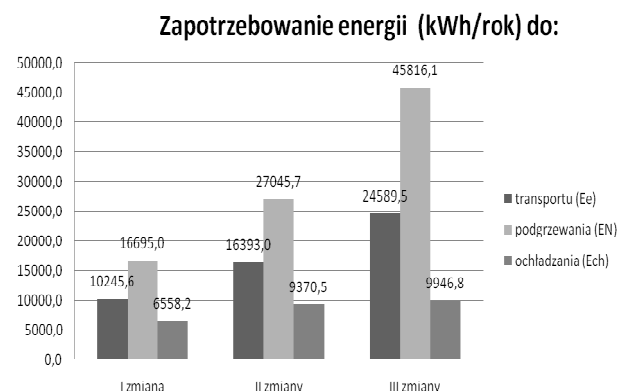
Rys. 7. Wykres $t-t_z$ z procesami uzdatniania powietrza wentylującego w urządzeniach wentylacyjnych z odzyskiem energii i sprawnością odzysku $\eta_t = 0,4$



Rys. 8. Wykres $t-t_z$ z procesami uzdatniania powietrza wentylującego w urządzeniach wentylacyjnych z odzyskiem energii, wstępnym podgrzaniem powietrza zewnętrznego do temperatury -5°C i sprawnością odzysku $\eta_t = 0,4$

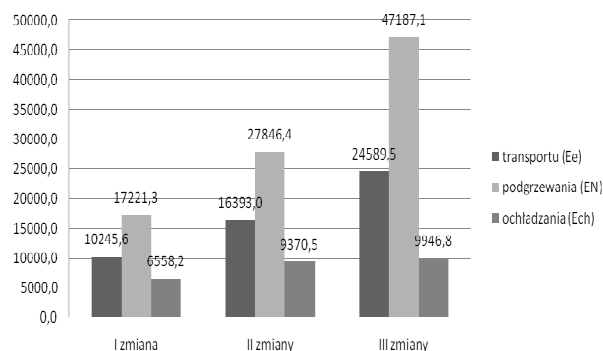


Rys. 9. Wykres $t-t_z$ z procesami uzdatniania powietrza wentylującego w urządzeniach wentylacyjnych z odzyskiem energii i sprawnością odzysku $\eta_t = 0,75$



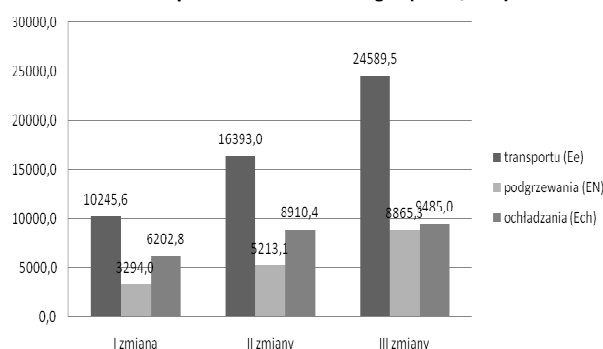
Rys. 10. Całoroczne zapotrzebowanie energii do transportu, podgrzewania i ochładzania powietrza uzdatnianego w urządzeniu wentylacyjnym z odzyskiem energii o sprawności $\eta_t = 0,4$

Zapotrzebowanie energii (kWh/rok) do:



Rys. 11. Całoroczne zapotrzebowanie energii do transportu, podgrzewania i ochładzania powietrza uzdatnianego w urządzeniu wentylacyjnym z odzyskiem energii o sprawności $\eta_t = 0,4$ i wstępnym podgrzaniem powietrza zewnętrznego

Zapotrzebowanie energii (kWh/rok) do:



Rys. 12. Całoroczne zapotrzebowanie energii do transportu, podgrzewania i ochładzania powietrza uzdatnianego w urządzeniu wentylacyjnym z odzyskiem energii o sprawności $\eta_t = 0,75$

5. Podsumowanie

Analizując wykresy słupkowe z całorocznym zapotrzebowaniem energii można stwierdzić, że zapotrzebowanie energii do uzdatniania i transportu powietrza istotnie zależy od dobowego czasu eksploatacji urządzeń wentylacyjnych. Zapotrzebowanie energii do transportu powietrza zależy również od rozbudowy układu do uzdatniania powietrza. Urządzenia wentylacyjne z otwartym przepływem powietrza oraz z recyrkulacją powietrza wywiewanego wymagają najmniejszego zapotrzebowania energii do transportu powietrza. Natomiast zastosowanie w urządzeniach wentylacyjnych wymienników do odzysku energii powoduje wzrost zapotrzebowania energii do transportu powietrza nawet o 40%. Stosowanie recyrkulacji powietrza wywiewanego pozwala na ograniczenie zapotrzebowania energii cieplnej o 65-97%, zaś przy stosowaniu odzysku energii o 50-74%. Zapotrzebowanie energii ziębniczej można ograniczyć przez zastosowanie recyrkulacji o 7-12%, zaś przez zastosowanie wymiennika do odzysku o 5-9%.

Stosując recyrkulację powietrza wywiewanego, bądź odzysk energii z powietrza wywiewanego, można ograniczyć całoroczne zapotrzebowanie energii do

uzdatniania i transportu powietrza. Efektywność tych działań zależy od minimalnego udziału powietrza zewnętrznego w wentylującym, bądź sprawności zastosowanych wymienników do odzysku energii. Przez zastosowanie recyrkulacji można ograniczyć zapotrzebowanie energii do eksploatacji urządzeń wentylacyjnych w zakresie 50-76%, zaś przez zastosowanie odzysku energii 43-65%. Przedstawione dane pomimo, że otrzymano dla przyjętych konkretnych założeń, obrazują jednak możliwe do uzyskania ograniczenia zapotrzebowania energii do uzdatniania i transportu powietrza, przez zastosowanie recyrkulacji, bądź odzysku energii z powietrza wywiewanego.

Literatura

- Pełech A. (2008). Wentylacja i klimatyzacja - podstawy. *Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej*. Wrocław.
- Przydróżny St. (1991). Wentylacja. *Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej*. Wrocław.
- Przydróżny St., Ferencowicz J. (1988). Klimatyzacja. *Oficyna Politechniki Wrocławskiej*. Wrocław.

THE REDUCTION OF ENERGY DEMAND FOR AIR TREATMENT AND TRANSPORT IN VENTILATING PLANT WITH RECIRCULATION OR HEAT RECOVERY

Abstract: The paper presents the possible energy reduction in processes of air treatment and its transport in ventilating plants due to the application of exhaust air recirculation or heat recovery from exhaust air. The obtained results are related to yearly work of ventilating plants for average external air parameters occurring in Wrocław and to one-, two- and three-shift work of the devices. The received effects are presented for diverse minimal portions of external air in ventilating air and diverse temperature efficiency of heat recovery systems. The application of heat recovery exchangers in ventilation plants causes the increase of energy demand for air transport for even 40% in comparison to devices with open air flow or with air recirculation. The application of recirculation or heat recovery is especially effective when taking into account the thermal energy, the demand of which can be reduced even for ~ 95%.

ZASTOSOWANIE ZDMUCHIWACZY PAROWYCH I AKUSTYCZNYCH W KOTŁACH ENERGETYCZNYCH

Beata ŚNIECHOWSKA*

Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wrocławska, ul. Norwida 4/6, 50-373 Wrocław

Streszczenie: W artykule przedstawiono negatywny wpływ osadów pyłowych na powierzchniach grzewczych w kotle energetycznym oraz wykazano konieczność utrzymywania ich w czystości. Opisano wybrane sposoby oczyszczania powierzchni konwekcyjnych kotłów z wykorzystaniem zdmuchiwaczy parowych i generatorów akustycznych. Przedstawiono ich budowę, zasadę działania i na podstawie analizy innych badań zaproponowano najlepszy wariant.

Słowa kluczowe: zdmuchiwacze parowe, generatory akustyczne, czyszczenie powierzchni wymiany ciepła.

1. Wprowadzenie

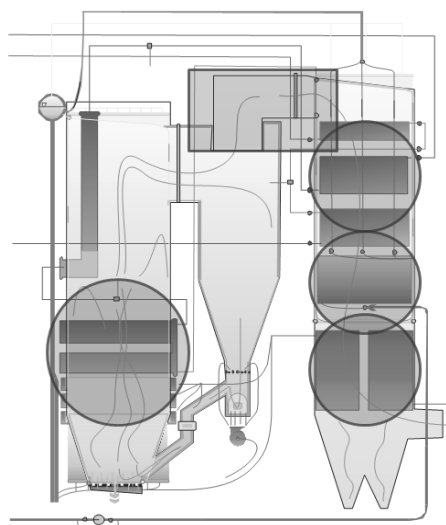
Podczas spalania paliw organicznych w kotłach energetycznych zachodzi proces przemiany energii chemicznej paliw w energię termiczną. Produktami ubocznymi tego procesu są stałe i gazowe produkty reakcji spalania (Kruczek, 2001). Pod wpływem wysokiej temperatury powstaje popiół stanowiący mieszaninę składników niepalnych oraz cząstek niespalonego paliwa. W trakcie spalania paliwa w palenisku kotła lotne cząstki popiołu porywane są przez strumień przepływających spalin i osadzają się bezpośrednio na wymiennikach ciepła w ciągu konwekcyjnym. Powierzchniami narażonymi na osadzanie się popiołu i pogarszanie pracy całego układu są między innymi powierzchnie przegrzewaczy pary, podgrzewaczy powietrza, podgrzewaczy wody, przewału oraz komór konwekcyjnych w kotłach energetycznych oraz reaktorów w instalacjach odsiarczania spalin (rys. 1). Popiół w postaci spieczonej jak i lotnej stanowi warstwę izolacyjną na powierzchniach wymiany ciepła i obniża sprawność kotła a tym samym całego bloku energetycznego (rys. 2).

Negatywne działanie skumulowanej warstwy sadzy i popiołu objawiać się może przez (Pronobis, 2002; Śniechowska, 2009):

- wzrost temperatury spalin;
- spadek temperatury pary poniżej wartości nominalnych;
- zwiększenie strumienia objętości spalin na dolocie;
- potrzebę dostarczania większej ilości paliwa do paleniska celem wyrównania powstałych strat;
- wyższą emisję CO₂.

Spieczone osady popiołowe mogą osiągać tak duże rozmiary, iż zachodzi konieczność przestoju kotła,

podczas którego należy doprowadzić powierzchnie do zadawalającego stanu czystości. Takie zabiegi zwiększają koszty eksploatacyjne oraz pociągają za sobą znaczne straty ekonomiczne, spowodowane m.in. przerwaniami produkcji energii elektrycznej, ciepłej oraz kosztami odstawienia i ponownego rozruchu bloku energetycznego.



Rys. 1. Schemat kotła fluidalnego z zaznaczeniem miejsc szczególnie narażonych na nadmierną kumulację popiołu (www.est.net.pl, 2009)

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: beata.sniechowska@pwr.wroc.pl



Rys. 2. Spieczone osady popiołowe na powierzchni wymiany ciepła w kotle

Aby kocioł stanowił źródło wytwarzania taniej energii, musi być zachowany wysoki poziom wydajności cieplnej całej instalacji i z tego powodu konieczne jest zapewnienie czystości powierzchni wymienników ciepła. Do utrzymywania powierzchni grzewczych w kotle w czystości stosuje się m.in. (Pronobis, 2002; Gancarzewicz, 2007; Pietrusiński, 2007):

- zdmuchiwalce strumieniowe i akustyczne;
- grawitacyjny ruch metalowych kulek o średnicy około 4mm przez pęczki rur wymiennika;
- pokrywanie powierzchni narażonych na osadzanie się popiołu substancjami chemicznymi zmniejszającymi przyczepność osadów.

Podczas remontowego odstawienia kotła stosować można także technologie wykorzystujące środki chemiczne w postaci piany rozpuszczającej osady, a następnie osad usuwa się za pomocą materiałów pochodzenia roślinnego lub czyści się powierzchnie metodą udarową (ostukiwanie z określoną energią czyszczonych powierzchni). Najefektywniej działające urządzenia powinny utrzymywać powierzchnie grzewcze w czystości podczas ciągłej eksploatacji bloku energetycznego nie wpływając na jego pracę.

2. Technologie i urządzenia do utrzymywania w czystości powierzchni ogrzewalnych w kotle

2.1. Zdmuchiwalce strumieniowe

Do czyszczenia grodziowych przegrzewaczy pary i pęczków rur w części konwekcyjnej kotła zastosować można także zdmuchiwalce typu ZP-5 produkowane przez Instytut Techniki Cieplnej w Łodzi (www.itc.edu.pl). Urządzenie posiada specjalną dyszową głowicę szczelinową (rys. 3), zapewniającą obwodowy wypływ pary w postaci płaskiej strugi. W zdmuchiwalcach wyeliminowano obrotowy obrót lancy, w wyniku czego rura dyszowa wykonuje wyłącznie

ruch posuwisto-zwrotny.

Gdy pęczki wymiennika ciepła są ożebrowane zaleca się stosowanie tak zwanych zdmuchiwalczy grabkowych (Pronobis, 2002). Lanca zdmuchiwalczy grabkowych przemieszcza się w czasie eksploatacji do przodu i do tyłu po bocznych prowadnicach. Przesuw rury dyszowej możliwy jest dzięki specjalnemu wózkowi jezdnemu, który porusza się po belce nośnej. Czynnik zdmuchujący doprowadzany jest do rury dyszowej poprzez zawór zdmuchiwalcy oraz zespół rury teleskopowej. Do czyszczenia rurek ściennych kotła w obszarze paleniska można wykorzystać zdmuchiwalce ściennie na stałe umieszczone wewnątrz kotła, które zajmują znacznie mniej miejsca niż rozwiązania konwencjonalne (www.itc.edu.pl). Praca zdmuchiwalczy na stałe zabudowanych w kotle ograniczona jest działaniem wysokiej temperatury, która nie powinna przekraczać 1150°C.

Obszar czyszczenia zdmuchiwalczy parowych ograniczony jest do pola zasięgu strugi (efektywnego promienia oczyszczania), uzależnionego od ciśnienia czynnika roboczego oraz średnicy dyszy. Prędkości wypływu pary są największe przy wylocie z dyszy i maleją wraz z oddalaniem się od niej. Niektóre konstrukcje zaopatrują zdmuchiwalce w dysze Lalava, dzięki którym prędkość wypływu pary przekracza może prędkość dźwięku (Pronobis, 2002).

Para do zasilania zdmuchiwalcy może być pobierana z przegrzewacza pary umieszczonego w ciągu konwekcyjnym kotła. Dostarczany do zdmuchiwalcy strumień pary jest stratą energii i zwiększa koszty eksploatacyjne całego systemu. Ważne jest, aby zachować równowagę pomiędzy wpływem zdmuchiwalcy na pracę kotła oraz wzrostem kosztów eksploatacyjnych poprzez odpowiedni czas pracy zdmuchiwalnia.

