

ZESZYTY NAUKOWE
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

FOLIA SCIENTIARUM
UNIVERSITATIS TECHNICAЕ RESOVIENSIS

NR 283

BUDOWNICTWO I INŻYNIERIA ŚRODOWISKA

Kwartalnik

zeszyt **59** (nr 4/2012)



WYDZIAŁ
BUDOWNICTWA
I INŻYNIERII ŚRODOWISKA
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

Wydano za zgodą Rektora

Redaktor naczelny
Wydawnictw Politechniki Rzeszowskiej
prof. dr hab. inż. Leonard ZIEMIAŃSKI

Rada Naukowa
prof. Mohamed Eid (Francja), prof. David Valis (Czechy)
prof. Nadežda Številová (Słowacja)
prof. Antonio João Carvalho de Albuquerque (Portugalia)
prof. Volodymyr V. Cherniuk (Ukraina)
prof. João Antonio Saraiva Pires da Fonseca (Portugalia)
prof. Dušan Katunsky (Słowacja), prof. Vincent Kvočák (Słowacja)
prof. Zinviy Blikharsky (Ukraina), prof. Tomasz Winnicki (Polska)
prof. Czesława Rosik-Dulewska (Polska), prof. Krzysztof Knapik (Polska)
prof. Janusz A. Tomaszek (Polska), prof. Jerzy Ziółko (Polska)
prof. Ryszard L. Kowalczyk (Polska), prof. Stanisław Kuś (Polska)

Komitet Redakcyjny
redaktor naczelny
dr hab. inż. Piotr KOSZELNIK, prof. PRz
redaktorzy tematyczni (naukowi)
prof. dr hab. inż. Aleksander KOZŁOWSKI, prof. dr hab. inż. Janusz RAK
redaktor statystyczny
dr hab. inż. Szczepan WOLIŃSKI, prof. PRz
sekretarz redakcji
mgr inż. Katarzyna PIETRUCHA-URBANIK
członkowie
dr inż. Renata GRUCA-ROKOSZ, dr inż. arch. Anna SIKORA
dr inż. Zdzisław PISAREK, dr inż. Lucjan ŚLĘCZKA

Redaktor
Marta JAGIEŁOWICZ

Przygotowanie matryc
Joanna MIKUŁA

p-ISSN 0209-2646

Wersja drukowana Kwartalnika jest wersją pierwotną

Recenzenci współpracujący – 2012 r. – s. 143

Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej
al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów

Nakład 100 egz. Ark. wyd. 9,52. Ark. druk. 9,0. Papier offset. 70g B1.
Oddano do druku w grudniu 2012 r. Wydrukowano w grudniu 2012 r.
Drukarnia Oficyny Wydawniczej, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów
Zam. nr 144/12

SPIS TREŚCI

Bożena BABIARZ, Barbara ZIĘBA Analiza jednostkowych strat ciepła w systemie rur preizolowanych	5
Jacek GROSEL, Wojciech SAWICKI, Zbigniew WÓJCICKI Zastosowanie operacyjnej analizy modalnej do badania dynamicznej pracy rys w rurach ssących elektrowni wodnych	21
Galina KALDA Gospodarka odpadami promieniotwórczymi	35
Galina KALDA Wykorzystanie w Polsce energii wiatru do oświetlania i ogrzewania	49
Galina KALDA, Agnieszka SMORAĞ Stan obecny sektora energetyki słonecznej w Polsce i prognoza jej wykorzystania w przyszłości	59
Katarzyna PIETRUCHA-URBANIK Analiza składu wybranych butelkowanych wód mineralnych występujących na rynku europejskim	69
Katarzyna PIETRUCHA-URBANIK Analiza wielowymiarowa zróżnicowania wybranych butelkowanych wód mineralnych występujących na rynku europejskim	81
Vyacheslav PISAREV, Agnieszka HABA Analiza systemu klimatyzacji dla krytych pływalni z osuszaniem części powietrza recyrkulowanego z wykorzystaniem pompy ciepła	91
Vyacheslav PISAREV, Agnieszka HABA Analiza systemu klimatyzacji dla krytych pływalni z wykorzystaniem pompy ciepła do osuszania powietrza obiegowego i wymiennika krzyżowego	105
Sławomir RABCZAK Heat pump installation and greenhouse effect	119
Tomasz Janusz TELESZEWSKI Algorytm wyznaczania współczynnika Coriolisa przepływów laminarnych w kanałach prostokątnych metodą elementów brzegowych	131
Recenzenci współpracujący – 2012 r.	143

Bożena BABIARZ
Barbara ZIĘBA
Politechnika Rzeszowska

ANALIZA JEDNOSTKOWYCH STRAT CIEPŁA W SYSTEMIE RUR PREIZOLOWANYCH

W artykule przedstawiono analizę jednostkowych strat ciepła w wyniku przenikania dla sieci ciepłowniczej preizolowanej. Obliczono jednostkowe straty ciepła dla trzech najczęściej stosowanych wariantów izolacji systemu pary rur pojedynczych oraz dla systemu TwinPipe. Dokonano porównania wielkości strat dla rozpatrywanych wariantów.

Słowa kluczowe: preizolowane rury, warianty izolacji systemu oraz analiza porównawcza, jednostkowe straty ciepła

1. Wprowadzenie

Duże straty ciepła podczas przesyłu, jak również awaryjność sieci ciepłowniczych tradycyjnych przyczyniły się w znacznym stopniu do rozwoju technologii rur preizolowanych. Preizolowane sieci ciepłownicze są stosowane na świecie od początku lat siedemdziesiątych ubiegłego wieku. W Polsce rury preizolowane zaczęto stosować na dużą skalę od 1989 roku [1]. Rury preizolowane przygotowuje się fabrycznie do układania w wykopie lub kanale, bez konieczności wykonywania dodatkowych prac izolacyjnych, z wyjątkiem izolowania złączy i armatury. Technologia rur preizolowanych posiada wiele zalet, do których należą m.in. [2]:

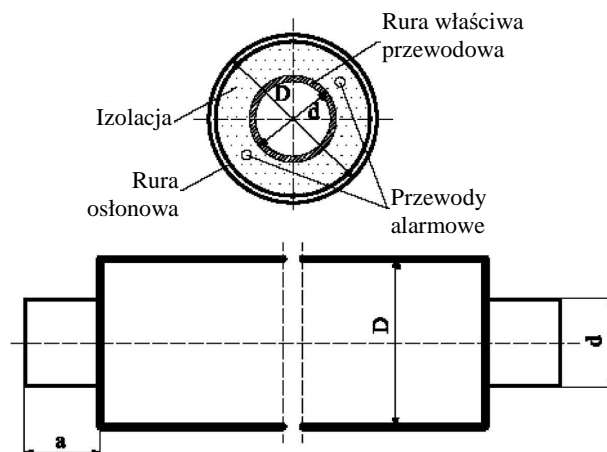
- wysoka jakość i trwałość izolacji; proces izolowania powierzchni rur odbywa się w ściśle określonych warunkach w zakładach przemysłowych,
- możliwość układania rur bezpośrednio w gruncie,
- mniejsza pracochłonność robót wykonawczych na placu budowy,
- mniejsze wymiary wykopów ziemnych,
- szybsza realizacja inwestycji,
- mniejsze koszty budowy sieci ciepłowniczych,
- możliwość prowadzenia stałego nadzoru stanu instalacji rurociągów dzięki instalacji alarmowej [3].

Pierwsze rury preizolowane posiadały izolację ze sztywnego krzemianu wapnia, którą wykonywano technologią stosunkowo drogą i skomplikowaną.

W latach siedemdziesiątych XX wieku opracowano technologię rur preizolowanych z izolacją z pianobetonu. Metoda ta była skutecznie stosowana przez dwadzieścia lat. Wykorzystywane wtedy materiały izolacyjne charakteryzowały się dość dużą kruchością, co stanowiło problem podczas transportu oraz magazynowania rur preizolowanych. Nie mniejsze trudnienia występowały na placu budowy, gdzie wiele rur zostało uszkodzonych oraz podczas ich eksploatacji. W związku z tym prowadzono badania nad nowymi materiałami izolacyjnymi spełniającymi wymagania stawiane izolacjom cieplnym i przeciwwilgociowym przewodów, uwzględniając ich trwałość i wytrzymałość mechaniczną. Przełomem w technologii rur okazało się zastosowanie polimerów jako izolacji. Od lat dziewięćdziesiątych stosuje się rury preizolowane układane bezpośrednio w gruncie, gdzie izolacją jest sztywna pianka poliuretanowa.

2. Uwarunkowania strat ciepła w rurach preizolowanych

Budowę rury preizolowanej obrazuje rys. 1. Rura preizolowana składa się z takich elementów, jak: rura właściwa, izolacja, rura osłonowa i przewody alarmowe umieszczone w warstwie izolacyjnej.



Rys. 1. Konstrukcja rur preizolowanych

W sieciach ciepłowniczych występują straty:

- związane z wymianą ciepła,
- spowodowane ubytkami (wyciekami) wody sieciowej.

Straty związane z wymianą ciepła stanowią główne źródło całkowitych strat ciepła. Ubytki wody sieciowej powodują znacznie mniejsze straty ciepła, ich udział w całkowitych stratach ciepła nie przekracza 20% [4].

Straty wynikające z wymiany ciepła zależą od wielu czynników i znacznie się różnią w poszczególnych systemach ciepłowniczych. Nowe sieci wykonane z rur preizolowanych i prawidłowo eksploatowane cechują straty na poziomie 6÷7% (średniorocznie). W przypadku starszych sieci wykonanych w technologii kanałowej i zaizolowanych wełną mineralną udział strat ciepła osiąga kilkanaście procent, a w skrajnych przypadkach (duże zawilgocenie izolacji) może wynosić nawet ok. 20% w sezonie i 50% w lecie [4].

Na straty ciepła w sieciach ciepłowniczych wpływa wiele czynników. Każda technologia charakteryzuje się projektowym średniorocznym poziomem strat ciepła.

Istotny wpływ na straty ciepła ma izolacja cieplna przewodu. Izolacja cieplna oprócz ochrony przed stratami powinna zapobiegać przenikaniu wilgoci i chronić przed uszkodzeniami mechanicznymi.

Dobra izolacja przewodów cieplnych powinna cechować się:

- odpornością na działanie wysokiej temperatury,
- małą wartością współczynnika przewodzenia ciepła,
- odpornością na zawilgocenie (właściwości hydrofobowe),
- odpornością na uszkodzenia mechaniczne,
- łatwością wykonania i naprawy,
- brakiem oddziaływania swojej wewnętrznej warstwy na ściankę rury [2].

Duży wpływ na straty ciepła ma jakość elementów sieci, dokładność montażu oraz warunki eksploatacyjne. Dobrze wykonane spawy zapobiegają nieszczelnościom i wyciekom wody sieciowej. Odpowiednio zamontowane mufy uniemożliwiają przedostawanie się wilgoci do warstwy izolacyjnej, co zapobiega pogorszeniu właściwości izolacyjnych. Nie wolno zapominać, że w okresie eksploatacyjnym właściwości izolacji cieplnej pogarszają się ze względu na wilgoć i wysoką temperaturę. Ważnym aspektem jest jakość wody sieciowej. Zły stan wody sieciowej prowadzi do szybkiej korozji przewodów, będącej przyczyną ubytków czynnika grzewczego i awarii.

3. Metodyka obliczeń stosowana w programie do obliczania strat ciepła w systemie rur preizolowanych

3.1. Obliczenia strat ciepła pary rur pojedynczych

Opór cieplny izolacji dla 1 m długości układu (rys. 2.):

$$R_i = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{D_{PUR}}{d_o} \quad [\text{mK/W}] \quad (1)$$

gdzie: D_{PUR} – średnica zewnętrzna materiału izolacyjnego, $D_{PUR} = D_C - 2g_c$ [m],

d_o – średnica zewnętrzna rury przewodowej [m],
 λ_i – współczynnik przewodności cieplnej dla izolacji λ_{50} deklarowany przez producenta rur [W/mK].

Opór cieplny gruntu:

$$R_s = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_s} \ln \frac{4 \cdot Z_c}{D_c} \quad [\text{mK/W}] \quad (2)$$

gdzie: D_c – średnica zewnętrzna płaszczka osłonowego [m],
 λ_s – współczynnik przewodzenia ciepła gruntu, dla mokrego gruntu można zwykle przyjąć od 1,5 W/mK do 2 W/mK, dla suchego piasku $\lambda_s \approx 1,0$ W/mK,
 Z_c – skorygowana wartość głębokości Z w celu uwzględnienia przejściowej zdolności izolacyjnej powierzchni R_o na powierzchni gruntu, $Z_c = Z + R_o \cdot \lambda_s$, przy czym Z – odległość od powierzchni do osi rury,
 $Z = H + \frac{D_c}{2}$ [m], R_o – można zwykle przyjąć 0,0685 mK/W.

Wymiana ciepła między rurociągiem zasilającym a powrotnym:

$$R_h = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_s} \cdot \ln \left(1 + \left(\frac{2 \cdot Z_c}{C} \right)^2 \right) \quad [\text{mK/W}] \quad (3)$$

gdzie C – odległość między osiami rurociągów [m].

Współczynniki strat ciepła rurociągów zasilającego (1) i powrotnego (2):

$$U_1 = \frac{R_s + R_i}{(R_s + R_i)^2 - R_h^2} \quad [\text{W/mK}] \quad (4)$$

$$U_2 = \frac{R_h}{(R_s + R_i)^2 - R_h^2} \quad [\text{W/mK}] \quad (5)$$

gdzie: R_s – jednostkowy opór cieplny przewodzenia gruntu [mK/W],
 R_i – jednostkowy opór cieplny przewodzenia izolacji [mK/W],
 R_h – opór cieplny od wzajemnego oddziaływania rurociągów zasilającego i powrotnego [mK/W].

Jednostkowe straty ciepła pary rur preizolowanych w gruncie:

$$q = (U_1 - U_2) \cdot (t_{1sr} + t_{2sr} - 2 \cdot t_s) = U \cdot (t_{1sr} + t_{2sr} - 2 \cdot t_s) \quad [\text{W/m}] \quad (6)$$

gdzie: t_{1sr} – średnia temperatura zasilania w okresie grzewczym / poza okresem [°C],
 t_{2sr} – średnia temperatura powrotu w okresie grzewczym / poza okresem [°C],
 t_s – średnia temperatura gruntu [°C].

3.2. Obliczenia strat ciepła dla rur TwinPipe

Obliczanie strat ciepła dla systemu TwinPipe opiera się na metodzie multipolowej wykorzystującej zasadę superpozycji stanów symetrycznego i asymetrycznego.

Temperatura rury:

- stan symetryczny

$$t_{sm} = \frac{t_f + t_r}{2} \text{ [°C]} \quad (7)$$

gdzie: t_f – średnia temperatura w przewodzie zasilającym w stanie symetrycznym [°C],
 t_r – średnia temperatura w przewodzie powrotnym w stanie symetrycznym [°C],

- stan asymetryczny

$$t_a = \frac{t_f - t_r}{2} \text{ [°C]} \quad (8)$$

przy czym oznaczenia przyjęto jak we wzorze (7).

Składowa strat ciepła:

- stan symetryczny

$$q_s = (t_{sm} - t_s) \cdot 2 \cdot \pi \cdot \lambda_i \cdot h_s \text{ [W/m]} \quad (9)$$

gdzie: t_{sm} – temperatura czynnika w przewodzie w stanie symetrycznym [°C],
 t_s – temperatura gruntu [°C],
 λ_i – współczynnik przewodzenia ciepła izolacji λ_{50} (wg PN-EN 253 [5]) deklarowany przez producenta rur [W/mK],
 h_s – współczynnik strat ciepła dla stanu symetrycznego,

- stan asymetryczny

$$q_a = t_a \cdot 2 \cdot \pi \cdot \lambda_i \cdot h_a \text{ [W/m]} \quad (10)$$

gdzie h_a – współczynnik strat ciepła dla stanu asymetrycznego.

Jednostkowe straty ciepła rurociągów:

- zasilanie

$$q_1 = q_s + q_a \text{ [W/m]} \quad (11)$$

- powrót

$$q_2 = q_s - q_a \text{ [W/m]} \quad (12)$$

gdzie: q_s – składowa strat ciepła w stanie symetrycznym [W/m],
 q_a – składowa strat ciepła w stanie asymetrycznym [W/m].

Sumaryczne straty ciepła rury preizolowanej TwinPipe:

$$q_1 + q_2 = 2 \cdot q_s \text{ [W/m]} \quad (13)$$

Dla przybliżenia pierwszego rzędu

Współczynnik strat ciepła dla stanu symetrycznego h_s :

$$h_s^{-1} = 2 \cdot \frac{\lambda_i}{\lambda_s} \cdot \ln\left(\frac{4 \cdot Z}{D_i}\right) + \ln\left(\frac{D_i^2}{2 \cdot C \cdot d_o}\right) +$$

$$+ \sigma \cdot \ln\left(\frac{D_i^4}{D_i^4 - C^4}\right) - \frac{\left(\frac{d_o}{2 \cdot C} - \frac{2 \cdot \sigma \cdot d_o \cdot C^3}{D_i^4 - C^4}\right)}{1 + \left(\frac{d_o}{2 \cdot C}\right)^2 + \sigma \cdot \left(\frac{2 \cdot d_o \cdot D_i^2 \cdot C}{D_i^4 - C^4}\right)^2} \quad (14)$$

gdzie: λ_i – współczynnik przewodzenia ciepła izolacji λ_{50} (wg PN-EN 253) deklarowany przez producenta rur [W/mK],

λ_s – współczynnik przewodzenia ciepła gruntu ($\lambda_s = 1,0$ W/mK – grunt suchy, $\lambda_s = 1,6$ W/mK – grunt średnio wilgotny, $\lambda_s = 2,0$ W/mK – grunt mokry) [W/mK],

d_o – średnica zewnętrzna rury przewodowej [m],

D_i – średnica zewnętrzna izolacji [m],

Z – odległość od średnicy rury przewodowej do powierzchni gruntu

$$Z = H + \frac{D_c}{2} \text{ [m]} \quad (15)$$

D_c – średnica zewnętrzna płaszczka osłonowego [m],
 C – odległość pomiędzy osiami rur przewodowych [m],
 σ – współczynnik izolacyjności.

Współczynnik izolacyjności można wyznaczyć z zależności:

$$\sigma = \frac{\lambda_i - \lambda_s}{\lambda_i + \lambda_s} \quad (16)$$

Współczynnik strat ciepła dla stanu asymetrycznego h_a :

$$h_a^{-1} = \ln\left(\frac{2 \cdot C}{d_o}\right) + \sigma \cdot \ln\left(\frac{D_i^2 + C^2}{D_i^2 - C^2}\right) -$$

$$+ \frac{\left(\frac{d_o}{2 \cdot C} - \gamma \cdot \frac{C \cdot d_o}{16 \cdot Z^2} \cdot \frac{2 \cdot \sigma \cdot d_o \cdot D_i^2 \cdot C}{D_i^4 - C^4}\right)}{1 - \left(\frac{d_o}{2 \cdot C}\right)^2 - \frac{d_o}{4 \cdot Z} + 2 \cdot \sigma \cdot d_o^2 \cdot D_i^2 \cdot \frac{D_i^4 + C^4}{(D_i^4 - C^4)^2}} - \gamma \cdot \left(\frac{C}{4 \cdot Z}\right)^2 \quad (17)$$

gdzie γ – współczynnik pomocniczy.

Współczynnik pomocniczy wyznacza się z następującej zależności:

$$\gamma = \frac{2 \cdot (1 - \sigma^2)}{1 - \sigma \left(\frac{D_i}{4 \cdot Z}\right)^2} \quad (18)$$

4. Obliczenia strat ciepła w systemie rur preizolowanych

4.1. Założenia do obliczeń

W celu wykonania analizy porównawczej strat ciepła w systemie rur preizolowanych rozpatrzono różne warianty grubości izolacji cieplnej przewodów preizolowanych. Założono, że sieć ciepłownicza podziemna bezkanałowa jest nowa i całkowicie szczelna, nie ma więc konieczności kalkulowania strat ciepła powodowanych przez starzejącą się izolację oraz ubytki nośnika energii cieplnej.

Rozpatrzono cztery warianty odcinków sieci ciepłej różniące się grubością izolacji:

- 1) S-S – typowe i najczęściej stosowane rozwiązanie, a mianowicie przewody zasilający i powrotny są zaizolowane standardową (Standard) izolacją cieplną,
- 2) P-S – straty ciepła obliczone dla przewodu zasilającego z izolacją pogrubioną (Plus) i powrotnego z izolacją standardową (Standard),
- 3) P-P – przedstawia straty ciepła na przewodach zasilającym i powrotnym z izolacją pogrubioną (Plus),
- 4) straty ciepła na odcinku sieci dla systemu rur TwinPipe.

Obliczenia wykonano wg PN-EN:15968 dla systemu rur preizolowanych w programie przeznaczonym do obliczeń sieci ciepłowniczych, dostępnym na stronie internetowej [6]. Rura przewodowa jest wykonana ze stali ze szwem wzdłużnym lub ze szwem spiralnym. Współczynnik przewodzenia ciepła izolacji PUR udokumentowany przez producenta systemu rur (badania wg PN-EN 253:2006) $\lambda_i = 0,0257$ W/mK. Izolacja jest wykonana z pianki poliuretanowej zagęszczonej cyklopentanem. Rury są produkowane w sposób tradycyjny, a płaszcz osłonowy jest wykonany z PEHD. W przypadku pierwszych trzech wariantów obliczenia zostały wykonane dla przewodów o średnicach nominalnych DN 32, DN 100, DN 300, natomiast dla wariantu czwartego wykonano obliczenia dla średnic DN 32 i DN 100.

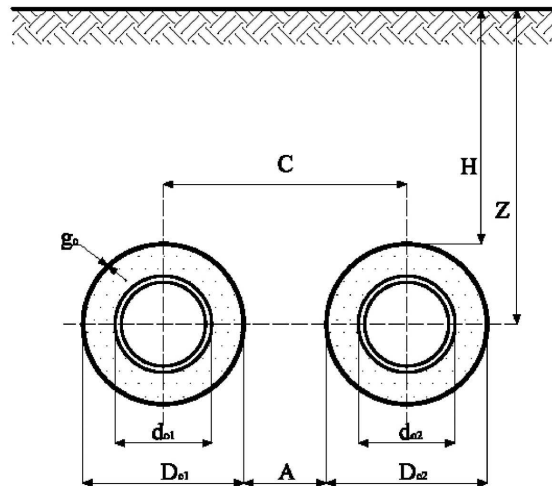
Dane ogólne przyjęte do obliczeń:

- czas trwania sezonu grzewczego – 255 dni,
- średnia temperatura zasilania w sezonie grzewczym – $t_f = 90^\circ\text{C}$,
- średnia temperatura powrotu w sezonie grzewczym – $t_r = 50^\circ\text{C}$,
- temperatura gruntu – $t_s = 8^\circ\text{C}$,
- współczynnik przewodzenia ciepła gruntu – $\lambda_s = 1,8$ W/mK,
- przykrycie rurociągu gruntem – $H = 1,0$ m,
- odległość pomiędzy płaszczami rur – $A = 0,25$ m.

4.2. Straty ciepła dla pary rur pojedynczych – warianty 1-3.

Obliczenia strat ciepła wykonano zgodnie z modelem obliczeniowym dla pary rur preizolowanych pojedynczych (rys. 2.) oraz według PN-EN:13941 [7]. System pary rur pojedynczych jest najczęściej stosowanym systemem w nowoczesnych sieciach ciepłowniczych.

Wyniki obliczeń strat ciepła dla wariantu pierwszego S-S, gdzie przewód zasilający (indeks 1) i przewód powrotny (indeks 2) mają izolację standardową, przedstawiono w tab. 1. W tabeli 2. zestawiono wyniki obliczeń strat ciepła dla wariantu drugiego P-S dla średnic DN 32, DN 100 i DN 300, które mają izolację pogrubioną na zasilaniu, a standardową na powrocie.



Rys. 2. Model obliczeniowy dla pary przewodów pojedynczych sieci ciepłowniczej preizolowanej; d_o – średnica zewnętrzna rury przewodowej, D_c – średnica zewnętrzna płaszczki osłonowego, H – przykrycie rury gruntem, A – odległość między płaszczkami osłonowymi rur, C – odległość pomiędzy osiami przewodu zasilającego i powrotnego, g_c – grubość ścianki płaszczki osłonowego PEHD, Z – odległość od powierzchni do osi rury

Tabela 1. Zestawienie wyników obliczeń dla wariantu pierwszego S-S dla średnic nominalnych DN 32, DN 100, DN 300

Współczynnik	Jednostka	DN 32	DN 100	DN 300
U_1	[W/mK]	0,1798	0,2975	0,1222
U_2	[W/mK]	0,0054	0,0134	0,0302
q_1	[W/m]	14,5205	23,8323	39,6789
q_2	[W/m]	7,1106	11,3988	18,4530
q	[W/m]	21,63	35,23	58,05

Tabela 2. Zestawienie wyników obliczeń dla wariantu drugiego P-S dla średnic nominalnych DN 32, DN 100, DN 300

Współczynnik	Jednostka	DN 32		DN 100		DN 300	
		S	P	S	P	S	P
U_1	[W/mK]	0,1789	0,1580	0,2975	0,2472	0,1222	0,3819
U_2	[W/mK]	0,0054	0,0041	0,0134	0,0090	0,0302	0,0172
q_1	[W/m]	14,5205	12,7824	23,8323	19,8928	39,6789	30,5972
q_2	[W/m]	7,1106	6,2993	11,3988	9,6445	18,4530	14,6326
q	[W/m]	19,89		31,2916		49,05	

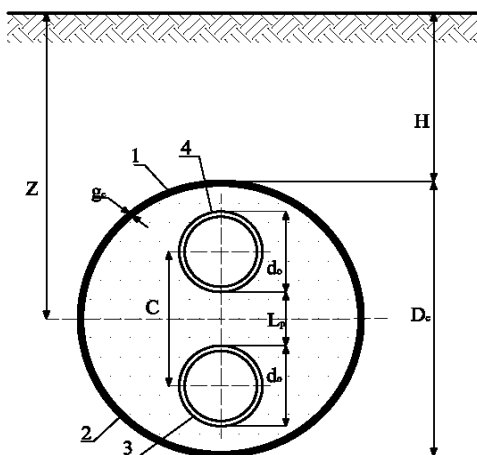
Tabela 3. zawiera zestawienie wyników obliczeń strat ciepła dla wariantu trzeciego P-P, gdzie średnice DN 32, DN 100 i DN 300 mają pogrubioną izolację zarówno na zasilaniu, jak i na powrocie.

Tabela 3. Zestawienie wyników obliczeń dla wariantu trzeciego P-P dla średnic DN 32, DN 100, DN 300

Współczynnik	Jednostka	DN 32	DN 100	DN 300
U_1	[W/mK]	0,1580	0,2472	0,3819
U_2	[W/mK]	0,0041	0,0090	0,0172
q_1	[W/m]	12,7824	19,8928	30,5972
q_2	[W/m]	6,2993	9,6445	14,6326
q	[W/m]	19,08	29,54	45,23

4.3. Straty ciepła dla systemu rur TwinPipe – wariant 4.

System rur preizolowanych TwinPipe to system rur, w którym w jednym płaszczu ochronnym są prowadzone dwa przewody (rys. 3.).



Rys. 3. Model obliczeniowy systemu rur preizolowanych TwinPipe; 1 – płaszcz zewnętrzny, 2 – izolacja PUR, 3 – rura przewodowa zasilająca (dolna), 4 – rura przewodowa powrotna (górna), d_o – średnica zewnętrzna rury przewodowej, D_c – średnica zewnętrzna płaszcza osłonowego, H – przykrycie rury gruntem, C – odległość między osiami przewodu zasilającego i powrotnego (zależne od L_p wg [8]), L_p – odległość między rurami przewodowymi (zależne od d_o wg [8]), g_c – grubość ścianki płaszcza osłonowego PEHD, Z – odległość od powierzchni do osi rury

W normie [8] model obliczeniowy jest przedstawiony tzw. multipolową metodą przybliżoną pierwszego rzędu. W modelu tym pomija się opór cieplny rury stalowej oraz opór płaszczka osłonowego PEHD, które mają niewielki wpływ na wyniki obliczeń strat ciepła [9]. Wyniki obliczeń strat ciepła dla sieci cieplnej podziemnej bezkanałowej wykonanej w systemie TwinPipe zestawiono w tab. 4.

Tabela 4. Zestawienie wyników obliczeń strat ciepła systemu rur preizolowanych TwinPipe w programie do obliczeń sieci ciepłowniczych

Współczynnik	DN 32	DN 100
Jednostkowa strata ciepła q [W/m]	14,4	23,3
Współczynnik strat ciepła U [W/mK]	0,225	0,350

Jednostkowe straty na przewodach TwinPipe wynoszą odpowiednio dla DN 32 – 14,4 W/m, dla DN 100 – 23,3 W/m.

5. Analiza porównawcza wyników obliczeń strat ciepła

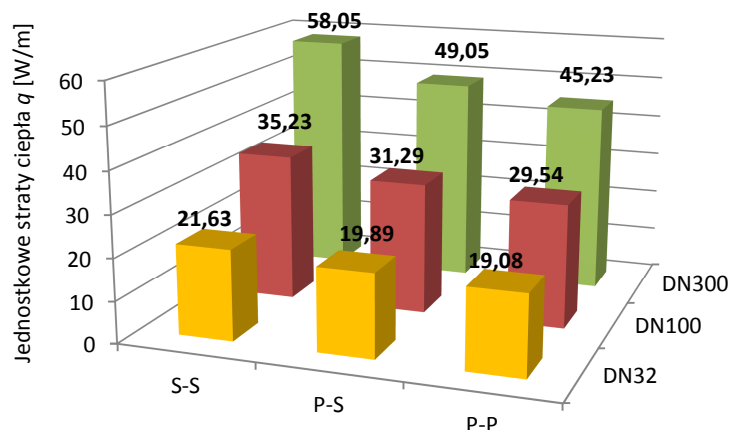
Dla poszczególnych wariantów wyznaczono i porównano jednostkowe straty ciepła w odniesieniu do analizowanych średnic przewodów. System rur preizolowanych pojedynczych z izolacją standardową jest najczęściej stosowanym rozwiązaniem, ale powoli zaczyna być zastępowany systemem przewodów z izolacją pogrubioną. Grubość izolacji na przewodach z izolacją standardową (wariant pierwszy) wynosi odpowiednio: DN 32 – 64,8 mm, DN 100 – 82,5 mm, DN 300 – 120,9 mm.

Następnie rozpatrzono straty ciepła na przewodach preizolowanych, gdzie na zasilaniu zastosowano izolację pogrubioną (Plus), na powrocie pozostawiono zaś izolację standardową (Standard). Rozwiązanie to jest droższe od pierwszego wariantu S–S w fazie inwestycyjnej, jednak podczas eksploatacji przynosi dużo więcej korzyści w postaci mniejszych strat ciepła. Grubość izolacji Plus zastosowanej na zasilaniu wynosi odpowiednio: DN 32 – 79,8 mm, DN 100 – 107,3 mm, DN 300 – 170,5 mm.

Kolejny przypadek izolacji przewodów ciepłowniczych uwzględnia zastosowanie izolacji pogrubionej zarówno na zasilaniu, jak i na powrocie. Rozwiązanie takie daje najlepsze rezultaty w przypadku strat ciepła.

Z rysunku 4. zawierającego zestawienie strat jednostkowych na przewodach dla trzech rozpatrywanych wariantów grubości izolacji wynika, że najkorzystniejsze wydaje się być rozwiązanie z pogrubioną izolacją na powrocie i zasilaniu.

niu. Najmniejsza różnica w stratach ciepła jest widoczna przy małych średnicach. Zastosowanie izolacji pogrubionej (wariant drugi P-S) na przewodzie zasilającym DN 32 powoduje zmniejszenie strat jednostkowych o 8,7%. Pogrubienie izolacji na przewodzie zasilającym DN 100 (wariant drugi P-S) powoduje zmniejszenie jednostkowych strat ciepła o 12,6% w stosunku do wariantu pierwszego. Na przewodzie preizolowanym zasilającym DN 300 izolacja została pogrubiona (wariant drugi P-S), co spowodowało zmniejszenie strat przez przenikanie o 18,3% w stosunku do izolacji standardowej (wariant pierwszy S-S).



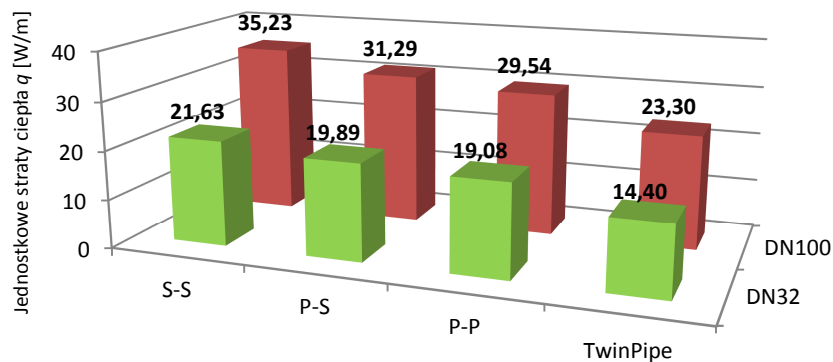
Rys. 4. Zestawienie jednostkowych strat ciepła na przewodach preizolowanych z różnymi grubościami izolacji cieplnej – warianty: 1) S-S, 2) P-S, 3) P-P

Stosując pogrubioną izolację na przewodzie DN 32 powrotnym i zasilającym (wariant trzeci P-P), otrzyma się jednostkowe straty ciepła mniejsze o 4,2% niż w wariantcie drugim P-S. Pogrubienie izolacji na przewodzie powrotnym DN 100 zmniejszy jednostkowe straty ciepła o 5,9% w stosunku do wariantu drugiego P-S. Po zastosowaniu na przewodzie powrotnym DN 300 izolacji pogrubionej (wariant trzeci P-P) zamiast standardowej (wariant drugi P-S) jednostkowe straty ciepła będą mniejsze o 8,4%.

Zastosowanie izolacji pogrubionej (wariant trzeci P-P) zamiast standardowej (wariant pierwszy S-S) na powrocie i zasilaniu dla średnicy DN 32 zmniejsza straty o 13,4%. Stosując przewody zasilające i powrotne DN 100 z pogrubioną izolacją (wariant trzeci P-P), uzyskuje się jednostkowe straty ciepła mniejsze o 19,3% niż gdyby zastosowano przewody z izolacją standardową (wariant pierwszy S-S). Dla przewodów DN 300 różnica w stratach ciepła dla izolacji S-S (wariant pierwszy) i P-P (wariant drugi) wynosi 28,3%. Średnie jednostkowe

straty ciepła na przewodach z izolacją P-S są o 6% większe niż na przewodach z izolacją P-P. Na przewodach z izolacją S-S straty są dużo większe. Różnica wynosi 20% w stosunku do izolacji P-P i 13% do izolacji P-S.

Jednostkowe straty ciepła na przewodach sieci ciepłowniczych w zależności od zastosowanego systemu i grubości izolacji cieplnej obrazuje rys. 5. Najefektywniejszy w ograniczaniu strat ciepła jest system rur preizolowanych TwinPipe (wariant czwarty). Z systemu dwóch rur pojedynczych najlepsze efekty daje zastosowanie izolacji pogrubionej na zasilaniu i na powrocie (wariant trzeci). W przypadku przewodu DN 32 system TwinPipe daje lepsze wyniki jednostkowych strat ciepła o 32,5% w porównaniu z najkorzystniejszym systemem dwóch rur pojedynczych z izolacją P-P, 38% – z wariantem drugim P-S i 50% – z wariantem pierwszym S-S. W przypadku przewodu DN 100 sytuacja jest podobna jak dla przewodu DN 32. Izolacja S-S przewodów DN 100 generuje jednostkowe straty ciepła większe aż o 51% niż system TwinPipe z izolacją standardową. Najkorzystniejszy z systemów dwóch pojedynczych rur preizolowanych (wariant trzeci P-P) charakteryzuje się jednostkowymi stratami ciepła większymi o 30% niż w systemie rur TwinPipe. Straty na przewodach preizolowanych z izolacją P-S są o 37% większe niż na rurach TwinPipe, a na przewodach z izolacją S-S utrata ciepła jest o 50% większa.



Rys. 5. Zestawienie wyników jednostkowych strat ciepła na przewodach preizolowanych pojedynczych z różnymi grubościami izolacji cieplnej i TwinPipe (wariant czwarty) – warianty: 1) S-S, 2) P-S, 3) P-P

6. Podsumowanie

Tradycyjne systemy rur ciepłowniczych prowadzonych w kanałach zostały wyparte przez nowe systemy rur preizolowanych. System preizolowanych rur ciepłowniczych posiada wiele zalet, m.in.: wytrzymałą izolację odporną na wy-

sokie temperatury i wnikanie wilgoci. System podziemny nie wymaga kanałów. Systemy rur preizolowanych charakteryzują się małym współczynnikiem przewodzenia ciepła λ izolacji cieplnej.

Najbardziej rozpowszechnione i najekonomiczniejsze w fazie inwestycyjnej jest zastosowanie standardowej izolacji na przewodach zasilających i powrotnych sieci ciepłych preizolowanych. Pod względem eksploatacyjnym nie jest to jednak najlepsze rozwiązanie. Standardowa izolacja słabo zabezpiecza przed stratami ciepła, które są o 20% większe w stosunku do przewodów z pogrubioną izolacją na zasilaniu i powrocie. Najlepsze rezultaty w ograniczaniu strat ciepła w systemie pary rur pojedynczych osiąga się z zastosowaniem pogrubionej izolacji na przewodach powrotnych i zasilających (wariant trzeci). Gorsze o 6% efekty w porównaniu z wariantem trzecim daje zastosowanie izolacji pogrubionej na zasilaniu i standardowej na powrocie. Stosując pogrubioną izolację na zasilaniu, a standardową na powrocie (wariant drugi), otrzyma się różnicę strat mniejszą o 13% w stosunku do wariantu pierwszego.

Analiza wykazała, że najlepszym rozwiązaniem pod względem strat ciepła jest system TwinPipe. Stosując ten system, osiąga się efekty lepsze o 50% w porównaniu z systemem pary rur pojedynczych z izolacją standardową i o 37% lepsze w porównaniu z izolacją P-S. Mimo wielu zalet, system TwinPipe jest mało popularny w Polsce ze względu na ograniczony zakres średnic od DN 20 do DN 150 i trudności z podłączeniem do stosowanego systemu pary rur pojedynczych. Jego przyjęcie wymaga jednak przeprowadzenia szczegółowej analizy ekonomicznej zasadności stosowania.

Literatura

- [1] Iwko I.: Sposoby ograniczania strat ciepła w sieciach ciepłowniczych w aspekcie stosowania rur preizolowanych o różnych rodzajach izolacji. Instal, nr 9/2007, s. 48-55.
- [2] Szkarowski A., Łatowski L.: Ciepłownictwo. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2006.
- [3] Szulc W., Uznański P.: Sieci ciepłownicze preizolowane – spokój do emerytury czy bomba zegarowa? Instal, nr 2/2009, s. 20-24.
- [4] Falba Ł., Pietrzyk Z., Smyk A.: Wykorzystanie MES do obliczania strat ciepła w miejskiej sieci ciepłowniczej. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, nr 3/2009, s. 8-13.
- [5] PN-EN 253: 2009. Sieci ciepłownicze – System preizolowanych rur do wodnych sieci ciepłowniczych układanych bezpośrednio w gruncie – Zespół ze stalowej rury przewodowej, izolacji cieplnej z poliuretanu i płaszcza osłonowego z polietylenu.
- [6] <http://www.logstor.com/showpage.php?pageid=2135978>.
- [7] PN-EN 13941: 2009. Projektowanie i budowa sieci ciepłowniczych z systemu preizolowanych rur zespolonych.
- [8] PN-EN 15698 – 1: 2009. Sieci ciepłownicze – System preizolowanych rur zespolonych do wodnych sieci ciepłowniczych układanych bezpośrednio w gruncie

– Część 1: Zespół dwururowy ze stalowej rury przewodowej, izolacji cieplnej z poliuretanu i płaszczu osłonowego z polietylenu.

- [9] Iwko I.: Obliczenia strat ciepła podziemnych preizolowanych sieci ciepłowniczych. Instal, nr 11/2009, s. 12-15.

HEAT LOSSES IN THE PREINSULATED DISTRICT HEATING SYSTEMS

S u m m a r y

The article presents the analysis of unit heat losses through the penetration of the preinsulated district heating systems. The unit heat losses have been calculated for the three most commonly used variants of the isolation system of the pair of single pipes and TwinPipe system. Comparison has been made of the total losses in the considered options.

Keywords: variants of the isolation system and comparative analysis, heat loss unit, preinsulated pipes

DOI: 10.7862/rb.2012.1

Jacek GROSEL
Wojciech SAWICKI
Zbigniew WÓJCICKI
Politechnika Wroclawska

ZASTOSOWANIE OPERACYJNEJ ANALIZY MODALNEJ DO BADANIA DYNAMICZNEJ PRACY RYS W RURACH SSĄCYCH ELEKTROWNI WODNYCH

Tematem pracy jest prezentacja możliwości zastosowania operacyjnej analizy modalnej (OMA) do eksperymentalnego badania „dynamicznej pracy” rys w rurach ssących elektrowni wodnych. Przez „dynamiczną pracę” rozumie się możliwość wykonywania względnych ruchów fragmentów konstrukcji podzielonej rysami wzdłuż oraz w poprzek tych rys, a także obracania się tych fragmentów względem siebie.

Słowa kluczowe: badania eksperymentalne, OMA, rura ssąca, rysy, elektrownia wodna

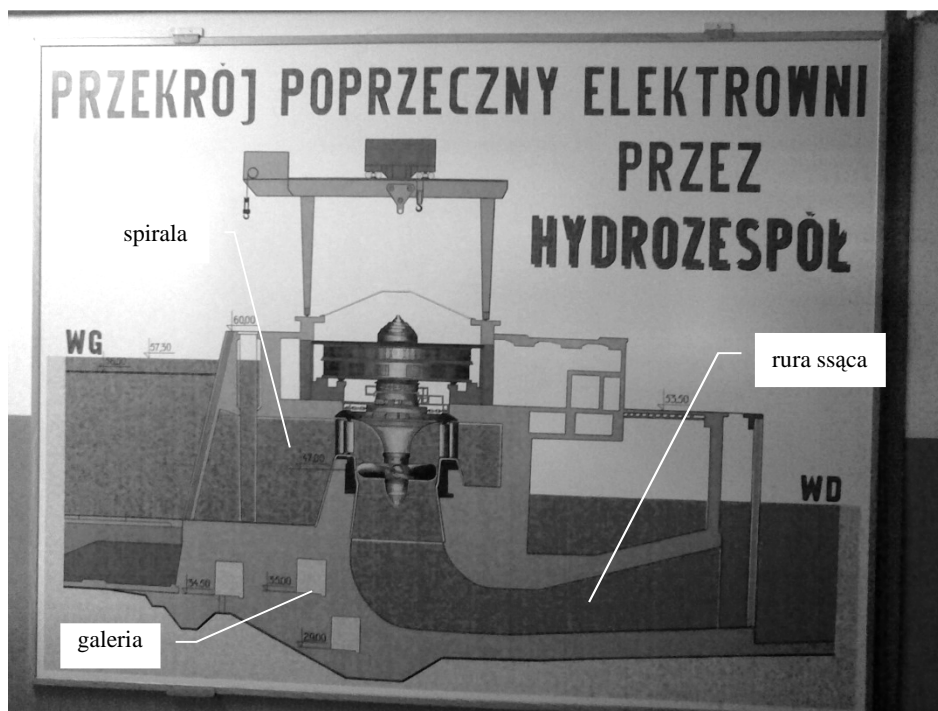
1. Wprowadzenie

Tematem pracy jest prezentacja możliwości zastosowania operacyjnej analizy modalnej (OMA) do eksperymentalnego badania „dynamicznej pracy rys” w rurach ssących elektrowni wodnych. Przez „dynamiczną pracę rys” rozumie się możliwy względny ruch fragmentów konstrukcji wzdłuż lub w poprzek rys, a także możliwy obrót względem siebie fragmentów konstrukcji oddzielonych rysami. Tematyka pracy jest nowatorska ze względu na rodzaj i specyfikę obiektu badań oraz sposób wykorzystania OMA do diagnostyki rys.

Prezentowana praca jest fragmentem pierwszego etapu znacznie bardziej różnorodnych badań realizowanych w latach 2010 i 2011 przez pracowników Wydziału Budownictwa Lądowego i Wodnego Politechniki Wrocławskiej. Badania te dotyczyły kompleksowej analizy przyczyn powstawania pęknięć w elementach konstrukcji betonowej największej w Polsce elektrowni wodnej oraz określenia wytycznych dla poprawy kondycji tych betonów. Identyfikowano stan zarysowania ścian konstrukcji bloków elektrowni wraz z pomiarem szerokości rozwarcia rys. Wykonano cały szereg nieniszczących badań konstrukcji w celu sprawdzenia występowania w betonach: pustek powietrznych, raków,

delaminacji oraz głębokich pęknięć i rys. Zrealizowano także badania niszczące (z wykorzystaniem odwiertów) w celu określenia bieżących parametrów wytrzymałościowych, fizykomechanicznych i chemicznych betonów. W szczególności wykonano wiele pomiarów i analiz dynamicznych bloków elektrowni.

Przedmiotowy obiekt jest jednym z elementów piętrzących stopnia wodnego na rzece Wiśle. Tworzą go trzy bloki, zdylatowane między sobą. W każdym z bloków są zainstalowane dwa turbozespoły, tworząc dwie sekcje – hydrozespoły (rys. 1.).



Rys. 1. Przekrój poprzeczny elektrowni przez hydrozespoły

W części podziemnej hydrozespołu można wyróżnić następujące charakterystyczne elementy podstawowe: spiralę wlotową, rurę ssącą oraz galerie łączące wszystkie hydrozespoły. Elementy te, jako znajdujące się poniżej poziomu wody, powinny charakteryzować się szczelnością. Niestety obecny stan konstrukcji charakteryzuje się występowaniem w każdym z hydrozespołów szeregu rys i spękań. Występujące w konstrukcji każdej sekcji rysy oraz spękania różni się (w ogólności) ich lokalizacja, stan rozwarcia, układ przestrzenny i przebieg.

Z przeprowadzonych różnymi metodami badań jednoznacznie wynika, że w istniejącej sieci spękań można wyróżnić, ze względu na lokalizację oraz prze-

bieg, dwie jakościowo różne ich rodziny. Takie wyróżnienie topologii spękań umożliwia geometryczna powtarzalność struktury analizowanego obiektu, tj. sześciu geometrycznie podobnych hydrozespołów. Wraz z powtarzalnością geometrii konstrukcji hydrozespołu występuje rodzina spękań (spękania systemowe), w których można było zauważyć wyraźną powtarzalność geometrii sieci zarysowań, oraz rodzina spękań (spękania losowe), w których takiej korelacji (powtarzalności) nie zaobserwowano.

Spękania systemowe wykazują periodyczność, podobnie jak geometria hydrozespołów, przy czym powtarzalność ta dotyczy zarówno geometrii sieci zarysowań, w zakresie ich lokalizacji i przebiegu, jak i stanu rozwarcia rys. Taki systemowy układ spękań występuje w rurach ssących, przy czym ich przebieg ma charakter obwodowy.

Największe problemy podczas badania rys pojawiły się w rurach ssących. Zarówno badania nieniszczące wykonywane z wykorzystaniem tomografu ultradźwiękowego, jak i metodą odpowiedzi na impuls (*impulseresponse*) wymagają, aby beton był suchy. Obecność wody zniekształca odczyty, a ścian w rurze ssącej praktycznie nie da się wysuszyć, nie mówiąc już o dnie rury ssącej, gdzie woda częściowo zalega, przedostając się przez nieszczelności w zasuwie odcinającej od strony dolnej wody. Odwierty kontrolne także nie dawały precyzyjnej odpowiedzi na pytania dotyczące charakteru rys, tzn. czy są one wskrośne, czy nie, ponieważ odwierty w dnie rury ssącej mogły być wykonywane maksymalnie do głębokości nie większej niż 0,5 m a najmniejsza grubość płyty dennej wynosiła 2,5 m. Głębsze odwierty mogłyby być niebezpieczne dla konstrukcji, gdyż przebicie dna rury ssącej, przy słupie wody ok. 20 m, stanowiłoby ogromne zagrożenie zarówno dla ludzi przebywających w rurze ssącej, jak i konstrukcji samej elektrowni. Rdzenie o długości 0,5 m pobrane z odwiertów w ścianach i na dnie rury ssącej wykazały istnienie rysy na całej długości rdzenia.

Aby uzyskać odpowiedź na zasadnicze pytanie, czy wykryte rysy obwodowe w rurach ssących są wskrośne, czy też nie, postanowiono zastosować metodę dynamiczną. Zespół badawczy złożony z autorów niniejszej pracy, będących pracownikami Zakładu Dynamiki Budowli Instytutu Inżynierii Lądowej Politechniki Wrocławskiej, pod kierownictwem Kierownika Zakładu dr. hab. inż. Zbigniewa Wójcickiego, prof. PWr, zaproponował nowatorskie rozwiązanie polegające na wykorzystaniu technik OMA do zbadania dynamicznej pracy rys.

Do badań eksperymentalnych wykorzystano 34-kanałowy system PULSE firmy Brüel & Kjær, przeznaczony do wszechstronnych pomiarów i analiz dynamicznych wielkich konstrukcji inżynierskich. System ten jest własnością Instytutu Inżynierii Lądowej Politechniki Wrocławskiej. Możliwości systemu istotne dla treści pracy zostały omówione w następnym punkcie.

Idea nieniszczącej metody, która umożliwia jednoznaczne określenie, czy rysy obwodowe w ścianach i dnie rury ssącej są, czy nie są wskrośne, sprowadza się do oceny kształtu form własnych elementów zdylatowanych rysami i na tej

podstawie określenia charakteru dynamicznej pracy rys. Zaproponowano zainstalowanie czujników drgań po obu stronach każdej rysy wzdłuż jednej linii (poprzecznej do rys) i na podstawie pomiarów drgań sporządzenie form własnych. Przyjęto założenie, że na podstawie kształtu form własnych będzie można ocenić, czy na rysach występują względne ruchy translacyjne i/lub rotacyjne.

Badania cech modalnych konstrukcji mogą być realizowane na dwa sposoby. Pierwszy sposób – to klasyczna analiza modalna. W metodzie tej, w największym uproszczeniu, mierzy się siły wymuszające drgania w punktach pomiarowych i odpowiedź układu na działanie tej siły w tych punktach pomiarowych. Stosując metodę tę do dużych, masywnych konstrukcji, trzeba się liczyć z trudnościami pomiarowymi. Po pierwsze, aby wzbudzić drgania dużej konstrukcji, konieczne są wzbudniki drgań wymuszające bardzo duże siły, co samo w sobie nie jest łatwe w technicznej realizacji, tym bardziej, że wzbudzanie musi być realizowane w różnych miejscach konstrukcji, a dostęp do tych punktów jest często utrudniony. Po drugie, należy z jednej strony posiadać bardzo czułe czujniki drgań, ponieważ w masywnych konstrukcjach trudno jest bezpiecznie wzbudzić drgania o dużych amplitudach. Z drugiej jednak strony drgania w pobliżu wzbudnika są relatywnie duże i na czujnikach zlokalizowanych w pobliżu wzbudnika pojawiają się wtedy przesterowania.

Drugi sposób – to operacyjna analiza modalna (OMA) zwana także eksploatacyjną analizą modalną. W metodzie tej mierzy się tylko odpowiedź układu wywołaną jedynie działaniem czynników środowiskowych lub/i eksploatacyjnych. Nie mierzy się wartości sił wymuszających, a jedynie odpowiedź dynamiczną układu. Metoda ta jest wolna od wad klasycznej analizy modalnej, ale wymagana jest bardzo duża czułość pomiarów i rejestracja znacznie dłuższych przebiegów czasowych drgań.

W przypadku rury ssącej tak dużej konstrukcji, jaką jest blok elektrowni, praktycznie możliwe było zastosowanie tylko tej drugiej metody.

2. System PULSE do pomiarów dynamicznych wielkich konstrukcji inżynierskich

System PULSE 3560 firmy Brüel & Kjær (rys. 2.) charakteryzuje się ważnymi cechami pomiarowymi, takimi jak:

- kanały wejściowe o częstotliwości 0-25,6 kHz,
- system i jego moduły akwizycji wykonane w technice Dyn-X, tzn. zawierające dwie 24-bitowe karty pomiarowe; dzięki temu wejścia osiągają:
 - dynamikę 160 dB (po 80 dB na każdą kartę),
 - idealną liniowość oraz zgodność fazową między kanałami pomiarowymi.

Tak rozbudowana diagnostyka stanu kanałów wejściowych systemu umożliwia bezobsługową akwizycję sygnałów, co w szczególności nie wymaga zwracania uwagi na regulację zakresów pomiarowych.



Rys. 2. System PULSE 3560 firmy Brüel & Kjær do pomiaru i analizy drgań

Do badań wykorzystano akcelerometry sejsmiczne DeltaTron 8340 (tab. 1.). W badanym przypadku szczególnie istotna była możliwość pomiarów niskich częstotliwości (zgodnie z danymi producenta od poziomu 0,1 Hz) i to z wystarczającą precyzją gwarantowaną przez bardzo dużą czułość tych akcelerometrów. Niskie częstotliwości własne są bowiem cechą charakterystyczną wielkich konstrukcji inżynierskich.

Tabela 1. Charakterystyki przetwornika

Typ przetwornika	Akcelerometr sejsmiczny DeltaTron 8340
Masa	775 g
Zakres częstotliwości	0,1-1500 Hz
Zakres pomiarowy	do 4,9 m/s ²
Czułość	1000 mV/ms ⁻²
Poziom szumów	0,24 mm/s ²

Omówione cechy systemu pomiarowego umożliwiają wykonywanie zaawansowanych analiz dynamicznych. Niezbędnym warunkiem jest posiadanie

stosownego oprogramowania. Na wyposażeniu systemu jest m.in. pakiet analizy modalnej, obejmujący wszystkie metody analizy operacyjnej, operacyjna analiza modalna (OMA), animacji drgań strukturalnych (ODS) oraz klasyczna analiza modalna (wzбудnik, młotek) z modyfikacją obiektu i pracami symulacyjnymi. Pakiet OMA wyposażono w najnowsze osiągnięcia w tej dziedzinie, w tym automatyczne wyszukiwanie i wskazywanie postaci drgań własnych oraz samoczynną eliminację zakłóceń od sygnałów harmoniczných [1].

Pakiet OMA zawiera sześć algorytmów uzyskiwania częstotliwości własnych i form własnych. Ponadto niektóre z tych algorytmów umożliwiają określenie tłumienia modalnego dla poszczególnych form własnych.

W badaniach wykorzystano wszystkie 6 algorytmów, tj.:

- 1) FDD (*Frequency Domain Decomposition*),
- 2) EFDD (*Enhanced Frequency Domain Decomposition*),
- 3) CFDD (*Curve-Fit Frequency Domain Decomposition*),
- 4) SSI-UPC (*Stochastic Subspace Identification-Unweighted Principle Components*),
- 5) SSI-PC (*Stochastic Subspace Identification-Principle Components*),
- 6) SSI-CVA (*Stochastic Subspace Identification-Canonical Variate Analysis*).

Pierwsze trzy algorytmy należą do grupy analiz w dziedzinie częstotliwości [2, 3]. Ich idea opiera się na rozkładzie odpowiedzi układu dyskretnego (w dziedzinie częstotliwości) na sumę odpowiedzi wielu układów o jednym stopniu swobody. W algorytmach 4-6. zastosowano stochastyczną metodę identyfikacji podprzestrzeni. Metoda ta jest oparta na równaniu stanu układu dynamicznego i jego dekompozycji z użyciem filtracji Kalmana [3, 4].

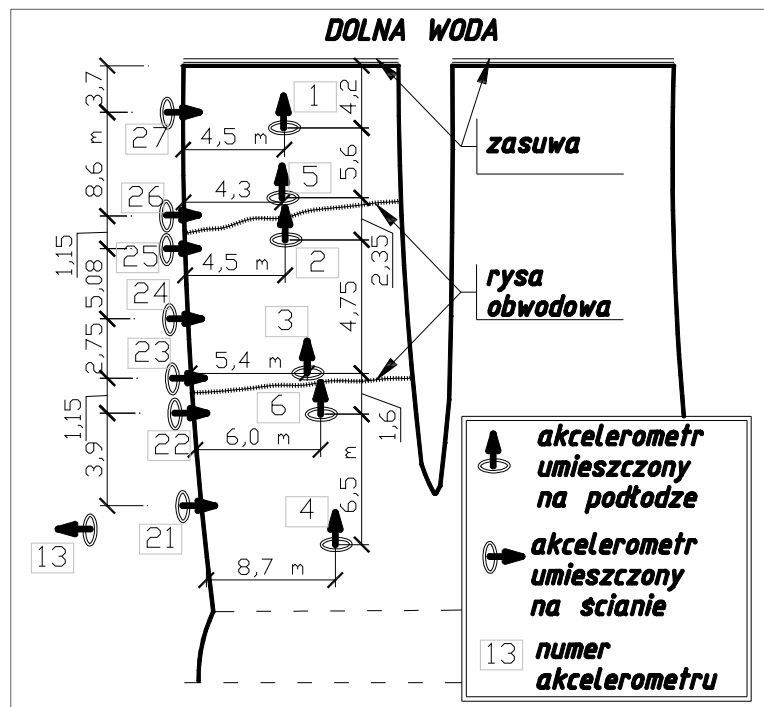
3. Rozmieszczenie akcelerometrów w rurze ssącej

Pomiary dynamiczne wykonano za pomocą bardzo czułych akcelerometrów sejsmiczných DeltaTron 8340 (tab. 1.). Przetworniki mocowano z wykorzystaniem specjalnego systemu mocowania (rys. 3.). System ten zapewniał możliwość łatwego zainstalowania czujników w każdym z trzech wzajemnie prostopadłych kierunków. Można je montować zarówno osobno, jak i równocześnie dwa lub trzy do jednej kostki, co umożliwia wykonywanie precyzyjnych pomiarów jedno-, dwu- lub trójosiowych w jednym punkcie pomiarowym.

W przykładowej rurze ssącej Hz6, gdzie wykryto dwie rysy obwodowe, akcelerometry sejsmiczne DeltaTron 8340 instalowano poprzecznie do rys na dnie lewej rury ssącej oraz na lewej ścianie tej rury, patrząc w kierunku płynięcia wody. Na dnie zamontowano sześć czujników mierzących drgania pionowe, a na ścianie – siedem czujników mierzących drgania poziome prostopadłe do powierzchni ściany. Rozmieszczenie punktów pomiarowych pokazano na rys. 4. Pomiary powiązано fazowo przez czujnik referencyjny nr 13 z pomiarami wykonywanymi w galeriach.



Rys. 3. System mocowania akceleratorów DeltaTron 8340



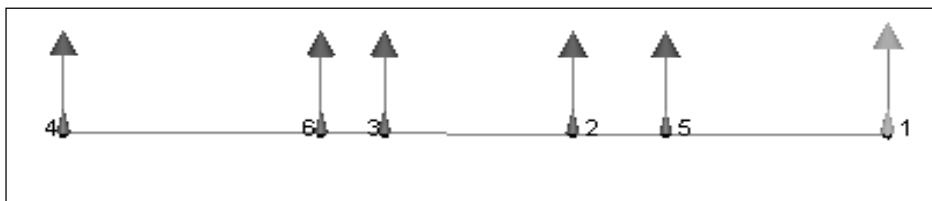
Rys. 4. Rozmieszczenie akceleratorów w rurze ssącej hydrozespołu Hz6

Pomiarów dokonano przy wyłączonej turbinie, przy czym pozostałe turbiny pracowały, wzbudzając drgania eksploatacyjne obiektu. Jednocześnie rejestrowano przebiegi czasowe przyspieszeń wszystkich punktów pomiarowych w formie nagrania do dalszej obróbki. Wykorzystywano moduł akwizycji danych systemu pomiarowego PULSE. Dwukrotnie wykonano zarówno pomiary jednogodzinne, jak i analizy OMA. Jeżeli dwukrotna analiza modalna z wykorzystaniem wszystkich sześciu algorytmów analizy modalnej dawała te same wyniki, uznawano, że są one wiarygodne. Oprócz częstotliwości własnych zidentyfikowano formy własne odpowiadające tym częstotliwościom własnym.

4. Analiza modalna (OMA)

4.1. Dno rury ssącej

Na rysunku 5. zaprezentowano model OMA przyjęty do identyfikacji częstotliwości i form własnych dna rury ssącej. Punkt 1. znajduje się najbliżej zasuw, a punkt 4. najdalej od niej (patrz też rys. 4.). Rysy przebiegają między punktami 3. i 6. oraz 2. i 5.

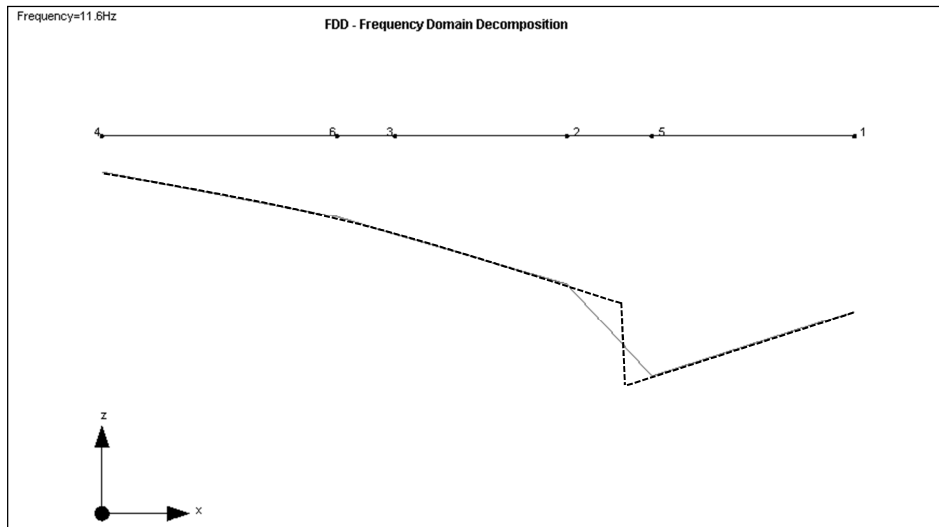
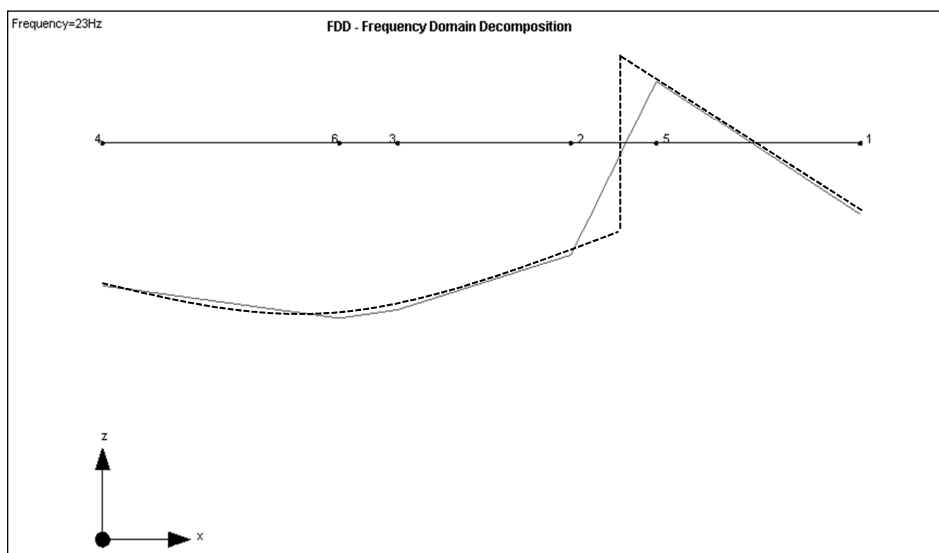


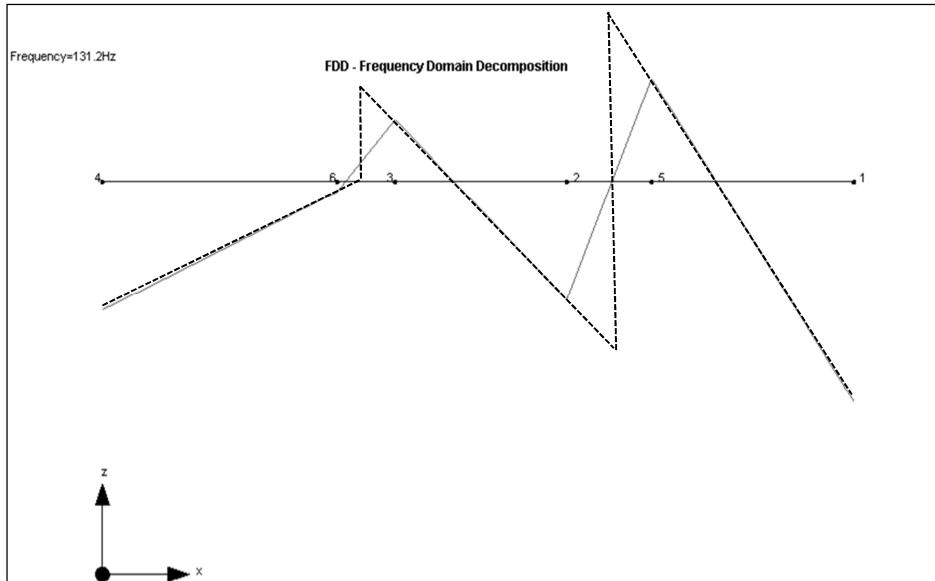
Rys. 5. Model OMA w rurze ssącej hydrozespołu Hz6 – dno rury

Zidentyfikowano trzy częstotliwości własne:

$$f_1 = 11,6 \text{ Hz}, \quad f_2 = 23 \text{ Hz}, \quad f_3 = 131,2 \text{ Hz}.$$

Odpowiadające tym częstotliwościom trzy formy własne przedstawiono na rys. 6-8. Uzyskane formy przedstawiono linią ciągłą. Linią przerywaną zaznaczono przewidywany kształt formy w przypadku zbliżania do siebie czujników rejestrujących drgania po obu stronach rys. Dzięki temu zabiegowi wyraźnie widać dynamiczny charakter pracy rys.