2.2. Generatory akustyczne

Zdmuchiwalce akustyczne zwane pyłofonami lub frafonami są urządzeniami przeznaczonymi do usuwania cząstek pyłu z powierzchni grzewczych w kotle bez konieczności przerywania procesu technologicznego. Zasada działania pyłofonów polega na wytwarzaniu fali akustycznej o mocy ciśnienia akustycznego wyższego niż siła adhezji cząstek popiołu rozproszonych w gazie (Gancarzewicz, 2007). Badania dowodzą, że efekty pracy urządzeń czyszczących są najlepsze, gdy emitowane są fale o niskiej częstotliwości, między innymi ze względu na skuteczniejsze wypełnianie dźwiękiem przestrzeni ukrytych za przegrodami lub przeszkodami oraz możliwość penetracji rezonującym dźwiękiem w kierunku przeciwnym do przepływu spalin. Za pomocą fali akustycznej cząsteczki popiołu są wyrzucane z powierzchni grzewczych, co prowadzi do ich usunięcia. Urządzenia te nie wymagają dodatkowego czyszczenia i nie powodują uszkodzenia elementów konstrukcyjnych kotła.



Rys. 3. Zdmuchiwalcy typu ZP-5 produkowany przez Instytut Techniki Cieplnej w Łodzi (www.est.net.pl, 2009)

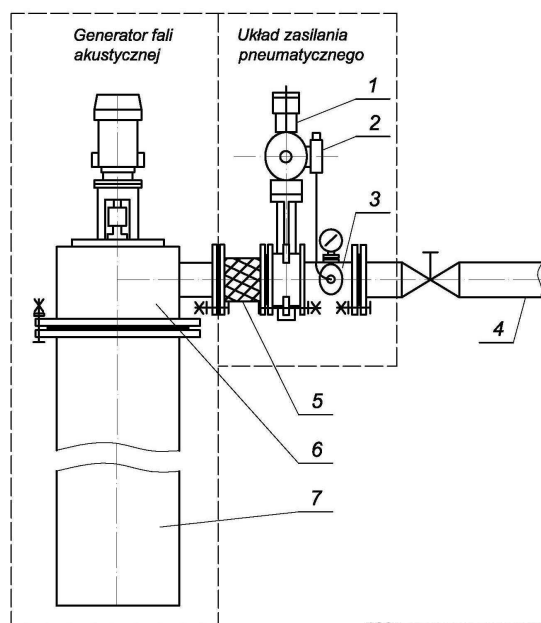


akustyczne jest najbardziej efektywne, gdy spełnione są następujące warunki (według KWANT):

- minimalny poziom ciśnienia akustycznego wynosi 130dB;
- fala akustyczna generowana jest w przestrzeni zamkniętej;
- zachowany jest ciąg gazu transportujący cząstki pyłu do urządzeń odpylających.

Fala akustyczna nie tylko wprawia przepływające spaliny oraz cząsteczki pyłu w oscylacyjny ruch, uniemożliwiając tym samym osadzanie się popiołu na powierzchniach grzewczych, ale i wywołuje drgania mechaniczne powierzchni zanieczyszczonych pyłem powodując jego spękanie i odrywanie. Klasyczna instalacja pyłofonu (rys. 4) zbudowana jest z impulsatora (generatora) fali akustycznej i układu sterowania zasilana jest sprężonym powietrzem.

Nowoczesne pulsacyjne zdmuchiawce akustyczne, zwane potocznie nirafonami, produkowane przez fińską firmę Nirafo OY wytwarzają impuls akustyczny poprzez wybuchowe spalanie około 4 gramów gazu (propan, butan). Poziom mocy ciśnienia akustycznego wytwarzany przez pulsacyjny zdmuchiawca popiołu wynosi około 170dB przy częstotliwości 110Hz (Śniechowska, 2009; według Nirafo OY).

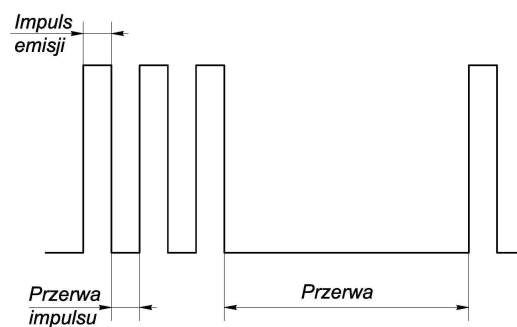


Rys. 4. Budowa zdmuchiawcy akustycznego KWANT): 1 – zawór odcinający pneumatyczny, 2 – zawór elektryczny, 3 – filtr powietrza, manometr, 4 – zawór powietrza, 5 – łącznik amortyzacyjny, 6 – tłok, 7 – rezonator

Zalecana przez producentów zdmuchiawca akustycznego przedst. Długość impulsu emisji dźwięku 1-30 sekund, przerwa pomiędzy emisjami 2-5 sekund. Odstęp czasowy sekwencjami pracy nirafonu wynosić

Emisja dźwięku trwa dłużej, gdy

konstrukcyjnych w kotle zalegają znaczne pokłady osadów popiołowych.

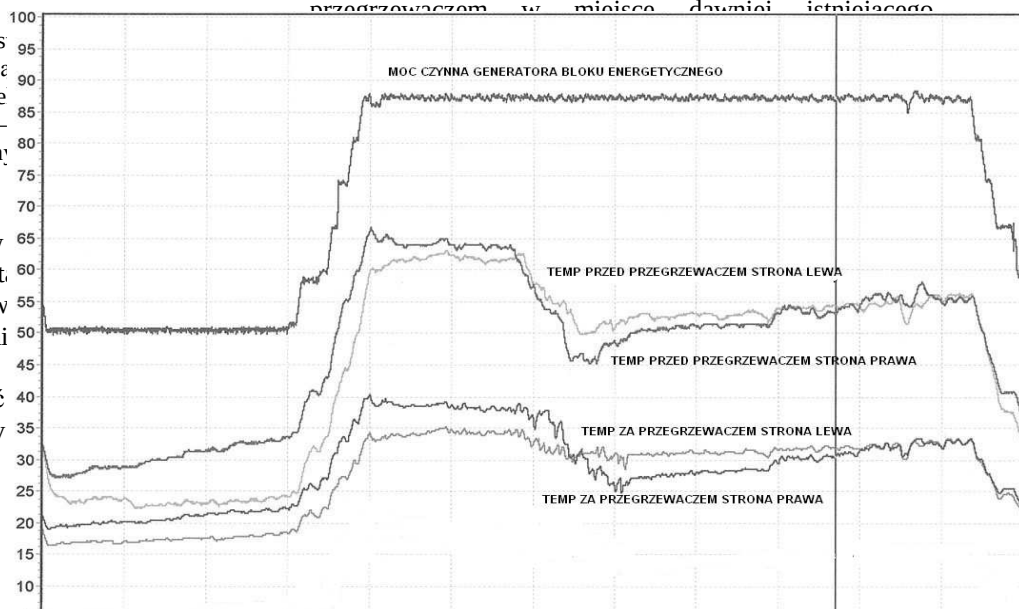


Rys. 5. Sekwencja pracy zdmuchiawcy akustycznego (według Nirafo OY)

Zdmuchiawce akustyczne mogą być zastosowane w przypadku powierzchni, których nie można oczyścić tradycyjnymi metodami, m.in. dzięki właściwości wypełniania dźwiękiem we wszystkich kierunkach, nawet w rejonach ukrytych za załamaniami ścian oraz za strumieniem spalin. Czyszczenie techniką dźwiękową nie emituje żadnych niebezpiecznych gazów, nie powoduje erozji, korozji ani zużycia elementów konstrukcyjnych kotła.

2.3. Skuteczność czyszczenia zdmuchiawcy parowych i generatorów akustycznych

Ocenę efektywności czyszczenia zdmuchiawcy parowych i akustycznych określono badając temperatury przepływających spalin przed i za przegrzewaczem pary świeżej w jednociągowym kotle parowym typu BP 1150 (Gancarzewicz, 2007). Do analizy wykorzystano zdmuchiawce parowe typu RKS-81E oraz generatory akustyczne typu SONOFORCE IKT. Początkowo zastosowano 42 zdmuchiawce parowe, które zainstalowano na siedmiu poziomach (50,3-76,6m), po 6 sztuk na każdym poziomie. Do analizy skuteczności pracy zdemontowano 4 zdmuchiawce strumieniowe zastępując je 4 pyłofonami. Trzy zdmuchiawce akustyczne zainstalowano w rejonach pary świeżej na lewej ścianie kotła na poziomie 67,3m przed przegrzewaczem pary świeżej, z kolei cztery generatory umieszczono za przegrzewaczem w miejscu dawno istniejącego



Rys. 6. Moc czynna generatora bloku energetycznego oraz temperatury spalin przed i za przegrzewaczem pary świeżej po lewej i prawej stronie kotła (Gancarzewicz, 2007)

które spowodowały większe obniżenie temperatury spalin przed i za przegrzewaczem pary świeżej, w porównaniu do generatorów akustycznych. Zdmuchiawce parowe skutecznie oczyszczają powierzchnie wymiennika ciepła, jednak mają mniejszy zasięg niż pyłofony, których fala akustyczna dociera zarówno do lewej jak i prawej strony kotła. Po zakończeniu pracy zdmuchiawcy parowych temperatura spalin stopniowo wzrasta aż do osiągnięcia temperatur spalin sprzed włączenia urządzeń czyszczących. W miejscach, gdzie zainstalowane zostały generatory akustyczne wzrost temperatury spalin był wolniejszy niż po prawej stronie kotła, między innymi dlatego że pracują one cyklicznie przez całą dobę nie dopuszczając do tworzenia się trwałych osadów oraz powodując dłuższe utrzymanie temperatury spalin na tym samym poziomie. Ocena wizualna przegrzewacza pary dowiodła, że środkowa część wymiennika ciepła, w której nie ma żadnych zdmuchiawcy z lewej strony jest znacznie mniej zapyłona niż z prawej strony. Dodatkowo z prawej strony zaobserwowano usypane stożki popiołu na rurach wymiennika ciepła. Zdmuchiawce akustyczne nie są ograniczone lokalnie i działają skutecznie w znacznie szerszym zasięgu, jednak nie usuwają popiołu tak dokładnie jak zdmuchiawce parowe.

Określenie skuteczności oczyszczania powierzchni grzewczych w kotle na podstawie temperatury spalin jest dość trudne, gdyż jej wartość zależy od wielu czynników: obciążenia kotła, poziomu czystości wymiennika, częstości uruchamiania systemów zdmuchujących na innych wymiennikach, stopnia zabrudzenia komory paleniskowej, rodzaju paliwa oraz konfiguracji pracujących zespołów młynowych (Gancarzewicz, 2007). Można stwierdzić, że współpraca zdmuchiawcy parowych z akustycznymi może korzystnie wpływać na stopień czystości powierzchni grzewczych podnosząc tym samym sprawność całego kotła.

Współpraca zdmuchiawcy parowych z techniką czyszczenia akustycznego odniosła dobre rezultaty także w elektrowni Xcel's Roy Tolk Station w Teksasie (Freund i Randy, 2002). W pierwszym etapie badań wykorzystano zarówno zdmuchiawce parowe, jak i generatory akustyczne. Jeden generator akustyczny wytwarzał falę infradźwiękową o częstotliwości 20Hz i mocy 800W. Po kilku latach eksploatacji zdemontowano generatory akustyczne poddając pod wątpliwość ich korzystne działanie. Po kolejnych latach powrócono do techniki czyszczenia akustycznego przy użyciu wyłącznie pyłofonów o wyższych parametrach pracy (22Hz i 5000W). Badania wykazały, że samodzielna praca generatorów akustycznych nie zapewnia trwałej czystości wymienników ciepła. Podczas wieloletniej eksploatacji podgrzewaczy dokonano porównania skuteczności pracy zdmuchiawcy parowych we współpracy z akustycznymi, samych zdmuchiawcy parowych oraz wyłącznie generatorów akustycznych. Po ponad dziesięciu latach badań systemów zdmuchujących pracujących w różnych konfiguracjach stwierdzono, że dla elektrowni opalanych węglem bardzo dobrym rozwiązaniem jest współpraca obydwu układów oczyszczania. Równoczesne oczyszczanie za pomocą zdmuchiawcy parowych oraz

infradźwięków wyeliminowało potrzeby odstawiania kotła w celu przemywania powierzchni podgrzewacza powietrza z osadów popiołowych.

Próbie porównawczą zdmuchiawcy parowych ze zdmuchiawcami z ładunkiem gazowym przeprowadzono między innymi w elektrowni Suomenoja w Finlandii. Celem badań było oszacowanie oszczędności wynikających z zastosowania zdmuchiawcy akustycznych. W marcu 2000 roku przetestowano 18 zdmuchiawcy parowych znajdujących się w głównej części konwekcyjnej kotła. Podczas letniego odstawienia elektrowni zastąpiono zdmuchiawce parowe 20 akustycznymi. Badania rozpoczęto w listopadzie 2000 roku. Mierzone były następujące wartości: energia chemiczna paliwa, przepływ spalin przed podgrzewaczami powietrza, różnica temperatury spalin, moc cieplna podgrzewacza wody, różnica ciśnień spalin, różnica temperatury spalin na podgrzewaczach powietrza, przepływ pary do zdmuchiawania. Analiza pracy obydwu systemów wykazała wyższość zdmuchiawcy akustycznych nad parowymi, oszacowano, że możliwe do uzyskania oszczędności w wyniku pracy niraforonów to 50 tys. euro w skali roku. Podniesiona sprawność obiektu, wyższe wskaźniki produkcyjne, zmniejszony czas przestoju, mniejsze koszty eksploatacji i konserwacji a także oszczędności kosztów pary wynikające z zastosowania nowoczesnych akustycznych urządzeń czyszczących z ładunkiem gazowym sprawiły, że koszty inwestycji systemu niraforon zwracają się w 3-4 lata.

3. Podsumowanie

Zachowanie powierzchni grzewczych w czystości podczas eksploatacji kotłów energetycznych jest zadaniem bardzo ważnym i jednocześnie trudnym do wykonania. Sypkie oraz spieczone osady na powierzchniach wymiany ciepła powinny być usuwane w sposób skuteczny oraz ekonomiczny, w przeciwnym wypadku pogarszają pracę i zmniejszają sprawność urządzeń energetycznych. Z przeprowadzonych w kraju i za granicą badań oraz doświadczeń wynika, że zdmuchiawce parowe są urządzeniami skutecznie czyszczącymi, ale w wąskim zakresie, natomiast generatory akustyczne działają zarówno w obszarach ukrytych jak i w kierunku przeciwnym do przepływu spalin. W niektórych zakładach najlepsze efekty pracy uzyskano poprzez równoczesną eksploatację zdmuchiawcy parowych i akustycznych, które charakteryzują się odmiennymi efektami pracy. Ograniczony dostęp do niektórych powierzchni podczas zdmuchiawania zanieczyszczeń parą prowadzi do stałego tworzenia się zanieczyszczeń, które mogą być usuwane przez urządzenia akustyczne. Technologia zdmuchiawania akustycznego stanowić może uzupełnienie dla tradycyjnych rozwiązań.