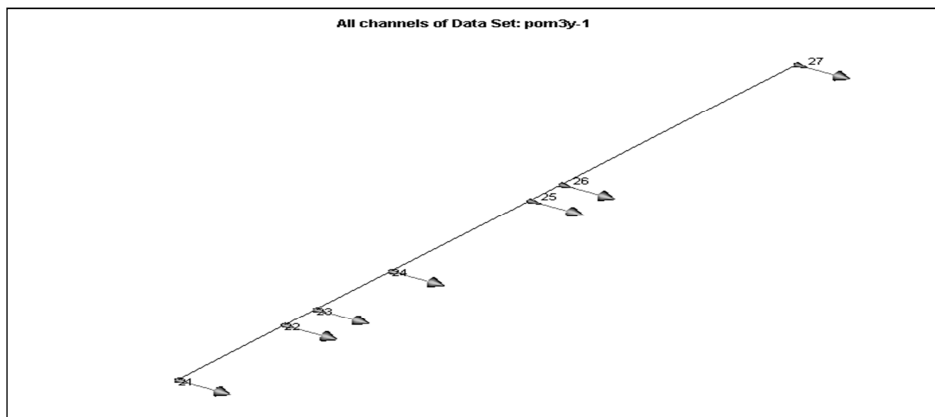
Rys. 6. Pierwsza forma własna dna rury ssącej $f_1 = 11,6$ HzRys. 7. Druga forma własna dna rury ssącej $f_2 = 23$ Hz



Rys. 8. Trzecia forma własna dna rury ssącej $f_3 = 131,2$ Hz

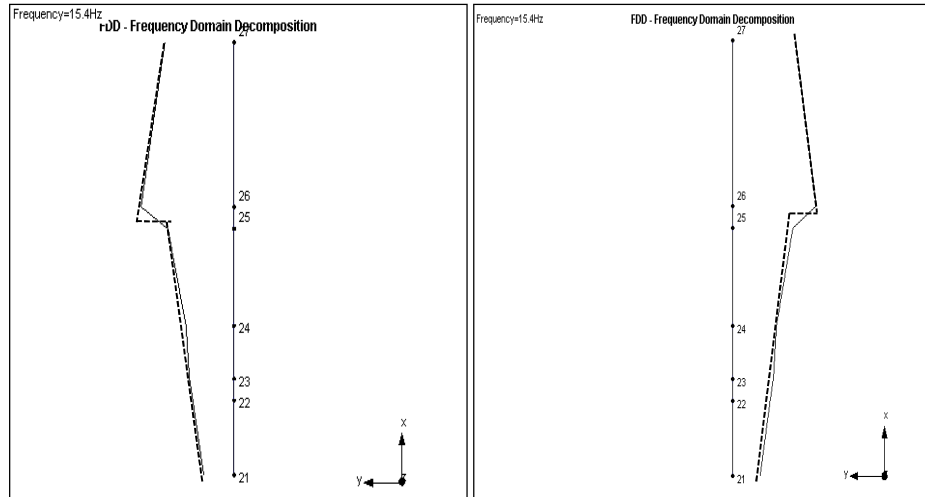
4.2. Ściana rury ssącej

Na rysunku 9. zaprezentowano model OMA przyjęty do identyfikacji częstotliwości i form własnych ściany rury ssącej. Punkt 27. znajduje się najbliżej zasuw, a punkt 21. najdalej od niej (patrz też rys. 4.). Rysy przebiegają między punktami 22. i 23. oraz punktami 25. i 26.

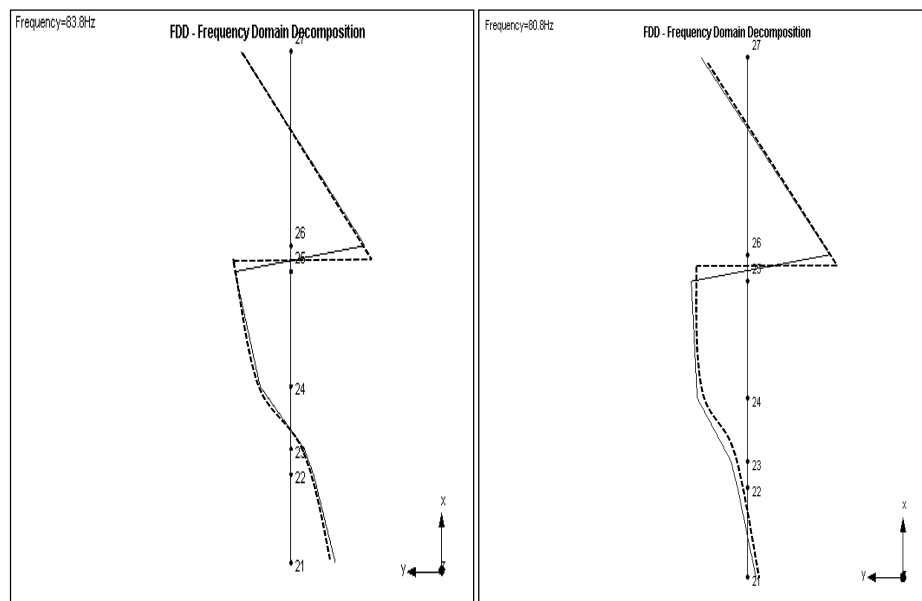


Rys. 9. Model OMA w rurze ssącej hydrozespołu Hz6 – ściana rury

Dwukrotnie wykonano zarówno pomiary, jak i analizy OMA. Zidentyfikowano dwukrotnie te same dwie częstotliwości własne $f_1 = 15,4$ Hz i $f_2 = 80,8$ Hz (83,8 Hz) oraz odpowiadające im formy drgań. Formy przedstawiono na rys. 10. i 11.



Rys. 10. Pierwsza forma własna ściany rury ssącej $f_1 = 15,4$ Hz



Rys. 11. Druga forma własna ściany rury ssącej $f_2 = 80,8$ Hz (83,8 Hz po lewej)

Podobnie jak poprzednio, uzyskane formy przedstawiono linią ciągłą. Linią przerywaną zaznaczono przewidywany kształt formy w przypadku zbliżania do siebie czujników rejestrujących drgania po obu stronach rys.

Na rysunkach 10. i 11. przedstawiono pozornie dwukrotnie te same wykresy. Są to jednak wykresy uzyskane z analiz dwóch różnych jednogodzinnych danych pomiarowych. Na wykresach po lewej stronie przedstawiono wyniki analizy uzyskane z przebiegów czasowych odpowiadających pierwszemu godzinemu pomiarowi, po prawej stronie – z przebiegów czasowych odpowiadających drugiemu pomiarowi.

W przypadku analizy modalnej w zakresie pierwszej częstotliwości i pierwszej formy własnej wyniki analiz dwóch serii pomiarowych są w zasadzie takie same. W zakresie drugiej częstotliwości własnej wyniki analiz dwóch serii pomiarowych są nieco inne – częstotliwości te różnią się o niecałe 4%. Natomiast formy własne odpowiadające tym częstotliwościom są praktycznie identyczne.

Mimo pewnych nieznaczących różnic wyników analiz modalnych, należy stwierdzić, że podobieństwo wyników obu analiz jest bardzo duże, co pośrednio świadczy o poprawności i powtarzalności realizacji pomiarów i algorytmów OMA. Ponadto warto podkreślić, że każda turbina obraca się z częstotliwością nieco niższą od 1 Hz, co generuje niekorzystne w analizie modalnej wymuszenia harmoniczne. Każda turbina ma 4 łopatki, a więc jest generowane wzbudzenie o częstotliwości ok. 4 Hz oraz o częstotliwościach będących kolejnymi wielokrotnościami tej częstotliwości. Wszystkich turbin jest sześć, przy wyłączeniu badanej turbiny pracowało pięć pozostałych. Metoda analizy modalnej automatycznie eliminuje zakłócenia od tych sygnałów harmonicznym generowanych przez pracujące turbiny, dlatego OMA mogła być zrealizowana bez wstrzymania pracy elektrowni. Jest to ogromna zaleta tej metody analizy modalnej.

5. Wnioski

Na podstawie badań dynamicznych przeprowadzonych przez zespół badawczy złożony z pracowników Zakładu Dynamiki Budowli, z wykorzystaniem systemu PULSE 3560 firmy Brüel & Kjær do pomiarów i analiz dynamicznych wielkich konstrukcji inżynierskich, oraz po analizie uzyskanych danych pomiarowych sformułowano następujące wnioski:

1. Badania dynamiczne spękań obwodowych rur ssących wskazały, że główne spękania mają charakter wskrośny. Potwierdziły to również obserwacje rdzeni betonów pobranych z elektrowni w miejscach występowania tych spękań. Z badania rdzeni o długości 0,5 m wynikało, że rysy występują na całej długości rdzeni, a więc rysy w tych miejscach muszą mieć co najmniej 0,5 m głębokości.
2. Możliwość ruchu na poszczególnych rysach ujawnia się dla jednej lub kilku częstotliwości (form) własnych.

3. Rysa obwodowa bliższa zasuwy (pomiędzy punktami 25. i 26. na ścianie oraz punktami 2. i 5. na dnie) jest rysą wskrośną, która pracuje dynamicznie i na której występują niezależne ruchy poprzeczne (translacyjne) i obrotowe (rotacyjne). Wynika to z nieciągłości i wyraźnego załamania form w miejscach występowania rys. Jest to szczególnie dobrze widoczne na rys. 11., przy częstotliwości własnej wynoszącej 80,8 Hz (83,8 Hz):
 - efekty załamania wykresów form są wyraźniejsze na ścianie niż na dnie rury ssącej,
 - uznano, że oddylatowanie się elementów betonowych rury ssącej Hz6 występuje głównie na rysie, która znajduje się bliżej zasuwy (ok. 10 m od niej) (rys. 6., 7., 10. i 11.),
 - na drugiej rysie w rurze ssącej (dalszej od zasuwy) oddylatowanie pojawia się jedynie na jej dnie między punktami 6. i 3. na rys. 8., przy częstotliwości własnej 131,2 Hz (relatywnie dość wysokiej), ale względny ruch translacyjny na tej rysie jest wyraźnie mniejszy niż na rysie bliższej zasuwy.
4. Podobne rysy zaobserwowano w innych rurach ssących, co świadczy o ich systemowym charakterze.

Literatura

- [1] Andersen P., Brincker R., Ventura C., Cantieni R.: Modal estimation of civil structures subject to ambient and harmonic excitation, Proc. of the 26th International Modal Analysis Conference (IMAC), Orlando, Florida, USA, 4-7 February 2008.
- [2] Brincker R., Zhang L., Andersen P.: Modal identification from ambient responses using Frequency Domain Decomposition, Proc. of the 18th International Modal Analysis Conference (IMAC), San Antonio, Texas 2000.
- [3] Batel M.: Operational Modal Analysis – Another way of doing modal testing, Sound and Vibration, August 2002.
- [4] Van Overschee P., DeMoor B.: Subspace identification for linear systems, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht 1996.

APPLICATION OF OPERATIONAL MODAL ANALYSIS TO THE STUDY OF DYNAMIC WORK OF CRACKS IN SUCTION PIPES OF HYDROPOWER PLANTS

Summary

The topic of the work is the presentation of the possible application of Operational Modal Analysis (OMA) to the experimental study of „dynamic work” of cracks in suction pipes in hydro-power plants. „Dynamic work” means the possible relative movement of the construction pieces

along or across the cracks, and also the possible rotation (relative to each other) of pieces of the structure that are separated by the cracks.

Keywords: experimental studies, OMA, suction pipe, scratches, hydropower

DOI: 10.7862/rb.2012.2

Galina KALDA

Politechnika Rzeszowska

GOSPODARKA ODPADAMI PROMIENIOTWÓRCZYMI

W artykule omówiono pojęcia związane ze składowaniem, transportowaniem i unieszkodliwianiem odpadów promieniotwórczych. Scharakteryzowano gospodarkę tymi odpadami w kilku krajach oraz warunki pracy Zakładu Unieszkodliwiania Odpadów Promieniotwórczych.

Słowa kluczowe: składowanie, transportowanie, unieszkodliwianie odpadów promieniotwórczych

1. Wprowadzenie

Odpady promieniotwórcze powstają podczas wytwarzania, przechowywania, składowania, stosowania materiałów jądrowych i źródeł promieniotwórczych oraz eksploatacji i likwidacji obiektów jądrowych. Są to odpady stałe, ciekłe lub gazowe, zawierające substancje promieniotwórcze lub skażone tymi substancjami.

Klasyfikację odpadów niebezpiecznych przeprowadza się według listy stworzonej przez ministra ochrony środowiska, zasobów naturalnych i leśnictwa w porozumieniu z prezesem GUS. W innych krajach Unii Europejskiej o przyporządkowaniu danego odpadu do danej kategorii decydują wyniki analiz i pomiarów.

Odpady promieniotwórcze są kwalifikowane ze względu na poziom aktywności lub moc dawki na powierzchni. Zgodnie z tym kryterium wyróżnia się następujące kategorie odpadów:

- niskoaktywne,
- średnioaktywne,
- wysokoaktywne.

Kategorie te mogą być podzielone na podkategorie, ze względu na okres połowicznego rozpadu zawartych w odpadach izotopów promieniotwórczych lub wydzielaną moc cieplną. Są to:

- odpady krótkożyciowe,
- odpady długożyciowe.

Dodatkową kategorię odpadów promieniotwórczych tworzą wycofane z użytkowania zamknięte źródła promieniotwórcze.

Kwalifikacji odpadów promieniotwórczych dokonuje kierownik jednostki organizacyjnej, na terenie której znajdują się odpady, bądź prezes agencji w przypadku rozbieżności między kwalifikacją dokonaną przez kierownika jednostki organizacyjnej, na terenie której znajdują się odpady, a kwalifikacją dokonaną przez kierownika jednostki organizacyjnej przyjmującej odpady lub stwierdzenia nieprawidłowości w kwalifikacji dokonanej przez kierownika jednostki organizacyjnej, na terenie której znajdują się odpady.

Do źródeł pochodzenia odpadów promieniotwórczych można zaliczyć:

- kopalnie rud uranu i zakłady przerobu tych rud,
- produkcję paliwa reaktorowego oraz przerób paliwa wypalonego,
- eksploatacje reaktorów energetycznych i badawczych,
- likwidacje reaktorów jądrowych,
- stosowanie izotopów promieniotwórczych w medycynie, rolnictwie, przemyśle i badaniach naukowych.

Właściwe gospodarowanie odpadami promieniotwórczymi skutecznie chroni człowieka i środowisko naturalne przed szkodliwym wpływem emitowanego przez nie promieniowania jonizującego. Podczas składowania, utylizacji i transportu odpadów obowiązują określone zasady dotyczące:

- minimalizowania ilości powstających odpadów,
- odpowiedniego segregowania odpadów (oddzielnie ciekłe, oddzielnie nadające się do rozdrobnienia, prasowania, spalania itd.),
- zmniejszania objętości odpadów (prasowanie, odparowanie itp.),
- zestalania i pakowania odpadów, tak aby były chemicznie i fizycznie stabilne,
- składowania odpadów w miejscach o właściwej strukturze geologicznej i stosowania wszystkich możliwych technologii oraz barier, które skutecznie izolują odpady od człowieka i środowiska.

2. Składowanie odpadów promieniotwórczych

Odpady promieniotwórcze i wypalone paliwo jądrowe przechowuje się w warunkach umożliwiających ich segregację oraz zapewniających ochronę ludzi i środowiska. Odpady promieniotwórcze można składować wyłącznie w stanie stałym, w opakowaniach zapewniających bezpieczeństwo ludziom i środowisku pod względem ochrony radiologicznej, z zapewnieniem odprowadzania ciepła i niedopuszczenia do powstania masy krytycznej oraz prowadzenia stałej kontroli tych czynników w okresie składowania, a także po zamknięciu składowiska.

Odpady przechowuje się w obiekcie lub pomieszczeniu (magazyn odpadów promieniotwórczych) wyposażonym w urządzenia do wentylacji mechanicznej

lub grawitacyjnej oraz do oczyszczania powietrza usuwanego z tego pomieszczenia, zaliczonym zgodnie z przepisami budowlanymi co najmniej do klasy B odporności pożarowej i zabezpieczonym przed zalaniem wodą.

Wejście do magazynu odpadów promieniotwórczych, jak również opakowania do przechowywania średnio- i wysokoaktywnych odpadów promieniotwórczych oznacza się tablicą informacyjną. Na tablicy zostają umieszczone informacje o zawartości oraz temperaturze, której nie mogą przekroczyć przechowywane odpady, i temperaturze, której nie może przekroczyć opakowanie z tym odpadem.

Ściany zewnętrzne i stropy magazynu odpadów promieniotwórczych lub zastosowane osłony powinny mieć taką konstrukcję, która będzie zapobiegać otrzymaniu przez osoby pracujące w magazynie rocznej dawki skutecznej (efektywnej) od wszystkich dróg narażenia przekraczającej wartość 0,1 mSv. Magazyn odpadów promieniotwórczych wyposaża się więc w sprzęt dozymetryczny, odpowiedni ze względu na rodzaj emitowanego promieniowania jonizującego, w stałe lub ruchome osłony przed promieniowaniem, środki ochrony indywidualnej przed skażeniami promieniotwórczymi i napromieniowaniem, a także w instalację wodną i kanalizacyjną. W obiektach nieposiadających specjalnej kanalizacji ciekłe odpady promieniotwórcze można przechowywać w pojemnikach lub zbiornikach ze stali nierdzewnej lub z tworzyw sztucznych, których pojemność nie przekracza 100 dm³, oraz w pojemnikach szklanych lub ceramicznych zabezpieczonych przed uszkodzeniami mechanicznymi, których pojemność nie przekracza 25 dm³.

W magazynie, w którym są przechowywane odpady promieniotwórcze niegenerujące gazów, zapewnia się wentylację zapobiegającą powstawaniu zjawiska rosenia na powierzchni opakowań oraz na ścianach magazynu. Odpady promieniotwórcze wytwarzające gazy lub mogące spowodować skażenie promieniotwórcze powietrza są przechowywane w magazynie wyposażonym w wentylację mechaniczną, umożliwiającą zmniejszenie stężenia powstałych gazów lub skażeń do poziomu, który można pominąć z punktu widzenia ochrony radiologicznej.

Oddzielnie od pozostałych ciekłych odpadów promieniotwórczych w odrębnych zbiornikach lub pojemnikach przechowuje się ciekłe odpady promieniotwórcze zawierające izotopy alfapromieniotwórcze i izotopy, których okres połowicznego rozpadu nie przekracza 65 dni. Ciekłe odpady promieniotwórcze zawierające organiczne rozpuszczalniki, ekstrahenty, oleje lub detergeny o stężeniu przekraczającym 10 mg/dm³ czy też substancje kompleksotwórcze o stężeniu przekraczającym 10 mg/dm³, substancje rozpuszczone i osady o zawartości przekraczającej 10 g/dm³ w przeliczeniu na suchą pozostałość przechowuje się oddzielnie od siebie oraz od odpadów zawierających izotopy.

Wszelkie opakowania przeznaczone do przechowywania odpadów promieniotwórczych dostosowuje się do stanu skupienia i właściwości fizykochemicznych odpadów promieniotwórczych. Materiał tych opakowań nie może wcho-

dzić w reakcje chemiczne z odpadami promieniotwórczymi. W związku z tym stałe odpady promieniotwórcze przechowuje się w pojemnikach stalowych, betonowych, z tworzyw sztucznych oraz w bębnach lub w workach foliowych (tylko odpady niskoaktywne) z tworzyw sztucznych o grubości powyżej 0,5 mm. Ciekłe odpady promieniotwórcze przechowuje się w zbiornikach stalowych pokrytych wewnątrz powłoką chemoodporną, zbiornikach betonowych uszczelnionych od wewnątrz i pokrytych powłoką chemoodporną lub zbiornikach z tworzyw sztucznych laminowanych.

Odbiorem, transportem, przetwarzaniem i składowaniem odpadów powstających u wszystkich użytkowników materiałów promieniotwórczych w Polsce zajmuje się Zakład Unieszkodliwiania Odpadów Promieniotwórczych (ZUOP). Jest to państwowe przedsiębiorstwo użyteczności publicznej z siedzibą w Otwocku-Świerku, powołane do wykonywania działalności w zakresie postępowania z odpadami promieniotwórczymi i wypalonym paliwem jądrowym, a przede wszystkim do zapewnienia stałej możliwości składowania odpadów promieniotwórczych i wypalonego paliwa jądrowego. Zakład może również wykonywać działalność w zakresie postępowania z odpadami niebezpiecznymi.

Nadzór nad zakładem oraz funkcję organu założycielskiego sprawuje minister właściwy do spraw gospodarki. Przeprowadza on kontrolę i dokonuje corocznej oceny działalności zakładu, którą przedstawia prezesowi rady ministrów do dnia 30 marca roku następnego.

Miejscem składowania powstających w Polsce odpadów promieniotwórczych jest Krajowe Składowisko Odpadów Promieniotwórczych w Różanie. Składowiska odpadów promieniotwórczych dzieli się na powierzchniowe i głębokie. Krajowe składowiska odpadów promieniotwórczych zostają uznane w drodze decyzji prezesa agencji, przy czym składowiska te muszą przez co najmniej 11 miesięcy w roku spełniać warunki przyjmowania odpadów promieniotwórczych w celu ich składowania i przechowywania.

KSOP jest typem składowiska powierzchniowego zlokalizowanego na terenie byłego fortu wojskowego. Składowisko to jest przeznaczone do składowania krótkożyciowych odpadów nisko- i średnioaktywnych oraz okresowego przechowywania odpadów długożyciowych. W KSOP mogą być składowane odpady wyłącznie w postaci stałej lub zestalonej. Powinny one spełniać następujące warunki:

- nie powinny wydalać produktów gazowych (wyjątek stanowią odpady zawierające izotopy rozpadające się do produktów gazowych, np. Ra-226),
- nie powinny zawierać substancji wybuchowych, łatwopalnych lub wykażujących się powinowactwem chemicznym w stosunku do barier ochronnych,
- nie powinny zawierać cieczy niezwiązanej powyżej 1% całkowitej masy odpadów,

- ługowalność z produktów zestalania odpadów niskoaktywnych nie powinna być większa niż $10^2 \text{ g}\cdot\text{cm}^{-2}\cdot\text{d}^{-1}$, a dla średnioaktywnych $10^{-3} \text{ g}\cdot\text{cm}^{-2}\cdot\text{d}^{-1}$,
- pojemniki z odpadami powinny być szczelnie zamknięte w sposób zabezpieczający przed ich wydostaniem się na zewnątrz.

Stałe i zestalone odpady są umieszczane w betonowych obiektach tego typu, których grubość ścian i stropów wynosi 1,2-1,5 m. Miejscem składowania odpadów krótkożyciowych nisko- i średnioaktywnych jest także część adaptowanej do tego celu suchej fosy. Opakowane odpady są umieszczane warstwami w fosie i zalewane betonem z dodatkiem bentonitu, który, ze względu na właściwości sorpcyjne, wspomaga skuteczność izolacji odpadów. Ostatnie, najwyższej znajdującej się odpady są pokrywane 40 cm warstwą betonu i zaimpregnowane mieszkanką bitumiczną ograniczającą możliwości infiltracji wód opadowych do wnętrza tej konstrukcji.

Skuteczność stosowanych zabezpieczeń jest systematycznie sprawdzana przez kontrolę:

- narażenia radiologicznego pracowników na podstawie pomiarów indywidualnych,
- radioaktywności podstawowych elementów środowiska naturalnego (powietrze, woda, gleba, roślinność),
- poziomu promieniowania na terenie i w otoczeniu składowiska.

W blisko czterdziestoletnim okresie eksploatacji składowiska zgromadzonych zostało ok. 3300 m^3 odpadów o sumarycznej aktywności 33,78 TBq. ZUOP posiada Zezwolenie z dnia 18 listopada 1999 r. na eksploatację Krajowego Składowiska Odpadów Promieniotwórczych w Róźnie, wydane przez prezesa Państwowej Agencji Atomistyki.

3. Transport

Przygotowując do transportu i transportując odpady promieniotwórcze, należy uwzględnić zagrożenia, jakie mogą stwarzać ich właściwości fizykochemiczne, a także spełnić wymagania i warunki obowiązujące w transporcie materiałów niebezpiecznych [1]. Aby zmniejszyć ryzyko podczas przewozu, Rada Społeczno-Ekonomiczna ONZ upoważniła Międzynarodową Agencję Energii Atomowej (MAEA) do przygotowania i zarekomendowania przepisów i standardów dotyczących bezpiecznego transportowania materiałów promieniotwórczych.

Materiały promieniotwórcze są przewożone w różnych opakowaniach zapewniających bezpieczeństwo przesyłki w czasie transportu, zarówno dla przewoźników, jak i środowiska naturalnego.

Rodzaj opakowania, w jakim przewozi się materiały promieniotwórcze, zależy od gatunku tego materiału, jego objętości, ilości, postaci fizycznej i aktywności. W związku z tym poszczególne typy opakowań są konstruowane pod względem odpowiednich parametrów wytrzymałościowych i materiałowych. Opakowania typu A muszą zapewniać szczelność i osłonę ładunku w przypadku zaistnienia mniejszych wypadków transportowych. Są one również poddawane testom wytrzymałościowym, ale nie tak surowym, jak opakowania typu B. Muszą być odporne na deszcz i ewentualny upadek z pojazdu. Zakłada się jednak, że opakowanie takie może zostać uszkodzone w czasie transportu, a jego zawartość wydostać się na zewnątrz. Przepisy określają więc maksymalną ilość substancji promieniotwórczej, jaka może być przewożona w tego typu opakowaniu.

Opakowania typu B mają podwyższoną wytrzymałość mechaniczną i termiczną, ponieważ muszą zapewnić szczelność i osłonę ładunku nawet podczas poważnych wypadków transportowych. Używane są do przewozu najbardziej radioaktywnych materiałów (wypalone paliwo, wysokoaktywne odpady promieniotwórcze). Są one poddawane surowym testom mechanicznym, termicznym i zanurzeniowym. Muszą posiadać autoryzację, czyli certyfikat wydany przez właściwe organy dozoru jądrowego i ochrony radiologicznej kraju.

Opakowania przemysłowe (IP) służą do transportu materiałów o niskiej aktywności lub przedmiotów skażonych powierzchniowo. Zawarta w nich ilość materiału aktywnego stanowi – w sytuacjach awaryjnych – znikome zagrożenie dla ludzi i środowiska. Ten typ opakowań jest również poddawany niektórym testom wytrzymałościowym. Opakowań tego typu używa się przede wszystkim do transportu rud radioaktywnych i niskoaktywnych odpadów promieniotwórczych.

Opakowania tzw. wyłączone są używane do transportu małych ilości materiałów promieniotwórczych, np. radiofarmaceutków czy urządzeń, zawierających źródła promieniotwórcze o bardzo niskiej aktywności (izotopowe czujki dymu, przyrządy pomiarowe). Są to m.in. pudełka kartonowe, pojemniki z tworzyw sztucznych czy metalowe puszki. Przewóz takich przesyłek nie jest już tak rygorystycznie uwarunkowany. Nie muszą one posiadać np. nalepek ostrzegawczych, ale wewnątrz powinna się znajdować informacja o przewożonym materiale [2].

4. Unieszkodliwianie odpadów promieniotwórczych

Unieszkodliwianie odpadów promieniotwórczych powinno rozpoczynać się w miejscu ich powstawania. Polega ono na tworzeniu barier ochronnych zabezpieczających przed uwalnianiem się substancji promieniotwórczych w miejscu ich składowania i zapobiegających emisji do środowiska. Rozróżnia się dwie podstawowe grupy barier ochronnych:

- 1) bariery naturalne – to warunki geologiczne i hydrogeologiczne terenu i złoża, na którym jest zlokalizowane składowisko odpadów; jakość tej bariery określają następujące czynniki:
 - izolacja od wód opadowych, powierzchniowych i podziemnych (obecność zbiorników wodnych, kierunki i szybkość przepływu wód gruntowych, fluktuacja zwierciadła wód),
 - właściwości złoża decydujące o szybkości migracji radionuklidów (przepuszczalność, właściwości sorpcyjne),
- 2) bariery sztuczne – to zabezpieczenia wykonane przez człowieka i tworzone na każdym etapie unieszkodliwiania odpadów; są to materiały o różnych właściwościach i konstrukcje spełniające podstawową funkcję eliminowania lub ograniczania:
 - infiltracji wód gruntowych i opadowych do miejsc składowania odpadów promieniotwórczych,
 - rozproszenia się i migracji substancji promieniotwórczych ze składowiska do otoczenia,
 - ługowalności substancji promieniotwórczych z odpadów,
 - niszczącego działania roślin i zwierząt.Elementami sztucznych barier ochronnych są:
 - forma odpadów – postać fizyczno-chemiczna substancji promieniotwórczych zawartych w odpadach wraz z materiałem nieaktywnym,
 - opakowanie – osłona, materiały izolacyjne,
 - materiały wypełniające – wypełniają wolne przestrzenie w komorze składowania (pomiędzy opakowaniem i miejscem składowania, np. beton z kruszywem barytowym, mieszanina piasku i bentonitu),
 - materiał i konstrukcja komór składowania,
 - materiały izolacyjne – mogą być związane z konstrukcją komór składowania lub tworzyć oddzielne warstwy.

5. Gospodarka odpadami promieniotwórczymi we Francji i na Ukrainie

Francja, jako jeden z nielicznych krajów na świecie, zajmuje się przeróbką paliwa wypalonego. Działalność tego typu prowadzą dwa zakłady: w Marcoule na południu Francji (o zdolności produkcji 1000 ton/rok, uruchomiony już w 1958 r.) oraz w La Hague na północy w Normandii (o zdolności produkcji 1600 ton/rok, uruchomiony w 1967 r.). Przedsiębiorstwa te świadczą usługi również dla elektrowni spoza Francji, np. Niemiec, Szwajcarii, Japonii. Całością procesów wytwarzania i przeróbki paliwa jądrowego we Francji zajmuje się państwowe towarzystwo COGEMA (Compagnie Générale des Matières Nucléaires). Problematyką odpadów promieniotwórczych zajmuje się natomiast insty-

tucja pod nazwą ANDRA (l'Agence Nationale Pour le Traitement des Déchets Radioactifs) utworzona w 1979 r. która dysponuje dwoma składowiskami powierzchniowymi, tj. La Manche oraz L'Aube. Pierwsze – zlokalizowane w Pointe-du-Cotentin w pobliżu La Hague – to składowisko odpadów nisko- i średnioaktywnych o powierzchni 12 ha i pojemności 535000 m³ uruchomione w 1969 r. Obecnie są prowadzone prace związane z zamknięciem tego składowiska. Drugie – zlokalizowane w Soulaines w pobliżu Aube w Szampanii – to składowisko odpadów niskoaktywnych o powierzchni 95 ha i pojemności 1 mln m³, uruchomione w 1992 r. Należy podkreślić, że francuska energetyka jądrowa dąży do systematycznego obniżania wielkości odpadów promieniotwórczych z elektrowni jądrowych. O ile 10 lat temu roczna ilość odpadów wynosiła 350 m³ na jeden blok, o tyle obecnie jest ona 3-krotnie niższa i wynosi mniej niż 100 m³. W przeliczeniu na jednego mieszkańca rocznie energetyka jądrowa we Francji wytwarza 1 kg odpadów promieniotwórczych, z czego 10 g stanowią odpady wysokoaktywne (w nich jest zawarte 95% całkowitej promieniotwórczości). Przykładowo warto podać, że wielkość odpadów przemysłowych na jednego mieszkańca Francji wynosi 3000 kg rocznie, tak więc wielkość odpadów promieniotwórczych stanowi zaledwie 0,03% wielkości odpadów przemysłowych [3].

Ukraina każdego roku wytwarza ok. 265 ton zużytego paliwa jądrowego. Paliwo jądrowe początkowo jest gromadzone na terenie reaktorów, w których zostało wykorzystane. Jeszcze niedawno było ono przekazywane do Rosji w celu utylizacji bądź powtórnego przerobu, jednak ze względu na warunki ekonomiczne zaprzestano wywozu zużytych materiałów. Obecnie na terenie Ukrainy znajduje się sześć miejsc przechowywania wysoko- i średnioaktywnych odpadów (włączając w to strefę wokół zniszczonej elektrowni w Czarnobyli). Problematyka odpadów radioaktywnych należy do obowiązków Ministerstwa Awarii Czarnobylijskiej (obecnie części składowej Ministerstwa Sytuacji Nadzwyczajnych). W 1996 roku rząd uchwalił program zagospodarowania odpadów radioaktywnych do 2005 r. Nałożył obowiązek ewidencjonowania odpadów, regularnego kontrolowania składowisk odpadów i ich modernizacji. Program zakłada, że odpady będą przechowywane w basenach z wodą w miejscu wytworzenia przynajmniej do 2005 r. Do tego też roku miało być wyznaczone miejsce i wybudowane podziemne składowisko odpadów radioaktywnych [4].

6. Gospodarka odpadami promieniotwórczymi w Japonii i Kanadzie

Za regulację cyklu paliwowego w japońskiej energetyce jądrowej oraz za składowanie odpadów promieniotwórczych jest odpowiedzialne Ministerstwo Ekonomii Handlu i Przemysłu. Japonia posiada dobrze rozwinięty przemysł związany z cyklem paliwowym w energetyce jądrowej. Dysponuje własnymi zakładami wzbogacania uranu w Ningyo Toge, które są zarządzane przez JNC,

oraz w Rokkasho, zarządzane przez prywatne konsorcjum Japan Nuclear Fuel Limited (JNFL). Zakłady przerobu wypalonego paliwa znajdują się w Tokaimura (JNC) oraz Rokkasho (JNFL). Część wypalonego paliwa z japońskich elektrowni jądrowych jest nadal przerabiana w Europie, we Francji lub w Wielkiej Brytanii. Na terenie Rokkasho znajduje się również centralne składowisko niskoaktywnych odpadów promieniotwórczych (o pojemności 200 tys. m³, co jest równoważne 1 mln beczek 200 l), składowisko wypalonego paliwa jądrowego (obecnie znajduje się tam 779 ton paliwa z reaktorów typu BWR i PWR) oraz składowisko zestalonych odpadów promieniotwórczych powstałych z przeróbki wypalonego paliwa. Większość wypalonego paliwa znajduje się nadal w basenach przechowalnikowych na terenie elektrowni jądrowych [5].

Za przechowywanie odpadów promieniotwórczych w Kanadzie odpowiadają ich producenci, czyli właściciele i dyrektorzy zakładów. Po wypaleniu pręty paliwowe zdalnie przenoszone są do zbiorników (basenów) napełnionych wodą, zwanych Irradiated Bays Fuel (IBF), na czas ich ostygnięcia i znacznego zmniejszenia poziomu promieniowania. Baseny te o specjalnej konstrukcji i wzmocnieniach mają zabezpieczać przed wyciekami i skutkami ewentualnych trzęsień ziemi. Po około 7-10 latach temperatura elementów paliwowych spada wystarczająco, aby można je było przenieść do suchych zbiorników. Następnie są one zalewane specjalnym koncentratem i transportowane do miejsca składowania. Obecnie w Kanadzie odpady radioaktywne przechowywane są w następujących zakładach:

1. AECL (Chalk River Laboratories) są własnością Atomic Energy of Canada Limited i zlokalizowane w pobliżu Deep River w Ontario. Większość przechowywanych tu odpadów pochodzi z zamkniętej już elektrowni w Rolphton.
2. AECL (Whiteshell Laboratories) – położone w południowo-wschodnim Manitoba zostały założony przez AECL w 1960 r. Większość odpadów to wykorzystane paliwo z nieczynnego reaktora w Douglas Point oraz niestandardowe odpady z innych źródeł.
3. AECL (Douglas Point Waste Management Facility) – jest położone w Kincardine w Ontario. Przechowuje 22,256 zużytych prętów paliwowych (zakład zamknięto w 1986 r.).
4. Hydro-Québec – posiada i obsługuje Gentilly-2, reaktor jądrowy zlokalizowany blisko Trois-Rivieres w Québecu. Zużyte paliwo reaktora jest gromadzone przez minimum siedem lat w IBF, następnie przechowywane w jedenastu silosach wewnątrz nieczynnego budynku turbiny. Zgromadzono tu 3,213 prętów paliwowych.
5. New Brunswick Power – siłownia Point Lepreau położona 40 km na zachód od St. John, New Brunswick.
6. Ontario Power Generation – jest odpowiedzialne za paliwo zużyte przez reaktory w siłowniach w Pickering, Darlington i Bruce Power w Ontario. Poza tym jest ono przechowywane w IBF na terenie tych zakładów, a na-

stępnie składowane w OPG w suchych zbiornikach, z których każdy mieści 384 zużyte pręty paliwowe. Zakład działa od 1996 r.

7. Bruce Power – obsługuje reaktor w Kincardine.

7. Ochrona przed promieniowaniem jonizującym na przykładzie działalności Zakładu Unieszkodliwiania Odpadów Promieniotwórczych (ZUOP)

Zakład Unieszkodliwiania Odpadów Promieniotwórczych jest jedyną w Polsce instytucją zajmującą się kompleksowo unieszkodliwianiem odpadów promieniotwórczych. Zakład wykonuje kompleks usług, poczynając od odbioru promieniotwórczych odpadów, poprzez ich transport, kończąc na utylizacji i składowaniu.

ZUOP stosuje nowoczesne technologie unieszkodliwiania odpadów promieniotwórczych, które pozwalają na uzyskanie wysokich współczynników redukcji objętości oraz na przygotowanie odpadów w sposób zapewniający bezpieczeństwo ludności i środowiska naturalnego w całym okresie ich składowania. Zakład dysponuje własnymi środkami transportu, umożliwiając przewóz odpadów promieniotwórczych. Odpady te mogą być transportowane w różnej postaci fizycznej, w opakowaniach i o różnych gabarytach.

Odpady, które trafiają do ZUOP, są utylizowane na jedynym w Polsce Krajowym Składowisku Odpadów Promieniotwórczych (KSOP) w Różaniu. KSOP jest składowiskiem powierzchniowym zlokalizowanym na terenie byłego fortu wojskowego. Składowisko to przeznaczone jest do ostatecznego składowania krótkożyciowych odpadów nisko- i średnioaktywnych oraz do okresowego składowania odpadów długożyciowych.

Działalność ZUOP ma zasięg ogólnokrajowy o charakterze służby publicznej i obejmuje następujące zadania [5]:

- odbiór odpadów promieniotwórczych,
- transport odpadów,
- przetwarzanie i zestalanie odpadów,
- kontrola jakości odpadów kierowanych do składowania,
- przechowywanie i składowanie odpadów promieniotwórczych,
- dekontaminacja skażonych urządzeń, instalacji i obiektów,
- likwidacja skutków awarii radiologicznych.

Powstające odpady promieniotwórcze są przekazywane do ZUOP, gdzie podlegają segregacji, „schładzaniu” (okresowemu magazynowaniu mającemu na celu obniżenie aktywności odpadów, które następuje w wyniku rozpadu izotopów krótkożyciowych), a następnie przetwarzaniu. Proces przetwarzania ma na celu redukcję objętości odpadów oraz nadanie im formy dogodnej do dokony-

wania dalszych operacji przeprowadzanych na nich, tj. bezpiecznego transportu i długotrwałego składowania.

Proces przetwarzania ciekłych odpadów promieniotwórczych odbywa się za pomocą metody sorpcji na mieszaninie syntetycznych sorbentów nieorganicznych, złożonej z węglanu baru i żelazocyjanku miedziowego. W wyniku oczyszczania otrzymuje się tzw. koncentrat promieniotwórczy, zawierający ok. 99% początkowej aktywności ścieków, który podlega dalszemu przetwarzaniu.

Jako materiał wiążący stosuje się mieszaninę cementu portlandzkiego z cementem hutniczym z dodatkami stabilizującymi jednorodność otrzymanego produktu. Produkt ten jest następnie umieszczany w stalowych ocynkowanych bębnach, zamykany pokrywą i transportowany do składowiska odpadów.

Odpady stałe są przetwarzane z wykorzystaniem mechanicznych technik redukcji objętości. Odpady prasowalne, stanowiące ok. 45% wszystkich odpadów stałych, są zgniatanie w stalowych 200-litrowych bębnach w prasie hydraulicznej o nacisku 12 ton. W zależności od rodzaju prasowanych odpadów uzyskiwane wartości współczynników redukcji objętości wynoszą 1,5-3,0. W przypadku odpadów o większych gabarytach stosuje się fragmentację (cięcie) w celu optymalizacji transportu i warunków składowania. Sprasowane i pocięte odpady umieszcza się w stalowych bębnach, a następnie zalewa betonem. Po wypełnieniu bębna zamyka się go stalową pokrywą i w tej postaci transportuje do miejsca składowania.

Firma ZUOP zajmuje się również utylizacją źródeł radowych. Zatapia się je w ampułce szklanej i umieszcza w mosiężnej gilzie. Jest ona hermetycznie zamykana w zasobniku ze stali nierdzewnej, który jest wkładany do gniazda osłonowego. Ostatecznie pojemnik ten jest umieszczany w obudowie ze stali zwykłej i zalewany betonem. Po ułożeniu warstwy ziemi okrzemkowej na powierzchni pokrytego betonem pojemnika obudowa jest zamykana pokrywą.

Stosowane w ZUOP technologie utylizacji ulegają systematycznej modyfikacji i doskonaleniu, co jest związane z koniecznością dostosowania ich do coraz wyższych wymagań dotyczących jakości przetworzonych odpadów przeznaczonych do okresowego bądź ostatecznego składowania, a także rosnącymi wymaganiami w zakresie ochrony środowiska.

Polska nie miała problemu z unieszkodliwianiem odpadów promieniotwórczych, aż do 1958 r., kiedy to w Instytucie Badań Jądrowych w Świerku koło Otwocka został uruchomiony pierwszy w kraju badawczy reaktor jądrowy EWA. Wtedy to pojawił się problem z odpadami promieniotwórczymi. W Instytucie Badań Jądrowych nastąpiło nagromadzenie się zużytych źródeł promieniotwórczych pochodzących z importu oraz odpadów powstałych podczas konfekcjonowania izotopów. Pojawiły się nowe rodzaje odpadów, tzn. koncentraty promieniotwórcze (zużyte jonity z układów oczyszczania wód obiegów chłodzenia reaktora, szlamy postrąceniowe będące wynikiem oczyszczania ścieków promieniotwórczych) wymagające dalszego oczyszczania.

Trzy lata po uruchomieniu reaktora EWA w 1961 r. rozpoczęto eksploatację pierwszego w Centralnej Składnicy Odpadów Promieniotwórczych w Róźnie. Wiązało się to z koniecznością opracowania i wdrożenia pełnej technologii unieszkodliwiania odpadów w formę dogodną do bezpiecznego transportu i długotrwałego składowania. Wymagało to również budowy nowych obiektów i instalacji unieszkodliwiania odpadów.

W początkowym okresie zagadnieniem unieszkodliwiania odpadów promieniotwórczych zajmowała się Centrala Odpadów Promieniotwórczych (COP) b. Instytutu Badań Jądrowych (IBJ), będąca w strukturze organizacyjnej instytutu gospodarstwem pomocniczym. W 1970 roku COP został przekształcony w Zakład Unieszkodliwiania Substancji Promieniotwórczych (ZUSP), po czym włączony do nowo utworzonego Ośrodka Reaktorów i Produkcji Izotopów (ORiPI) w Instytucie Energii Atomowej (IEA), powstałym w 1983 r. po likwidacji IBJ.

W 1988 roku, po wyodrębnieniu się ORiPI z IEA i utworzeniu Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Izotopów, ZUSP znalazł się w strukturze Instytutu Energii Atomowej. Decyzją dyrektora IEA z dniem 1 stycznia 1994 r. został on przekształcony w Zakład Doświadczalny Unieszkodliwiania Odpadów Promieniotwórczych (ZDUOP) z rozszerzoną, w stosunku do innych zakładów instytutu, samodzielnością finansową. Z dniem 1 stycznia 2002 r. ZDUOP IEA został przekształcony w przedsiębiorstwo państwowe użyteczności publicznej pn. Zakład Unieszkodliwiania Odpadów Promieniotwórczych.

Odkrycie promieniotwórczości z jednej strony umożliwiało pozytywne wykorzystanie tegoż zjawiska, z drugiej zaś obarczyło ludzkość odpowiedzialnością za właściwe jej wykorzystanie. Znajomość zagadnień związanych z promieniotwórczością, wpływem promieniowania na organizmy żywe oraz sposobów ochrony przed promieniowaniem może pomóc ludziom zmniejszyć zagrażające zdrowiu skutki promieniowania.

Praca z odpadami radioaktywnymi jest niebezpieczna i wymaga podjęcia szczególnych środków ostrożności. Wszyscy pracownicy ZUOP są zobowiązani do przestrzegania przepisów obowiązujących na terenie zakładu.

Do zadań pracodawcy należy zapewnienie pracownikom podstawowych szkoleń z zakresu bezpieczeństwa jądrowego i ochrony radiologicznej. Szkolenia te powinny obejmować informacje o zagrożeniach związanych z pracą w warunkach narażenia na promieniowanie jonizujące i stosowanych środkach ochrony oraz o znaczeniu przestrzegania odpowiednich wymagań technicznych i medycznych w tym zakresie. Ponadto pracodawca musi objąć podwładnych oceną narażenia, a także nadzorem medycznym.

Za pracowników jednostki odpowiada kierownik, który jest zobowiązany do:

- sprawdzenia, czy pracownicy posiadają ważne orzeczenia lekarskie o zdolności do pracy, w tym stwierdzające brak przeciwwskazań do pracy

w warunkach narażenia zdrowia i życia wydane przez uprawnionego lekarza,

- zapewnienia pracownikom specjalistycznego przeszkolenia uwzględniającego specyfikę terenu kontrolowanego i planowanej pracy,
- zapewnienia niezbędnych środków ochrony indywidualnej,
- zapewnienia prowadzenia pomiaru dawek indywidualnych.

Natomiast pracownicy są zobowiązani do:

- przestrzegania zasad bezpiecznej pracy w warunkach narażenia, w tym szczegółowych przepisów obowiązujących na danym stanowisku pracy,
- współdziałania z kierownikiem jednostki w zakresie poprawy warunków pracy i właściwej kontroli otrzymanych dawek promieniowania jonizującego,
- dbałości o terminowość i kompletność wpisów w paszporcie dozymetrycznym.

Bezpieczeństwo pracy ze źródłami promieniowania jonizującego wymaga przestrzegania zasady ograniczenia czasu przebywania pracownika w zagrożonym polu, zwiększania odległości od źródła promieniowania jonizującego, ograniczenia zasięgu tego promieniowania i eliminowania skażeń promieniotwórczych, w szczególności przez:

- stosowanie wyposażenia i sprzętu zgodnie z ich przeznaczeniem oraz zaleceniami producenta,
- stosowanie środków ochrony indywidualnej,
- dopuszczanie do pracy na poszczególnych stanowiskach osób przeszkolonych i posiadających uprawnienia wymagane do pracy na tych stanowiskach,
- stałą kontrolę stosowanych procedur oraz bieżącą kontrolę i konserwację eksploatowanych urządzeń.

W przypadku przewozu materiałów niebezpiecznych należy przestrzegać umowy ADR. Jest to umowa europejska dotycząca przewozu drogowego towarów niebezpiecznych, sporządzona w Genewie 30 września 1957 r.

Przewóz drogowy towarów niebezpiecznych może odbywać się pojazdem samochodowym lub zespołem pojazdów, z wyłączeniem motocykla. Pojazd przewożący towary niebezpieczne powinien być odpowiednio przystosowany, wyposażony i oznakowany zgodnie z umową ADR. Wytyczne umowy ADR dotyczą również opakowań, kontenerów i cystern służących do przewozu towarów niebezpiecznych.

Do kierowania pojazdem przewożącym towary niebezpieczne dopuszczeni są kierowcy, którzy ukończyli specjalne kursy doszkalające, a ponadto:

- mają ukończone 21 lat,
- spełniają wymogi określone w odrębnych przepisach w stosunku do kierowców przewożących towary niebezpieczne,
- posiadają zaświadczenie ADR.

8. Podsumowanie

Odpady promieniotwórcze należą do kategorii odpadów niebezpiecznych, czyli takich, które ze względu na swoje pochodzenie, skład chemiczny, biologiczny i inne właściwości stanowią zagrożenie dla zdrowia, życia ludzkiego lub środowiska. Wytwarzane są w procesach technologicznych w przemyśle, rolnictwie i przetwórstwie rolnym, gospodarce komunalnej, transporcie, służbie zdrowia itp. Odpady niebezpieczne mogą być składowane tylko i wyłącznie w specjalnie przygotowanych składowiskach lub odpowiednio zabezpieczonych częściach składowisk komunalnych.

Literatura

- [1] Ustawa z dnia 29.11.2000 Prawo atomowe, art. 59, Dz.U.01.3.18 rozdz. 8.
- [2] Kalda G., Savchenko Z.: Radiometria i dozymetria. Chmielnicki 2003.
- [3] <http://www.if.pw.edu.pl/~pluta/pl/dyd/mfj/zal03/kalinowski/www/5.html>
- [4] Kalda G., Shevelya V., Sokolan K.: Analiza stanu radiacyjnego środowiska terytorium Ukrainy. Niłołajewski Narodowy Uniwersytet. Prace Naukowe Niłołajewskiego Narodowego Uniwersytetu, t. 53, z. 40, 2006, s. 87-92.
- [5] <http://www.zuop.pl/dzialalnosc.html>.

RADIOACTIVE WASTES ECONOMY

S u m m a r y

The paper represents the terms related to utilizing, transporting and deactivating radioactive wastes. It shows working conditions of organizations to deactivate radioactive wastes.

Keywords: utilizing, transporting, deactivating radioactive wastes

DOI: 10.7862/rb.2012.3

Galina KALDA
Politechnika Rzeszowska

WYKORZYSTANIE W POLSCE ENERGII WIATRU DO OŚWIETLANIA I OGRZEWANIA

W artykule przedstawiono różne rodzaje budowy elektrowni wiatrowych wykorzystywane do produkcji własnego prądu elektrycznego, ogrzewania pomieszczeń, gospodarstwa rolnego. Przedstawiono charakterystyki warunków wiatrowych w Polsce, a także wady i zalety elektrowni wiatrowych.

Słowa kluczowe: wykorzystanie energii wiatru, elektrownie wiatrowe, charakterystyka wietrzności

1. Wprowadzenie

W porównaniu z krajami europejskimi, zwłaszcza takimi jak Niemcy albo Dania, Polska niedawno zaczęła swoją przygodę z energetyką wiatrową. W ostatnich latach nastąpił wzrost zainstalowanych mocy farm wiatrowych o 166 razy w porównaniu z 2000 r. Według danych Urzędu Regulacji Energetyki moc zainstalowana w energetyce wiatrowej w Polsce w latach 2008-2010 sięgała 666 MW, przy czym główne inwestycje wiatrowe są zbudowane w centralnej Polsce, w rejonie Karpat oraz w pasie wybrzeża Bałtyku. Przełomowy w energetyce był 2008 r., w którym nastąpił 40-procentowy przyrost liczby projektów związanych z energią odnawialną. W tym też roku największy nacisk położono na inwestycje w energetykę wiatrową, na którą przypada 36%, czyli 8500 MW spośród 24000 MW wszystkich mocy wytwórczych.

Możliwości rozwoju energetyki wiatrowej w Polsce są dość obiecujące, na co wskazują wyniki badań wieloletnich kierunków i prędkości wiatru, prowadzonych w ramach sieci meteorologicznej Instytutu Meteorologii i Gospodarki Wodnej. Uprzywilejowanymi w Polsce rejonami pod względem zasobów wiatru są:

- środkowe, najbardziej wysunięte na północ części wybrzeża od Koszalina po Hel,
- rejon wyspy Wolin,
- Suwalszczyzna,
- środkowa Wielkopolska i Mazowsze,

- Beskid Śląski i Żywiecki,
- Bieszczady i Pogórze Dynowskie.

2. Budowa elektrowni wiatrowych

2.1. Budowa elektrowni wiatrowych do produkcji własnego prądu elektrycznego

Elektrownie wiatrowe do pracy w sieci wydzielonej są stosowane w dwóch przypadkach: gdy obiekt przeznaczony do zasilania znajduje się poza zasięgiem sieci energetycznej lub gdy inwestor chce wykorzystać elektrownie do ogrzewania. Elektrownie wiatrowe współpracujące z siecią wydzieloną są bardziej złożone niż współpracujące z siecią energetyki zawodowej. Stosowane w nich generatory synchroniczne samowzbudne są znacznie droższe i bardziej zawodne, niż asynchroniczne generatory pracujące w sieci. Ponadto elektrownie, aby zapewnić ciągłość dostaw energii, muszą pracować w złożonym systemie. System ten powinien zawierać co najmniej:

- elektrownię wiatrową,
- baterie akumulatorów odpowiedniej wielkości,
- regulator ładowania baterii,
- przetwornicę napięcia stałego na zmienne,
- oporowy odbiornik nadwyżki energii.

Aby polepszyć całość systemu, wskazane jest jego połączenie z baterią ogniw fotowoltaicznych. Takie skojarzenie pomaga wyrównać dostawy energii w ciągu roku. Dobrze jest też przewidzieć dodatkowe, rezerwowe źródło zasilania w postaci automatycznie uruchamianego agregatu spalinowego. Oczywiście niezbędne jest nadzorowanie całości przez komputerowy system sterowania. System taki opracowuje się indywidualnie dla każdego obiektu. Kluczem do poprawnego doboru elementów są dane dotyczące charakterystyki zapotrzebowania obiektu na energię elektryczną [1].

2.2. Budowa elektrowni wiatrowych do ogrzewania pomieszczeń

W obecnych warunkach pomysł ogrzewania domu za pomocą elektrowni wiatrowych jest bardzo trudny do uzasadnienia ekonomicznego i nieopłacalny. Jeśli zatem chce się wykorzystać wiatr do ogrzewania domu, to lepiej najpierw sprzedać energię do zakładu energetycznego, a za otrzymane środki kupić paliwo do ogrzewania. Należy jednak dodać, że projektanci często wracają do tego tematu i być może wraz z rozwojem technologii energetyki wiatrowej nastąpi przełom. Elektrownia wiatrowa będzie mogła jednak funkcjonować tylko w skojarzeniu z innym źródłem energii.

Ciągły wzrost cen energii elektrycznej i paliw kopalnianych oraz wyczerpywanie się ich zasobów zmuszają do poszukiwania innych sposobów ogrzewania budynków. W niektórych przypadkach zastosowanie mogłyby znaleźć elektrownie wiatrowe. Takie elektrownie mogą całkowicie zaspokoić zapotrzebowanie na energię i uniezależnić obiekt od zakładu energetycznego. Budowa elektrowni wiatrowej jest opłacalna, szczególnie tam, gdzie doprowadzanie energii z zakładu jest kosztowne. Elektrownie te są coraz bardziej popularne i wszystko wskazuje na to, że zainteresowanie nimi w przyszłości jeszcze się zwiększy. Koncepcja wykorzystania energii wytworzonej przez elektrownie wiatrowe do celów grzewczych polega na konwersji energii elektrycznej na ciepło i akumulację ciepła w materiałach ceramicznych. Do wyprodukowania energii potrzebnej do ogrzania budynku czy wody jest potrzebna elektrownia wiatrowa o nominalnej mocy ok. 8 kW. Elektrownia wiatrowa musi zazwyczaj współpracować z krajowym systemem energetycznym. Gdy elektrownia wyprodukuje nadmiar energii, to jest ona odprowadzana do krajowego systemu, natomiast gdy występuje jej niedobór, to jest do odkupienia. Zastosowanie akumulowania energii umożliwia sprzedawanie energii po cenach wyższych, a odkupywanie po cenach niższych [2].

Działanie elektrowni wiatrowych może być przyczyną pojawiania się różnego rodzaju problemów. Są one związane m.in. z poprawnym prowadzeniem pracy innych jednostek wytwórczych, regulacją napięcia i mocy biernej, zmianą poziomu mocy zwarciowej, wpływem na pracę zabezpieczeń, stabilnością systemu, pogorszeniem parametrów jakości energii. Duże zagęszczenie źródeł wiatrowych na pewnym obszarze może np. prowadzić do pojawienia się trudności z utrzymaniem stabilności napięciowej, zmianą rozplątów mocy w sieci i przepływów, wymianą międzyobszarową i międzysystemową, powstawaniem „wąskich gardeł” w sieci rozdzielczej i przesyłowej itp. Problemy te mogą być szczególnie zauważalne w sytuacji, gdy źródła energii wiatru są rozmieszczone w systemie nierównomiernie do warunków geograficzno-klimatycznych, a system już istniejący na obszarach o szczególnie korzystnych warunkach wiatrowych jest słabo rozwinięty [3].

2.3. Zastosowanie siłowni wiatrowej w gospodarstwie rolnym

Siłownie wiatrowe mają ciągle niewielkie zastosowanie w gospodarstwach rolnych. Siłownie takie były często stosowane przed pierwszą wojną światową. Wykorzystywano je głównie do napędu pompy wodnej, wytwarzania energii elektrycznej i napędzania młynów zbożowych do czasu elektryfikacji wsi.

W gospodarstwach wiejskich, w procesach rolniczych oraz drobnym przemyśle usytuowanym na terenach wiejskich, energia wiatru może być wykorzystywana do:

- ogrzewania pomieszczeń inwentarskich i domowych,
- ogrzewania wody technologicznej i wody dla gospodarstw domowych,

- napędu urządzeń technologicznych i innych, np. wentylatorów do osuszenia ziarna i siana, urządzeń do przygotowania pasz,
- napędu pomp wodnych w nawadnianiu i odpompowywaniu wód,
- napędu kompresorów do natleniania wód w zbiornikach chowu ryb.

Korzyściami gospodarczymi i ekologicznymi wynikającymi z budowy i eksploatacji siłowni wiatrowej są:

- nieograniczone zasoby energii wiatru,
- krótki okres budowy i montażu,
- możliwość budowy elektrowni o mocy do 20 kVA niewielkim kosztem, tzw. systemem gospodarczym,
- brak szkodliwych zanieczyszczeń w produkcji energii elektrycznej,
- 2/3 rocznej produkcji energii elektrycznej z energii wiatru uzyskuje się w sezonie grzewczym (od listopada do marca).

2.4. Zastosowanie siłowni wiatrowej do ogrzewania pomieszczeń

Zastosowanie siłowni wiatrowej do ogrzewania pomieszczeń nie różni się od innego zastosowania elektrowni wiatrowej. Zainstalowanie elektrowni nawet niewielkiej mocy wiąże się jednak ze znacznymi nakładami finansowymi. Z tego powodu większość siłowni wiatrowych stosowanych do ogrzewania buduje się systemem gospodarczym, co znacznie obniża koszty. Zaletą takiego systemu jest niska cena budowy oraz brak konieczności ubiegania się o umowę z zakładem energetycznym. Wielkość projektu zależy od możliwości finansowych twórcy. Siłownia wiatrowa o osi poziomej składa się z wieży (najczęściej kratowej), wirnika (o różnej liczbie łopat zależnej od projektu), steru i prądnicy. Prądnica najczęściej o mocy 10-20 kW jest umieszczona w głowicy siłowni. Siłownię tego typu wybudowano w miejscowości Dubiecko. Użyto w niej prądnicy samowzbudnej 8-biegunowej, dostarczającej prąd o wysokim napięciu 380 V. Prądnica ta w okresie grzewczym zasila system grzałek podgrzewających wodę w piecu akumulacyjnym, umieszczonym w piwnicy budynku. Do pieca akumulacyjnego jest też podłączony piec węglowy. Stworzenie takiego systemu ogrzewania dało właścicielowi 40% ciepła potrzebnego do ogrzania domu. W okresie letnim energia wiatru jest wykorzystywana do podgrzewania wody użytkowej. Profesjonalna elektrownia wiatrowa to taka, która została wyprodukowana w zakładzie specjalizującym się w tego typu inwestycjach i podłączona do sieci energetycznej. Na wybudowanie takiej elektrowni trzeba zgromadzić dużo środków finansowych oraz liczne dokumenty, zezwolenia, zaświadczenia, m.in. pozwolenie na budowę z właściwego urzędu gminy i umowę z zakładem energetycznym na przekazywanie nadwyżki energii. Inwestycja taka powinna się zwrócić w ciągu 7-8 lat. Urządzenie jest w pełni skomputeryzowane i nie potrzebuje żadnego dozoru pracownika.

Inną możliwością wykorzystania małych siłowni wiatrowych są agregaty pompowe. Są one przeznaczone do pompowania, rekultywacji, napowietrzania zbiorników wodnych, szczególnie jezior, stawów rybnych oraz zbiorników stabilizacyjnych oczyszczalni ścieków. Urządzenia te powinny być stosowane tam, gdzie jest zachwiana równowaga biologiczna spowodowana zanieczyszczeniami chemicznymi, organicznymi, nadmiernym rozwojem glonów i roślinności wodnej. Urządzenia te powinny być stosowane tam, gdzie istnieje duże zapotrzebowanie na tlen ze względów ekologicznych, jak i technologicznych. Można tu zaliczyć także hodowlę ryb. Jak wynika z analizy ogólnych warunków wiatrowych, na całym obszarze Polski można instalować pompownie wiatrowe, jednak najbardziej korzystne warunki wiatrowe posiadają rejony północne i północno-wschodnie.

3. Mała elektrownia wiatrowa jako sposób na własny prąd

Przydomowe elektrownie wiatrowe mogą służyć jako dodatkowe źródło energii, które w pewnym stopniu uniezależnia budynek mieszkalny (lub inny) od sieci energetycznej. Siłownie wiatrowe najczęściej sprawdzają się w przypadku domów niskoenergetycznych, bardzo dobrze ocieplonych, które potrzebują mniejszej ilości energii. Przydomowa elektrownia wiatrowa może dostarczać prąd na potrzeby odbiornika wydzielonego, czyli działającego niezależnie od sieci. Może nim być wydzielony obwód w domu, zwykle niskonapięciowy (np. obwód oświetleniowy czy obwód ogrzewania podłogowego), działający niezależnie od pozostałej instalacji w domu, zasilanej z konwencjonalnej sieci, bądź cała instalacja domowa odłączona od sieci elektroenergetycznej. Koszt budowy nowej elektrowni wiatrowej o mocy ok. 100 W wynosi 150 euro, czyli 600 zł, a elektrowni o mocy 2-3 kW – ok. 10200 zł. Im mniejsza moc elektrowni, tym zwykle dłuższy czas zwrotu poniesionych kosztów inwestycyjnych [4].

Aby podczas bezwietrznej pogody z elektrowni wiatrowej nie zabrakło energii, często stosuje się tzw. układy hybrydowe. Układ hybrydowy jest to np. połączenie elektrowni wiatrowej z panelem fotowoltaicznym lub tradycyjnym generatorem spalinowym. Ze względu na duże wahania mocy dostarczanej z elektrowni wiatrowych w układach hybrydowych konieczne jest stosowanie dodatkowych akumulatorów. Akumulatory takie umożliwiają gromadzenie energii w okresach zmniejszonego poboru i oddawanie jej w okresach zwiększonego poboru. Wybór wielkości typu oraz określonego rozwiązania elektrowni wiatrowej zależy od tego, czemu ma ona służyć. Elektrownia wiatrowa może wytwarzać prąd tylko i wyłącznie wtedy, gdy wieje wiatr i to z prędkością większą niż tzw. prędkość startowa, poniżej której turbina po prostu nie pracuje. Typowa elektrownia wiatrowa składa się z turbiny wiatrowej, akumulatora i przetwornicy. Przydomowe elektrownie wiatrowe są całkowicie niezależnymi źródłami energii, w których instaluje się albo prądnicę prądu stałego, albo małe

trójfazowe asynchroniczne prądnice. Najczęściej są stosowane prądnice prądu stałego. Elektrownie z taką prądnicą mogą zasilać obiekt, jeżeli są wyposażone w regulator napięcia oraz akumulatory do gromadzenia energii, a jeśli mają dostarczać prąd przemienny, muszą być wyposażone także w falownik. Jeśli elektrownia taka ma zasilać dom mieszkalny, to urządzenia składowe umieszcza się zazwyczaj w pomieszczeniach gospodarczych. Jeśli chodzi o podział elektrowni ze względu na moc, wyróżnia się mikro-, małe i duże elektrownie. Do zasilania domów stosuje się zazwyczaj dwa pierwsze rodzaje elektrowni.

Mikroelektrownie wiatrowe mają zazwyczaj moc mniejszą niż 100 W. Używa się ich przede wszystkim do ładowania baterii akumulatorów, które stanowią zasilanie obwodów wydzielonych. Takie elektrownie można wykorzystywać do zasilania przez akumulatory części oświetlenia domu (pojedynczych lamp), a nawet poszczególnych pomieszczeń i urządzeń.

Małe elektrownie wiatrowe to modele nieco większe, o mocy od 100 W do 50 kW. Mogą zapewniać energię elektryczną w pojedynczych gospodarstwach domowych czy też w małych firmach. W warunkach przydomowych najpopularniejsze są elektrownie o mocy od 3 do 5 kW. Elektrownie tego typu wspomaga energia zmagazynowana w akumulatorach, która wystarcza do zasilania oświetlenia sprzętu i urządzeń domowych.

Duże elektrownie wiatrowe to w praktyce elektrownie o mocy powyżej 100 kW. Są one stosowane przede wszystkim do wytwarzania prądu, który jest sprzedawany do sieci elektroenergetycznej. Taka elektrownia musi spełniać wszystkie wymogi lokalnego operatora sieci, potrzebna jest także zgoda na przyłączenie do sieci.

Ilość energii elektrycznej wyprodukowanej przez elektrownie zależy w głównej mierze od prędkości wiatru. Dobrze dobrana i usytuowana elektrownia może wytworzyć rocznie taką ilość energii elektrycznej, jaka odpowiada 10-20% iloczynowi mocy normalnej zainstalowanej turbiny oraz liczbie godzin w ciągu całego roku (24 godziny na dobę). W tak liczonej wielkości uwzględnia się zarówno okresy bezwietrzne, jak i te z prędkością wiatru mniejszą od niezbędnej do produkcji mocy nominalnej przez elektrownię wiatrową. Szczegółowej oceny produkcji energii można dokonać dopiero po uwzględnieniu zasobów wietrzności w konkretnej lokalizacji oraz właściwości dobranego typu elektrowni wiatrowej.

4. Charakterystyka wietrzności w Polsce

Południowo-wschodni rejon Polski charakteryzuje się bardzo dużym potencjałem energetycznym wiatru, którego wartość wyliczona na podstawie wyników pomiarów w zakresie prędkości powyżej 4 m/s na wysokości 30 m n.p.g. wynosi ponad 2500 kWh·a. Z roku na rok w rejonie tym wzrasta zainteresowanie energią wiatru. Obecnie do Rzeszowskiego Zakładu Energetycznego energię

elektryczną z wiatru dostarczają trzy firmy: elektrownia wiatrowa w Wróblisku Szlacheckim – gmina Rymanów, elektrownia w Pielgrzymce – gmina Osiek, wiatraki w Chwałowicach – gmina Radomyśl nad Sanem. Niedługo dołączą następne wiatraki z okolic Rymanowa. W gminie Dukla powstaje również projekt budowy dużej inwestycji tego typu. Elektrownie wiatrowe mają powstać także w okolicach Nowego Żmigrodu i Bukowska. Kolejne inwestycje tego typu są planowane głównie wzdłuż Beskidu Niskiego i Bieszczadów, ale także w okolicach Ropczyc, Mielca oraz Przemyśla. Dukielszczyzna i okolice Magurskiego Parku Narodowego to cenne krajobrazowo i przyrodniczo miejsca, więc instalowanie elektrowni wiatrowych w tych rejonach może budzić zastrzeżenia. Równiny między Rzeszowem a Przemyślem to jednak także tereny dość wietrzne. W Pielgrzymce k. Jasła można zobaczyć jedną z takich elektrowni, w której skład wchodzi dwa wiatraki o mocy 75 kW każdy. Jest ona dobrym przykładem na to, jak nie niszczyć środowiska naturalnego, można uzyskać energię ze źródeł odnawialnych [5].

W Polsce energetyka wiatrowa rozwija się od kilkunastu lat. Pierwszy wiatrak postawiono w 1991 r., przy wcześniej już istniejącej Elektrowni Wodnej w Żarnowcu. Obecnie w miejscu tym znajduje się farma wiatrowa Lisewo. Pierwszą przemysłową farmę wiatrową w Polsce uruchomiono w Barzowicach (województwo zachodniopomorskie) w kwietniu 2001 r. Składała się ona z sześciu siłowni o łącznej mocy 5 MW, co dla Polski uznaje się za wartość minimalną dla wiatrowych farm o skali przemysłowej. W ostatnich latach w Polsce można zaobserwować bardzo szybki rozwój energetyki wiatrowej.

Moc zainstalowana w energetyce wiatrowej w Polsce to 1005 MW. Wśród inwestycji można wyróżnić 13 profesjonalnych projektów. Polska znajduje się na 24. miejscu w światowym rankingu producentów energii z wiatru z zainstalowaną mocą ok. 280 MW. Najwięcej energii wiatrowej wytwarzają Niemcy (moc ponad 22 GW), Stany Zjednoczone (16 GW) i Hiszpania (15 GW). Udział energii wiatrowej w całkowitym zapotrzebowaniu na energię jest najwyższy w Danii i wynosi ok. 20%, w Hiszpanii – 9%, w Niemczech – 7%. Polska pokrywa energią wiatrową ok. 0,25% rocznego zapotrzebowania, a według rządowych prognoz udział ten ma do końca 2012 r. wzrosnąć dziesięciokrotnie i wynieść 2,3% ogólnej produkcji energii. Zagęszczenie elektrowni wiatrowych w Polsce należy do najmniejszych w UE. Moc zainstalowana w energetyce wiatrowej na mieszkańca to 0,0037 kW, a na 1 km obszaru lądowego – 0,45 kW. Łącznie w Polsce są posadowione 142 turbiny różnej mocy. Średnia moc takiej turbiny wynosi ok. 1,52 MW. Energia elektryczna w Polsce pochodzi w 94,7% z węgla, w 2,6% z gazu, w 2,4% z elektrowni wodnych, w 0,3% z innych źródeł.