Literatura

Freund M., Randy V. (2002). Acoustic Cleaning Combats PRB Ash Deposits on Regenerative Air Heaters. *Power*

Engineering, Vol. 106, No. 9, 48-52.

Gancarzewicz A. (2007). Badanie skuteczności oczyszczania kotłów z osadów pyłowych z wykorzystaniem zdmuchiwczy parowych i generatorów akustycznych, W: *Ochrona i inżynieria środowiska: zrównoważony rozwój*, pod red. Banaś M., *Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica*, Kraków 2007.

Kruczek S. (2001). Kotły. Konstrukcje i obliczenia. *Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej*. Wrocław.

Pietrusiński P. (2007). Utrzymanie w czystości powierzchni ogrzewalnych. Technologie chemiczne. W: *Materiały Konferencyjne. Kotły rusztowe*. Rafako, Słok k/Bełchatowa 2007.

Pronobis M. (2002). Modernizacja kotłów energetycznych. *Wydawnictwa Naukowo-Techniczne*, Warszawa.

Śniechowska B. (2009). Oczyszczanie powierzchni wymiany ciepła z osadów popiołowych w kotłach energetycznych. Efektywność układów grzewczych i klimatyzacyjnych,

Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej. Wrocław.

Materiały informacyjne firmy Nirafon OY

Materiały informacyjne firmy KWANT

APPLICATION OF STEAM SOOTBLOWERS AND ACOUSTIC GENERATOR IN POWER BOILERS

Abstract: The adverse influence of contaminated surfaces on boiler's efficiency was described. The necessity of cleaning of heating surfaces in boilers was described. The paper presents the selected cleaning methods, with the application of steam soot blowers and acoustic generators in power boilers. The construction and rule of operation of cleaning devices were presented. Additionally various research was analysed and the best variant was introduced.

SYSTEMY KLIMATYZACJI BUDYNKÓW ZASILANE ENERGIĄ PROMIENIOWANIA SŁONECZNEGO

Michał TURSKI*, Robert SEKRET

Wydział Inżynierii i Ochrony Środowiska, Politechnika Częstochowska, ul. Dąbrowskiego 69, 42-201 Częstochowa

Streszczenie: W niniejszym artykule podjęto tematykę dotyczącą systemów klimatyzacji budynków zasilanych energią promieniowania słonecznego, przetworzonego do postaci użytkowej poprzez konwersję fotowoltaiczną i konwersję fototermiczną. Przedstawiono korzyści płynące z zastosowania słonecznych systemów klimatyzacji oraz przeanalizowano możliwości ich zastosowania. Zaprezentowano przykładowy system klimatyzacji z wykorzystaniem adsorpcyjnego urządzenia chłodzącego zasilanego energią promieniowania słonecznego przetwarzanego za pomocą kolektorów słonecznych. Zaprezentowano standardową budowę adsorpcyjnej wytwornicy wody lodowej. Dodatkowo została przedstawiona sytuacja na europejskim rynku systemów klimatyzacji słonecznej.

Słowa kluczowe: promieniowanie słoneczne, klimatyzacja, odnawialne źródła energii, chłodziarki adsorpcyjne.

1. Wprowadzenie

Pozyskanie różnych postaci energii, obok produkcji żywności, stanowi jeden z podstawowych kierunków działania w gospodarce narodowej. Dostępność energii to czynnik stymulujący rozwój gospodarczy kraju. Racjonalna gospodarka energią z uwzględnieniem ochrony środowiska jest zasadniczą drogą zapewnienia bezpieczeństwa energetycznego (Balaras i in., 2005).

Ciągły rozwój cywilizacji prowadzi do wzrostu zapotrzebowania na różne postacie energii, na przykład ciepło, elektryczność, jak również na chłód. W najbliższej przyszłości energetyka konwencjonalna nie będzie już w stanie pokryć rosnących potrzeb energetycznych ludzkości, głównie ze względu na ograniczone zasoby paliw konwencjonalnych oraz degradację środowiska naturalnego. Skutkuje to koniecznością racjonalizacji gospodarki energią oraz szukaniem możliwości wykorzystania niekonwencjonalnych źródeł energii. Do tych ostatnich można zaliczyć energię odnawialną (energia słoneczna, energia geotermalna, energia oddziaływań grawitacyjnych), a także ciepło odpadowe (Balaras i in., 2005).

2. Analiza rynku

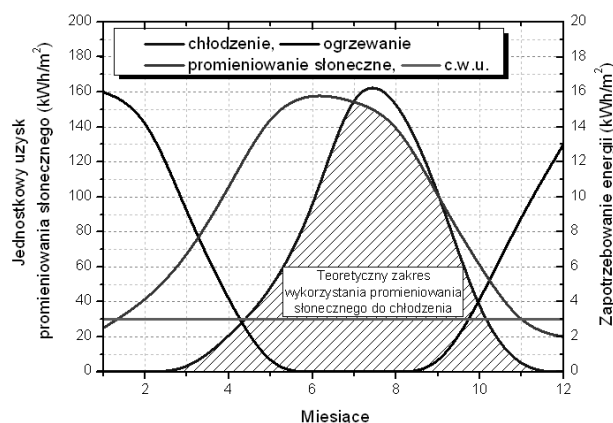
Sektor komunalno-bytowy jest jednym z głównych konsumentów energii we współczesnych gospodarkach krajów rozwiniętych. Powodem takiego stanu rzeczy jest około 50%-owy udział tego sektora w całkowitym zapotrzebowaniu na energię. Udział OZE w pozyskiwaniu ciepła i chłodu w tym sektorze wynosi obecnie około

10%. Większość energii w budynkach, w klimacie zbliżonym do klimatu występującego w naszym kraju, jest wykorzystywana na pokrycie potrzeb związanych z ogrzewaniem i wentylacją pomieszczeń (Besler i Besler, 2008; Jankowski, 2009). Dodatkowo w wyniku wdrażania innowacyjnych nisko energochłonnych technologii w sektorze budownictwa rośnie również zapotrzebowanie na chłód, a tym samym coraz większą rolę odgrywają systemy klimatyzacji małej mocy (od kilku do kilkunastu kW), jak w przypadku nowobudowanych budynków w tak zwanej technologii pasywnej. Dlatego też, wzrost efektywności użytkowania energii, zintegrowanie systemów ogrzewania i chłodzenia ze zwiększeniem udziału źródeł niekonwencjonalnych stanowi jeden z kluczowych elementów rozwoju nowych technologii dla potrzeb pokrycia potrzeb energetycznych w sektorze komunalno-bytowym oraz budynków użyteczności publicznej (Jeziorski, 2009).

Analizując warunki pracy budynków jako systemu energetycznego należy stwierdzić, że maksymalne zapotrzebowanie na chłód występuje w czasie maksymalnych zysków promieniowania słonecznego, tj. w okresie letnim. Zależność taką przedstawiono na rys. 1.

Należy w tym miejscu stwierdzić, że interesującym staje się możliwość wykorzystania tej zależności dla potrzeb klimatyzacji budynków. Ponadto, jak wskazują badania (Rubik, 2006) układy słoneczne mogą być z powodzeniem stosowane nawet w krajach o klimacie umiarkowanym.

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: mturski84@op.pl

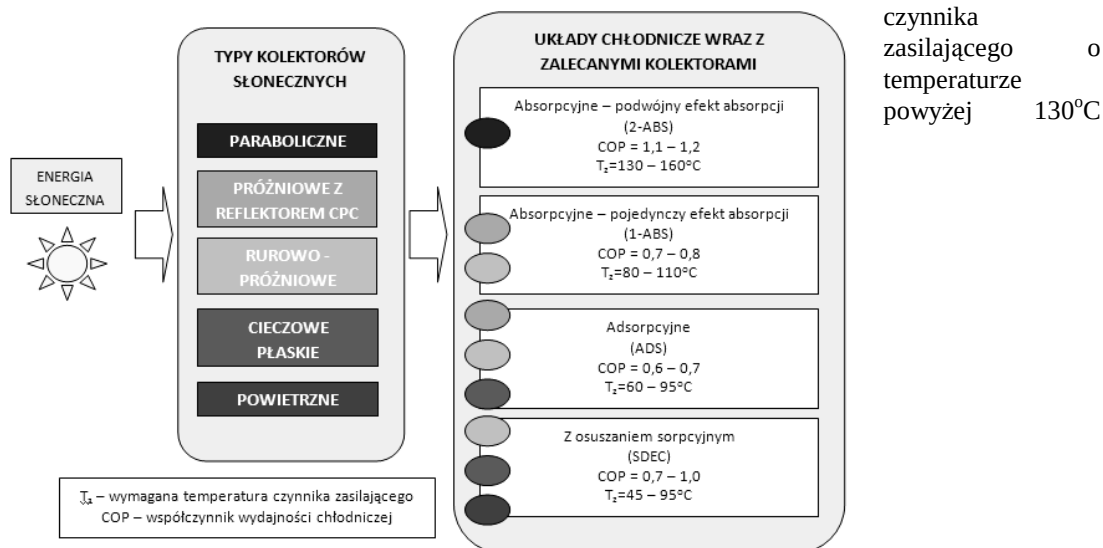


Rys. 1. Jednostkowy uzysk promieniowania słonecznego oraz zapotrzebowania na ciepło i chłód w zależności od pory roku (Kwiecień, 2009)

3. Przetwarzanie energii promieniowania słonecznego dla potrzeb chłodzenia budynków

W celu wykorzystania energii promieniowania słonecznego do procesu chłodzenia można rozważyć dwa podstawowe procesy, tj. konwersję fotowoltaiczną oraz konwersję fototermiczną.

Konwersja fotowoltaiczna polega na bezpośredniej przemianie promieniowania słonecznego w elektryczność za pośrednictwem ogniw fotowoltaicznych. Może być ona następnie wykorzystana do napędu urządzeń elektrycznych w centrali klimatyzacyjnej. Ze względu na niską sprawność ogniw fotowoltaicznych, na poziomie od 3% do 12%, oraz wysoki koszt inwestycyjny, efektywniejsze staje się zastosowanie konwersji fototermicznej (Pluta, 2007). Na korzyść konwersji fototermicznej dodatkowo przemawia fakt, że w celu realizacji tego procesu możemy wykorzystać ogólnie dostępne kolektory słoneczne. Zakres zastosowania podstawowych typów kolektorów słonecznych w poszczególnych układach chłodniczych przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Zakres zastosowań typowych rozwiązań kolektorów słonecznych w poszczególnych układach chłodzenia (nazewnictwo zgodne - PN-EN ISO 9488) (Kwiecień, 2009)

Wyróżniamy trzy podstawowe rodzaje układów, w których można przeprowadzić konwersję promieniowania słonecznego na drodze termicznej (Henning, 2007):

- układy otwarte, w których efekt chłodzenia uzyskiwany jest w wyniku zmiany wilgotności powietrza; do tej grupy można zaliczyć urządzenia z osuszaczem sorpcyjnym wykorzystujące stałe lub płynne sorbenty;
- układy termomechaniczne, w których efekt chłodzenia uzyskuje się dzięki wykorzystaniu energii mechanicznej do napędu urządzeń;
- układy zamknięte, w których efekt chłodzenia uzyskiwany jest w wyniku przemian termochemicznych w urządzeniach absorpcyjnych lub adsorpcyjnych, a także poprzez wykorzystanie promieniowania radiacyjnego w okresie nocy.

Podstawową cechą układów otwartych jest praca oparta na układzie powietrznym. Układ taki staje się szczególnie nieefektywny przy znacznych zyskach ciepła, które należy odprowadzić z budynku poprzez zwiększanie krotności wymian powietrza w pomieszczeniu. Istotną wadą układów otwartych jest możliwość ich stosowania właściwie tylko wtedy, gdy ochładzanie powietrza odbywa się w sposób centralny w jednostce centrali klimatyzacyjnej, a proces uzdatniania powietrza podporządkowany jest jego ochładzaniu. Dodatkowe ograniczenie stanowi brak możliwości uzyskania niskiej temperatury powietrza nawiewanego. Przy obliczeniowej temperaturze zewnętrznej powietrza w okresie letnim $+30^{\circ}\text{C}$ minimalna do uzyskania temperatura powietrza nawiewanego wynosi $+18^{\circ}\text{C}$ (Besler i in., 2008).

Układy termomechaniczne charakteryzują się niską sprawnością oraz wysoką awaryjnością z powodu zastosowania części mechanicznych.

Wśród układów zamkniętych popularnym rozwiązaniem są absorpcyjne zamknięte układy chłodnicze. Pomimo dość wysokiego, jak na ten typ urządzeń, COP na poziomie 1,1–1,2 (przy podwójnym efekcie absorpcji) wymagają one jednak dostarczenia czynnika zasilającego o temperaturze powyżej 130°C

(Kwiecień, 2009). Oczywiście możliwe jest zasilane temperaturą nieco niższą, rzędu 90°C (przy pojedynczym efekcie absorpcji) kosztem jednak znacznej straty efektywności energetycznej COP na poziomie 0,6-0,7. Układ taki wymaga wysokosprawnych kolektorów słonecznych, które będą wydajne jedynie przy największych zyskach promieniowania słonecznego, tj. w szczycie sezonu letniego (jedynie miesiące lipiec i sierpień). Wiąże się więc to ze znacznym skróceniem czasu wykorzystania promieniowania słonecznego dla potrzeb chłodzenia budynku.

Kompromisowym rozwiązaniem pomiędzy chłodniczymi układami otwartymi i absorpcyjnymi układami zamkniętymi są układy adsorpcyjne. Przy temperaturze czynnika zasilającego $60\text{--}95^{\circ}\text{C}$ mogą już być zasilane przez najbardziej rozpowszechnione kolektory słoneczne (cieczowe płaskie) osiągając wartość COP w zakresie 0,6-0,7 (Kwiecień, 2009). Dodatkowo do ich zasilania można wykorzystać niskotemperaturowe ciepło odpadowe. Istnieje także możliwość współpracy z miejską siecią ciepłowniczą. W tego typu układach wykorzystywany jest naturalny czynnik chłodniczy, jakim jest woda. Zaletą adsorpcyjnego układu chłodniczego może być również niewielka ilość części ruchomych, tj. wysoka dyspozycyjność. Do głównych problemów związanych z ich wykorzystywaniem zaliczyć należy wysokie nakłady inwestycyjne (mała produkcja), niska efektywność eksploatacyjna (brak wystarczającej wiedzy dotyczącej ich integracji z pozostałymi elementami instalacji klimatyzacji – wytyczne do projektowania, budowy i montażu), brak sprawdzonych rozwiązań w różnych warunkach pracy układów chłodzenia (Idczak, 2008).