5. Wady i zalety elektrowni wiatrowych

Elektrownie wiatrowe pozwalają na pozyskiwanie energii z wykorzystaniem wiatru. Są to urządzenia zbudowane z turbiny wiatrowej, za pomocą której produkują energię elektryczną. Elektrownie wiatrowe są uważane za jedną z lepszych możliwości ekologicznego pozyskania energii. Jednak oprócz licznych zalet, elektrownie takie mają też i wady.

Zalety elektrowni wiatrowych:

- brak konieczności stosowania paliwa do jej uruchomienia (jest więc uznawana za czystą ekologicznie),
- zmniejszenie emisji CO₂ do atmosfery,
- możliwość zamontowania turbiny w miejscu oddalonym od krajowej sieci energetycznej,
- zmniejszenie kosztów energii elektrycznej przy turbinie w gospodarstwie domowym.

Wady elektrowni wiatrowych:

- mogą wpływać na klimat lokalny,
- mogą zmniejszać prędkość wiatru,
- wymuszają utrzymanie pewnej rezerwy mocy w tradycyjnych elektrowniach, gdyż są uzależnione od warunków pogodowych,
- są zagrożeniem dla ptaków – zabijają ptaki i zakłócają ich nawigację,
- szpecą krajobraz (szczególnie farmy wiatrowe), emitują hałas.

6. Podsumowanie

Rozwój energetyki odnawialnej, w tym także wiatrowej, jest możliwy jedynie przy odpowiednim wsparciu państwa. Specyfika tego wsparcia nie polega jednak na systemie przyznawania przez państwo ulg i zachęt, a na ustawowym zarządzeniu obowiązku zakupu lub wytworzenia energii elektrycznej pochodzącej ze źródeł odnawialnych i skojarzonych. Realizacja tego obowiązku stwarza dodatkowe koszty u podmiotów zobowiązanych do zakupu, i to wywołuje niechęć do jego wypełnienia.

Ceny energii elektrycznej będą się zwiększały przez najbliższe lata. Ze względu na duże koszty inwestycyjne w odnawialne źródła energii ustawodawca wprowadził zachęcające rozwiązanie dla producentów – dwa strumienie przychodów: ze sprzedaży energii i praw majątkowych wynikających ze świadectw pochodzenia wyprodukowanej energii. Kolejnymi zachętami i preferencjami, które powinny się przyczynić do rozwoju odnawialnych źródeł energii, są:

- obniżenie o 50% kosztów przyłączenia do sieci tego typu źródeł,
- wprowadzenie regulacji umożliwiających zastosowanie odmiennego sposobu bilansowania systemu elektroenergetycznego dla elektrowni wiatrowych,
- obowiązek zapewnienia przez operatora systemu elektroenergetycznego pierwszeństwa w świadczeniu usług przesyłowych energii wytworzonej w źródłach odnawialnych.

Obecne przychody wytwórców energii z odnawialnych źródeł są dwukrotnie wyższe niż z tradycyjnych nośników, gdyż cena sprzedaży do 1 MWh energii tego typu przewyższa jej wartość. Z tego wynika, że zainteresowanie odnawialnymi źródłami energii jest stosunkowo duże. Można przypuszczać, że jeżeli firmy z tej branży nie zaistnieją na rynku w najbliższych 3-4 latach, to trudno im będzie przyłączyć się do grona producentów elektrowni wiatrowych.

Literatura

- [1] Ząber Z.: Możliwości wykorzystania energii wiatru w małych siłowniach wiatrowych oraz potencjału wody w małych elektrowniach wodnych, *Czysta Energia*, nr 10/2010, s. 30-31.
- [2] Stanisław K.: Wykorzystanie energii wiatru do celów grzewczych. Porównanie z technologiami tradycyjnymi, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja*, nr 2/2008, s. 15-16.
- [3] Bandzul W.: Polskie sieci elektroenergetyczne S.A. Elektrownie wiatrowe w Polsce, *Elektroenergetyka*, nr 3/2009, s. 17-21.
- [4] Barzyk G., Grunwald M.: Sposób na własny prąd – elektrownia wiatrowa, *Ładny Dom*, nr 8/2006, s. 32-33.
- [5] Tomasiak T.: Wzrost zainteresowania banków projektami farm wiatrowych, *Czysta Energia*, nr 4/2009, s. 14.

USING WIND POWER FOR LIGHTING AND HEATING IN ECONOMY OF POLAND

Summary

The paper represents types of wind power stations to generate electric power purposed for heating and agriculture. It represents wind conditions of Poland and also advantages and disadvantages of using wind power stations.

Keywords: wind power using, wind power stations, wind conditions

DOI:10.7862/rb.2012.4

Galina KALDA
Agnieszka SMORAĞ
Politechnika Rzeszowska

STAN OBECNY SEKTORA ENERGETYKI SŁONECZNEJ W POLSCE I PROGNOZA JEJ WYKORZYSTANIA W PRZYSZŁOŚCI

W artykule przedstawiono ogólne pojęcia związane ze stanem sektora energetyki słonecznej w Polsce oraz z finansowaniem i pomocą publiczną programów wykorzystania kolektorów słonecznych. Dokonano porównania polskiego sektora energetyki słonecznej z innymi krajami UE i prognozy wykorzystania energii słonecznej w przyszłości.

Słowa kluczowe: kolektory słoneczne, finansowanie, pomoc publiczna

1. Wprowadzenie

Rozwój cywilizacji jest powiązany ze wzrostem zużycia energii przez człowieka. W 1995 roku zapotrzebowanie na energię bezpośrednią w Polsce wynosiło 98,9 ml t.p.u, w 2000 – 102,4 ml t.p.u, a w 2010 – 109 ml t.p.u. [1]. Ta rosnąca tendencja, wzrost liczby ludności na świecie, malejące zasoby konwencjonalnych źródeł energii, ogromny wzrost zanieczyszczenia środowiska, zwłaszcza stężenia dwutlenku węgla w atmosferze, oraz coraz większy nacisk na ochronę środowiska spowodowały, że nieodnawialne zasoby energetyczne zastępuje się odnawialnymi.

Do odnawialnych nieorganicznych źródeł energii można zaliczyć wiatr, geotermię, wody lądowe, morza i oceany, pływy i fale, różnicę temperatury warstw wody oraz promieniowanie słoneczne, z którym są związane największe nadzieje. To właśnie energetyka słoneczna ciepła jest jednym z najszybciej rozwijających się sektorów energetyki odnawialnej w Polsce. Średnie roczne tempo wzrostu w latach 2001-2010 wynosiło ponad 47%.

Centrum Badania Opinii Społecznej (CBOS) w 2009 r. wykazało, że w Polsce energia słoneczna jest uznawana za najbardziej przyjazną dla środowiska i klimatu. Społeczna akceptacja i obiecujące technologie wykorzystujące energię Słońca sprawiły, że sektor energetyki słonecznej jest na najlepszej drodze, aby w znacznym stopniu wesprzeć realizację dyrektywy UE o promocji

stosowania odnawialnych źródeł energii, której celem jest 15% udział energii ze źródeł odnawialnych w bilansie zużycia energii w 2020 r.

2. Nasłonecznienie obszaru Polski

2.1. Klasyfikacja nasłonecznienia obszaru Polski

Na terenie Polski nasłonecznienie zasadniczo nie różni się od występującego w pozostałych krajach Europy Środkowej. Ilość energii słonecznej w zależności od regionu mieści się w przedziale od 950 do 1250 W/m², co daje zysk energetyczny z 1 m² powierzchni kolektora w granicach od 500 do 700 kW energii cieplnej rocznie. Instalowanie kolektorów słonecznych na obszarze Polski pozwala zaoszczędzić minimum 50% rocznego zapotrzebowania na energię cieplną do celów ciepłej wody użytkowej.

Warunki meteorologiczne w Polsce charakteryzują się nierównomiernym rozkładem promieniowania w cyklu rocznym. Na sześć miesięcy sezonu wiosenno-letniego przypada około 80% całkowitej rocznej sumy nasłonecznienia. Czas aktywności Słońca wynosi 16 h, w zimie zaś zaledwie 8. Roczna średnia wartość sum nasłonecznienia w Polsce to 1600 h.

Roczne sumy całkowitego promieniowania padającego na obszarze Polski dzielą jej terytorium na cztery regiony:

- 1) pas nadmorski, ograniczony izoliną 950 kWh/m² · rok – Kołobrzeg,
- 2) wschodnia część Polski, ograniczona izoliną 950 kWh/m² · rok – Zamość,
- 3) pozostała część Polski od południa, ograniczona izoliną 900 kWh/m² · rok – Warszawa,
- 4) południowa część Polski, ograniczona od północy izoliną 900 kWh/m² · rok – Zakopane.

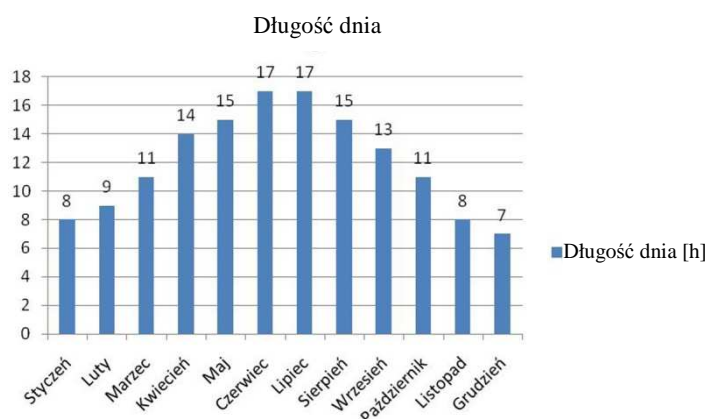
W województwie podkarpackim średnie nasłonecznienie miesięczne w ostatnich dziesięciu latach wynosiło w grudniu 0,8 kWh/m² · doba, natomiast w lipcu – 6,04 kWh/m² · doba.

W kolektorach cieplnych i słonecznych modułach fotowoltanicznych istotne znaczenie dla celów energetycznych, oprócz nasłonecznienia, ma także średnia i miesięczna temperatura powietrza. Dla obszaru Polski charakterystyczne jest przesunięcie maksimum temperatury powietrza przypadającego na lipiec, względem występującego w czerwcu maksymalnego nasłonecznienia [2]. Nasłonecznienie obszaru Polski jest ściśle powiązane z porą roku, a więc też z długością dnia. Średnią długość dnia w zależności od miesiąca przedstawia rys. 1.

2.2. Kąt padania promieni

Aby wykorzystać energię słoneczną do celów grzewczych oraz do otrzymania energii elektrycznej, należy uwzględnić kąt padania promieni. Ko-

nieczne jest więc odpowiednie usytuowanie układu absorbującego względem stron świata oraz umieszczenie go pod kątem nachylenia do poziomu. Kąt nachylenia powinien być optymalny dla położenia kolektora. W przypadku północnej części Polski od 49°18' (Zakopane) do 54°31' (Gdynia) można przyjąć średnią szerokość 52°, dla której optymalny kąt nachylenia α powinien być zgodny z danymi zamieszczonymi w tab. 1. Płaszczyznę wystawioną na działanie promieniowania słonecznego należy ustawić w stosunku do pozornego ruchu Słońca, tak aby promienie padały na nią prostopadle. W praktyce układ sterowany mechanicznie jest rzadko wykorzystywany, natomiast powszechnie są stosowane okresowe zmiany kąta nachylenia płaszczyzny do poziomu [3].



Rys. 1. Długość dnia w Polsce

Tabela 1. Optymalne nachylenie płaskiej powierzchni absorbującej promieniowanie słoneczne względem płaszczyzny poziomej dla szerokości geograficznej 52°N w poszczególnych miesiącach roku w przypadku ekspozycji południowej

Miesiąc roku	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Kąt nachylenia α [°]	78	70	50	48	39	35	36	44	54	64	76	79

W przypadku montażu kolektorów skierowanych na południe bez możliwości zmieniania nachylenia płaszczyzny najkorzystniejszym kątem nachylenia płaszczyzny dla okresu ciepłego jest $\alpha = 42,5^\circ$, natomiast dla okresu chłodnego $\alpha = 70^\circ$.

3. Stan obecny sektora energetyki słonecznej w Polsce

3.1. Finansowanie i pomoc publiczna

Na sprzedaż kolektorów słonecznych w Polsce ma wpływ możliwość dofinansowania ze środków publicznych. W ostatnich latach głównym źródłem dofinansowania sektora energetyki słonecznej była Fundacja EkoFundusz, która w 2012 r. ma zakończyć swoją działalność. Fundacja wspierała rozwój budowy instalacji solarnych, realizując program „szybkiej ścieżki”, pozwalający na otrzymanie dofinansowania na budowę instalacji o wielkości powyżej 50 m², stanowiącego do 40% kosztów. W latach 2010-2011 prawie 50 instalacji słonecznych zostało sfinansowane przez fundację. Ich wartość na 2010 r. wynosiła 44 mln zł. W latach 1997-2007 średnia roczna wartość dotacji wynosiła 2,4 mln zł. Dzięki wsparciu fundacji zainstalowano kolektory o całkowitej powierzchni czynnej wynoszącej 18,5 tys. m².

Jednostkom samorządu terytorialnego i stowarzyszeniom dotacji udziela także Fundusz Ochrony Środowiska i Gospodarki Wodnej. W ostatnich latach dotacje na zakup instalacji słonecznych wyniosły 25,5 mln zł, natomiast łączny koszt inwestycji ponad 221 mln zł. Zakończenie inwestycji jest planowane na 2012 r.

Najtrudniej jest uzyskać wsparcie na zakup instalacji słonecznych właścicielom domów jednorodzinnych. Inwestycje tego typu wspiera Program Ograniczenia Niskiej Emisji (PONE). Inwestycja jest realizowana w formie dotacji wypłacanej przez urząd gminy.

W latach 2005-2008 średnioroczne wsparcie dla energetyki słonecznej bez środków UE wynosiło ok. 24 mln zł na rok. Obecnie możliwe jest uzyskanie dotacji z funduszy UE z Regionalnego Programu Operacyjnego (RPO). Największe dofinansowania w ramach RPO uzyskały województwa mazowieckie, małopolskie, podkarpackie i lubelskie. Oszacowane całkowite dofinansowanie inwestycji w energetyce słonecznej do 2013 r. wynosi 280 mln zł, co daje ok. 56 mln zł na rok, które będzie dostępne głównie z krajowych funduszy ochrony środowiska [3].

3.2. Porównanie polskiego sektora energetyki słonecznej z innymi krajami UE

W ostatnich latach w całej Europie dynamicznie wzrosła sprzedaż kolektorów słonecznych. Liderami w tej dziedzinie są Niemcy, Hiszpania, Włochy, Francja, Austria i Grecja. Porównanie systemów wsparcia w wybranych państwach UE przedstawia tab. 2. [3].

Najskuteczniejszymi metodami wsparcia są dotacje do zakupu instalacji słonecznych. Korzystne są również ulgi podatkowe oraz tzw. „obowiązek słoneczny”. W krajach o najwyższym bilansie sprzedaży kolektorów słonecznych

dotacje systemów w budynkach jednorodzinnych sięgają od 7 do 37% kosztów. Biorąc pod uwagę „obowiązek słoneczny”, można stwierdzić, że najbardziej rozwiniętym krajem jest Hiszpania, w której rząd federalny wprowadził obowiązek stosowania systemów solarnych do przygotowania ciepłej wody użytkowej. Polski rynek charakteryzuje jeden z największych wzrostów sprzedaży, jednak nie posiada spójnego systemu.

Tabela 2. Zestawienie wsparcia zakupu instalacji słonecznych w krajach UE

Kraj	Dotacje [%] do kosztów budowy instalacji słonecznych dla właścicieli domków jednorodzinnych	Ulgi podatkowe/kredyty podatkowe	Obowiązek minimalnego udziału energii słonecznej w pokryciu zapotrzebowania na c.w.u.
Niemcy	7-8% w przypadku c.w.u., 8-11% w przypadku systemów dwufunkcyjnych	-	15%
Włochy	-	odliczenie podatku dochodowego w wysokości 55%, maks. 60 tys. € przez 5 lat	50%
Hiszpania	37%	-	30-70%
Francja	15-20%	kredyt podatkowy do 50% kosztów instalacji	-
Austria	do 35%	odliczenia od podatku dochodowego do kwoty 3 tys. €	25%
Grecja	-	odliczenia od podatku dochodowego w wysokości 20% kosztów zakupu instalacji	-
Polska	niespójny system	-	-

4. Prognoza wykorzystania energii słonecznej do 2020 r.

4.1. Wprowadzenie do prognozy

Rozwój energetyki słonecznej w latach poprzednich nie był przedmiotem analiz. Najważniejszym dokumentem w sprawie energetyki odnawialnej jest „Strategia rozwoju energetyki odnawialnej”, opublikowana przez Ministerstwo Środowiska w 2000 r. i zatwierdzona uchwałą sejmu w 2001. Jest to pierwszy dokument wyznaczający ilościowy cel rozwoju energii odnawialnej do 2010 (7,5%) i 2020 r. (14%).

Aby potwierdzić założenia „Strategii rozwoju energetyki odnawialnej” i przygotować programy rozwoju, zostały wykonane symulacje. Wyniki tej symulacji pokazały, że udział energii słonecznej w całościowym udziale energii ze źródeł odnawialnych wynosił 0,7% w 2010 r., a w 2020 osiągnie 1,7% [3].

4.2. Założenia do prognozy

Według danych Eurostatu ciepło pochodzące zarówno z systemów ciepłowniczych, jak i z bezpośredniego zużycia paliw w 2005 r. stanowiło 77% całkowitego zużycia energii w Polsce. Sektor usług i mieszkalnictwa zużywa 2/3 ciepła i jest równocześnie sektorem o największych możliwościach zwiększenia efektywności zużycia energii oraz wykorzystania odnawialnych źródeł.

Prognoza zakłada, że [3]:

- udział energii odnawialnej powinien być zrealizowany z nadwyżką wynikającą z pominięcia biopaliw i biomasy wyeksportowanych poza granicę Polski i z konieczności uwzględnienia marginesu bezpieczeństwa,
- w produkcji ciepła ze źródeł odnawialnych ważną rolę odegrają kolektory słoneczne, co będzie stanowić 10% całkowitej produkcji,
- w 2050 r. udział odnawialnych źródeł energii wzrośnie do 50%,
- zużycie paliw kopalnianych spadnie o 60%, a węgiel zostanie wyeliminowany przez zwiększenie zużycia gazu.

4.3. Scenariusz rozwoju energetyki słonecznej do 2020 r.

Rozwój energetyki słonecznej jest związany z modelem *demand site* – z konkretnymi potrzebami. Najważniejsze potrzeby grzewcze w Polsce stanowią:

- ciepła woda użytkowa (c.w.u.) w mieszkalnictwie,
- c.w.u. w usługach i sektorze publicznym,
- centralne ogrzewanie (c.o.) w mieszkalnictwie,
- c.o. w usługach i sektorze publicznym,
- słoneczne chłodzenie w mieszkalnictwie,
- słoneczne chłodzenie w sektorze usług,
- ciepło technologiczne w przemyśle i rolnictwie.

Wszystkie te potrzeby mogą być realizowane indywidualnie lub w systemie zbiorowego zaopatrzenia w ciepło i chłód.

W części ciepłowniach zlokalizowanych w pobliżu wód geotermalnych będzie możliwe zastosowanie energii geotermalnej, w innych – biomasy, jednak cena jej zakupu może być za wysoka dla niektórych ciepłowni. Przyczyni się to do wyboru przez część ciepłowni energii słonecznej do wstępnego podgrzewania czynnika w sieciach ciepłowniczych, a zwłaszcza do pokrycia zapotrzebowania na c.w.u. w okresie letnim. Rosnący potencjał rynkowy energii słonecznej można postrzegać w kontekście wzrostu cen paliw kopalnianych, a także zwiększenia standardów komfortu cieplnego w biurach, gdzie chłód może być pozyskiwany z wykorzystaniem energii słonecznej.

Do zwiększenia udziału energii słonecznej może się przyczynić dyrektywa UE o promocji stosowania odnawialnych źródeł energii, która ma spowodować wzrost zainteresowania słonecznym ogrzewaniem pomieszczeń mieszkalnych

i biurowych. Wraz z rozwojem budownictwa coraz częściej będą stosowane słoneczne systemy ogrzewania mieszkań, klimatyzacji i słonecznego chłodzenia. Efekty zjawisk sprzyjających rozwojowi energetyki słonecznej będą szczególnie widoczne po 2020 r.

Symulacje wykazały, że po 2010 r. wykorzystywanie energii do lokalnego przygotowania c.w.u. będzie wspierane dotacjami. Po 2015 roku duże znaczenie na rynku będą miały dwufunkcyjne systemy w mieszkalnictwie jednorodzinnym (ogrzewanie słoneczne wraz z przygotowaniem c.w.u.). Do 2020 roku na rynku mają pojawić się także systemy słonecznego chłodzenia. Szybki rozwój zapotrzebowania na ciepło i chłód pozyskiwane za pomocą instalacji słonecznych spowoduje gwałtowny rozwój rynku oraz zwiększenie zdolności produkcyjnych.

Średnioroczne tempo wzrostu sektora energetyki słonecznej w latach 2005-2030 wyniesie 26%, przy czym w 2011-2015 będzie stanowić 45%, w 2016-2020 – 26%, 2026-2030 – 7%. W symulacji uwzględniono spowolnienie wzrostu w latach 2013-2014 spowodowane wyczerpaniem środków UE. Powierzchnia instalowanych kolektorów w Polsce w 2022 r. zbliży się do stanu nasycenia [3].

4.4. Korzyści dla gospodarki i mieszkańców

Wykorzystanie energii promieniowania słonecznego nie tylko obniża koszty, ale też daje wiele korzyści mieszkańcom i gospodarce. Niepodważalną zaletą kolektorów słonecznych jest ich korzystny wpływ na środowisko naturalne w wyniku redukcji emisji zanieczyszczeń i gazów cieplarnianych do atmosfery. Energetyka słoneczna termiczna jest jedną z najczystszych i efektywnych ekonomicznie technologii energetycznych. Następstwem rozwoju sektora energetyki słonecznej jest redukcja kosztów środowiskowych, jakie musiałyby być poniesione podczas wykorzystania konwencjonalnych systemów grzewczych. W realizacji założonego wcześniej scenariusza będzie możliwa redukcja emisji CO₂ do atmosfery.

Osiągnięcie 68% redukcji będzie możliwe w wyniku zainstalowania kolektorów słonecznych na cele c.w.u. w mieszkalnictwie, 12% systemów c.w.u. w usługach i sektorze publicznym, a 7% systemów c.o. w mieszkalnictwie. Ta skala redukcji ma stosunkowo niewielki wpływ na wypełnienie do 2020 r. dyrektywy o handlu emisjami. Przewidywany udział sektora energetyki słonecznej w redukcji emisji CO₂ to jedynie 10%. Sektor energetyki słonecznej w porównaniu z innymi technologiami cechuje się wysoką wydajnością energetyczną z jednostki powierzchni i 30-50-krotnie większą sprawnością przetworzenia w ciepło energii słonecznej w stosunku do ciepła z biomasy.

Analizując koszty produkcji ciepła, można wnioskować, że prognozowany rozwój energetyki słonecznej przyniesie znaczące korzyści makroekonomiczne oraz zapewni bezpieczeństwo w aspekcie klimatyczno-energetycznym. W przypadku instalacji słonecznych całkowite koszty produkcji ciepła są ujęte głównie

w nakładach inwestycyjnych. Odmienna sytuacja występuje w przypadku pozostałych technologii grzewczych, gdyż znaczący udział całkowitych kosztów produkcji ciepła stanowią koszty zakupu paliwa i energii potrzebnej do pracy urządzeń. Rozwój energetyki słonecznej jest zatem działaniem perspektywicznym, redukującym obecne i przyszłe wydatki ponoszone na cele grzewcze.

Rozwój sektora energetyki słonecznej ma niezwykle ważny wpływ na rynek pracy. Obecnie na terenie całej Europy zapewnia powstanie w ciągu roku ponad 40000 stanowisk pracy (co w przeliczeniu na moc kolektorów słonecznych daje jedno pełnoetatowe stanowisko na 80 kW mocy kolektorów). Należy zaznaczyć, że połowa miejsc w tym sektorze to pracownicy zajmujący się sprzedażą detaliczną, instalacją kolektorów i serwisem poinstalacyjnym, co zapewnia miejsca pracy o charakterze lokalnym (w małych i średnich firmach). Według prognoz Europejskiej Rady Energetyki Odnawialnej w 2020 r. zatrudnienie w sektorze energetyki słonecznej wzrośnie do 660 000 miejsc pracy [3].

4.5. Strategia wsparcia dla energetyki słonecznej

Nowe przemysły pojawiające się na rynku spotykają się z problemem „błędnego koła”. Przekładając to na pojawienie się i rozwój energetyki słonecznej w Polsce, można stwierdzić, że znacznie więcej osób zainstalowałoby systemy słoneczne do podgrzewania wody, gdyby były tańsze, a jednocześnie systemy te nie będą tańsze dopóki popyt na nie nie wzrośnie. Problem ten jest najczęściej rozwiązywany przez takie działania, jak dotacje, ulgi podatkowe, działania na rzecz poprawy efektywności i spadku kosztów. W Polsce sektor energetyki słonecznej poszerza swoją działalność w sposób zrównoważony, głównie dzięki działaniom firm produkcyjnych i stosunkowo niewielkim, ale ważnym wsparciu funduszy ekologicznych. Mimo wielu barier ekonomicznych, jest to odpowiedni czas dla energicznego rozwoju tego sektora. Rosnąca skala produkcji spowoduje spadek kosztów. W latach 2005-2008 na budowę nowych instalacji solarnych przeznaczono ok. 24 mln zł rocznie ze środków publicznych, co daje energetyce słonecznej pierwsze miejsce w energetyce odnawialnej. W żadnym innym sektorze nie zyskano tak dużo przy niewielkim wkładzie publicznym.

Zbilansowane środki publiczne na lata 2011-2015 przeznaczone na energetykę słoneczną wyniosą 50 mln zł rocznie, a zapotrzebowanie na kolektory będzie wyższe niż w latach ubiegłych. Zakładając spadek cen zakupu systemów słonecznych z 3000 zł/m² do 2500 zł/m², skala inwestycji wzrośnie do ok. 2,5 mld zł rocznie. Aby utrzymać średnie wsparcie ze środków publicznych na poziomie 12%, niezbędna jest roczna kwota dofinansowania równa 180 mln zł. Kwota ta będzie wyzwaniem dla funduszy ekologicznych, funduszy UE, a także budżetu państwa. Aby sprostać tym wymaganiom, konieczne jest podjęcie następujących działań:

- poszerzenie kręgu beneficjentów, zwłaszcza na szczeblu regionalnym, o klientów indywidualnych oraz uproszczenie systemu dotacji,
- stworzenie powszechnego wsparcia dla inwestorów indywidualnych w postaci ulg podatkowych,
- zwolnienie od podatku VAT materiałów, z których są wykonywane instalacje słoneczne,
- stworzenie systemu promocji certyfikowanych urządzeń opartych na europejskich normach lub zgodnych z krajowymi przepisami,
- promocja eksportu systemów słonecznych do krajów UE,
- wsparcie funduszy ekologicznych i rządu umożliwiające uzyskanie certyfikatów jakości, stworzenie rządowej kampanii edukacyjno-informacyjnej, zwłaszcza wśród właścicieli domów mieszkalnych, obiektów turystycznych i szkół.

5. Podsumowanie

Podsumowując, można stwierdzić, że na rozwój sektora energetyki słonecznej ma wpływ jej dofinansowanie. Obecnie w Polsce najłatwiej uzyskać dofinansowanie na budowę dużych instalacji słonecznych. Aby zwiększyć wykorzystanie energii słonecznej, należy stworzyć spójny system umożliwiający dotacje na małe instalacje, pokrywające zapotrzebowanie ciepła na cele ciepłej wody użytkowej i centralnego ogrzewania.

Sektor energetyki słonecznej, w porównaniu z innymi technologiami, cechuje się wysoką wydajnością energetyczną z jednostki powierzchni. Jego zaletami są: brak konieczności dostarczania paliwa, ograniczenie emisji spalin i gazów cieplarnianych do atmosfery oraz praktycznie bezpłatne eksploataowanie. Koszty ponoszone w sektorze energetyki słonecznej są związane głównie z zakupem i montażem kolektorów, co czyni promieniowanie słoneczne najbardziej perspektywicznym źródłem energii.

Literatura

- [1] Gronowicz J.: Niekonwencjonalne źródła energii. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji – PIB, Radom–Poznań 2008.
- [2] Klugmann-Radziemska E., Klugmann E.: Systemy słonecznego ogrzewania i zasilania elektrycznego budynków. Wydawnictwo Ekonomia i Środowisko, Białystok 2002.
- [3] Instytut Energetyki Odnawialnej. Wizja rozwoju energetyki słonecznej termicznej w Polsce wraz z planem działań do 2020 r., Warszawa 2009.

**CONDITIONS OF SOLAR POWER AREA IN POLAND
AND PREDICTION OF ITS FUTURE USAGE****S u m m a r y**

The paper represents general terms relating to conditions of solar power area in Poland, financing and public support for using solar collectors in the country. It's been compared the Polish solar power area with the other Europe Union countries, and also considered prediction of future using solar power.

Keywords: solar collectors, financing, public support

DOI:10.7862/rb.2012.5

Katarzyna PIETRUCHA-URBANIK

Politechnika Rzeszowska

ANALIZA SKŁADU WYBRANYCH BUTELKOWANYCH WÓD MINERALNYCH WYSTĘPUJĄCYCH NA RYNKU EUROPEJSKIM

W pracy dokonano charakterystyki składu wybranych butelkowanych wód mineralnych występujących na rynku europejskim. Analizą objęto 1030 wód mineralnych, w tym z Niemiec (9,4% ogólnego udziału), Hiszpanii (9,5%), Włoch (9,2%), Francji (9,2%), pozostałe 62,6% stanowią inne państwa. Dokonano klasyfikacji analizowanych wód według obowiązujących aktów prawnych. Przedstawiono również charakterystykę 23 wód mineralnych według największej zawartości danego minerału oraz hierarchizację porządkowania liniowego, uwzględniając kombinację wszystkich składników mineralnych.

Słowa kluczowe: butelkowane wody mineralne, skład chemiczny, Europa

1. Wprowadzenie

Jak szacuje instytut badawczy Euromonitor International, tempo zużycia wody mineralnej w Europie w przyszłości będzie się zwiększać. Według szacunków do największych producentów wody mineralnej w Europie należą (według rocznej produkcji) [1]:

- Niemcy – 12,87 mld dm^3 ,
- Włochy – 12,35 mld dm^3 ,
- Francja – 7,5 mld dm^3 ,
- Hiszpania – 6,1 mld dm^3 ,
- Polska – 2,35 mld dm^3 ,
- Wielka Brytania – 1,5 mld dm^3 .

Produkcja wody mineralnej na jednego mieszkańca w Europie (przy średniej równej $105,6 \text{ dm}^3 \cdot \text{Mk}$) kształtuje się następująco [1]:

- Polska – $61,9 \text{ dm}^3 \cdot \text{Mk}^{-1}$,
- Rumunia – $63,3 \text{ dm}^3 \cdot \text{Mk}^{-1}$,
- Austria – $96,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{Mk}^{-1}$,
- Węgry – $102,2 \text{ dm}^3 \cdot \text{Mk}^{-1}$,
- Francja – $121,9 \text{ dm}^3 \cdot \text{Mk}^{-1}$,

- Hiszpania – $136,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{Mk}^{-1}$,
- Niemcy – $155,9 \text{ dm}^3 \cdot \text{Mk}^{-1}$,
- Włochy – $198,0 \text{ dm}^3 \cdot \text{Mk}^{-1}$.

Głównymi czynnikami wpływającymi na decyzję zakupu wody mineralnej są smak i przyzwyczajenia konsumenta oraz estetyka opakowania. Mniejsze znaczenie mają cena, zapach i informacje zawarte na opakowaniu. Najmniej istotne w wyborze wody mineralnej są reklama i nowości na rynku wód butelkowanych [2].

Do podstawowych składników wód mineralnych, których zawartość w wodzie decyduje o jej stopniu mineralizacji, należą: aniony (chlorkowy, wodorowęglanowy i siarczanowy) oraz kationy (sodowy, potasowy, wapniowy i magnezowy).

Minimalne stężenia niektórych składników wód mineralnych, które mają znaczenie fizjologiczno-odżywcze, przedstawiają się następująco: wapń $\geq 150 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$, magnez $\geq 50 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$, sód $\geq 200 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$, chlorki $\geq 200 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$, siarczany $\geq 200 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$, wodorowęglany $\geq 600 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$. Znaczenie dietetyczne ma sód o wartości $\geq 20 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$ [3]. Jeżeli chodzi o aspekt zdrowotny wybranych składników mineralnych, to przedstawia się on następująco [4, 5]:

1. **Wapń** to główny składnik budulcowy kości i zębów. Odpowiada za pobudliwość układu nerwowo-mięśniowego, opóźnia występowanie zmęczenia mięśni. Ma wpływ na prawidłową czynność serca i decyduje o prawidłowym krzepnięciu krwi. Dobowe zapotrzebowanie na wapń organizmu człowieka wynosi od 800 do 1200 mg.
2. **Magnez** odgrywa ważną rolę w profilaktyce i terapii wielu chorób. Działa przeciwstresowo, przeciwalergicznie i przeciwtoksycznie (dobowe zapotrzebowanie od 300 do 600 mg). Uczestniczy w aktywnym transporcie potasu i sodu. Niedobory magnezu powodują zaburzenia układu krążenia i nadpobudliwość układu nerwowego.
3. **Potas** to podstawowy składnik cieczy wewnątrzkomórkowej odpowiedzialny za regulowanie odczynu pH i ciśnienia osmotycznego w komórkach.
4. **Sód** to główny składnik cieczy pozakomórkowych (osocze krwi). Niedobór tego jonu powoduje przyspieszone odwodnienie organizmu. Zaburzenia równowagi sodowo-chlorowo-potasowej prowadzą do zachwiania równowagi kwasowo-zasadowej (zakwaszenie organizmu).