Należy stwierdzić, że ogólnie dostępne są dane dotyczące piętnastu tego typu instalacji, z czego większość w Niemczech, a pozostałe w Indiach, Grecji,

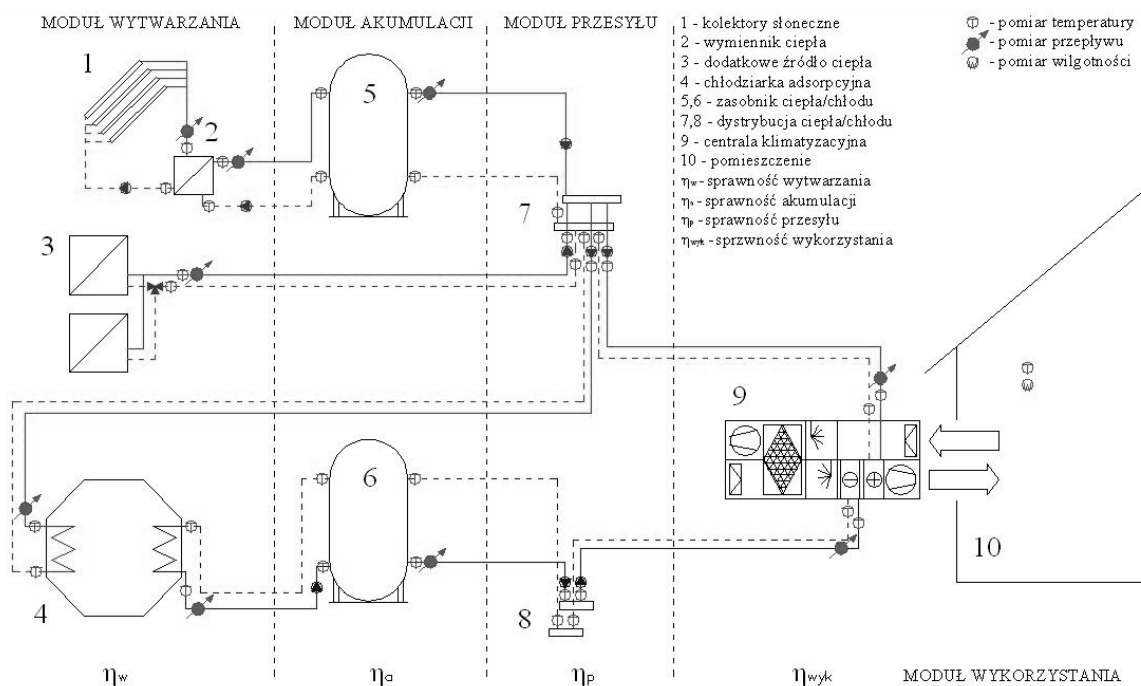
Meksyku, Chinach i Włoszech. Przykłady te odnoszą się głównie do instalacji o mocach chłodniczych powyżej 50 kW (Idczak, 2008; Isaksson, 2004). Natomiast w zakresie małych mocy, od kilku do kilkunastu kW, znikoma jest ilość wyników dotyczących koncepcji rozwiązań wykorzystania promieniowania słonecznego do chłodzenia budynków. Konieczność szukania tego typu rozwiązań wymuszają dynamicznie przeprowadzane termomodernizacje istniejących budynków, jak również budowa nowych budynków o skrajnie niskiej energochłonności. Należy tutaj podkreślić, że bezpośrednie przenoszenie doświadczeń i wiedzy z układów o średniej i dużej mocy na układy małej mocy stwarza znaczne problemy, zwłaszcza w czasie weryfikacji tych rozwiązań w rzeczywistych warunkach pracy.

4. Budowa układu

Ogólny schemat słonecznego adsorpcyjnego układu klimatyzacyjnego powinien składać się z czterech podstawowych modułów: modułu wytwarzania, modułu akumulacji, modułu przesyłu i modułu wykorzystania.

Moduł wytwarzania odpowiadać będzie za sprawność wytwarzania ciepła i chłodu. Będzie on zawierał układ kolektorów słonecznych, dodatkowe źródło ciepła oraz chłodziarkę adsorpcyjną. Moduł akumulacji tworzyć będą zasobniki ciepła i chłodu. Dla tego modułu wielkościami charakterystycznymi będzie sprawność przesyłu ciepła i chłodu. Moduły przesyłu i wykorzystania pozwalają na określenie i skonfigurowanie pod kątem możliwych do uzyskania w danych warunkach mocy chłodniczych.

Ogólny schemat słonecznego adsorpcyjnego układu klimatyzacyjnego zaprezentowano na rys. 3.



Rys. 3. Schemat słonecznego adsorpcyjnego układu klimatyzacyjnego

Kolektor słoneczny absorbuje energię promieniowania słonecznego. Kolektor najczęściej umieszczany jest na dachu budynku od strony południowej. Nierzadko spotykane jest umiejscowienie kolektorów słonecznych w sąsiedztwie budynku. Energia za pośrednictwem nośnika ciepła jest transportowana do zasobnika ciepła. W przypadku klimatu, w którym występują temperatury otoczenia poniżej 0°C w kolektorach słonecznych stosuje się ciecz o obniżonej temperaturze krzepnięcia (na przykład wodny roztwór glikolu). Tego typu konstrukcja obliuguje do wyposażenia układu dodatkowo w wymiennik ciepła. Ciepło z zasobnika służy do napędu termochemicznego urządzenia chłodniczego działającego w układzie zamkniętym, jakim jest chłodziarka adsorpcyjna. W układach kombinowanych ciepło z zasobnika może być wykorzystane do podgrzewu ciepłej wody użytkowej, procesu technologicznego, bądź w okresie zimowym do ogrzewania budynku.

W systemach słonecznych adsorpcyjnych instalacji klimatyzacyjnych stosowane są najczęściej kolektory cieczowe płaskie, rurowo-próżniowe i próżniowe z reflektorem CPC. Aby zabezpieczyć układ pod kątem ciągłości funkcjonowania w czasie o obniżonej wartości promieniowania słonecznego stosuje się dodatkowe źródło ciepła do wspomagania kolektorów słonecznych.

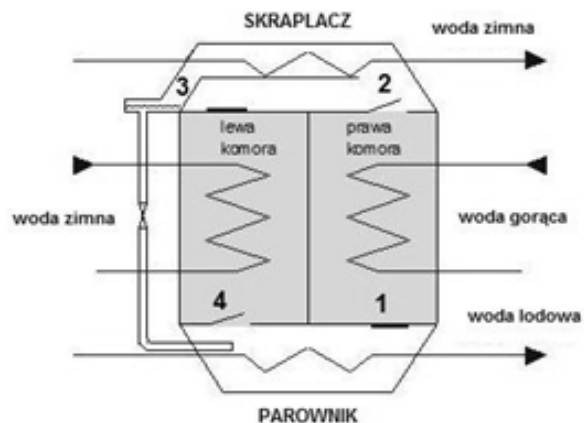
5. Adsorpcyjna wytwornica wody lodowej

Do podstaw chłodzenia adsorpcyjnego można przyporządkować kilka zasad. Jako czynnik chłodzący wykorzystywana jest woda. W niskim ciśnieniu, rzędu 10-20 mmHg, woda zaczyna parować w temperaturze pokojowej (Rubik, 2006). Podczas parowania pobierane jest ciepło z otoczenia i dzięki temu zjawisku realizowane jest chłodzenie w cyklu adsorpcyjnym. Następnie woda jest skraplana wewnątrz urządzenia. Oznacza to, że system chłodzenia adsorpcyjnego jest systemem zamkniętym. Podstawą adsorpcji w procesie chłodzenia jest pobieranie par wody poprzez materiał sorpcyjny – adsorbent i osadzanie na jego rozbudowanej powierzchni (najczęściej silikażelu lub zoolitach). Taki proces często jest stosowany do osuszania powietrza. Adsorbent może być regenerowany poprzez doprowadzenie odpowiedniego ładunku ciepła. Adsorbentem może być materiał, który nie zmieni swoich właściwości strukturalnych na skutek zawilgocenia. Proces regeneracji realizowany poprzez podniesienie temperatury jest odwracalny i nieograniczenie wiele razy powtarzalny.

Proces parowania jest zależny od temperatury i ciśnienia. Pod wpływem ciśnienia atmosferycznego (760 mmHg) woda paruje w 100°C . Jeżeli zostanie obniżone ciśnienie temperatura parowania wody również obniży się. Przy osiągnięciu odpowiedniej wartości podciśnienia woda może parować w temperaturze pokojowej. Kiedy woda spłynie obiegiem ze skraplacza do naczynia parownika następuje proces intensywnego parowania przy pobieraniu energii w postaci ciepła z otoczenia (GBU, 1999).

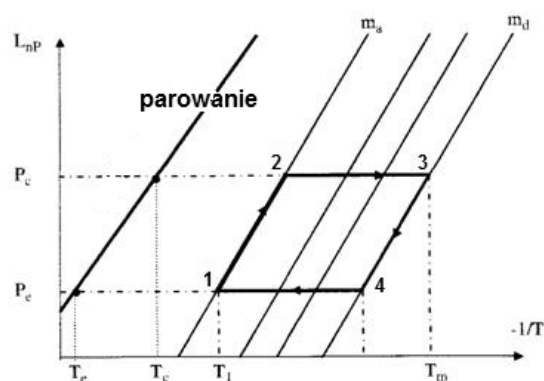
Schemat i zasady działania adsorpcyjnego urządzenia

ziębniczego przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Schemat ideowy adsorpcyjnego urządzenia chłodniczego (Rubik, 2006)

Podstawowy cykl adsorpcyjny dla celów chłodzenia składa się z czterech reprezentatywnych procesów przedstawionych na rys. 5.



Rys. 5. Cykl ideowy adsorpcyjnego urządzenia chłodniczego na diagramie Clapeyron'a (Rubik, 2006)

W procesie 1 – 2 adsorbent jest ogrzewany przez energię promieniowania słonecznego do momentu, aż ciśnienie osiągnie poziom pozwalający na desorpcję czynnika roboczego (stan 2). Podczas procesu 2 – 3 oprócz energii cieplnej promieniowania słonecznego jest realizowana desorpcja par czynnika roboczego, który skrapla się w skraplaczu pod wpływem chłodzenia powietrzem, czy też obiegiem wody zimnej. W stanie 3, gdy adsorbent osiąga maksymalną temperaturę, energia z kolektorów słonecznych przestaje być dostarczana. Konieczność chłodzenia adsorbentu powoduje spadek ciśnienia w adsorberze (proces 3 – 4). W tym czasie ciekły czynnik roboczy przepływa do parownika. Kiedy ciśnienie w parowniku osiągnie poziom pozwalający na proces parowania w temperaturze w nim panującej zawór zostaje otwarty (stan 4). Temperatura w parowniku obniża się na skutek parowania, a pary czynnika roboczego są adsorbowane przez materiał sorpcyjny, co powoduje efekt chłodzenia (proces 4 – 1).

6. Podsumowanie

W ramach analizowanego problemu można stwierdzić, że w ilości układów chłodniczych zasilanych termicznie zdecydowanie przoduje Europa, na terenie której funkcjonuje ponad połowa tego typu systemów na całym świecie, głównie w Niemczech i Hiszpanii. Należy zaznaczyć, że przykłady te odnoszą się głównie do instalacji o mocach chłodniczych powyżej 50 kW. Natomiast w zakresie małych mocy, tj. od kilku do kilkunastu kW niewielka jest ilość wyników dotyczących koncepcji rozwiązań wykorzystania promieniowania słonecznego do chłodzenia budynków. Konieczność szukania tego typu rozwiązań wymuszają dynamicznie przeprowadzane termomodernizacje istniejących budynków, jak również budowa nowych budynków o skrajnie niskiej energochłonności. Należy tutaj podkreślić, że bezpośrednie przenoszenie doświadczeń i wiedzy z układów o średniej i dużej mocy na układy małej mocy stwarza znaczne problemy, zwłaszcza w czasie weryfikacji tych rozwiązań w rzeczywistych warunkach pracy.

Literatura

- Balaras C. A., Grosman G., Henning H. M., Infante Ferreira C. A., Podesser E., Wang L., Wiemken E. (2005). Solar air conditioning in Europe – an overview. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*.
- Besler G.J., Besler M. (2008). Mikroklimat pomieszczeń – prognozy rozwoju i kierunki badań. *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja*, 2/2008.
- Besler M., Kowalski P., Kwiecień D., Schwitalla A. (2008). Solarne systemy klimatyzacyjne SDEC. *Instal*, 1/2008, 36-42.

- GBU (1999). Adsorption chiller NAK. *GBU mbH Wiesenstraße 5, D-64625 Bensheim, German*.
- Henning H. M. (2007). Solar assisted air conditioning of buildings – an overview. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 10, 1739-1749.
- Idczak M. (2008). Współczesne technologie wykorzystania ciepła do produkcji chłodu małej wydajności. W: *Materiały konferencyjne*, Warszawa 2008.
- Isaksson C. (2004). Solar Cooling. *Österreichische Energieagentur – Austrian Energy Agency*, Wien.
- Jankowski B. (2009). Perspektywy rozwoju energetyki w Polsce. *Energia i Budynek*, 4/2009.
- Jeziorski M. (2009). Polski sektor energetyczny na tle europejskim. *Energia i Budynek*, 5/2009.
- Kwiecień D. (2009). Kolektory słoneczne w solarnych systemach klimatyzacyjnych. W: *Materiały konferencyjne Forum Wentylacja, Salon Klimatyzacja*, Warszawa 2009.
- Pluta Z. (2007). Słoneczne instalacje energetyczne. *Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej*, Warszawa.
- Renewable Energy Technology Roadmap (2007). *European Renewable Energy Council* www.erec.org.
- Rubik M. (2006). Klimatyzacja solarna – możliwości i tendencje rozwoju. *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja*, 10/2006.

SYSTEMS OF THE AIR-CONDITIONING OF BUILDINGS POWERED WITH THE SOLAR RADIATION ENERGY

Abstract: In this article systems of the air-conditioning of buildings with the solar energy utilization were described. There was also presented a demonstration system of the air-conditioning with using the solar driven adsorption chiller. Benefits coming from applying solar systems to the air-conditioning were shown. A standard structure of the adsorption chiller was presented. Energy problems in European Union countries were also considered.