Według Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/54/WE z dnia 18 czerwca 2009 r. w sprawie wydobywania i wprowadzania do obrotu naturalnych wód mineralnych oraz Dyrektywy 2001/83/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 6 listopada 2001 r. w sprawie wspólnotowego kodeksu odnoszącego się do produktów leczniczych stosowanych u ludzi, naturalna woda mineralna oznacza wodę podziemną wydobywaną jednym lub kilkoma otworami naturalnymi lub wierconymi, różniącą się od wody przeznaczanej do spożycia przez

ludzi pierwotną czystością pod względem chemicznym i mikrobiologicznym oraz charakterystycznym stabilnym składem mineralnym, a w określonych przypadkach także właściwościami mającymi znaczenie fizjologiczne, powodującymi korzystne oddziaływanie na zdrowie ludzi [6].

Klasyfikacja naturalnych wód mineralnych w zależności od ogólnej zawartości soli mineralnych według Dyrektywy 2009/54/WE przedstawia się następująco [7]:

- bardzo niskozmineralizowana – mniej niż $50 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$,
- niskozmineralizowana – mniej niż $500 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$,
- średnizmineralizowana – mniej niż $1500 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$,
- wysokozmineralizowana – powyżej $1500 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$.

W artykule 9 ust. 2 Dyrektywy 2009/54/WE ustanowiono także inne oznaczenia i kryteria [7]:

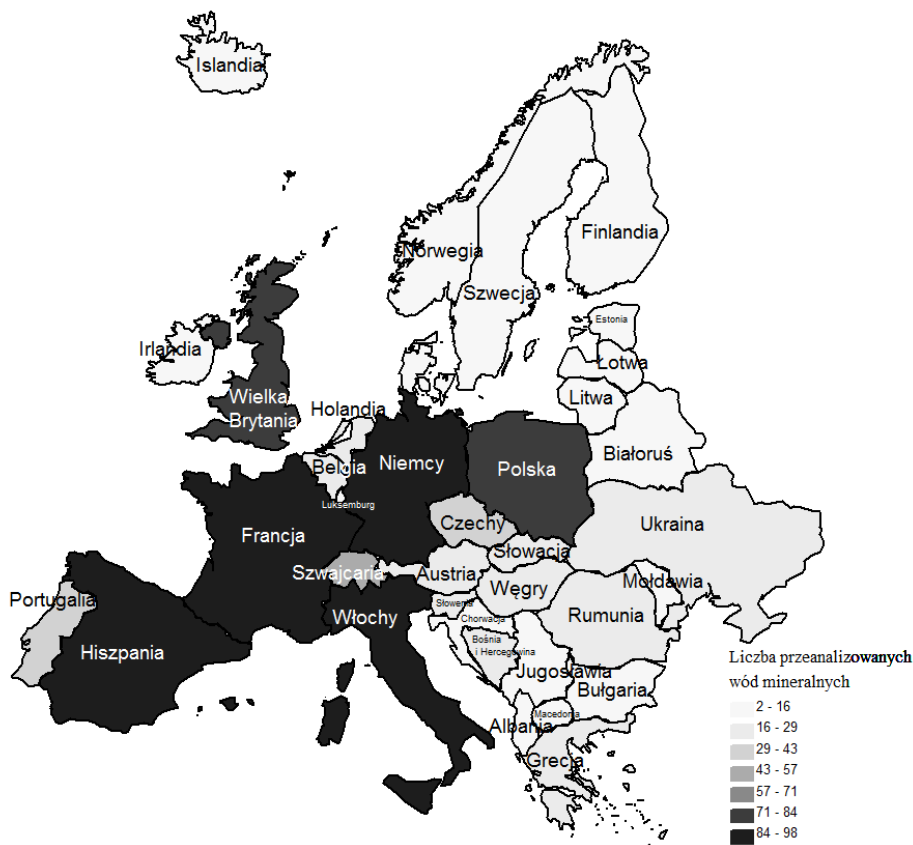
- zawiera wodorowęglany – zawartość wodorowęglanów jest wyższa od $600 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$,
- zawiera siarczany – zawartość siarczanów jest wyższa od $200 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$,
- zawiera chlorki – zawartość chlorków jest wyższa od $200 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$,
- zawiera wapń – zawartość wapnia jest wyższa od $150 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$,
- zawiera magnez – zawartość magnezu jest wyższa od $50 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$,
- zawiera fluorki – zawartość fluorków jest wyższa od $1 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$,
- zawiera żelazo – zawartość żelaza dwuwartościowego jest wyższa od $1 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$,
- kwaśna – zawartość dwutlenku węgla jest wyższa od $250 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$,
- zawiera sód – zawartość sodu jest wyższa od $200 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$,
- odpowiednia dla diety ubogiej w sód – zawartość sodu jest niższa od $20 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$.

2. Cel i zakres pracy

W pracy przedstawiono analizę składu wybranych butelkowanych wód mineralnych i źródłanych występujących na rynku europejskim. Analizie poddano 1030 wód mineralnych, w tym z Niemiec (9,4% ogólnego udziału), Hiszpanii (9,5%), Włoch (9,2%), Francji (9,2%), pozostałe 62,6% stanowią inne państwa. Dokonano klasyfikacji analizowanych wód według obowiązujących aktów prawnych. Przedstawiono również charakterystykę 23 wód mineralnych według największej zawartości danego minerału oraz hierarchizację porządkowania liniowego, uwzględniając kombinację wszystkich składników mineralnych.

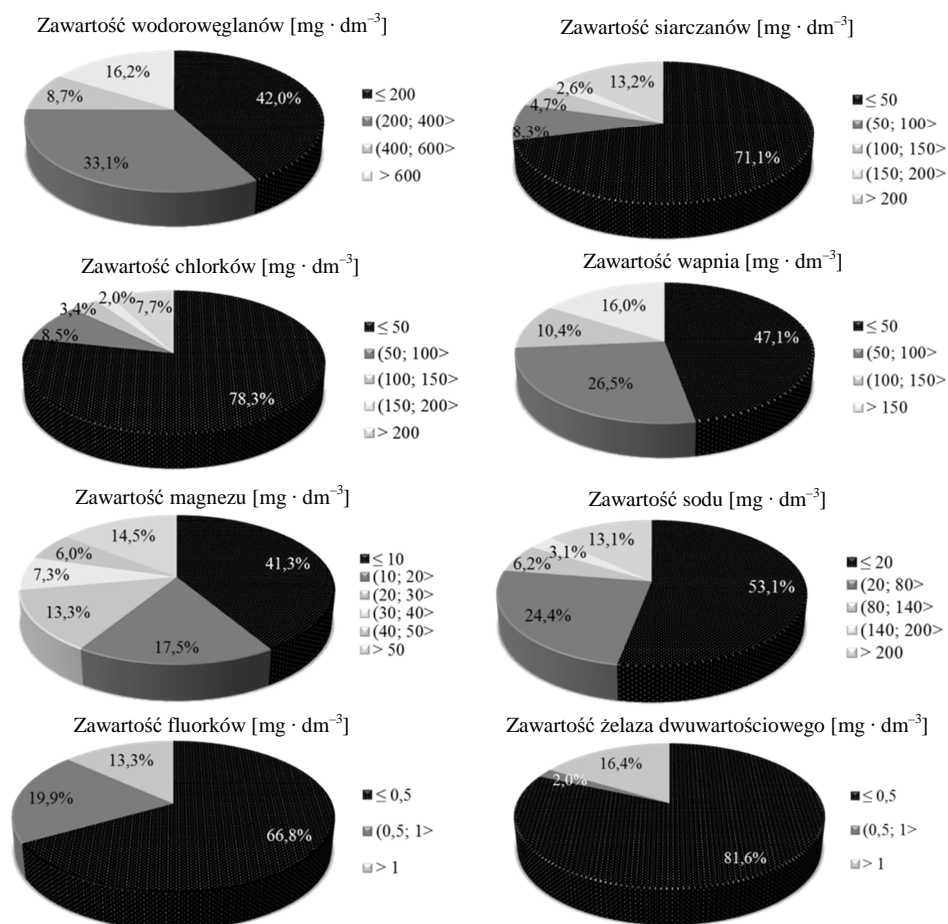
3. Analiza wyników badań

W analizie uwzględniono państwa europejskie, z wyłączeniem krajów, których terytoria przekraczają granice Europy (rys. 1.).



Rys. 1. Rozkład przeanalizowanych wód mineralnych

Spośród 1030 przeanalizowanych wód 11,63% stanowią wody bardzo niskozmineralizowane, 59,73% – wody niskozmineralizowane, 17,25% – wody średnizmineralizowane, a 11,75% – wody wysokozmineralizowane (według klasyfikacji podanej w Dyrektywie 2009/54/WE [7]). Około 16,2% to wody o zawartości wodorowęglanów wyższej od $600 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$, ok. 13,2% – wody zawierające siarczany ($>200 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$), ok. 7,7% – wody chlorkowe, ok. 16,0% – wody zawierające wapń, ok. 14,5% – wody zawierające magnez, ok. 13,3% – wody fluorkowe, ok. 16,4% – wody zawierające żelazo, 13,1% – wody zawierające sód, ok. 53,1% – wody odpowiednie dla diety ubogiej w sód (rys. 2.).



Rys. 2. Klasyfikacja wód butelkowanych dostępnych na rynku europejskim

Ranking wód mineralnych pod względem zawartości wybranych kationów oraz anionów

Ranking wód pod względem zawartości magnezu [$\text{mg} \cdot \text{dm}^{-3}$]:

1.	Mira (Węgry)	–	496,
2.	Karlsquelle Heilwasser (Niemcy)	–	389,
3.	Vulkania Heilwasser (Niemcy)	–	380,9,
4.	Bad Mergentheimer Karlsquelle (Niemcy)	–	376,
5.	Sulinka (Słowacja)	–	344,3,
6.	Nürburgquelle (Niemcy)	–	337,
7.	Valcele (Rumunia)	–	335,61,
8.	Zuber (Polska)	–	331,32,
9.	San Lorenzo (Włochy)	–	315,

10. Aguas Verdes (Hiszpania)	–	256,
11. Vytautas (Litwa)	–	254,
12. Miers (Francja)	–	253,
13. Helenen Quelle Heilwasser (Niemcy)	–	244,
14. Hydroxydase (Francja)	–	243,
15. Dreiser Sprudel (Niemcy)	–	241,
16. Bad Wildunger Helenenquelle (Niemcy)	–	239,
17. Aqua Antonia (Czechy)	–	236,3,
18. Long Life (Austria)	–	206,
19. Lubovnianka (Słowacja)	–	204,6,
20. Dauner (Niemcy)	–	198,
21. Heppinger Extra (Niemcy)	–	196,
22. Pandur Heilwasser (Niemcy)	–	191,5,
23. Salvator (Słowacja)	–	177,6.

Ranking wód pod względem zawartości wapnia [$\text{mg} \cdot \text{dm}^{-3}$]:

1. Fonte del Faro (Włochy)	–	1134,8,
2. Bad Mergentheimer Albertquelle (Niemcy)	–	794,
3. Karlsquelle Heilwasser (Niemcy)	–	782,
4. Bad Mergentheimer Karlsquelle (Niemcy)	–	750,
5. Aqua Sara (Rumunia)	–	715,8,
6. Acqua Santa di Chianciano (Włochy)	–	714,
7. Acqua Arve (Włochy)	–	694,
8. Pergoli di Tabiano (Włochy)	–	680,
9. Aguas de Manzanera (Hiszpania)	–	672,
10. Acqua Regina (Włochy)	–	657,3,
11. Agua de Salenys (Hiszpania)	–	651,
12. Wilhelmsquelle Heilwasser (Niemcy)	–	645,
13. San Bernardino (Szwajcaria)	–	638,9,
14. Sorgente Aurora (Włochy)	–	632,
15. Rangauer life Heilwasser (Niemcy)	–	620,
16. Acqua Fucoli (Włochy)	–	615,
17. Obernauer Säuerling (Niemcy)	–	613,
18. Obernauer Vital (Niemcy)	–	613,
19. Quellq-Pur (Niemcy)	–	613,
20. Filipoquelle Haigerloch (Niemcy)	–	604,
21. Oberanuer Exclusiv (Niemcy)	–	601,
22. Obernauer Löwen-Sprudel (Niemcy)	–	601,
23. Römer (Niemcy)	–	601.

Ranking wód pod względem zawartości potasu [$\text{mg} \cdot \text{dm}^{-3}$]:

1. Zuber (Polska)	–	320,
2. Vesuvio (Włochy)	–	300,

3.	Bad Mergentheimer Albertquelle (Niemcy)	–	268,
4.	San Paolo (Włochy)	–	254,
5.	San Ciro (Włochy)	–	205,4,
6.	Hydroydase (Francja)	–	192,2,
7.	Cool Blue (Niemcy)	–	181,
8.	Vincentka (Czechy)	–	166,
9.	AquaLife (Mołdawia)	–	152,
10.	Tovtri (Ukraina)	–	150,
11.	Aqua Vita (Macedonia)	–	148,
12.	Laurentina (Włochy)	–	142,5,
13.	Cigelka (Słowacja)	–	137,
14.	Arvie (Francja)	–	130,
15.	Acqua Regina (Włochy)	–	129,5,
16.	Fontfort (Francja)	–	120,
17.	Toka (Włochy)	–	115,5,
18.	St. Yorre (Francja)	–	115,
19.	Karlsquelle Heilwasser (Niemcy)	–	113,
20.	Parot (Francja)	–	110,
21.	Toka (Włochy)	–	107,5,
22.	Oleska (Ukraina)	–	107,
23.	Vichy Classique (Litwa)	–	100.

Ranking wód pod względem zawartości sodu [$\text{mg} \cdot \text{dm}^{-3}$]:

1.	Cigelka (Słowacja)	–	8127,9,
2.	Zuber (Polska)	–	6495,
3.	Acqua Regina (Włochy)	–	5570,
4.	Mira (Węgry)	–	4800,
5.	Karlsquelle Heilwasser (Niemcy)	–	4795,
6.	Kissinger Bitterwasser Heilwasser (Niemcy)	–	4690,
7.	Hunyadi Janos (Węgry)	–	4680,
8.	Bad Mergentheimer Karlsquelle (Niemcy)	–	4670,
9.	Pandur Heilwasser (Niemcy)	–	2815,
10.	Aguas Verdes (Hiszpania)	–	2720,
11.	Aguas de Manzanera (Hiszpania)	–	2690,
12.	Acqua Tettuccio (Włochy)	–	2622,
13.	Poljana (Ukraina)	–	2500,
14.	Saratica (Czechy)	–	2203,
15.	Maxbrunnen Heilwasser (Niemcy)	–	2150,
16.	Vincentka (Czechy)	–	2017,
17.	Hydroydase (Francja)	–	1945,
18.	Bilinska Kyselka (Czechy)	–	1802,
19.	St. Yorre (Francja)	–	1708,
20.	Mlynsky (Czechy)	–	1682,

21. Vytautas (Litwa)	–	1600,
22. Donat Mg (Słowacja)	–	1570,
23. Kaiser Friedrich Heilquelle (Niemcy)	–	1390.

Ranking wód pod względem zawartości wodorowęglanów [$\text{mg} \cdot \text{dm}^{-3}$]:

1. Cigelka (Słowacja)	–	216461,1,
2. Zuber (Polska)	–	18549,47,
3. Donat (Słowacja)	–	7790,
4. Hydroxydase (Francja)	–	6722,2,
5. Rogaska-Quell Heilwasser (Słowacja)	–	6605,
6. Poljana (Ukraina)	–	6250,
7. Poljana Kvasova (Ukraina)	–	5750,
8. Sulinka (Słowacja)	–	5555,
9. Bilinska Kyselka (Czechy)	–	4491,
10. St. Yorre (Francja)	–	4368,
11. Svaliava (Ukraina)	–	4234,
12. Vincentka (Czechy)	–	3989,4,
13. Fontfort (Francja)	–	3800,
14. Vulkania Heilwasser (Niemcy)	–	3754,
15. Tuzlanski Kiseljak (Bośnia i Hercegowina)	–	3706,
16. Dorna (Rumunia)	–	3500,
17. Parot (Francja)	–	3483,
18. Aqua Pannonia (Austria)	–	3420,
19. Gleichener Johannisbrunnen (Austria)	–	3420,
20. Vitinka (Bośnia i Hercegowina)	–	3415,
21. Nürburgquelle (Niemcy)	–	3388,
22. Dauner (Niemcy)	–	3363,
23. San Leopoldo (Włochy)	–	3245,2,

Ranking wód pod względem zawartości chlorków [$\text{mg} \cdot \text{dm}^{-3}$]:

1. Cigelka (Słowacja)	–	3761,
2. Kissinger Bitterwasser Heilwasser (Niemcy)	–	3739,
3. Vytautas (Litwa)	–	3437,
4. Maxbrunnen Heilwasser (Niemcy)	–	3328,
5. Mira (Węgry)	–	2700,
6. Agua de Carabaña (Hiszpania)	–	2493,
7. Soroco (Mołdawia)	–	2211,6,
8. Birute (Litwa)	–	2100,
9. Collalli (Włochy)	–	1851,
10. Druskininku Rita (Litwa)	–	1543,
11. Aachener Kaiserbrunnen (Niemcy)	–	1486,
12. Darida (Białoruś)	–	1478,
13. Kuyalnick (Ukraina)	–	1435,

14. Mirgorodska (Ukraina)	–	1400,
15. Valmieras Nr. 2 (Łotwa)	–	1324,
16. Druskininku Rasa (Litwa)	–	1235,
17. Kaiser Friedrich Heil-Quelle-N (Niemcy)	–	916,
18. Bad Zwestener Löwensprudel Heilwasser (Niemcy)	–	910,
19. Soluky (Ukraina)	–	907,
20. Teberda (Ukraina)	–	905,
21. Kuyalnick New (Ukraina)	–	899,
22. San Pancrazio (Włochy)	–	859,3,
23. St. Antonius Heilwasser (Niemcy)	–	808.

Ranking wód mineralnych występujących na rynku europejskim

W celu przeprowadzenia procedury klasyfikacji wód mineralnych z uwzględnieniem ich składu zastosowano klasyfikację liniową polegającą na wyznaczeniu miernika syntetycznego, będącego średnią wartości zmiennych składowych, według którego uporządkowano wody mineralne [8]. Przed przystąpieniem do analizy dokonano unitaryzacji zmiennych ze względu na skalę wartości minerałów, korzystając ze wzoru:

$$z_i = \frac{x_i - x_{\min}}{x_{\max} - x_{\min}}$$

gdzie: z_i – wartość atrybutu dla i -tego obiektu po unitaryzacji,

x_{\min} – wartość minimalna, jaką przyjmuje dany atrybut w zbiorze badanych obiektów,

x_{\max} – wartość maksymalna, jaką przyjmuje dany atrybut w zbiorze badanych obiektów,

x_i – wartość atrybutu dla i -tego obiektu przed unitaryzacją.

W tabeli 1. zestawiono 23 rodzaje wód mineralnych zajmujące najwyższe miejsca w rankingu.

Najwyższe miejsca w rankingu zajęły wody wysokozmineralizowane: Kissinger Bitterwasser Heilwasser (Niemcy) – 1. miejsce w rankingu, miernik syntetyczny 57,8 %, Hunyadi Janos (Węgry) – 2. miejsce w rankingu, miernik syntetyczny 49,8 %, Cigelka (Słowacja) – 3. miejsce w rankingu, miernik syntetyczny 44,5 %. Na rysunku 2. przedstawiono wartości składu chemicznego wymienionych wód mineralnych po unitaryzacji. Duży wpływ na miernik syntetyczny wody Hunyadi Janos (Węgry) miał anion siarczanowy oraz ogólna zawartość składników rozpuszczonych. W rankingu wody duże znaczenie miały również anion siarczanowy w przypadku wody Kissinger Bitterwasser Heil-

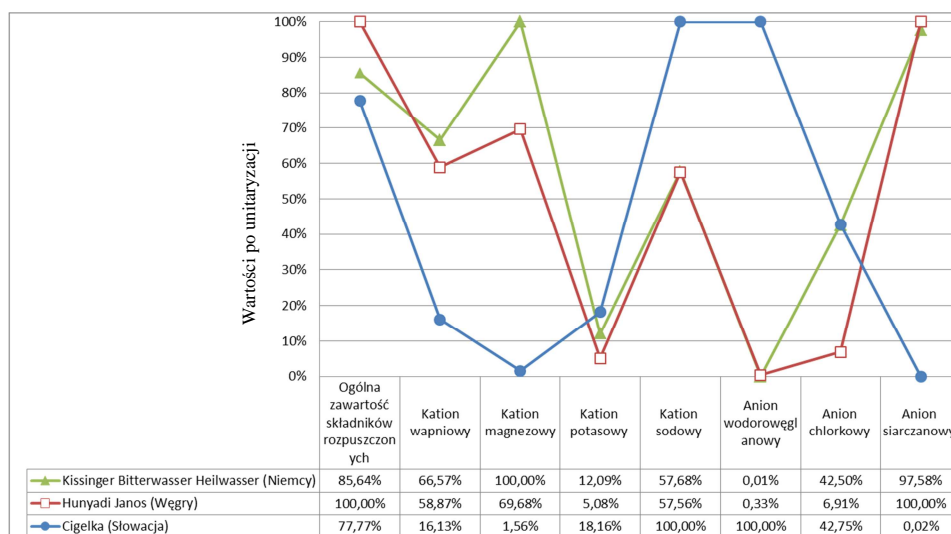
wasser (Niemcy) oraz kation sodowy i anion wodorowęglanowy w przypadku wody Cigelka (Słowacja) (rys. 3.).

Tabela 1. Ranking wód mineralnych wybranych krajów Europy pod względem zawartości poszczególnych minerałów, opracowanie własne

Lp.	Nazwa wody (kraj)	Miernik syntetyczny	Miejsce w rankingu	Ogólna zawartość składników rozpuszczonych [mg · dm ⁻³]	Kationy [mg · dm ⁻³]				Aniony [mg · dm ⁻³]		
					wapniowy Ca ²⁺⁺	magnezowy Mg ²⁺⁺	potasowy K ⁺	sodowy Na ⁺	wodorowęglanowy HCO ₃ ⁻	chlorkowy Cl ⁻	siarczanowy SO ₄ ⁻²
1.	Acqua Arve (Włochy)	14,5%	11.	3754	694	124	13	310	550	310	1918
2.	Acqua Regina (Włochy)	40,3%	4.	17295	657,3	119,16	129,5	5570	619,15	8792	1506
3.	Acqua Santa di Chianciano (Włochy)	13,8%	12.	3398	714	172	6,1	40,5	829,6	18,7	1810
4.	Agua de Salenys (Hiszpania)	13,2%	14.	4231	651	119	70	145,4	2830	41,2	2,5
5.	Aqua Sara (Rumunia)	0,8%	23.	890	99,9	20,9	2,32	3,76	408,7	3,5	2
6.	Bad Mergentheimer Karlsquelle (Niemcy)	38,6%	6.	18000	750	376	99,2	4670	1377	6100	3870,7
7.	Celvik Extra (Bośnia i Hercegowina)	4,3%	21.	2925,91	144,28	145,8	23,46	460	1756,8	395,4	5
8.	Cigelka (Słowacja)	44,5%	3.	29284,4	172,3	86,1	137	8127,9	216461,1	3761	4
9.	Donat (Słowenia)	18,5%	9.	16870	375	1060	17,1	1565	7790	66,6	2200
10.	Hunyadi Janos (Węgry)	49,8%	2.	37400	483	2930	40	4680	940	611	22170
11.	Hydroxydase (Francja)	13,5%	13.	9737	213,2	243	192,2	1945	6722,2	367	10,8
12.	Karlsquelle Heilwasser (Niemcy)	39,6%	5.	17121	782	389	113	4795	232	6382	3860
13.	Kissinger Bitterwasser Heilwasser (Niemcy)	57,8%	1.	32156	539	4196	92	4690	256	3739	21634
14.	Mira (Węgry)	26,7%	8.	18200	230	496	34	4800	1226	2700	8060
15.	Pergoli di Tabiano (Włochy)	12,5%	16.	2685	680	54	3,8	69	520	77	1455

Tabela 1. cd.

Lp.	Nazwa wody (kraj)	Miernik syntetyczny	Miejsce w rankingu	Ogólna zawartość składników rozpuszczonych [mg · dm ⁻³]	Kationy [mg · dm ⁻³]				Aniony [mg · dm ⁻³]		
					wapniowy Ca ²⁺⁺	magnezowy Mg ²⁺⁺	potasowy K ⁺	sodowy Na ⁺	wodorowęglanowy HCO ₃ ⁻	chlorkowy Cl ⁻	siarczanowy SO ₄ ⁻²
16.	Acqua Arve (Włochy)	14,5%	11.	3754	694	124	13	310	550	310	1918
18.	San Paolo (Włochy)	9,9%	17.	2255,2	306,3	77,4	254	250	1953	46,3	256
19.	Sulinka (Słowacja)	8,2%	19.	7481,7	271,6	344,3	43	110,3	5555	75,3	1,1
20.	Tuzlanski Kiseljak (Bośnia i Hercegowina)	4,0%	22.	3398	56	650,3	11,44	186,2	3706	411,8	0,1
21.	Vesuvio (Włochy)	7,0%	20.	1773	78,4	142,9	300	172	952,8	369	220,2
22.	Wilhelmsquelle Heilwasser (Niemcy)	15,2%	10.	4453	645	82,7	33	645	790	794	1820
23.	Zuber (Polska)	28,9%	7.	26924,78	132,02	331,32	320	6495	18549,47	975,0	49,51



Rys. 3. Profile wód mineralnych powstałe w wyniku unitaryzacji

4. Wnioski

1. Przedstawiona analiza wykazała, że na rynku europejskim występuje szeroki wybór wód mineralnych o zróżnicowanym składzie i różnym stopniu mineralizacji.
2. Z spośród 1030 przeanalizowanych wód ok. 60% stanowią wody niskozmineralizowane, ok. 16,2% – wody z zawartością wodorowęglanów wyższą od $600 \text{ mg} \cdot \text{dm}^{-3}$, ok. 16,0% – wody zawierające wapń, ok. 14,5% – wody zawierające magnez, ok. 16,4% – wody zawierające żelazo.
3. Porządkowanie liniowe pozwoliło wyodrębnić wody mineralne o największej zawartości składników mineralnych.

Literatura

- [1] Global Bottled Water Report, Canadean 2007.
- [2] Kryłowska-Kułas M.: Preferencje konsumentów związane ze spożywaniem wód butelkowanych, *Journal of Elementology*, no 12 (1), 2007, p. 55-62.
- [3] Latour T.: Główne wskaźniki optymalnej pod względem zdrowotnym jakości wód naturalnych, Wydawn. Krajowej Izby Gospodarczej Przemysłu Rozlewniczego, *Źródło*, z. 4, 2005, s. 10-14.
- [4] Rak J., Tchórzewska-Cieślak B., Pietrucha K.: *Balneotechnika. Walory uzdrowiskowe*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2011.
- [5] Rak J., Pietrucha K.: O złożach i źródłach wód uzdrowiskowych. *Technologia wody*, Wydawnictwo Seidel-Przywecki, z. 2, 2010.
- [6] Dyrektywa 2001/83/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 6 listopada 2001 r. w sprawie wspólnotowego kodeksu odnoszącego się do produktów leczniczych stosowanych u ludzi.
- [7] Dyrektywa 2009/54/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 18 czerwca 2009 r. w sprawie wydobywania i wprowadzania do obrotu naturalnych wód mineralnych.
- [8] Sobolewski M.: Przykłady zastosowań wybranych metod statystycznej analizy wielowymiarowej, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2000.

ANALYSIS OF THE CHOSEN BOTTLED MINERAL WATERS COMPOSITION IN A EUROPEAN MARKET

Summary

In the work the characteristics of bottled mineral waters composition being found in a European market were made. 1030 mineral waters were provided with analysis, from Germany (9,4% of the total sum), of Spain (9,5%), Italian (9,2%), France (9,2%), remaining 62,6% other states. Classification of tested waters according to legal documents being in force was obtained. Characteristics of 23 mineral waters of mineral according to the largest content and a linear organising hierarchization were also described including the combination of all mineral elements.

Keywords: bottled mineral waters, chemical composition, Europe

DOI: 10.7862/rb.2012.6

Katarzyna PIETRUCHA-URBANIK
Politechnika Rzeszowska

ANALIZA WIELOWYMIAROWA ZRÓŻNICOWANIA WYBRANYCH BUTELKOWANYCH WÓD MINERALNYCH WYSTĘPUJĄCYCH NA RYNKU EUROPEJSKIM

W pracy przedstawiono metodę opisującą zróżnicowanie butelkowanych wód mineralnych występujących na rynku europejskim. W tym celu zastosowano analizę wielowymiarową. Na podstawie metody opartej na średnich arytmetycznych określono składniki wody mineralnej, które mają największy wpływ na powstanie każdego ze skupień.

Słowa kluczowe: butelkowane wody mineralne, Europa, analiza wielowymiarowa

1. Wprowadzenie

Dotychczas na potrzeby analizy związanej z klasyfikacją składu chemicznego wód opracowano następujące graficzne oraz statystycznie wielowymiarowe metody: algorytm rozmytych k -średnich (ang. *Fuzzy K-means Clustering*, FKM), analizę głównych składowych (ang. *Principal Components Analysis*, PCA), wykres Schoellera, trójkąt Fereta, wykres Collinsa, wykres Stiffa [1-3].

2. Cel i zakres pracy

Celem pracy jest analiza zróżnicowania składu wód mineralnych, którą wykonano, wykorzystując analizę skupień (ang. *Cluster Analysis*, CA). Podobne obserwacje grupuje się w tzw. skupienia. Tworząc skupienia, należy jednak pamiętać, że powinny one znacznie się różnić między sobą. Stworzone w ten sposób skupienia następnie porządkuje się w czytelne struktury na podstawie analizy podobieństw w danym obszarze. Podobieństwami tymi mogą być odpowiednie wskaźniki charakterystyczne dla danej grupy, podobieństwa lub odległości. W rezultacie otrzymuje się metodę przedstawienia obiektów, ukazującą zarówno ich cechy wspólne, jak i różniące [4, 5].

W celu oszacowania odległości między skupieniami można wykorzystać analizę wariancji. Takie podejście do zagadnienia jest przedstawione w metodzie Warda. Metoda ta polega na minimalizacji sumy kwadratów odchyleń dowolnych dwóch skupień, które mogą zostać uformowane na każdym etapie. Mimo że ten sposób postępowania powoduje powstawanie skupień o bardzo małej odległości, ze względu na swoją efektywność jest często stosowana. Szczegółowo metoda ta jest opisana w pracy [6]. W tabeli 1. przedstawiono 23 rodzaje analizowanych wód mineralnych, które zostały poddane hierarchizacji porządkowania liniowego, co przedstawiono w opracowaniu [7].

Tabela 1. Ranking wód mineralnych wybranych krajów Europy pod względem zawartości poszczególnych minerałów [7]

Lp.	Nazwa wody (kraj)	Lp.	Nazwa wody (kraj)
1.	Acqua Arve (Włochy)	13.	Kissinger Bitterwasser Heilwasser (Niemcy)
2.	Acqua Regina (Włochy)	14.	Mira (Węgry)
3.	Acqua Santa di Chianciano (Włochy)	15.	Pergoli di Tabiano (Włochy)
4.	Agua de Salenys (Hiszpania)	16.	Polijana (Ukraina)
5.	Aqua Sara (Rumunia)	17.	San Ciro (Włochy)
6.	Bad Mergentheimer Karlsquelle (Niemcy)	18.	San Paolo (Włochy)
7.	Celvik Extra (Bośnia i Hercegowina)	19.	Sulinka (Słowacja)
8.	Cigelka (Słowacja)	20.	Tuzlanski Kiseljak (Bośnia i Hercegowina)
9.	Donat (Słowenia)	21.	Vesuvio (Włochy)
10.	Hunyadi Janos (Węgry)	22.	Wilhelmsquelle Heilwasser (Niemcy)
11.	Hydroxydase (Francja)	23.	Zuber (Polska)
12.	Karlsquelle Heilwasser (Niemcy)		

3. Metodyka badań

Do wyznaczenia oceny zróżnicowania składu chemicznego wybranych wód mineralnych zastosowano macierz odległości euklidesowych, korzystając ze wzoru [8]:

$$d(x_i, x_k) = \sqrt{\sum_{j=1}^m (x_{ij} - x_{kj})^2} \quad (1)$$

gdzie: x_{ij} – wartość j -tej zmiennej dla i -tego obiektu,

x_{kj} – wartość j -tej zmiennej dla k -tego obiektu,

$d(x_i, x_k)$ – odległość pomiędzy i -tym i k -tym obiektem.

Następnie zastosowano metodę aglomeracji skupień polegającą na wyznaczeniu hierarchicznego drzewa zwanego dendrogramem.

W celu sprawdzenia przynależności poszczególnych wód do dendrogramu wykorzystano metodę zaproponowaną przez Z. Hellwiga [9]. Metodą tą należy oszacować odległość między punktami przynależnymi do dwóch różnych pod-

zbiorów [10]. Odległość ta jest nazywana wartością krytyczną, której wartość wyznacza się według następującej procedury:

- 1) obliczenie wartości minimalnej dla każdego wiersza w macierzy odległości,
- 2) wyznaczenie dla wartości tej (nowej zmiennej) średniej arytmetycznej x i odchylenia standardowego δ ,
- 3) obliczenie wartości krytycznej z zależności:

$$W_k = x + 2\delta \quad (2)$$

4. Wyniki badań i ich analiza

Po wyznaczeniu wartości krytycznej przeprowadzono segregację skupień w celu stworzenia dendrogramu, na którym uwidoczniło się hierarchię poszczególnych skupień. Do określenia poszczególnych skupień i przynależących do nich składników wody mineralnej stosuje się wartość krytyczną obliczoną według algorytmu (2) ($W_k = 3,3$). Na wykresie wartość ta jest pokazana w postaci linii ciągłej dzielącej dendryt na siedem skupień (rys. 1.). W tabeli 2. przedstawiono przebieg aglomeracji skupień. Pierwsza kolumna zawiera informacje dotyczące odległości wiązań (kolumna 1.), opisujące poszczególne skupienia wyszczególnione w kolejnych wierszach.