BADANIA SEPARACJI CO₂ NA WYBRANYCH SORBENTACH METODĄ ADSORPCJI ZMIENNOCIŚNIENIOWEJ PSA

Dariusz WAWRZYŃCZAK*, Izabela MAJCHRZAK-KUCĘBA, Wojciech NOWAK

Wydział Inżynierii i Ochrony Środowiska, Politechnika Częstochowska, ul. Dąbrowskiego 73, 42-200 Częstochowa

Streszczenie: Przedstawiono rezultaty badań nad zastosowaniem wybranych sorbentów komercyjnych i syntezowanych z popiołów lotnych w adsorpcyjnej metodzie separacji dwutlenku węgla z gazów pochodzących ze spalania węgla w atmosferze wzbogaconej tlenem, jako jednej z metod wychwytywania CO₂ po procesie spalania. Jako gaz surowy zastosowano symulowaną mieszaninę gazów spalinowych zawierających CO₂, N₂, O₂, która podlegała rozdzielaniu w dwukolumnowej instalacji adsorpcji zmiennociśnieniowej PSA. Proces prowadzono przy różnym ciśnieniu i przepływach gazu zasilającego oraz różnych udziałach strumienia gazu płuczącego. Dla wybranej konfiguracji procesu przedstawiono wyniki w postaci średniego stężenia dwutlenku węgla w produkcie niskociśnieniowym i odzysku CO₂ z gazu surowego.

Słowa kluczowe: adsorpcja zmiennociśnieniowa, PSA, dwutlenek węgla, separacja gazów, zeolity.

1. Wprowadzenie

Przyjęte przez Parlament Europejski projekty legislacyjne (określane jako pakiet klimatyczny) umożliwią osiągnięcie ogólnych celów w zakresie przeciwdziałania zmianom klimatycznym (2009/28/WE, 2009/29/WE, 2009/30/WE, 2009/31/WE, 2009/406/WE, Rozporządzenie PE nr 443/2009). Unia Europejska zamierza ograniczyć do 2020 roku emisję gazów cieplarnianych o 20%, zwiększyć udział źródeł odnawialnych w bilansie energetycznym do 20% oraz podnieść o 20% efektywność energetyczną.

Wśród gazów cieplarnianych duży udział przypada na dwutlenek węgla, którego redukcję emisji można realizować na różne sposoby: poprzez podniesienie sprawności urządzeń, konwersji oraz przesyłu energii, stosowanie nowych technologii, czy też paliw o niższej zawartości węgla. W przypadku energetyki dąży się jednak do wprowadzenia niskoemisyjnych technologii węglowych, które wymagają zastosowania procesu separacji CO₂ z gazów a następnie jego magazynowaniu, bądź zastosowaniu jako produktu do innych celów. Ponieważ polska energetyka oparta jest w 90% na węglu kamiennym i brunatnym, jesteśmy zobligowani (poza koniecznością zwiększenia udziału energii odnawialnej poprzez budowę na przykład: elektrowni wiatrowych, atomowych, czy zwiększenia udziału biomasy jako paliwa) do poszukiwania rozwiązań pozwalających na skuteczną i efektywną redukcję dwutlenku węgla, powstającego w olbrzymich ilościach podczas spalania paliw.

Według IPCC największa ilość energii na świecie pochodziła ze spalania paliw kopalnych – 86%, a około 75% całkowitej emisji CO₂ to emisja antropogeniczna, w której największy udział ma sektor energetyczny i przemysłowy. Około 38% energii wytworzonej na świecie w 2000 roku (IPCC, 2005) pochodziło z węgla. W Unii Europejskiej ma on szczególne znaczenie; jest od dawna najważniejszym paliwem kopalnym stosowanym w produkcji energii elektrycznej (około 30% udziału w produkcji energii elektrycznej), a jednocześnie powodującym największą emisję dwutlenku węgla – 24% całkowitej emisji CO₂. Jednocześnie uważa się (KOM, 2006), że węgiel w najbliższych dziesięcioleciach powinien pozostać alternatywą, umożliwiającą pokrycie zasadniczego zapotrzebowania na energię elektryczną, którego nie mogą zaspokoić inne źródła odnawialne.

Emitowany dwutlenek węgla można wydzielić ze spalin stosując następujące metody separacji: wychwytywanie CO₂ po procesie spalania (*post-combustion*), przed spalaniem na etapie konwersji paliwa (*pre-combustion*), oraz spalanie tlenowe (*oxy-combustion*), zaś dostępne techniki separacji CO₂ opierają się na: absorpcji chemicznej oraz fizycznej, adsorpcji, separacji kriogenicznej czy membranowej.

Głównym celem zastosowania technologii wychwytywania CO₂ są duże, scentralizowane źródła jak: elektrownie opalane paliwami kopalnymi, rafinerie, huty, cementownie, itp. (IPCC, 2005). Oczekuje się, że zrównoważone technologie paliw kopalnych, a w szczególności CCS pozwolą wyeliminować do 90% emisji CO₂ z elektrowni (KOM, 2006). Co prawda

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: dwawrzynczak@is.pcz.czest.pl

technologia wychwytywania CO_2 powinna być uwzględniana już na etapie projektowania elektrowni w celu efektywnej optymalizacji całkowitej jej sprawności, ale może być również zastosowana do obecnych jednostek jako dodatkowa opcja (tak zwany retrofitting). W istniejących elektrowniach znajduje zastosowanie przede wszystkim metoda wychwytywania CO_2 po procesie spalania. Ponadto istnieje również możliwość przystosowania obecnych kotłów do spalania w atmosferze wzbogaconej tlenem do zawartości 28% O_2 , bez konieczności adaptacji kotła (Jäntti i in., 2006). Pozwala to na uzyskanie wyższej zawartości dwutlenku węgla, zmniejszając jednocześnie objętość spalin.

Podjęte zostały próby zastosowania technologii adsorpcyjnej do usuwania CO_2 ze spalin kotłowych (Gomes i Yee, 2002; Chou i Chen, 2004). Z uwagi na dość znaczne obniżenie sprawności elektrowni (Riemer, 1996) przy zastosowaniu technik separacji CO_2 (około 10%), rozdział gazu techniką adsorpcji zmiennociśnieniowej (PSA) przeprowadzono przy niewielkich nadciśnieniach gazu zasilającego złożę kolumn adsorpcyjnych. Przeprowadzone badania pozwoliły na określenie średniego stężenia CO_2 w produkcie niskociśnieniowym (wzbogaconym w CO_2) oraz odzysku dwutlenku węgla z gazu zasilającego. Do badań wybrano jeden z czterech rozpatrywanych sorbentów (dwóch sorbentów komercyjnych i dwóch sorbentów otrzymanych na bazie popiołów lotnych), który wykazał się największą pojemnością sorpcyjną względem CO_2 , określoną na podstawie analizy termogravimetrycznej.

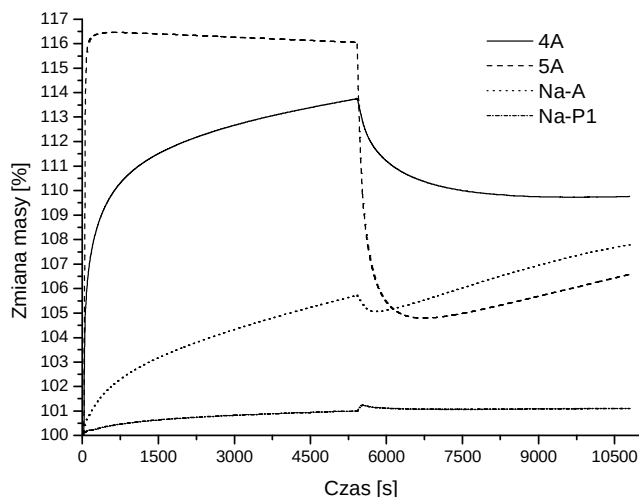
2. Badanie separacji dwutlenku węgla metodą adsorpcji zmiennociśnieniowej

2.1. Określenie pojemności sorpcyjnej wybranych sorbentów

Pojemność sorpcyjną względem dwutlenku węgla określono poprzez wykonanie analizy termogravimetrycznej. W badaniach uwzględniono cztery sorbenty w postaci sypkiej: zeolity komercyjne: 4A, 5A, oraz zeolity otrzymane z popiołów lotnych: Na-P1 – metodą hydrotermalną (Shigemoto i in., 1993) oraz Na-A – metodą fuzji z NaOH (Querol i Moreno, 2007).

Analizę przeprowadzono po uprzednim wygrzaniu około 15 mg próbki w temperaturze 360°C przez 30 minut w atmosferze azotu. Sorpcję i desorpcję przeprowadzono odpowiednio w atmosferze CO_2 oraz N_2 w temperaturze 25°C w ciągu 90 minut. Otrzymane wyniki zostały przedstawione na rys. 1.

Śród analizowanych sorbentów największą adsorpcją charakteryzuje się zeolit 5A – około 16,5% wag., dlatego też został wybrany do procesu rozdziału gazu metodą adsorpcji zmiennociśnieniowej PSA.



Rys. 1. Profil adsorpcji i desorpcji CO_2 dla zeolitu 4A, 5A oraz Na-A, Na-P1

2.2. Ustalenie parametrów pracy instalacji PSA

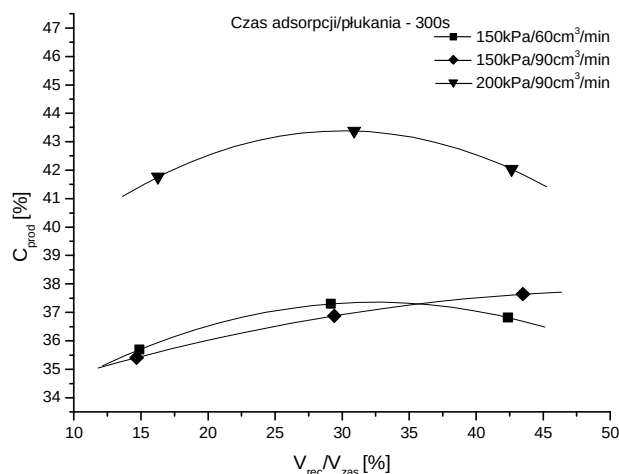
Na podstawie przeprowadzonych prób rozdziału mieszaniny gazowej o składzie 30 % CO_2 , 10 % O_2 , 60 % N_2 dla stałego czasu adsorpcji (300 s), ciśnienia gazu zasilającego (150 kPa) oraz ciśnienia końcowego rozprężania (około 100 kPa), przy różnych wartościach ciśnienia dla etapów: wyrównania ciśnienia w kolumnach, jak również rozprężania współprądowego, do dalszych badań wybrano konfigurację, w której we wzbogaconym produkcie stężenie CO_2 wyniosło $C_{\text{prod}} > 37\%$, zaś odzysk $R_{\text{eco}} > 45\%$. Wartości te uzyskano dla procesu adsorpcji prowadzonego przy ciśnieniu 150 kPa, wyrównaniu ciśnienia między kolumnami do 125 kPa, następnie dalszego rozprężania współprądowego kolumny do ciśnienia 120 kPa, poprzedzającego etap rozprężania przeciwnądowego do ciśnienia atmosferycznego, tj. około 100 kPa. Konfiguracja ta została uwzględniona w dalszych badaniach, zaś dla procesu adsorpcji prowadzonego przy wyższym ciśnieniu – 200 kPa wartości ciśnienia dla etapu wyrównania ciśnienia i rozprężania przyjęto proporcjonalnie wyższe, tj. 150 kPa i 140 kPa. Wszystkie wartości ciśnienia odnoszą się do ciśnienia bezwzględnego.

2.3. Separacja CO_2 metodą adsorpcji zmiennociśnieniowej

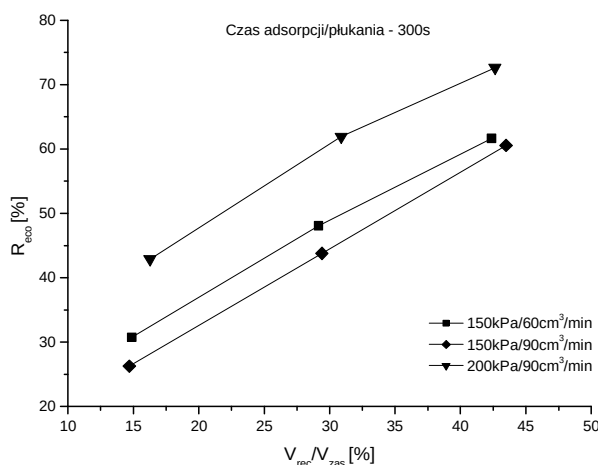
Proces separacji dwutlenku węgla z symulowanej mieszaniny gazów spalinowych zawierających 30% CO_2 , 10% O_2 , 60% N_2 przeprowadzono w dwukolumnowej, laboratoryjnej instalacji PSA, wypełnionej granulowanym sorbentem 5A o średnicy około 4,5 mm. Pomiary stężenia CO_2 prowadzone były z dokładnością $\pm 1\%$, przepływu $\pm 3\%$, a ciśnienia $\pm 0,25\%$. Zmiany ciśnienia podczas procesu utrzymywane były w zakresie ± 2 kPa, strumienia ± 3 cm^3/min , zaś cały proces odbywał się w temperaturze otoczenia, tj. $28^\circ\text{C} \pm 3^\circ\text{C}$. Badania przeprowadzono przy strumieniu gazu zasilającego około 60 cm^3/min i 90 cm^3/min oraz udziale strumienia gazu płuczącego kolumnę (gazu po procesie adsorpcji z przeciwnej

kolumny - recyrkulowanego) do gazu zasilającego V_{rec}/V_{zas} równego: 15%, 30%, 45%. W przypadku większego strumienia gazu zasilającego proces adsorpcji prowadzono przy dwóch ciśnieniach 150 kPa oraz 200 kPa. Doświadczenie prowadzono do momentu ustalenia stanu równowagi – CSS (*cyclic steady state*) tak, aby z dwóch ustalonych cykli pracy instalacji można było określić średnie stężenie dwutlenku węgla w produkcie niskociśnieniowym (wzbogaconym w CO_2) – C_{prod} oraz odzysk CO_2 z gazu zasilającego – R_{eco} . Uzyskane wyniki zostały przedstawione na rysunkach 2-9. Przedstawione krzywe zgodnie z legendą uwzględniają: ciśnienie prowadzenia procesu adsorpcji/średni strumień gazu podczas procesu adsorpcji, tj.: 150kPa/60cm³, 150kPa/90cm³, 200kPa/90cm³ i strumień gazu płuczącego V_{rec}/V_{zas} : 15%, 30% i 45% w zależności od czasu adsorpcji/płukania wynoszącego: 300s, 600s, 900s, 1800s.

Dla czasu adsorpcji/płukania 300 sekund i ciśnienia adsorpcji 150 kPa nie osiągnięto znacznego wzbogacenia gazu w dwutlenek węgla (rys. 2). Wzrost ciśnienia adsorpcji ze 150 kPa do 200 kPa dla przepływu 90cm³/min spowodował wzrost stężenia CO_2 w produkcie niskociśnieniowym o około 6%, tj. do 43,5% przy odzysku CO_2 wynoszącym ok. 62 % (rys. 3) dla $V_{rec}/V_{zas} = 31\%$.



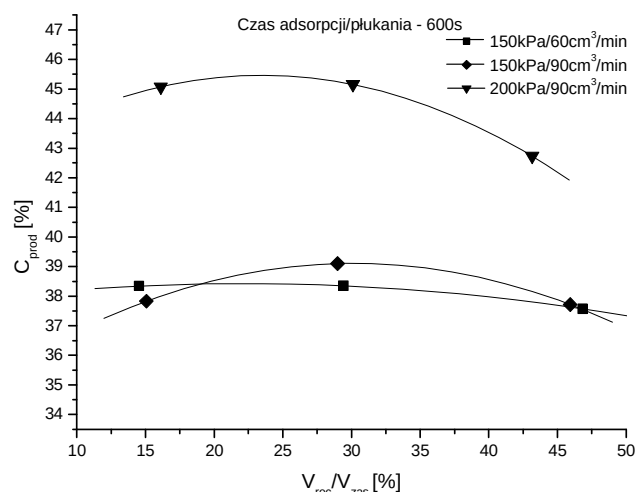
Rys. 2. Wpływ strumienia gazu płuczącego na stężenie CO_2 podczas 300 s procesu adsorpcji



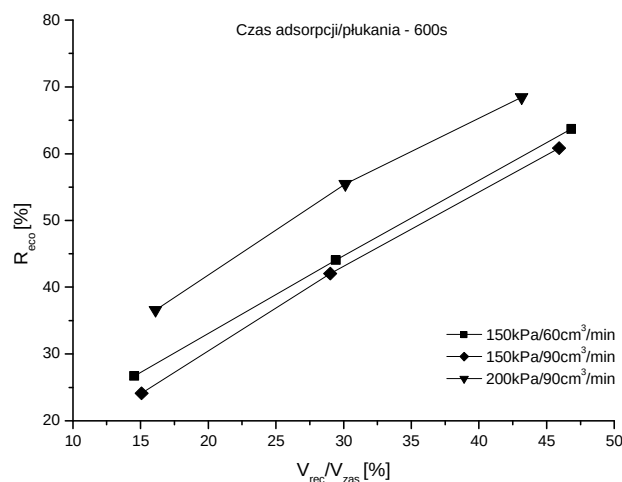
Rys. 3. Wpływ strumienia gazu płuczącego na odzysk CO_2 podczas 300 s procesu adsorpcji

W przypadku adsorpcji realizowanej przez 600 sekund

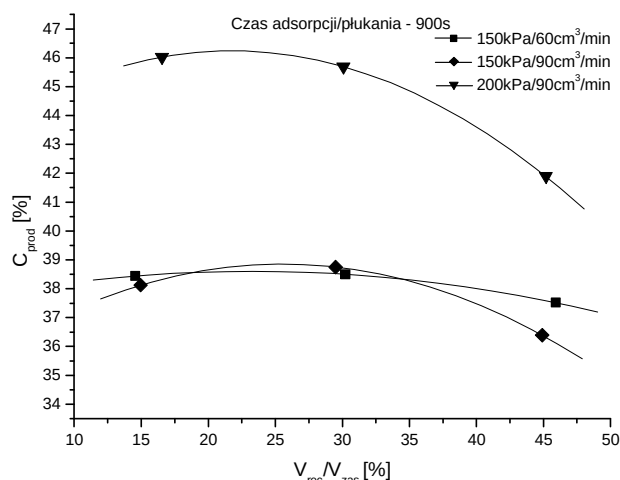
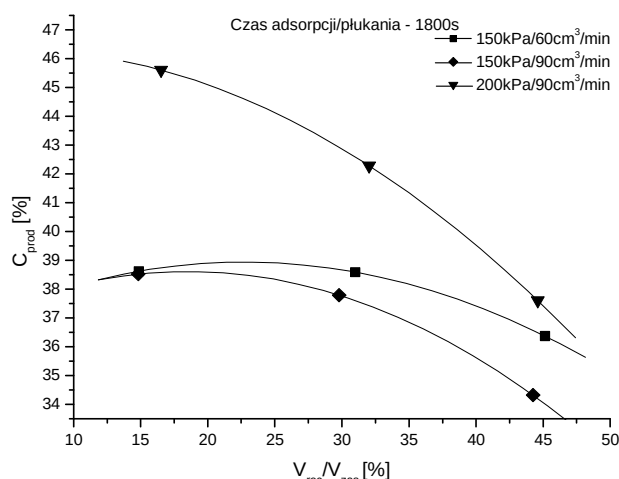
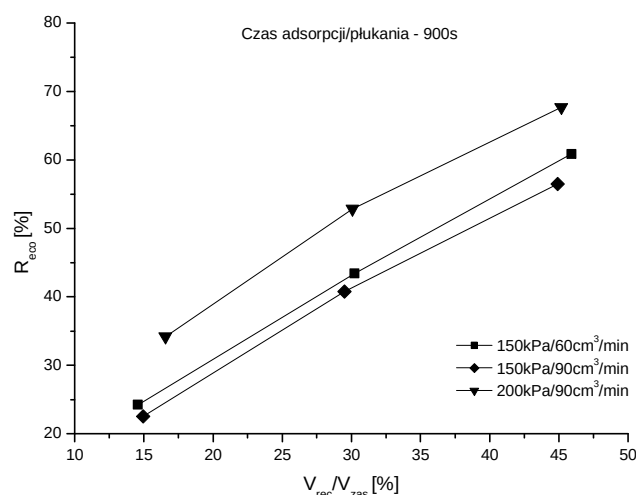
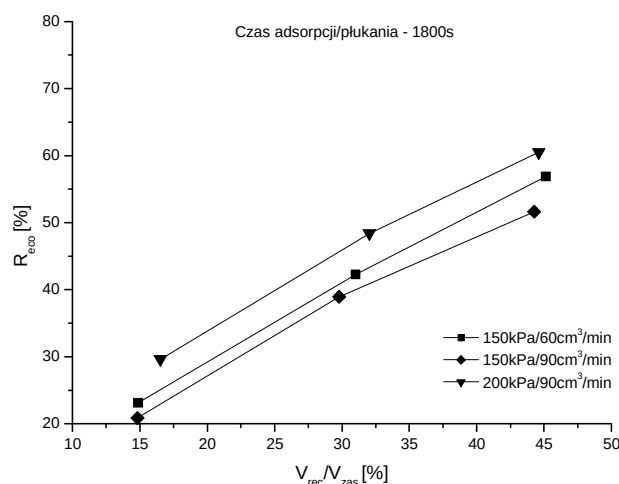
przy ciśnieniu 200 kPa i udziale strumienia gazu płuczącego do zasilającego $V_{rec}/V_{zas} = 23\%$ stężenie CO_2 wyniosło 45,5%, zaś odzysk CO_2 46%. Jednocześnie dla takiej samej konfiguracji, lecz przy ciśnieniu adsorpcji 150kPa i $V_{rec}/V_{zas} = 30\%$ stężenie dwutlenku węgla wyniosło nieco ponad 39%, zaś odzysk CO_2 około 43%. Dla mniejszego strumienia gazu zasilającego – 60 cm³/min wzrosła natomiast ilość odzyskanego CO_2 o około 2%, ale stężenie CO_2 w produkcie niskociśnieniowym było za to niższe. Wyższe stężenie dla przepływu 60 cm³/min i ciśnienia 150 kPa można uzyskać jedynie w przypadku strumienia gazu płuczącego V_{rec}/V_{zas} poniżej 18%, lecz wiąże się to również z niższym odzyskiem dwutlenku węgla – poniżej 33% (rys. 4 i 5).



Rys. 4. Wpływ strumienia gazu płuczącego na stężenie CO_2 podczas 600 s procesu adsorpcji



Rys. 5. Wpływ strumienia gazu płuczącego na odzysk CO_2 podczas 600 s procesu adsorpcji

Rys. 6. Wpływ strumienia gazu płuczącego na stężenie CO₂ podczas 900 s procesu adsorpcjiRys. 8. Wpływ strumienia gazu płuczącego na stężenie CO₂ podczas 1800 s procesu adsorpcjiRys. 7. Wpływ strumienia gazu płuczącego na odzysk CO₂ podczas 900 s procesu adsorpcjiRys. 9. Wpływ strumienia gazu płuczącego na odzysk CO₂ podczas 1800 s procesu adsorpcji

Dla 900 sekundowej adsorpcji i $V_{rec}/V_{zas} = 22\%$ najwyższe osiągnięte stężenie CO₂ wyniosło 46,2% przy odzysku 42%; proces realizowany był dla ciśnienia 200 kPa i strumienia gazu zasilającego 90cm³/min. W pozostałych konfiguracjach stężenie dwutlenku węgla we wzbogaconym produkcie nie przekroczyło 39%.

Kolejne doświadczenie wykonane dla czasu adsorpcji/płukania 1800 sekund nie spowodowało dalszego wzrostu stężenia CO₂ w produkcie niskociśnieniowym. Dla adsorpcji realizowanej przy ciśnieniu 200 kPa, strumieniu gazu zasilającego 90cm³/min i $V_{rec}/V_{zas} = 15\%$ stężenie dwutlenku węgla nie przekroczyło 46%. Zmalała także wartość odzysku CO₂ – poniżej 30% (rys. 8 i 9).

3. Podsumowanie

W przeprowadzonych badaniach rozdziału mieszaniny gazowej, zawierającej w swoim składzie CO₂, O₂, N₂ na syntetycznym sorbencie 5A dla założonych parametrów, najwyższe średnie stężenie dwutlenku węgla, jakie osiągnięto w produkcie niskociśnieniowym (wzbogaconym) wyniosło 46,2% przy odzysku CO₂ 42%. Wartości te otrzymano dla procesu adsorpcji/płukania realizowanego przez 900 sekund i przy udziale strumienia gazu płuczącego do strumienia gazu zasilającego $V_{rec}/V_{zas} = 22\%$.

Na podstawie przedstawionych wyników należy stwierdzić, iż w celu osiągnięcia najwyższego średniego stężenia CO₂ dla danych parametrów (ciśnienie, strumień gazu zasilającego, temperatura), wraz ze wzrostem czasu adsorpcji maleje udział strumienia gazu płuczącego do strumienia gazu zasilającego V_{rec}/V_{zas} . Wzrost ciśnienia adsorpcji o 50 kPa pozwolił na uzyskanie wyższego stężenia CO₂ w produkcie niskociśnieniowym o 4,5-6,5%. Czas adsorpcji wynoszący 1800 s wpłynął niekorzystnie na proces separacji – dla ciśnienia 200 kPa, strumienia

gazu zasilającego $90\text{cm}^3/\text{min}$ i $V_{\text{rec}}/V_{\text{zas}} = 15\%$ stężenie wyniosło poniżej 46%, a odzysk nie przekroczył 30%.

Literatura

- Chou Ch.-T., Chen Ch.-Y. (2004). Carbon dioxide recovery by vacuum swing adsorption. *Separation and Purification Technology*, Vol. 39, No. 1-2, 51-65.
- Decyzja Parlamentu Europejskiego i Rady nr 2009/406/WE z dnia 23 kwietnia 2009 r. w sprawie wysiłków podjętych przez państwa członkowskie, zmierzających do zmniejszenia emisji gazów cieplarnianych w celu realizacji do roku 2020 zobowiązań Wspólnoty dotyczących redukcji emisji gazów cieplarnianych.
- Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/28/WE z dnia 23 kwietnia 2009 r. w sprawie stosowania energii ze źródeł odnawialnych.
- Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/29/WE z dnia 23 kwietnia 2009 r. zmieniająca dyrektywę 2003/87/WE w celu usprawnienia i rozszerzenia wspólnotowego systemu handlu uprawnieniami do emisji gazów cieplarnianych.
- Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/30/WE z dnia 23 kwietnia 2009 r. zmieniająca dyrektywę 98/70/WE odnoszącą się do specyfikacji benzyny i olejów napędowych oraz wprowadzająca mechanizm monitorowania i ograniczania emisji gazów cieplarnianych.
- Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/31/WE z dnia 23 kwietnia 2009 r. w sprawie geologicznego składowania dwutlenku węgla.
- Gomes V.G., Yee K. (2002). Pressure swing adsorption for carbon dioxide sequestration from exhaust gases. *Separation and Purification Technology*, Vol. 28, No. 2, 161-171.
- IPCC (2005). Special Report on Carbon Dioxide Capture and Storage.
- Jäntti T., Eriksson T., Hotta A., Hyppänen T., Nuritimo K. (2006). Circulating fluidized-bed technology – toward zero CO₂ emissions. W: Power-gen Europe 2006, Cologne, Germany, 2006.
- Komunikat Komisji do Rady i Parlamentu Europejskiego zrównoważona produkcja energii z paliw kopalnych: cel – niemal zerowa emisja ze spalania węgla po 2020r., 10.01.2007, KOM (2006) 843 wersja ostateczna.
- Querol X., Moreno N. (2007). Synthesis of high ion exchange zeolites from coal fly ash. *Geologica Acta*, Vol. 5, No. 1, 49-57.
- Riener P. (1996). Greenhouse Gas Mitigation Technologies, an Overview of the CO₂ Capture, Storage and Future Activities of the IEA Greenhouse Gas R&D Programme. *Energy Conversion and Management*, Vol. 37, No. 6-8, 665-670.
- Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (WE) nr 443/2009 z dnia 23 kwietnia 2009 r. określające normy emisji dla nowych samochodów osobowych w ramach zintegrowanego podejścia Wspólnoty na rzecz zmniejszenia emisji CO₂ z lekkich pojazdów dostawczych.
- Shigemoto N., Hayashi H., Miyaura K. (1993). Selective formation of Na-X zeolite from coal-fly ash by fusion with sodium hydroxide prior to hydrothermal reaction. *Journal of Material Science*, Vol. 28, No. 17, 4781-4786.

CO₂ SEPARATION RESEARCH ON SELECTED SORBENTS BY PRESSURE SWING ADSORPTION METHOD

Abstract: The paper presents the research results of applying selected commercial sorbents and synthesized from fly ash ones in adsorption method applying for carbon dioxide separation from flue gases emitted during coal burning, in oxygen-enriched atmosphere, as the one of the post-combustion CO₂ capture methods. The feed gas is a simulated flue gas mixture containing: CO₂, N₂, O₂ separated in two-bed pressure swing adsorption (PSA) installation. The process was carried out under different pressures and velocity of feed gas as well as different purge ratios. The results of average concentration of CO₂ in low-pressure product and average recovery of CO₂ from feed gas were presented for specific configuration of conducted process.

Prace przeprowadzono w ramach projektu finansowanego ze środków Mechanizmu Finansowanego EOG oraz Norweskiego Mechanizmu Finansowego (E031/T02/2008/02/85)

This work was carried out with support from the Project supported by a grant from Iceland, Liechtenstein and Norway through the EEA Financial Mechanism and the Norwegian Financial Mechanism (E031/T02/2008/02/85).