W wyniku analizy wyodrębniono siedem skupień:

- skupienie 2-elementowe – Kissinger Bitterwasser Heilwasser (Niemcy), Hunyadi Janos (Węgry),
- skupienie 1-elementowe – Cigelka (Słowacja),
- skupienie 3-elementowe – Karlsquelle Heilwasser (Niemcy), Bad Mergentheimer Karlsquelle (Niemcy), Acqua Regina (Włochy),
- skupienie 1-elementowe – San Ciro (Włochy),
- skupienie 2-elementowe – Zuber (Polska), Mira (Węgry),
- skupienie 9-elementowe – Vesuvio (Włochy), San Paolo (Włochy), Polijana (Ukraina), Hydroxydase (Francja), Donat (Słowenia), Sulinka (Słowacja), Tuzlanski Kiseljak (Bośnia i Hercegowina), Celvik Extra (Bośnia i Hercegowina), Aqua Sara (Rumunia),
- skupienie 5-elementowe – Wilhelmsquelle Heilwasser (Niemcy), Agua de Salenys (Hiszpania), Pergoli di Tabiano (Włochy), Acqua Santa di Chianciano (Włochy), Acqua Arve (Włochy).

Po wyznaczeniu wartości krytycznej i segregacji skupień należy dokonać analizy dla każdego skupienia. Analizę tę można przeprowadzić, obliczając iloraz średniej arytmetycznej kolejnych skupień X_i do średniej grupowej X , co graficznie przedstawiono na rys. 2. oraz w tab. 3. Wyższa od jedności wartość obliczonego ilorazu X_i/X świadczy o dominacji określonego składnika w danym skupieniu [11].

Tabela 2. cd.

Odległość wiązań	Hierarchia przebiegu aglomeracji pojedynczych skupień (wód mineralnych)																			
	5	7	20	19	9	11	16	18	21	14	23	17								
6,206																				
8,140																				
10,167																				
10,849																				
17,870																				

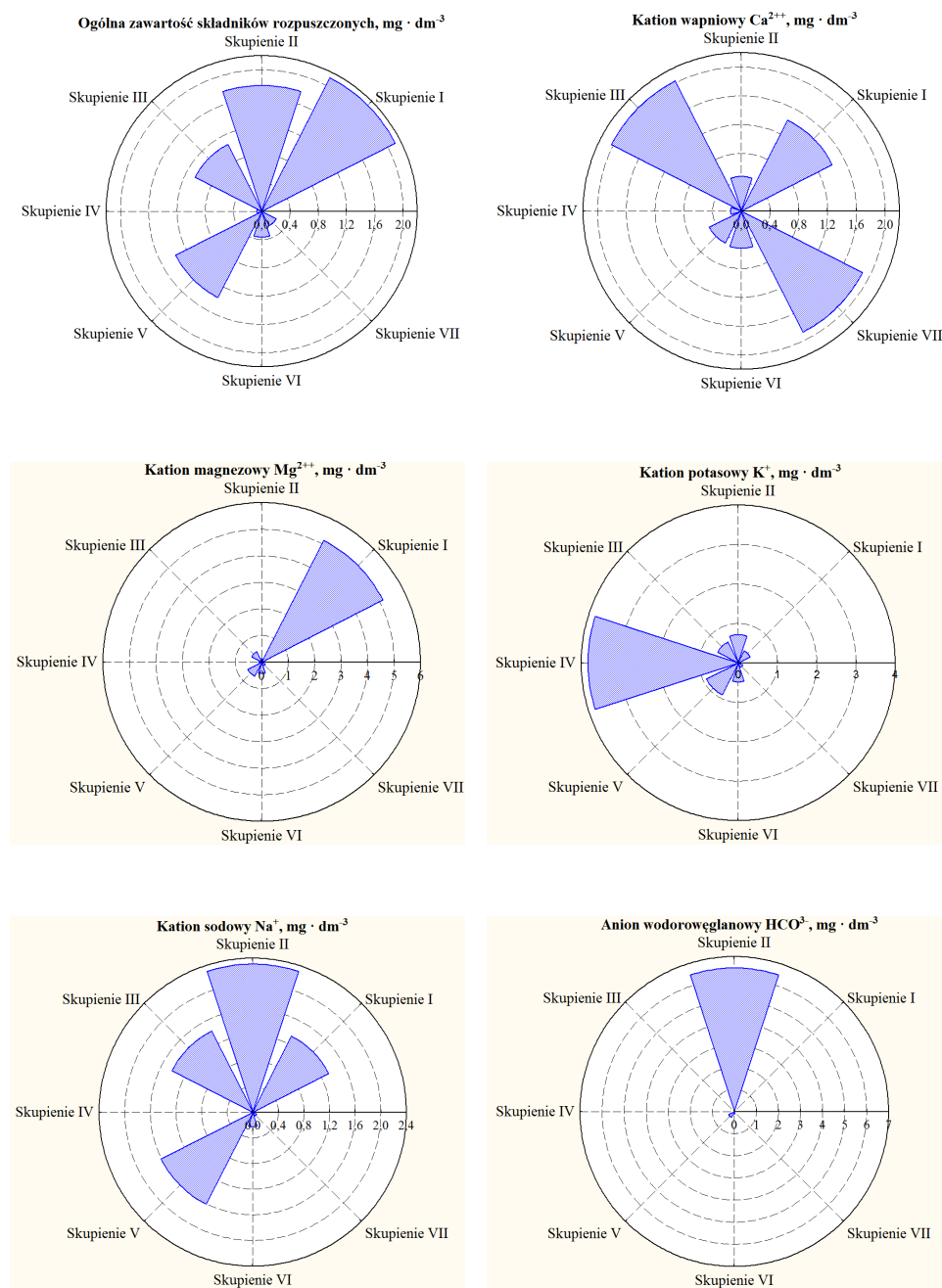
*Liczby w poszczególnych wierszach przyporządkowano rodzajom wód mineralnych według tab. 1.

Tabela 3. Analiza struktury każdego z wydzielonych skupień za pomocą metody średnich arytmetycznych

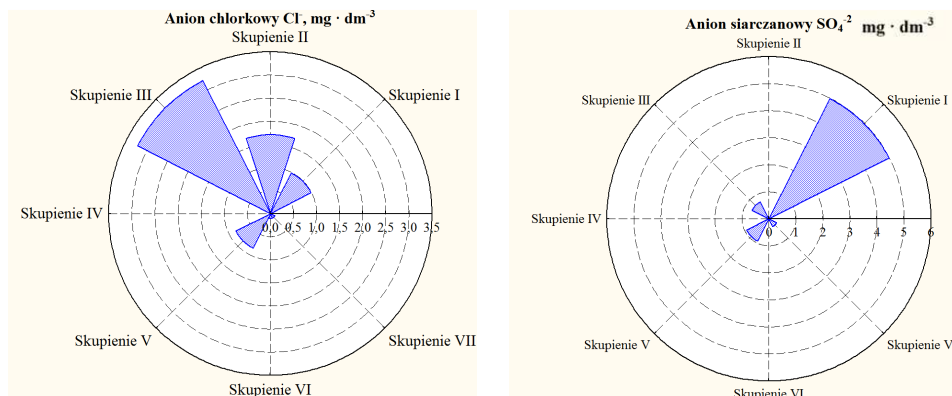
Skupienie	Nazwa wody (kraj)	Ogólna zawartość składników rozpuszczo- nych [mg · dm ⁻³]	Kationy [mg · dm ⁻³]				Aniony [mg · dm ⁻³]		
			wapniowy Ca ²⁺⁺	magnezowy Mg ²⁺⁺	potasowy K ⁺	sodowy Na ⁺	wodorowęglanowy HCO ₃ ⁻	chlorkowy Cl ⁻	siarczanowy SO ₄ ²⁻
I	Kissinger Bitter- wasser Heilwasser (Niemcy)	32156	539	4196	92	4690	256	3739	21634
	Hunyadi Janos (Węgry)	37400	483	2930	40	4680	940	611	22170
	X ₁	34778	511	3563	66	4685	598	2175	21902
	X	16432,93	358,77	692,83	194,14	3517,98	33348,12	2194,97	4392,54
	X ₁ /X	2,12	1,42	5,14	0,34	1,33	0,01	0,99	4,99
II	Cigelka (Słowacja)	29284,4	172,3	86,1	137	8127,9	216461,1	3761	4
	X ₂	29284,4	172,3	86,1	137	8127,9	216461,1	3761	4
	X	16432,93	358,77	692,84	194,15	3517,98	33348,12	2194,98	4392,54
	X ₂ /X	1,78	0,48	0,12	0,71	2,31	6,49	1,71	0,00
III	Karlsquelle Heilwasser (Niemcy)	17121	782	389	113	4795	232	6382	3860
	Bad Mergentheimer Karlsquelle (Niemcy)	18000	750	376	99,2	4670	1377	6100	3870,7
	Acqua Regina (Włochy)	17295	657,3	119,16	129,5	5570	619,15	8792	1506
	X ₃	17472,00	729,77	294,72	113,90	5011,67	742,72	7091,33	3078,90
	X	16432,93	358,77	692,84	194,15	3517,98	33348,12	2194,98	4392,54
	X ₃ /X	1,06	2,03	0,43	0,59	1,42	0,02	3,23	0,70
IV	San Ciro (Włochy)	1215	55	78,2	744	112,7	744	9	2
	X ₄	16432,93	358,77	692,84	194,15	3517,98	33348,12	2194,98	4392,54
	X	16432,93	358,77	692,84	194,15	3517,98	33348,12	2194,98	4392,54
	X ₄ /X	0,07	0,15	0,11	3,83	0,03	0,02	0,00	0,00

Tabela. 3. cd.

Skupienie	Nazwa wody (kraj)	Ogólna zawartość składników rozpuszczonych [mg · dm ⁻³]	Kationy [mg · dm ⁻³]				Aniony [mg · dm ⁻³]		
			wapniowy Ca ²⁺⁺	magnezowy Mg ²⁺⁺	potasowy K ⁺	sodowy Na ⁺	wodorowęglanowy HCO ₃ ⁻	chlorkowy Cl ⁻	siarczanowy SO ₄ ²⁻
V	Zuber (Polska)	26924,78	132,02	331,32	320	6495	18549,47	975,08	49,51
	Mira (Węgry)	18200	230	496	34	4800	1226	2700	8060
	X ₅	22562,39	181,01	413,66	177,00	5647,50	9887,74	1837,54	4054,76
	X	16432,93	358,77	692,84	194,15	3517,98	33348,12	2194,98	4392,54
	X ₅ /X	1,37	0,50	0,60	0,91	1,61	0,30	0,84	0,92
VI	Vesuvio (Włochy)	1773	78,4	142,9	300	172	952,8	369	220,2
	San Paolo (Włochy)	2255,2	306,3	77,4	254	250	1953	46,3	256
	Polijana (Ukraina)	8800	125	50	20	2500	6250	450	50
	Hydroxydase (Francja)	9737	213,2	243	192,2	1945	6722,2	367	10,8
	Donat (Słowenia)	16870	375	1060	17,1	1565	7790	66,6	2200
	Sulinka (Słowacja)	7481,7	271,6	344,3	43	110,3	5555	75,3	1,1
	Tuzlanski Kiseljak (Bośnia i Hercegowina)	3398	56	650,3	11,44	186,2	3706	411,8	0,1
	Celvik Extra (Bośnia i Hercegowina)	2925,91	144,28	145,8	23,46	460	1756,8	395,47	5
	Aqua Sara (Rumunia)	890	99,9	20,9	2,32	3,76	408,7	3,5	2
	X ₆	6014,53	185,52	303,84	95,95	799,14	3899,39	242,77	305,02
	X	16432,93	358,77	692,84	194,15	3517,98	33348,12	2194,98	4392,54
	X ₆ /X	0,37	0,52	0,44	0,49	0,23	0,12	0,11	0,07
VII	Wilhelmsquelle Heilwasser (Niemcy)	4453	645	82,7	33	645	790	794	1820
	Agua de Salenys (Hiszpania)	4231	651	119	70	145,4	2830	41,2	2,5
	Pergoli di Tabiano (Włochy)	2685	680	54	3,8	69	520	77	1455
	Acqua Santa di Chianciano (Włochy)	3398	714	172	6,1	40,5	829,6	18,7	1810
	Acqua Arve (Włochy)	3754	694	124	13	310	550	310	1918
	X ₇	3704,2	676,8	110,34	25,18	241,98	1103,92	248,18	1401,1
	X	16432,93	358,77	692,84	194,15	3517,98	33348,12	2194,98	4392,54
	X ₇ /X	0,23	1,89	0,16	0,13	0,07	0,03	0,11	0,32



Rys. 2. Wykres wartości przedstawiających ilorazy cech opisujących skład chemiczny wód mineralnych



Rys. 2. cd.

Na podstawie danych zawartych na rys. 2. oraz w tab. 3. można przedstawić strukturę wydzielonych skupień z uwzględnieniem cech dominujących:

- skupienie I: 5,14 – kation magnezowy Mg^{2++} , 4,99 – anion siarczanowy SO_4^{-2} , 2,12 – ogólna zawartość składników rozpuszczonych, 1,42 – kation wapniowy Ca^{2++} , 1,33 – kation sodowy Na^+ ,
- skupienie II: 6,49 – anion wodorowęglanowy HCO_3^- , 2,31 – kation sodowy Na^+ , 1,78 – ogólna zawartość składników rozpuszczonych, 1,71 – anion chlorkowy Cl^- ,
- skupienie III: 3,23 – anion chlorkowy Cl^- , 2,03 – kation wapniowy Ca^{2++} , 1,42 – kation sodowy Na^+ , 1,06 – ogólna zawartość składników rozpuszczonych,
- skupienie IV: 3,83 – kation potasowy K^+ ,
- skupienie V: 1,61 – kation sodowy Na^+ , 1,37 – ogólna zawartość składników rozpuszczonych,
- skupienie VI: żadna z cech nie odegrała dominującej roli,
- skupienie VII: 1,89 – kation wapniowy Ca^{2++} .

5. Wnioski

1. Dominującą rolę w procesie grupowania odegrał kation sodowy Na^+ oraz ogólna zawartość składników rozpuszczonych występujące w czterech grupach skupień (o czym świadczą wyznaczone ilorazy: 1,33 – skupienie I, 2,31 – skupienie II, 1,42 – skupienie III, 1,61 – skupienie V).
2. Kation magnezowy Mg^{2++} i anion siarczanowy SO_4^{-2} miały istotne znaczenie jedynie w procesie grupowania pierwszego skupienia, anion wodorowęglanowy HCO_3^- w formowaniu skupienia II, a kation potasowy K^+ w tworzeniu skupienia IV.

3. Metoda analizy wielowymiarowej może być pomocna w dokonaniu rankingu oraz w opisie wód mineralnych występujących na rynku europejskim.

Literatura

- [1] Alther G.A.: A simplified statistical sequence applied to routine water quality analysis: a case history, *Ground Water*, no 17/1979, 556-561.
- [2] Williams R.E.: Statistical identification of hydraulic connections between the surface of a mountain and internal mineralized zones, *Ground Water*, no 20/1982, 466-478.
- [3] Farnham I.M., Stetzenbach K.J., Singh A.S., Johannesson K.H.: Treatment of non-detects in multivariate analysis of groundwater geochemistry data. *Chemometrics Intelligent Lab. Sys.* no 60/2002, 265-281.
- [4] Helsel D.R., Hirsch R.M.: *Statistical methods in water resources*, Elsevier Science Publishing Company Inc., New York 1992.
- [5] Sobolewski M.: *Przykłady zastosowań wybranych metod statystycznej analizy wielowymiarowej*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2000.
- [6] Ward J.H.: Hierarchical grouping to optimize an objective function, *Journal of the American Statistical Association*, no 58/1963, 236-244.
- [7] Pietrucha-Urbanik K.: Analiza składu wybranych butelkowanych wód mineralnych występujących na rynku europejskim, *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, Budownictwo i Inżynieria Środowiska*, z. 59(4/2012), s. 71-82.
- [8] Pluta W.: *Wielowymiarowa analiza porównawcza w badaniach ekonomicznych*, PWN, Warszawa 1977.
- [9] Hellwig Z. (red.): *Zarys ekonometrii*, PWE, Warszawa 1973.
- [10] Marek T.: *Analiza skupień w badaniach empirycznych*, PWN, Warszawa 1989.
- [11] Runge J.: Wybrane zagadnienia analizy przestrzennej w badaniach geograficznych, *Skrypt Uniwersytetu Śląskiego*, no 469/1992.

MULTI-DIMENSIONAL ANALYSIS OF THE CHOSEN BOTTLED MINERAL WATERS DIFFERENTIATION IN A EUROPEAN MARKET

Summary

In the work a method describing differentiation of bottled mineral waters being found in a European market was presented. For that purpose a multivariate analysis was used. On the basis of the method based on arithmetic means elements of the mineral water which have considerable influence for each concentrations were determined.

Keywords: bottled mineral waters, Europe, multi-dimensional analysis

DOI: 10.7862/rb.2012.7

Vyacheslav PISAREV
Agnieszka HABA
Politechnika Rzeszowska

ANALIZA SYSTEMU KLIMATYZACJI DLA KRYTYCH PŁYWAŁNI Z OSUSZANIEM CZĘŚCI POWIETRZA RECYRKULOWANEGO Z WYKORZYSTANIEM POMPY CIEPŁA

Celem publikacji jest opracowanie metody projektowania parametrów powietrza w systemie klimatyzacji z osuszaniem części powietrza recyrkulowanego z wykorzystaniem pompy ciepła dla okresu zimowego wraz z przykładem obliczeniowym.

Słowa kluczowe: system klimatyzacji, kryta pływalnia, powietrze recyrkulowane, pompa ciepła, osuszanie

1. Wprowadzenie

W okresie zimowym zawartość wilgoci w powietrzu zewnętrznym jest bardzo mała. Zadaniem klimatyzacji hali krytej pływalni w tym okresie jest więc realizowanie procesów uzdatniania powietrza, w wyniku których wilgotność względna jest utrzymywana w granicach parametrów komfortu cieplnego, np. 50-65%. Z zastosowaniem systemu klimatyzacji z recyrkulacją powietrza wysoka zawartość wilgoci powietrza wywiewanego z hali krytej pływalni przy małych strumieniach powietrza świeżego powoduje powstanie dużych ilości wilgoci w powietrzu nawiewanym, co jest niedopuszczalne. Z tego względu należy wprowadzić system umożliwiający osuszanie powietrza recyrkulowanego.

W pracy uwzględniono jeden z możliwych wariantów osuszania powietrza, a mianowicie system klimatyzacji, w którym część powietrza recyrkulowanego jest osuszana (rys. 1., 2.). W tym celu można zastosować pompę ciepła [1]. W omawianym przykładzie systemu klimatyzacji (rys. 1.) między parownik (3) a skraplacz pompy ciepła (8) wprowadzono komorę mieszania (5), w której powietrze zewnętrzne jest mieszane z osuszonym powietrzem obiegowym, a następnie – jako mieszanina – podgrzewane przez skraplacz pompy ciepła. Może być stosowana dodatkowa nagrzewnica (9), która dostarcza uzupełniającą ilość ciepła. Wadą urządzeń tego typu jest to, że nie nadają się do użytkowania w okresie letnim, ponieważ podczas osuszania powietrza wydziela się dodatko-

wa ilość ciepła, która w tym okresie nie jest pożądana [1]. Na rysunku 2. przedstawiono schemat pracy wodnej pompy ciepła w systemie klimatyzacji pracującej w okresie zimowym z osuszaniem powietrza recyrkulowanego.

2. Zasady teoretyczne projektowania systemu klimatyzacji

Dane wyjściowe

- 1) parametry powietrza zewnętrznego według normy PN-76/B-03420 [2]:
 - temperatura – t_Z [°C],
 - wilgotność względna powietrza – φ_Z [%],
 - entalpia właściwa powietrza – i_Z [kJ/kg],
 - zawartość wilgoci – x_Z [g/kg],
- 2) parametry powietrza wewnętrznego:
 - temperatura w pomieszczeniu – t_P [°C],
 - wilgotność względna powietrza – φ_P [%],
- 3) parametry technologiczne:
 - zyski ciepła całkowitego – Q_C [kW] (określane dla danego obiektu),
 - zyski ciepła jawnego – Q_J [kW] (określane dla danego obiektu),
 - zyski wilgoci – W [kg/s] (określane dla danego obiektu),
 - niezbędny strumień objętościowy powietrza zewnętrznego ze względów higienicznych zalecany dla zapewnienia odczucia komfortu i świeżości – G_Z [m³/s].

Budowanie przebiegu zmian stanu powietrza klimatyzacyjnego na wykresie $i-x$ powietrza wilgotnego rozpoczyna się od umiejscowienia punktu odpowiadającego parametrom powietrza zewnętrznego Z (t_Z , φ_Z) (rys. 3.) (według PN-64/B-03420). Następnie ustala się parametry powietrza w pomieszczeniu, które mogą być podyktowane względami komfortu lub produkcji. Ustalone parametry powietrza w pomieszczeniu nanosi się na wykres $i-x$ powietrza wilgotnego, otrzymując punkt P o parametrach (t_P , φ_P). W dalszym ciągu należy ustalić parametry powietrza nawiewanego. Temperatura tego powietrza może być zależna od dopuszczalnej różnicy temperatury Δt^* pomiędzy powietrzem nawiewanym a powietrzem w hali. Wartość tej różnicy temperatury zależy od miejsca usytuowania wylotów nawiewnych, przeznaczenia pomieszczenia, wysokości zysków ciepła itp. Temperatura nawiewu t_N wynosi:

$$t_N = t_P - \Delta t \text{ [°C]} \quad (1)$$

W kolejnym kroku należy ustalić współczynnik kierunkowy przemiany stanu powietrza wilgotnego, który wyznacza się ze wzoru:

$$\varepsilon = Q_C / W \text{ [kJ/kg]} \quad (2)$$

Stan powietrza nawiewanego (punkt N) będzie zatem zależny od współczynnika kierunkowego ε przechodzącego przez punkt P i linii temperatury $t_N = \text{const}$.

Odczytując z wykresu entalpię właściwą powietrza w tak wyznaczonym punkcie N (i_N), można określić strumień objętościowy powietrza wentylacyjnego G ze wzoru:

$$G = \Delta Q_C / (\rho \cdot (i_P - i_N)) \quad (3)$$

gdzie: ρ – gęstość powietrza, $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$,

i_P – entalpia właściwa powietrza w punkcie P odczytana z rys. 3. [kJ/kg],

i_N – entalpia właściwa powietrza w punkcie N odczytana z rys. 3. [kJ/kg].

W określeniu powietrza wentylacyjnego G alternatywnie można skorzystać z zależności:

$$G = Q_J / (\rho \cdot c \cdot (t_P - t_N)) \quad (4)$$

gdzie: c – ciepło właściwe powietrza, $c_p = 1,02 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{°C)}$.

Następnie z równania bilansu po wilgoci można wyznaczyć zawartość wilgoci w punkcie K (x_K) – stan mieszania części strumienia powietrza recyrkulowanego przepływającego przez obejście parownika pompy ciepła oraz części strumienia powietrza recyrkulowanego przepływającego przez parownik pompy ciepła:

$$G_Z \cdot x_Z + G_{REC} \cdot x_K = G \cdot x_M \quad (5)$$

gdzie: x_M – zawartość wilgoci w punkcie M , $x_M = x_N$ [g/kg],

G_{REC} – strumień objętościowy powietrza recyrkulowanego [m^3/h],

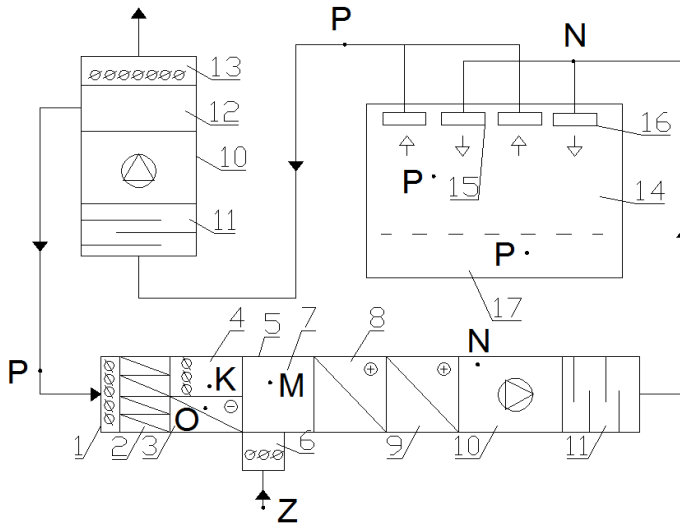
$$G_{REC} = G - G_Z \quad (6)$$

Stąd

$$x_K = (G \cdot x_M - G_Z \cdot x_Z) / G_{REC} \quad (7)$$

Na rysunku 1. przyjęto następujące oznaczenia: 1 – przepustnica powietrza obiegowego, 2 – filtr powietrza obiegowego, 3 – parownik pompy ciepła, 4 – przepustnica obejścia parownika pompy ciepła, 5 – komora mieszania powietrza zewnętrznego, 6 – przepustnica powietrza zewnętrznego, 7 – sprężarka

pompy ciepła, 8 – skraplacz pompy ciepła, 9 – wtórna nagrzewnica wodna powietrza, 10 – wentylator nawiewny, 11 – tłumik akustyczny, 12 – komora rozdziału powietrza wywiewanego, 13 – przepustnica powietrza usuwanego, 14 – hala krytej pływalni, 15 – nawiew powietrza, 16 – wylot powietrza, 17 – strefa przebywania ludzi. Punkty stanu powietrza na schemacie systemu wentylacji Z, N, P, M, K, O odpowiadają punktom stanu powietrza na wykresie $i-x$ powietrza wilgotnego dla okresu zimowego (rys. 3.).



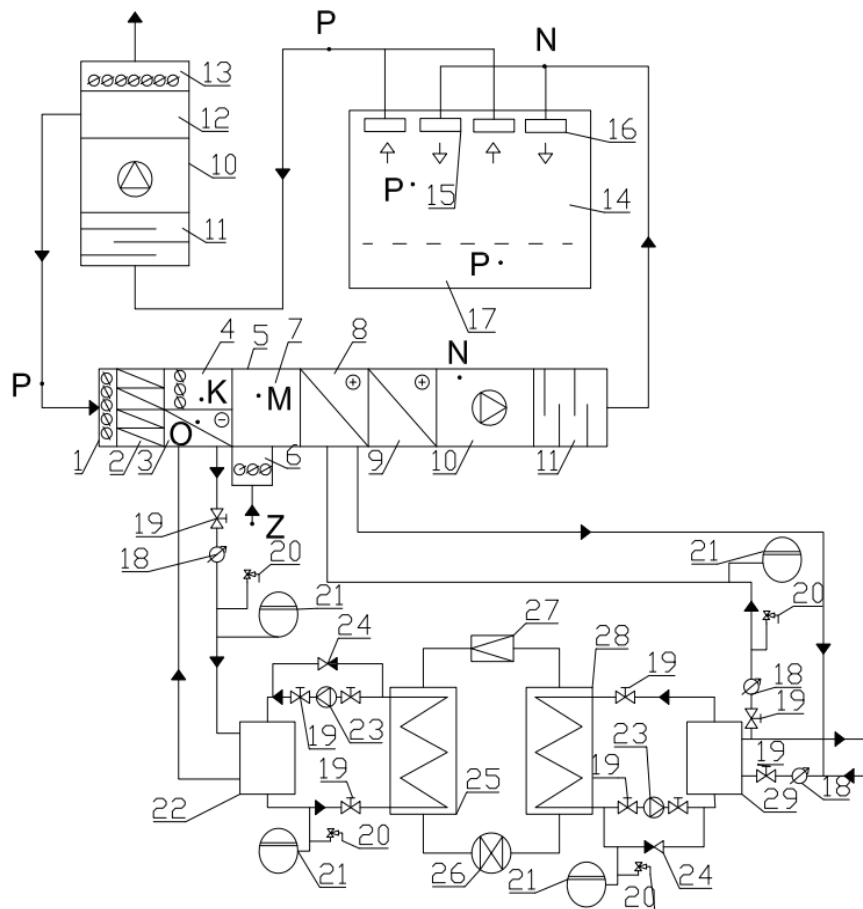
Rys. 1. Schemat systemu klimatyzacji pracującego w okresie zimowym z osuszaniem powietrza recyrkulowanego

Na rysunku 2. przyjęto następujące oznaczenia: 1-17 – jak na rys. 1., 18 – termomanometr, 19 – zawór odcinający, 20 – zawór bezpieczeństwa, 21 – naczynie wzbiorcze, 22 – zbiornik wody zimnej, 23 – pompa obiegowa, 24 – zawór zwrotny, 25 – parownik, 26 – zawór rozprężny, 27 – sprężarka, 28 – skraplacz, 29 – zbiornik wody gorącej.

Mając dane strumienie objętościowe powietrza G_{REC} i G_Z , można geometrycznie wyznaczyć punkty M i K (rys. 4.), tzn. tak dobrać długości odcinków ZM i MK , aby był spełniony warunek:

$$G_{REC} / G_Z = ZM / MK \quad (8)$$

Należy przy tym pamiętać, że punkty K i M zostały ściśle określone przez parametr zawartości wilgoci w powietrzu recyrkulowanym oraz nawiewanym, a mianowicie odpowiednio linii x_K (wzór (7)) oraz linii x_M ($x_M = x_N$).



Rys. 2. Schemat systemu klimatyzacji pracującego w okresie zimowym z osuszaniem powietrza recyrkulowanego z pompą ciepła pracującą w systemie woda – woda

W kolejnej części należy określić stan powietrza po parowniku pompy ciepła (3, rys. 2.) – punkt *O*. W tym celu łączy się ze sobą punkty *P* oraz *K*. Otrzymaną prostą przedłuża się do linii wilgotności względnej $\varphi = 90\%$ (założenie [3]). W ten sposób zostaje wyznaczony punkt *O*. Punkt *L* powstanie na przecięciu linii $\varphi = 90\%$ z linią $x_p = \text{const}$. Proces *PLO* określa ochładzanie części powietrza recyrkulowanego na parowniku pompy ciepła. Odcinek *LO* należy poprowadzić wzdłuż linii wilgotności względnej w przybliżeniu równej 90%.

Mając wyznaczoną linię PKO , można znaleźć proporcję między strumieniem powietrza obiegowego (G_{OB}) i $G_{REC} - G_{OB}$ (rys. 4., 5.). Do określenia ilości powietrza omijającej parownik (G_{OB}) można skorzystać z zależności (rys. 5.):

$$G_{OB} \cdot x_P + (G_{REC} - G_{OB}) \cdot x_O = x_K \cdot G_{REC} \quad (9)$$

gdzie x_O – zawartość wilgoci w punkcie O odczytana z rys. 3. [g/kg].

Ze wzoru (9) wyznacza się G_{OB} :

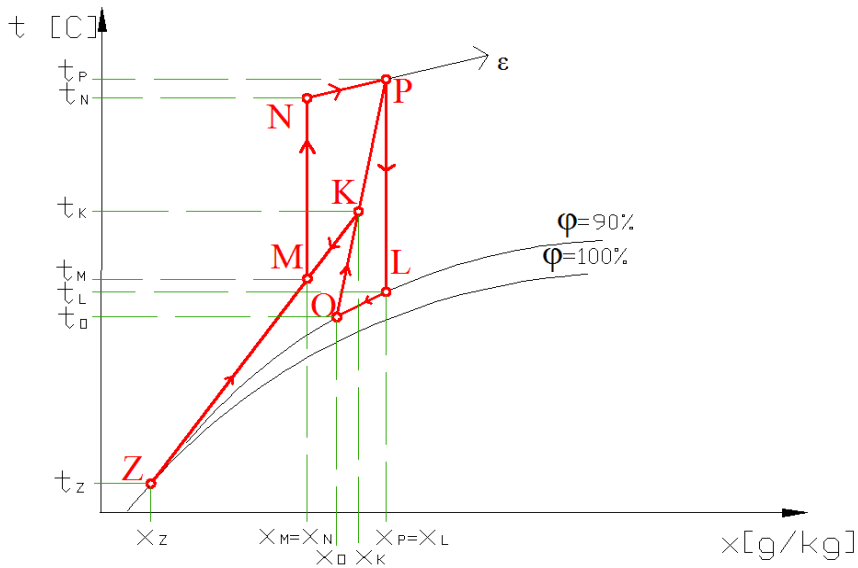
$$G_{OB} = (G_{REC} \cdot (x_K - x_O)) / (x_P - x_O) \quad (10)$$

Moc chłodnicza pompy ciepła:

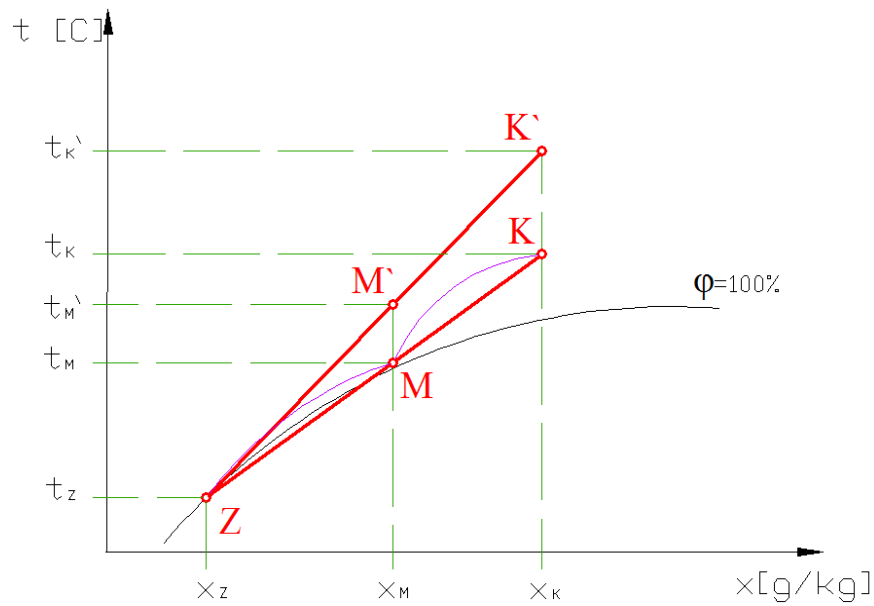
$$Q_p = (G_{REC} - G_{OB}) \cdot \rho \cdot (i_P - i_O) \quad (11)$$

gdzie i_O – entalpia właściwa powietrza w punkcie O odczytana z rys. 3. [kJ/kg].