ANALIZA TECHNICZNO-EKONOMICZNA WYKORZYSTANIA BIOMASY STAŁEJ JAKO PALIWA

Anna Werner-Juszczuk*, Andrzej Stempniak

Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45 A, 15-351 Białystok

Streszczenie: W artykule przedstawiono analizę techniczno-ekonomiczną kotłowni o mocy 300 kW opalanych trzema rodzajami biomasy: zrębkami drzewnymi, peletami oraz drewnem kawałkowym. Dokonano doboru urządzeń trzech kotłowni zasilanych różnymi rodzajami biomasy drzewnej. Przedstawiono schematy konstrukcyjne poszczególnych rozwiązań. Dokonano oszacowania nakładów inwestycyjnych potrzebnych na budowę wybranych typów kotłowni oraz porównano koszty eksploatacyjne. W wyniku analizy określono racjonalność zastąpienia kotłowni opalanej węglem kamiennym kotłownią na biomasę stałą.

Słowa kluczowe: biomasa drzewna, kotłownia, analiza techniczno-ekonomiczna.

1. Wstęp

Niedawny spór Ukrainy z Rosją dotyczący gazu ziemnego pokazuje w jak dużym stopniu europejska gospodarka jest uzależniona od dostaw tego paliwa. Konflikt ten uświadamia przede wszystkim fakt, że bezpieczeństwo energetyczne krajów bazujących na kopalnych źródłach energii jest zagrożone. Odnawialne źródła energii (OZE) stwarzają alternatywę dla powszechnie wykorzystywanych surowców (węgiel kamienny, ropa naftowa czy gaz ziemny), dzięki której stopień uzależnienia państw od potentatów rynku paliwowego może zmaleć. Rozważając dodatkowo inne zalety OZE między innymi zmniejszoną emisję zanieczyszczeń, rozwój obszarów rolniczych czy ochronę istniejących zasobów paliw kopalnych, można stwierdzić, iż OZE stanowią cenne i pożądane źródło energii. Przy rozważaniach zastąpienia paliw kopalnych odnawialnymi źródłami energii trzeba jednakże mieć również na uwadze koszty inwestycyjne i eksploatacyjne związane z ich wykorzystaniem.

W warunkach polskich spośród OZE szczególną rolę pełni biomasa, głównie w postaci stałej. Według Obwieszczenia Ministra Gospodarki i Pracy z dnia 1 lipca 2005 r. w sprawie polityki energetycznej państwa do 2025 roku posiada ona, obok energii wiatrowej, największy potencjał do wykorzystania w energetyce krajowej. Według GUS, w roku 2006 ponad 91% energii ze źródeł odnawialnych było produkowane z biomasy stałej.

Zatem celowe są rozważania dotyczące ekonomicznych aspektów wykorzystania tej formy energii.

2. Charakterystyka biomasy

Biomasa, według dyrektywy 2001/77/WE, oznacza podatne na rozkład biologiczny frakcje produktów, odpady i pozostałości z przemysłu rolnego (łącznie z substancjami roślinnymi i zwierzęcymi), leśnictwa i związanych z nim gałęzi gospodarki, jak również podatne na rozkład biologiczny frakcje odpadów przemysłowych i miejskich.

Obecnie na rynku są dostępne różnorodne formy biomasy stałej. Są to zarówno odpady z leśnictwa i produkcji rolniczej, jak i biomasa pochodząca z upraw roślin energetycznych. Najdłuższą tradycję stosowania ma niewątpliwie drewno kawałkowe, stanowiące od setek lat główne źródło ciepła w gospodarstwach domowych (Janowicz, 2003). Wśród innych form należy wymienić zrębki drzewne, w tym zrębki roślin energetycznych, trociny, słomę, a także drewno uszlachetnione czyli pelety i brykiety (PKN-CEN/TS 14961).

Wszystkie rodzaje biomasy stałej różnią się między sobą właściwościami fizyczno-chemicznymi, z których o przydatności do celów energetycznych decydują przede wszystkim wartość opałowa i wilgotność. Właściwości te wpływają na wybór technologii spalania, na transport, sposób magazynowania i podawania do kotła oraz na efektywność termicznej konwersji (Kowalewski, 2007).

Do analizy przyjęto trzy typy biomasy:

- zrębki drzewne;
- pelety;
- drewno kawałkowe.

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: a.wernerjuszczuk@doktoranci.pb.edu.pl

2.1. Pelety

Pelety są wysokoenergetycznym paliwem ekologicznym powstającym w wyniku granulacji trocin i innych odpadów drzewnych (www.testmer.com). Do ich produkcji wykorzystuje się trociny tartaczne (surowe), suche trociny i wiórki z zakładów stolarskich oraz drewno pozyskane z trzebień młodych lasów i z upraw roślin energetycznych (www.neotermo.pl). Ostatnio pojawiły się pelety produkowane z łusek słonecznika, słomy, suszu owocowego itp. (Lewandowski, 2006).

Do zalet pelet można zaliczyć między innymi wysoką wartość energetyczną: 16-19,5 MJ/kg – według norm niemieckich 18,5-21 MJ/kg (www.biopal.com.pl), niską zawartość popiołu, siarki oraz chloru, odporność na samozapłon, dużą gęstość nasypową (Kowalewski, 2007; Gradziuk, 2003). Wadą pelet jest ich wysoka cena. Średnie ceny pelet wahają się w granicach 600÷700 zł/t, co powoduje, że nie jest to towar konkurencyjny w stosunku do węgla kamiennego, którego wartość opałowa jest wyższa, przy podobnej a nawet niższej cenie. Oprócz kosztu samego paliwa dochodzą jeszcze koszty związane z transportem, szczególnie wysokie przy małych zamówieniach.

2.2. Zrębki drzewne

Zrębki są to rozdrobnione kawałki drewna o wymiarach 5-100 mm o nieregularnych kształtach, które powstają w wyniku:

- pierwszego trzebień drzewostanów, wierzchołków oraz jako pozostałość po wyrębach;
- obrabiania kłód w tartakach;
- jako odpad poprodukcyjny w dużych zakładach drzewnych;
- na plantacjach roślin energetycznych.

Zrębki często mogą być zanieczyszczone kamieniami, glębą czy piaskiem. Wadą tego paliwa jest duża wrażliwość na zmiany wilgotności powietrza oraz podatność na choroby grzybowe (Molas, 2005). Ich właściwości są zależne od rodzaju drewna z którego są produkowane.

W analizie przyjęto zrębki z wierzby energetycznej. Jest to roślina, której uprawy pojawiły się już w województwie podlaskim między innymi w Białousach w powiecie sokólskim. Charakteryzuje się ona stosunkowo wysoką wartością opałową w porównaniu do innych roślin energetycznych. Wynosi ona w granicach 19 MJ/kg s.m. (Kościk, 2003). Wśród wad wierzby energetycznej należy wymienić duże zapotrzebowanie na wodę oraz wrażliwość na zachwaszczenie (Wach, 2007).

2.3. Drewno kawałkowe

Wśród źródeł pozyskiwania drewna kawałkowego (Molas, 2005) można wymienić: pozostałości drewna konstrukcyjnego przycinanego na wymiar, odpady z produkcji przycinanych na wymiar półwyrobów czy materiały nie spełniające norm półwyrobu. Drewno w tej postaci może zawierać minimalne ilości kory.

Wartość opałowa drewna kawałkowego zależy przede wszystkim od jego gatunku oraz od jego wilgotności. Największą wartość opałową (Bednarska, 2008) posiada buk i dąb 9÷10 GJ/m³, następnie sosna, olcha i świerk 7÷7,5 GJ/m³, a najmniejszą wierzba 5÷6,5 GJ/m³.

3. Analiza technologiczna

Przedmiotem analizy techniczno-ekonomicznej są trzy alternatywne rozwiązania technologiczne kotłowni opalanych biomasą stałą o mocy 300 kW. Ze względu na swoje właściwości, biomasa wymaga specjalnej konstrukcji kotła. W związku z tym, przy wyborze technologii spalania brano pod uwagę przede wszystkim jego rodzaj oraz specyfikę. Od tego bowiem zależy sprawność procesu spalania, żywotność kotła oraz ilość emitowanych zanieczyszczeń (Zawistowski, 2005).

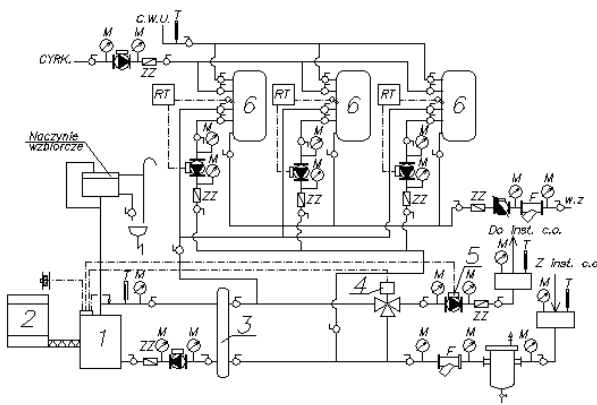
Do spalania zrębków przyjęto kocioł KWH 300 o sprawności większej niż 81,9% wraz automatycznym zespołem spalania rozdrobnionego drewna AZSD 250. Układ AZSD składa się z przedpaleniska i zasobnika paliwa. Umożliwia spalanie zrębków, trocin i kory o granulacji maksymalnie 30 mm i wilgotności w zależności od typu 30-50% lub 40-60% (według Kotłobud). Kocioł wraz z zespołem ASZD jest wyposażony w sterownik, który po ręcznym wyborze programu spalania steruje całym procesem.

Do spalania pelet przyjęto trzy kotły EKO-RETORTA, o sprawnościach 85%. Są to kotły z bezrusztowymi paleniskami retortowymi, do których paliwo jest dostarczane za pomocą podajnika z zasobnika. Dodatkowo na wyposażeniu znajduje się sterownik mikroprocesorowy, zamontowany w górnej przedniej części kotła, który umożliwia zaprogramowanie temperatury pracy kotła, zaprogramowanie zmiany temperatury w dowolnym czasie oraz przedmuchiwanie komory paleniskowej.

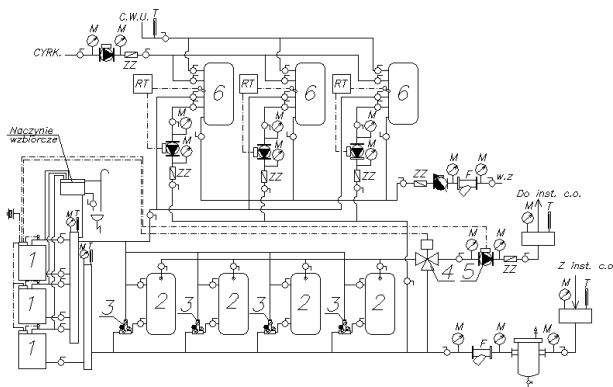
W przypadku drewna kawałkowego przyjęto trzy kotły zgazowujące EKO-PRIM o sprawności 80%. Są one przeznaczone do spalania drewna liściastego o wartości opałowej około 14 MJ/kg w postaci polan lub szczap. Wymagana długość polan powinna być mniejsza o 5 cm od długości komory paleniskowej, a obwód powinien wynosić 30-50 cm.

Założono, że w wszystkie kotłownie będą pracować z priorytetowym podgrzewem c.w.u. Na przygotowanie c.w.u., zgodnie z PN-92/B01706, dobrano trzy wymienniki o pojemności 400 litrów każdy.

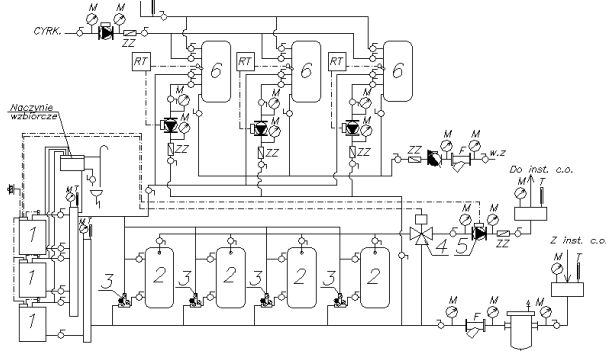
Ze względu na specyfikę pracy kotłów, schematy technologiczne, przedstawione na rys. 1-3, różnią się częścią urządzeń.



Rys. 1. Schemat technologiczny kotłowni opalanej zrębkami
 1 – kocioł KWH,
 2 – zespół do spalania drewna rozdrobnionego AZSD250,
 3 – sprężę hydrauliczne,
 4 – zawór trójdrogowy HRE 3 DN50 z siłownikiem AMB 162,
 5 – pompa obiegu c.o. Magna 40÷120 F,
 6 – wymiennik c.w.u. typ SB 400



Rys. 2. Schemat technologiczny kotłowni opalanej drewnem kawałkowym
 1 – kocioł EKO-PRIM,
 2 – zbiornik buforowy PH o pojemności 2000 dm³ z płaszczem ochronnym PW,
 3 – moduł ładująco-mieszający Laddomat 21,
 4 – zawór trójdrogowy HRE 3 DN50 z siłownikiem AMB 162,
 5 – pompa obiegu c.o. Magna 40÷120 F,
 6 – wymiennik c.w.u. typ SB 400



Rys. 3. Schemat technologiczny kotłowni opalanej peletami
 1 – kocioł EKO-RETORTA,
 2 – sprężę hydrauliczne,
 3 – zawór trójdrogowy HRE 3 DN50 z siłownikiem AMB 162,
 4 – pompa obiegu c.o. Magna 40÷120 F,
 5 – wymiennik c.w.u. typ SB 400

W kotłowniach opalanych zrębkami i peletami występuje sprzęgło hydrauliczne, którego głównym zadaniem jest rozdzielenie obiegu kotłowego od grzewczego. W przypadku drewna kawałkowego dobrano 4 zbiorniki buforowe (dobór zgodnie z EN 3035 Kotły grzewcze na paliwa stałe z ręcznym i automatycznym zasypem paliwa o mocy nominalnej do 300 kW), których praca jest regulowana za pomocą modułów ładująco-mieszających LADDOMAT 21.

Zastosowanie zbiorników akumulacyjnych w kotłowni opalanej drewnem kawałkowym, jest podyktowane sposobem podawania paliwa do kotła. Paliwo dostarczane jest bowiem do komory paleniskowej okresowo i po jego zasypaniu nie można regulować ilości, która jest spalana w zależności od aktualnego zapotrzebowania na ciepło. Nadwyżka energii jest akumulowana przy pomocy zbiorników buforowych. W przypadku pelet oraz zrębek istnieje możliwość sterowania ilością dostarczanego paliwa, w związku z czym, w schematach nie uwzględniano zbiorników akumulacyjnych. Spaliny będą odprowadzane za pomocą kominów, przy założeniu że każdy kocioł będzie posiadał własny komin. Założono jednakowe wysokości kominów, średnice dobrano zgodnie z wytycznymi producentów kotłów.

4. Analiza ekonomiczna

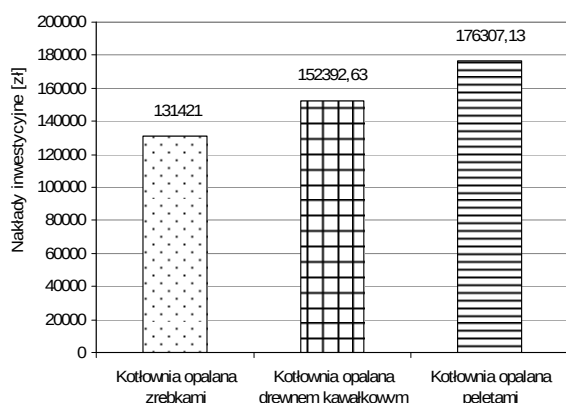
Po założeniu schematów technologicznych dokonano wyceny zakupu urządzeń w poszczególnych kotłowniach.

W przypadku kotłowni opalanej zrębkami do analizy ekonomicznej przyjęto ceny następujących urządzeń: (1) kocioł KWH o mocy 300 kW, (2) zespół do spalania drewna rozdrobnionego AZSD-250, (3) sprężę hydrauliczne SH3/80/200, (4) zawór trójdrogowy HRE 3 DN 50 z siłownikiem, (5) pompa obiegu c.o. Magna 40-120 F, (6) wymiennik c.w.u. typ SB 400 o pojemności 400 dm³, (7) komin DN 500 (8) pozostałe urządzenia i przewody jako 20% wartości wymienionych urządzeń, co dało łączną kwotę 105 136,80 zł netto.

Do analizy ekonomicznej kotłowni opalanej drewnem kawałkowym przyjęto ceny: (1) trzech kotłów EKO-PRIM, (2) czterech zbiorników buforowych PH o pojemności 2000 dm³ każdy, (3) czterech modułów ładująco-mieszających Laddomat 21, (4) zaworu trójdrogowego HRE 3 DN 50 z siłownikiem, (5) pompy obiegu c.o. Magna 40-120 F, (6) wymiennika c.w.u. typ SB 400 o pojemności 400 dm³, (7) trzech kominów DN 200 (8) wartość pozostałych urządzeń i przewodów jako 20% wartości wymienionych urządzeń, co dało łączną kwotę 121 914,10 zł netto.

W kotłowni opalanej peletami uwzględniono ceny następujących urządzeń: (1) trzy kotły EKO-RETORTA, (2) sprężę hydrauliczne SH3/80/200, (3) zawór trójdrogowy HRE 3 DN 50 z siłownikiem, (4) pompa obiegu c.o. Magna 40-120 F, (5) wymiennik c.w.u. typ SB 400 o pojemności 400 dm³, (6) trzy komin DN 200 (7) pozostałe urządzenia i przewody jako 20% wartości wymienionych urządzeń, co dało łączną kwotę 141 045,70 zł netto.

Ponadto do kosztów urządzeń doliczono koszty instalacyjne w wysokości 20% wartości urządzeń oraz koszty robót elektrycznych, w wysokości 5% wartości urządzeń. Przy określaniu kosztów przyjęto ceny bez podatku VAT, dla II kwartału 2009 r. Pominięto koszty związane z pracami budowlanymi, zakładając że kotłownie będą instalowane w budynkach istniejących, w pomieszczeniach spełniających wymogi dla kotłowni na paliwa stałe. Końcowe zestawienie nakładów inwestycyjnych na budowę poszczególnych kotłowni przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Porównanie nakładów inwestycyjnych dla analizowanych kotłowni

O opłacalności stosowania danego rodzaju paliwa nie decydują jedynie nakłady, które trzeba ponieść na budowę kotłowni, ale przede wszystkim koszty eksploatacyjne. Na koszty te składają się między innymi koszt zakupu paliwa oraz koszt obsługi. W przypadku kosztów zakupu paliwa zawsze należy brać pod uwagę dostępność paliwa w miejscu jego wykorzystania, co związane jest z potencjalną dodatkową opłatą za transport. W celu wyznaczenia kosztów paliwa obliczono sezonowe zapotrzebowanie na paliwo na cele c.o. i na cele c.w.u. dla przyjętych typów paliwa oraz, w celach porównawczych, również dla kotłowni opalanej węglem kamiennym z kotłem z rusztem stałym.

Sezonowe zapotrzebowanie na cele c.o. wyznaczono ze wzoru Hottingera:

$$B_{C.O.} = \frac{y \cdot a \cdot 3,6 \cdot 24 \cdot Q_{C.O.} \cdot S_d}{Q_i \cdot \eta_k^{sr} \cdot (t_w - t_z)} \left[\frac{kg}{sezon} \right] \quad (1)$$

gdzie a, y jest współczynnikiem korekcyjnym, $Q_{C.O.}$ jest zapotrzebowaniem na moc cieplną w W, Q_i jest wartością opałową paliwa w kJ/kg, t_w jest średnią temperaturą wewnętrzną w budynku w °C, t_z jest temperaturą zewnętrzną w °C, S_d jest liczbą stopniodni sezonu grzewczego w dniach, η_k^{sr} jest sprawnością średnią eksploatacyjną w %.

Do analizy przyjęto wartości opałowe paliwa oraz sprawności eksploatacyjne kotłów zgodnie z tab. 1.

Tab. 1. Wartości opałowe paliwa i sprawności eksploatacyjne dobranych kotłów

Rodzaj paliwa	Wartość opałowa [MJ/kg]	Sprawność nominalna kotła	Sprawność eksploatacyjna kotła
Zrębki drzewne	13	81,9	71,9
Drewno kawałkowe	14	80	70
Pelety	19	85	75
Węgiel kamienny	25	–	50

Zapotrzebowanie na paliwo na cele c.w.u. określono ze wzoru:

$$B_{C.O.} = \frac{Q_{Cwu}^{sr} \cdot \tau \cdot 3600}{Q_i \cdot \eta_e} \left[\frac{kg}{sezon} \right] \quad (2)$$

gdzie Q_{Cwu}^{sr} jest średnią zapotrzebowania na moc cieplną na cele c.w.u. w kW, Q_i jest wartością opałową paliwa w kJ/kg, τ jest czasem wykorzystywania instalacji c.w.u. w h, η_e jest sprawnością eksploatacyjną kotłów w %.

Obliczeń dokonano przy założeniu, że kotłownie opalane biomasą pracują w układach z priorytetowym podgrzewem c.w.u., podczas gdy kotłownia na węgiel kamienny pracuje bez priorytetowego podgrzewu c.w.u..

Drugą składową kosztów eksploatacyjnych są koszty obsługi. Nowoczesne rozwiązania konstrukcyjne kotłów na biomasę, w przeciwieństwie do tradycyjnych kotłów opalanych węglem, umożliwiają praktycznie ich bezobsługową pracę. Kotły EKO-RETORTA do spalania pelet oraz kocioł KWH do spalania zrębków są wyposażone w zasobniki paliwa. Dlatego też, nie jest wymagana stała obsługa tych kotłowni. Kotły EKO-PRIM, do spalania drewna kawałkowego, cechuje długi okres stałopalności, w związku z czym, zasyp paliwa następuje co 6-9 h. Dlatego też, kotłownia ta także nie wymaga stałej obsługi. Przyjęto jedną osobę nadzorującą dla każdej z analizowanych kotłowni. W przeciwieństwie do rozpatrywanych rozwiązań, w kotłowni opalanej węglem konieczne jest zatrudnienie palacza. Czas pracy palacza, ze względu na szkodliwe warunki, nie może wynosić więcej niż 6 h/d. Stąd do pełnej obsługi kotłowni niezbędne jest zatrudnienie czterech palaczy.

Przyjęto, że koszt obsługi kotłowni węglowej będzie wynosił:

- wysokość wynagrodzenia 1 palacza – 1500 zł/mc;
- wysokość wynagrodzenia 4 palaczy – 6000 zł/mc.

Uwzględniając średnie ceny zrębek drzewnych, pelet, drewna kawałkowego i węgla w województwie podlaskim w I kwartale 2009 r. wyznaczono roczne koszty eksploatacyjne dla rozpatrywanych kotłowni, które przedstawiono w tab. 2.

Tab. 2. Zestawienie kosztów zakupu paliwa

Parametr	Cena [zł]			
	Kotłownia opalana zrębkami	Kotłownia opalana drewnem kaw.	Kotłownia opalana peletami	Kotłownia opalana węglem
Sezonowe zapotrzeb. paliwa c.o. [t/sez]	266,30	254,00	174,70	199,10
Zapotrzeb. paliwa c.w.u. [t/sez]	36,90	35,20	24,20	75,70
Roczne zapotrzeb. paliwa [t/sez]	303,20	289,20	198,90	274,80
Cena paliwa [zł/t]	150,00 *	283,00 **	680,00 ***	408,25 ****
Koszt paliwa w sezonie [zł]	45 480,0	81 843,6	135 252,0	112 187,1
Koszty obsługi [zł]	1500,00	1500,00	1500,00	6000,00
Razem [zł]	46 980,0	83 343,6	136 752,0	118 187,1
* Źródło: www.agrotrader.pl				
** Źródło: www.lasy.com.pl przyjęto cenę drewna opałowego 130zł/m ³ oraz gęstość nasypową drewna 460 kg/m ³ ,				
*** Źródło: http://sklep.istore.pl				
**** Źródło: www.kopalnia.com.pl				

Na podstawie uzyskanych wyników można określić opłacalność modernizacji kotłowni węglowej na kotłownie opalane biomasą. W tym celu wyliczono prosty okres zwrotu SPBT poniesionych nakładów w latach korzystając ze wzorów:

$$SPBT = I / Z \quad [lata] \quad (3)$$

$$Z = K_{ew} - K_{eb} \quad [zł] \quad (4)$$

Wyniki zestawiono w tab. 3.

Tab. 3. Prosty okres zwrotu dla analizowanych kotłowni

Rodzaj kotłowni	Kotłownia zasilana zrębkami	Kotłownia zasilana drewnem kaw	Kotłownia zasilana peletami
Nakłady inwest. I [zł]	131 421,0	152 392,63	176 307,13
Koszty ekspl. kotł. zasilanej biomasą K _{eb} [zł]	46 980,0	83 343,6	136 752
Koszty ekspl. kotł. zasilanej węglem K _{ew} [zł]		118 187,1	
Roczne oszcz. Z [zł]	71 207,1	34 843,5	–
Okres zwrotu SPBT [lata]	1,85	4,37	–

5. Wnioski

Z przeprowadzonej analizy techniczno-ekonomicznej wynikają poniższe wnioski.

- 1) Najmniejsze nakłady inwestycyjne, wśród analizowanych kotłowni na biomasę, występują przy budowie kotłowni opalanej zrębkami drzewnymi. Jednocześnie kotłownia ta generuje najmniejsze koszty eksploatacyjne. Z kolei największe nakłady inwestycyjne oraz koszty eksploatacyjne występują przy kotłowni opalanej peletami. Nakłady inwestycyjne tej kotłowni są o około 35% większe niż dla kotłowni opalanej zrębkami oraz o 16% większe w porównaniu z kotłownią na drewno kawałkowe. Większe różnice występują przy kosztach eksploatacyjnych. Przy wykorzystywaniu pelet jako paliwa koszty eksploatacyjne trzykrotnie przewyższają koszty dla kotłowni na zrębki i 1,5-krotnie dla kotłowni opalanej drewnem kawałkowym.
- 2) Porównując analizowane kotłownie na biomasę z kotłownią opalaną węglem kamiennym, najkrótszy okres zwrotu poniesionych nakładów inwestycyjnych uzyska się przy zastąpieniu węgla kamiennego zrębkami drzewnymi. W tym przypadku okres zwrotu wynosi mniej niż 2 lata. Okres zwrotu dla kotłowni na drewno kawałkowe jest ponad dwukrotnie większy niż dla kotłowni na zrębki. Jednak w związku z tym, że wynosi on mniej niż 5 lat, inwestycję zamiany paliwa z węgla kamiennego na drewno kawałkowe również można uznać za opłacalną. W przypadku kotłowni opalanej peletami, koszty eksploatacyjne są większe od kosztów występujących przy kotłowni na węgiel kamienny.
- 3) Przeprowadzona analiza pozwala stwierdzić, że możliwe jest obniżenie kosztów eksploatacyjnych kotłowni opalanej węglem kamiennym przy zamianie paliwa na zrębki drzewne czy drewno kawałkowe.

Warto jest więc propagować wykorzystywanie biomasy w celach energetycznych, gdyż oprócz korzyści ekologicznych przynosi ono także korzyści finansowe. Należy jednak zawsze przed podjęciem decyzji o inwestycji, wykonać niezbędne analizy dotyczące wielkości zasobów i ceny danego rodzaju biomasy.

Literatura

- Bednarska A. (2008). Europejskie Plany Poprawy efektywności Energetycznej. *Biuletyn URE Nr 1*.
- Gradziuk P. (2003). Biopaliwa. Wydawnictwo Wieś Jutra. Warszawa.
- Janowicz L. (2003). Cechy fizyczne i cieplne biopaliw stałych. Badania właściwości i standaryzacji biopaliw stałych. W: *Materiały seminaryjne Europejskiego Centrum Energii Odnawialnych*, Warszawa 2003.
- Kościk B. (2003). Rośliny energetyczne. Wydawn. Akademii Rolniczej w Lublinie. Lublin.
- Kowalewski L. (2007). Amerykańskie piece kominkowe na pelety i granulki z trocin. *Magazyn Instalatora*, 5/2007, 36-37.

- Lewandowski W. M. (2006). Proekologiczne odnawialne źródła energii. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Warszawa.
- Molas R. (2005). Pelety z biomasy. W: *Materiały Ogólnopolskiego Forum Odnawialnych Źródeł Energii, XI Konferencja Naukowo-Techniczna*, Warszawa 2005.
- Wach E. (2007). Czy ogrzewanie biomasą się opłaca? Złoty dżul. *Magazyn Instalatora*, 1/2007, 36-37.
- Zawistowski J. (2005). Biomasa w ogrzewnictwie indywidualnym i komunalnym cz.2. *Rynek Instalacyjny*, 1/2 2005.
- Kotłobud. Materiały firmowe.

TECHNICAL AND ECONOMIC ANALYSIS OF THE USE OF SOLID BIOMASS AS FUEL

Abstract: The technical and economic analysis of the use of three forms of solid biomass as fuel is the subject of this pa-

per. Three technological schemes of boiler plants fired with wood chips, wood logs and pellets, are chosen, each of power 300 kW. The investment expenditures on building boiler plants the capital and operating costs were calculated. as well as the simple investment return period, which allows to compare the analyzed types of biomass with hard coal. There were the conclusions formulated, as follows: 1) The lowest capital and operating costs appear for boiler plant fired with wood chips, the highest for pellets. 2) It is profitable to replace hard coal with wood chips or wood logs. The simple investment return period for this types of biomass amount to 2 and 5 years. Operating cost for boiler plant fired with pellets is higher than for hard coal. 3) In relation to hard coal, the reduction of operating cost is possible by using wood chips or wood logs as fuel.

Pracę wykonano w ramach pracy statutowej S/WBiIS/23/08.