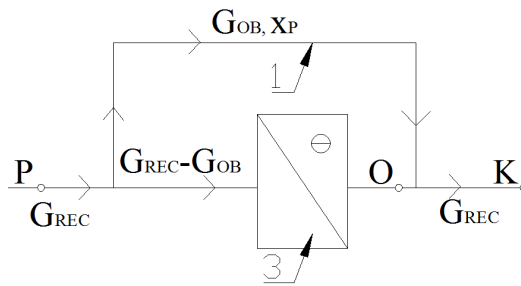
W kolejnym kroku z katalogu należy dobrać pompę ciepła na moc chłodniczą i odczytać moc cieplną. Wyznaczenie przebiegu rzeczywistego zmian stanu powietrza w instalacji jest możliwe tylko na początku eksploatacji centrali klimatyzacyjnej.



Rys. 3. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie $i-x$ powietrza wilgotnego dla okresu zimowego z osuszaniem powietrza obiegowego recyrkulowanego za pomocą pompy ciepła, mieszane następnie z powietrzem zewnętrznym w centrali klimatyzacyjnej



Rys. 4. Geometryczny sposób wyznaczania punktów M i K ; punkty stanu powietrza M i K odpowiadają punktom stanu powietrza na wykresie $i-x$ powietrza wilgotnego (rys. 3.)



Rys. 5. Rozdział powietrza przed parownikiem pompy ciepła (chłodnicą powietrza) (3, rys. 2.); 1 – obejście, 3 – parownik pompy ciepła na schemacie (rys. 2.); punkty stanu powietrza P , O i K odpowiadają punktom stanu powietrza na wykresie $i-x$ powietrza wilgotnego (rys. 3.)

3. Przykład obliczeniowy

Dane wyjściowe: hala krytej pływalni

1) parametry powietrza zewnętrznego wg normy PN-76/B-03420 [2]:

- temperatura – $t_z = -20^\circ\text{C}$,
- wilgotność względna powietrza – $\varphi_z = 100\%$,

- 2) parametry powietrza wewnętrznego:
 - temperatura w hali – $t_p = 30^\circ\text{C}$,
 - wilgotność względna – $\varphi_p = 60\%$,
 - entalpia właściwa powietrza $i = 72 \text{ kJ/kg}$,
- 3) parametry technologiczne:
 - zyski ciepła całkowitego (oświetlenie itp.) – $Q_C = 43,7 \text{ kW}$,
 - zyski wilgoci – $W = 62,1 \text{ kg/h} = 0,0173 \text{ kg/s} = 62100 \text{ g/h}$,
 - niezbędny strumień objętościowy powietrza zewnętrznego ze względów higienicznych zalecany dla zapewnienia odczucia komfortu i świeżości – $G_Z = 2800 \text{ m}^3/\text{h} = 0,78 \text{ m}^3/\text{s}$.

Budowanie wykresu przebiegu zmian stanu powietrza wentylacyjnego i - x powietrza wilgotnego (rys. 6.) rozpoczyna się od umiejscowienia punktu odpowiadającego parametrom powietrza zewnętrznego (punkt Z (-20°C , 100%)) oraz powietrza w hali krytej pływalni (punkt P (30°C , 60%)). Określa się temperaturę nawiewu ze wzoru (1) przy założeniu różnicy temperatury pomiędzy powietrzem nawiewanym a powietrzem w pomieszczeniu $\Delta t = 0,5^\circ\text{C}$:

$$t_N = 30^\circ\text{C} - 0,5^\circ\text{C} = 29,5^\circ\text{C}.$$

Korzystając ze wzoru (2), oblicza się współczynnik kierunkowy ε :

$$\varepsilon = 43,7 \text{ kW} / 0,01725 \text{ kg/s} = 2533 \text{ kJ/kg}.$$

W ten sposób otrzymuje się punkt N (na przecięciu linii ε) oraz izotermy t_N . Z wykresu i - x powietrza wilgotnego z rys. 6. odczytuje się wartość entalpii właściwej $i_N = 56 \text{ kJ/kg}$. Na podstawie tego wyznacza się strumień objętościowy powietrza wentylacyjnego G , korzystając ze wzoru (3):

$$\begin{aligned} G &= 43,7 \text{ kW} / (1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (72 \text{ kJ/kg} - 56 \text{ kJ/kg})) = 2,27 \text{ m}^3/\text{s} = \\ &= 8193,8 \text{ m}^3/\text{h}. \end{aligned}$$

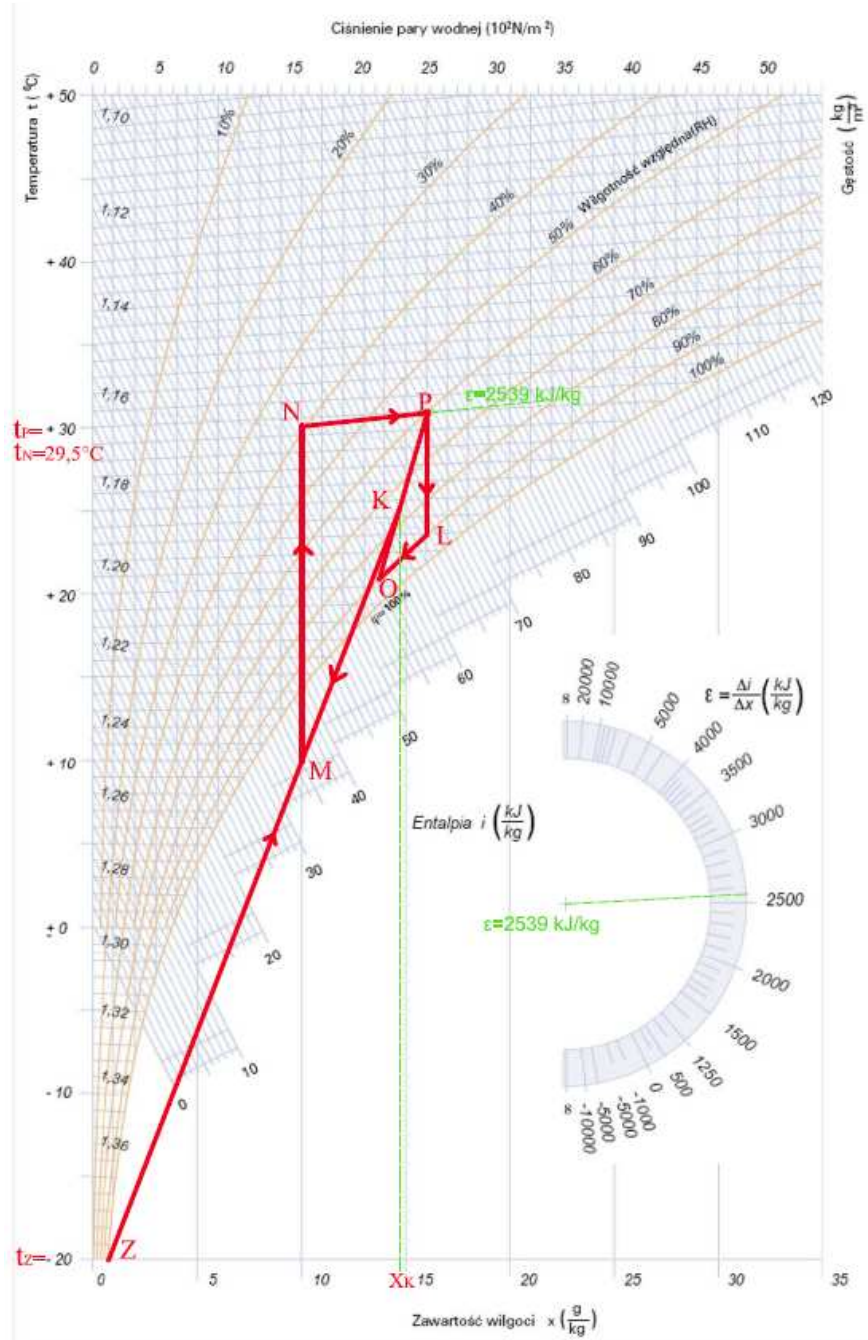
W kolejnym kroku można ustalić zawartość wilgoci w punkcie K , korzystając ze wzorów (6) i (7):

$$G_{REC} = 8193,8 \text{ m}^3/\text{h} - 2800 \text{ m}^3/\text{h} = 5393,8 \text{ m}^3/\text{h} = 1,5 \text{ m}^3/\text{s},$$

$$\begin{aligned} x_K &= (8193,8 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 10 \text{ g/kg} - 2800 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0,8 \text{ g/kg}) / 5393,8 \text{ m}^3/\text{h} = \\ &= 14,8 \text{ g/kg}. \end{aligned}$$

Następnie określa się zależność (8), która jest równa:

$$5394 \text{ m}^3/\text{h} / 2800 \text{ m}^3/\text{h} = ZM / MK.$$



Rys. 6. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie i - x powietrza wilgotnego w urządzeniach klimatyzacyjnych dla okresu zimowego z osuszaniem powietrza recykulowanego za pomocą pompy ciepła

Stąd wiadomo, że:

$$ZM / MK = 1,92.$$

Znając stosunek odcinka ZM do MK , wyznacza się w sposób geometryczny położenie punktów M i K , zgodnie z opisem zawartym w części teoretycznej (rys. 4.). W kolejnym kroku wyznacza się punkt O , tj. na przedłużeniu odcinka PK z linią wilgotności względnej $\varphi = 90\%$ (założenie [3]). Punkt L powstanie na przecięciu linii $\varphi = 90\%$ z linią x_p . Następnie należy połączyć punkty P , L , O oraz K .

Do wyznaczenia ilości powietrza omijającej parownik pompy ciepła (G_{OB}) korzysta się ze wzoru (10):

$$\begin{aligned} G_{OB} &= (1,5 \text{ m}^3/\text{s} \cdot (14,8 \text{ g/kg} - 13,8 \text{ g/kg}) / (16 \text{ g/kg} - 13,8 \text{ g/kg})) = \\ &= 0,68 \text{ m}^3/\text{s} = 2455 \text{ m}^3/\text{h}. \end{aligned}$$

Moc chłodniczą parownika Q_p oblicza się ze wzoru (11):

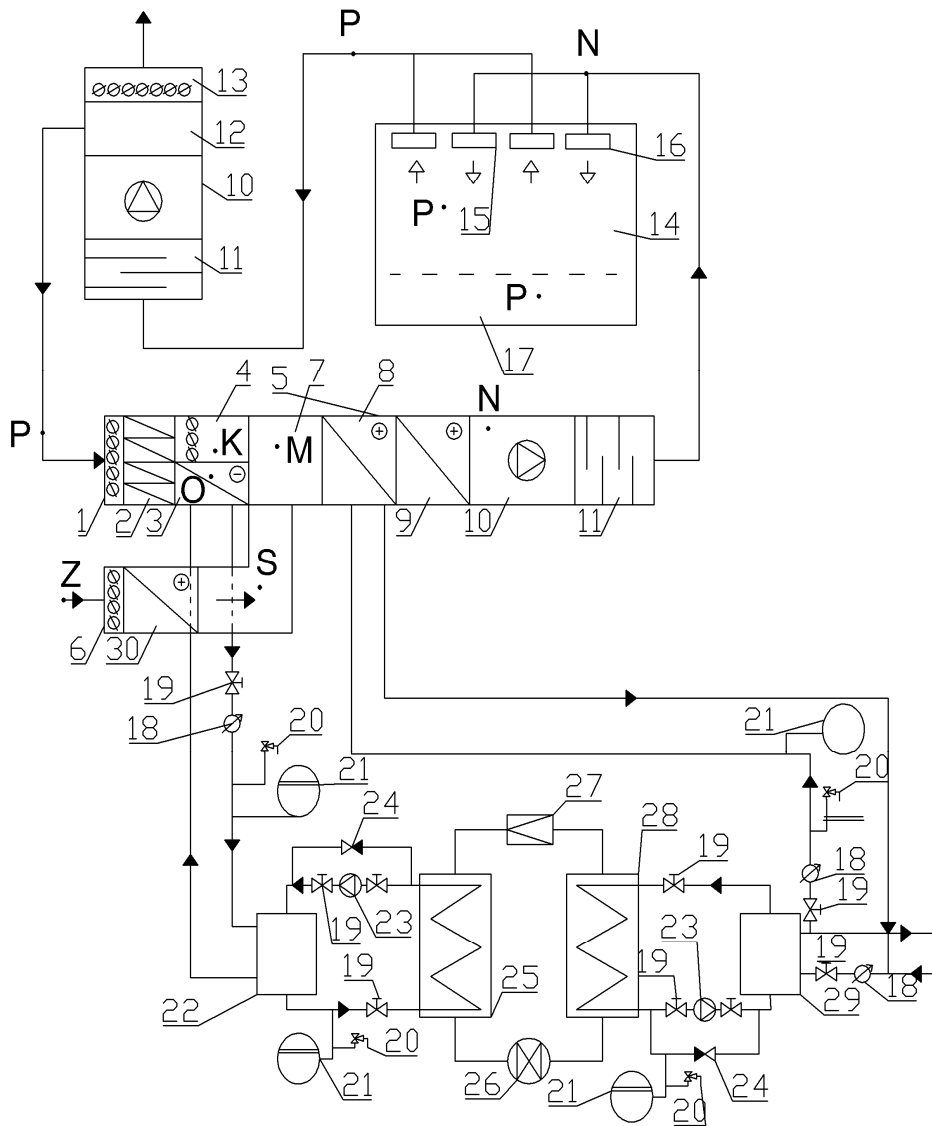
$$Q_p = (1,5 \text{ m}^3/\text{s} - 0,68 \text{ m}^3/\text{s}) \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (71 \text{ kJ/kg} - 55 \text{ kJ/kg}) = 15,7 \text{ kW}.$$

Dobrano pompę ciepła o mocy cieplnej 19,8 kW typ Vitocal 300 – G WW/WWC 114 firmy VISSMANN [4].

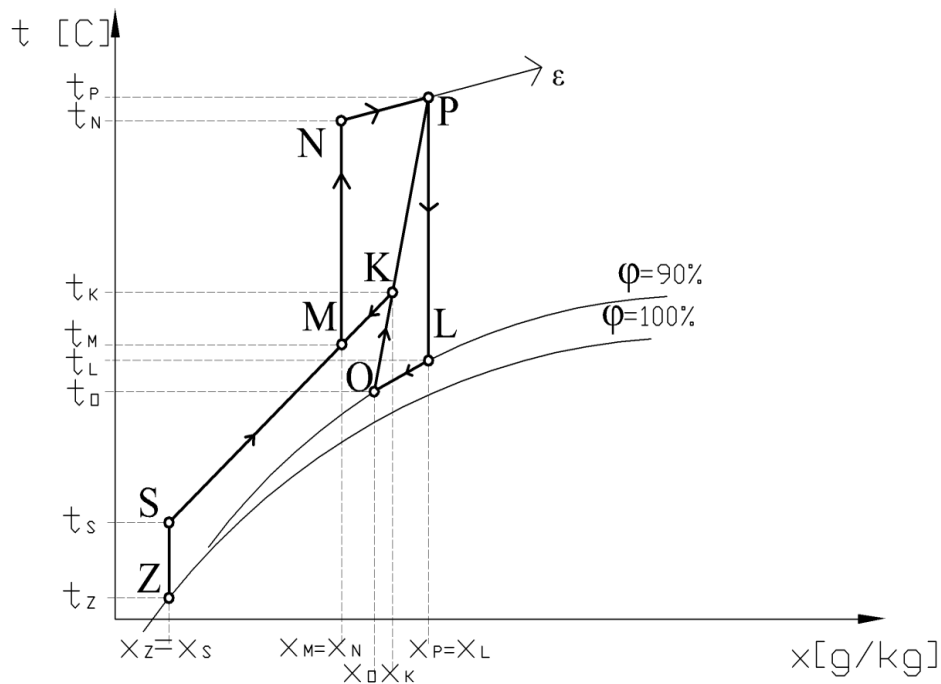
W przykładzie linia ZK (rys. 6.) znajduje się w strefie stanu powietrza wilgotnego, która charakteryzuje się wykropleniem wilgoci z powietrza, co może być zjawiskiem niepożądanym. W tym przypadku system klimatyzacji (rys. 2.) należy uzupełnić nagrzewnicą wstępną (20, rys. 7.) i ogrzać strumień powietrza zewnętrznego w nagrzewnicy wstępnej (30) w procesie ZS (rys. 8.), aż do zakończenia procesu mieszania strumienia powietrza (punkty Z i K) w strefie nie-dopuszczającej wypadanie mgły.

Uwzględniając możliwość wykroplenia wilgoci z powietrza w procesie mieszania, dokonuje się zmiany zasad budowy procesów zmian stanu powietrza na wykresie $i-x$ powietrza wilgotnego (rys. 9.). Zakłada się, że np. punkt M (rys. 9.) znajduje się na przecięciu linii x_N i $\varphi = 90\%$. Równanie $ZM/MK = 1,92$ można zapisać w postaci $SM/MK = 1,92$, gdzie punkt S leży na linii $x_Z = \text{const}$.

Znając stosunek odcinka SM do MK , geometrycznie wyznacza się położenie punktów S i K (rys. 8.); prosta przechodzi przez punkt M . W kolejnym kroku wyznacza się punkt O , tj. na przedłużeniu odcinka PK z linią wilgotności względnej $\varphi = 90\%$ (założenie [3]). Punkt L powstanie na przecięciu linii $\varphi = 90\%$ z linią x_p . Łączymy ze sobą punkty P , L , O oraz K .



Rys. 7. Schemat systemu klimatyzacji pracującego w okresie zimowym z osuszaniem powietrza recykulowanego z pompą ciepła pracującą w systemie woda – woda; 1-29 – oznaczenia jak na rys. 2., 30 – nagrzewnica wstępna



Rys. 8. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie $i-x$ powietrza wilgotnego dla okresu zimowego z osuszaniem powietrza obiegowego recykulowanego za pomocą pompy ciepła, mieszanego następnie z powietrzem zewnętrznym w centrali klimatyzacyjnej, i usunięciem w procesie mieszania strumieni powietrza wypadania mgły

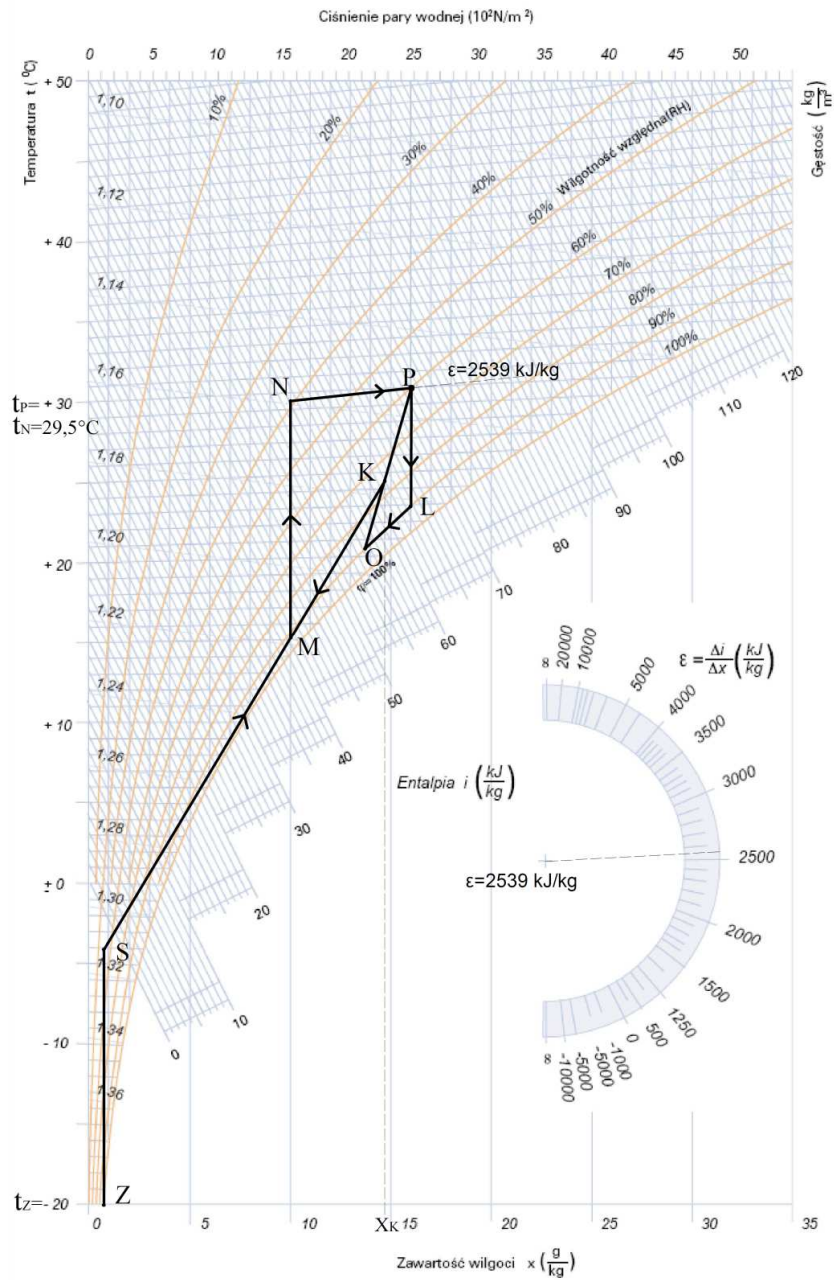
Do wyznaczenia ilości powietrza omijającej parownik (G_{OB}) korzysta się ze wzoru (10):

$$G_{OB} = (1,5 \text{ m}^3/\text{s} \cdot (14,9 \text{ g/kg} - 13,9 \text{ g/kg}) / (16 \text{ g/kg} - 13,9 \text{ g/kg})) = 0,71 \text{ m}^3/\text{s} = 2571 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Moc chłodnicza parownika pompy ciepła (3, rys. 7.) Q_p oblicza się ze wzoru (11):

$$Q_p = (1,5 \text{ m}^3/\text{s} - 0,71 \text{ m}^3/\text{s}) \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (71 \text{ kJ/kg} - 55,5 \text{ kJ/kg}) = 14,7 \text{ kW}.$$

Można też dobrać pompę ciepła o mocy cieplnej 19,8 kW typ Vitocal 300 – G WW/WWC 114 firmy VISSMANN [4].



Rys. 9. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie i - x powietrza wilgotnego w urządzeniach klimatyzacyjnych dla okresu zimowego z osuszaniem powietrza recyrkulowanego za pomocą pompy ciepła i usunięciem w procesie mieszania strumieni powietrza wypadania mgły

Moc nagrzewnicy wstępnej (20, rys. 7.) można określić ze wzoru:

$$Q_{20} = G \cdot (\rho \cdot c \cdot (t_S - t_Z)),$$

gdzie t_S – temperatura nawiewanego powietrza zewnętrznego w punkcie S odczytana z wykresu na rys. 9., $t_S = -4^\circ\text{C}$,

$$\begin{aligned} Q_{20} &= 0,78 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,02 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \cdot (-4 - (-20))^\circ\text{C} = \\ &= 14,98 \text{ kW}. \end{aligned}$$

4. Wnioski

1. Opracowano metodę projektowania parametrów powietrza w systemie klimatyzacji z osuszaniem części powietrza recyrkulowanego z wykorzystaniem pompy ciepła dla okresu zimowego.
2. Opracowano przykład projektowania systemu klimatyzacji z osuszaniem części powietrza recyrkulowanego z doбором pompy ciepła dla okresu zimowego.

Literatura

- [1] Jaskólski M., Micewicz Z.: Wentylacja i klimatyzacja hal krytych pływalni, JPPU MASTA, Gdańsk 2000.
- [2] Norma PN-76/B-03420: Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza zewnętrznego.
- [3] Pisarev V.: Projektowanie systemów klimatyzacji jednoprzewodowej scentralizowanej, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2009.
- [4] Katalog firmy Viessmann, pompa ciepła Vitocal 300-G.

ANALYSIS OF THE AIR CONDITIONING SYSTEM FOR SWIMMING POOLS WITH THE PART DRAINAGE OF RECIRCULATED AIR AND USING HEAT PUMP

Summary

The aim of the publication is to show method of designing the air parameters in air conditioning system for swimming pools with the part drainage of the recirculated air and using heat pump. This article show also an example calculation.

Keywords: air conditioning system, indoor pool swimming, recirculater air, heat pump, drainage

DOI: 10.7862/rb.2012.8

Vyacheslav PISAREV
Agnieszka HABA
Politechnika Rzeszowska

ANALIZA SYSTEMU KLIMATYZACJI DLA KRYTYCH PŁYWAŁNI Z WYKORZYSTANIEM POMPY CIEPŁA DO OSUSZANIA POWIETRZA OBIEGOWEGO I WYMIENNIKA KRZYŻOWEGO

Celem publikacji jest opracowanie metody projektowania parametrów powietrza w systemie klimatyzacji z wykorzystaniem pompy ciepła do osuszania powietrza obiegowego i wymiennika krzyżowego.

Słowa kluczowe: klimatyzacja, kryta pływalnia, powietrze recyrkulowane, pompa ciepła, osuszanie, krzyżowy wymiennik ciepła

1. Wprowadzenie

Przeprowadzono analizę systemu osuszania powietrza recyrkulowanego z wykorzystaniem sprężarkowej pompy ciepła oraz wymiennika krzyżowo-płytowego dla hali krytej pływalni do odzysku ciepła [1]. W rozwiązaniu tym przy obciążeniach szczytowych (rozważając odparowanie wilgoci) zwiększa się ilość powietrza zewnętrznego do koniecznego minimum. Powietrze zewnętrzne po zmieszaniu się z powietrzem recyrkulowanym ogrzewa się, przepływając kolejno przez wymiennik krzyżowo-płytowy, skraplacz pompy ciepła, dodatkową nagrzewnicę, po czym trafia do pomieszczenia.

Przykładowo w hali krytej pływalni w okresie niekapielowym przy mniejszym zapotrzebowaniu na osuszanie powietrza urządzenie pracuje w trybie oszczędzania. Centrala funkcjonuje wówczas w układzie zamkniętym, osuszając powietrze obiegowe. Powietrze przepływa przez wymiennik krzyżowo-płytowy, następnie przez chłodnicę pompy ciepła, na powierzchni której wykrapla się wilgoć [1]. Schłodzone powietrze, przy odpowiednim ustawieniu przepustnicy, zawraca w bloku recyrkulacji, a następnie nagrzewa się do wymaganej temperatury, przepływając przez wymiennik krzyżowo-płytowy, skraplacz pompy ciepła i dodatkową nagrzewnicę powietrza (rys. 1.).

W okresie zimowym, przy niskich wartościach temperatury i pewnym udziale powietrza zewnętrznego, wymiennik krzyżowo-płytowy może w wystar-

czającym stopniu osuszać powietrze obiegowe (tzn. powietrze wywiewane, którego część zostaje usunięta), bez konieczności włączania pompy ciepła [1]. Przy wyższych wartościach temperatury w okresie zimowym i przejściowym do osuszania powietrza recyrkulacyjnego wykorzystuje się również pompę ciepła we współpracy z wymiennikiem krzyżowo-płytowym [1].

Celem niniejszej pracy było określenie metody projektowania procesu przebiegu zmian stanu powietrza w systemie klimatyzacji z osuszaniem powietrza obiegowego, wykorzystując pompę ciepła i wymiennik krzyżowy ciepła. Na rysunku 2. został przedstawiony schemat takiego systemu wraz z pompą ciepła pracującą w cyklu woda–woda.

2. Zasady teoretyczne projektowania systemu klimatyzacji

Dane wyjściowe

- 1) parametry powietrza zewnętrznego według normy PN-76/B-03420 [2]:
 - temperatura – t_z [°C],
 - wilgotność względna powietrza – φ_z [%],
 - entalpia właściwa powietrza – i_z [kJ/kg],
 - zawartość wilgoci – x_z [g/kg],
- 2) parametry powietrza wewnętrznego:
 - temperatura w pomieszczeniu – t_p [°C],
 - wilgotność względna powietrza – φ_p [%],
- 3) parametry technologiczne:
 - zyski ciepła całkowitego – Q_C [kW] (określane dla danego obiektu),
 - zyski ciepła jawnego – Q_J [kW] (określane dla danego obiektu),
 - zyski wilgoci – W [kg/s] (określane dla danego obiektu),
 - niezbędny strumień objętościowy powietrza zewnętrznego ze względów higienicznych zalecany dla zapewnienia odczucia komfortu i świeżości – G_Z [m³/s].

Budowanie przebiegu zmian stanu powietrza klimatyzacyjnego na wykresie i - x powietrza wilgotnego rozpoczyna się od umiejscowienia punktu odpowiadającego parametrom powietrza zewnętrznego Z (t_z , φ_z) (rys. 3.) (według PN-64/B-03420). Następnie ustala się parametry powietrza w pomieszczeniu, które mogą być podyktowane względami komfortu lub produkcji. Ustalone parametry powietrza w pomieszczeniu nanosi się na wykres i - x powietrza wilgotnego, otrzymując punkt P o parametrach (t_p , φ_p). W kolejnym kroku należy ustalić parametry powietrza nawiewanego. Temperatura tego powietrza może zależeć od dopuszczalnej różnicy wartości temperatury Δt^* pomiędzy powietrzem nawiewanym a powietrzem w pomieszczeniu. Wartość tej różnicy temperatury zależy od miejsca usytuowania wylotów nawiewnych, przeznaczenia pomieszczenia, wysokości zysków ciepła itp. Stąd temperatura nawiewu t_N wynosi:

$$t_N = t_P - \Delta t \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (1)$$

W kolejnym kroku należy ustalić współczynnik kierunkowy przemiany stanu powietrza wilgotnego, który można wyznaczyć ze wzoru:

$$\varepsilon = Q_c / W \text{ [kJ/kg]} \quad (2)$$

Stan powietrza nawiewanego (punkt N) będzie zatem zależny od współczynnika kierunkowego ε przechodzącego przez punkt P i linii temperatury $t_N = \text{const}$.

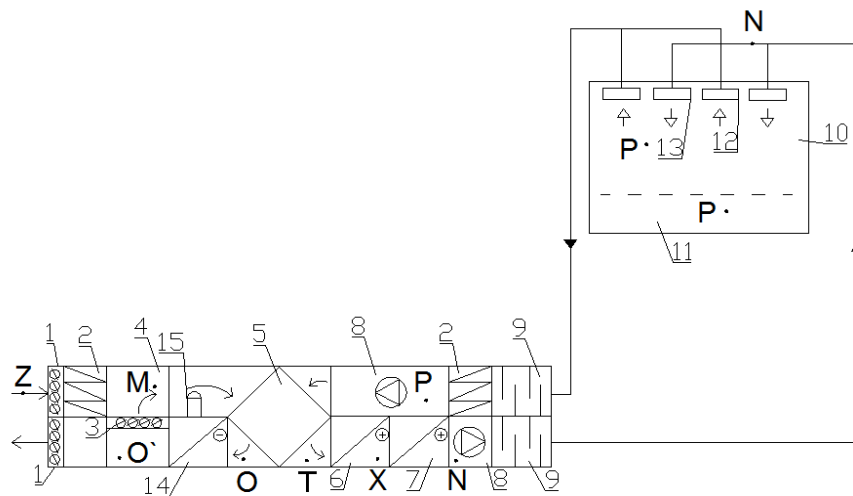
Odczytując z wykresu wielkość entalpii właściwej powietrza w tak wyznaczonym punkcie N (i_N), można określić strumień objętościowy powietrza wentylacyjnego:

$$G = \Delta Q_C / (\rho \cdot (i_P - i_N)) \quad (3)$$

gdzie ρ – gęstość powietrza, $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$.

Następnie należy określić stan powietrza wywiewanego po wymienniku krzyżowo-płytkowym (stan określony punktem O) i pompie ciepła (stan określony punktem O').

W kolejnym kroku wyznacza się punkty O' i M określające stan powietrza odpowiednio po parowniku pompy ciepła (14, rys. 1.) i po zmieszaniu powietrza wywiewanego z zewnętrznym. Położenie tych punktów wyznacza się geometrycznie.



Rys. 1. Schemat systemu klimatyzacji pracującego w okresie zimowym z osuszaniem powietrza za pomocą pompy ciepła z odzyskiem ciepła na wymienniku krzyżowym dla hali krytej pływalni

Na rysunku 1. przyjęto następujące oznaczenia: 1 – przepustnica powietrza zewnętrznego, 2 – filtr powietrza, 3 – przepustnica powietrza obiegowego, 4 – komora mieszania, 5 – wymiennik krzyżowo-płytkowy do odzysku ciepła, 6 – skraplacz pompy ciepła, 7 – druga nagrzewnica powietrza, 8 – wentylator, 9 – tłumik akustyczny, 10 – hala krytej pływalni, 11 – strefa przebywania ludzi, 12 – wylot powietrza, 13 – nawiew powietrza, 14 – parownik pompy ciepła, 15 – sprężarka pompy ciepła.

Z równania bilansu po wilgoci oblicza się zawartość wilgoci w punkcie O' ($x_{O'}$):

$$G_Z \cdot x_Z + G_{REC} \cdot x_{O'} = G \cdot x_M \quad (4)$$

gdzie: x_M – zawartość wilgoci w punkcie M , $x_M = x_N$ [g/kg],
 G_{REC} – strumień objętościowy powietrza recyrkulowanego [m³/h],

$$G_{REC} = G - G_Z \quad (5)$$

Stąd

$$x_{O'} = (G \cdot x_M - G_Z \cdot x_Z) / G_{REC} \quad (6)$$

Długość odcinka ZM i MO' należy dobrać tak, aby był spełniony warunek:

$$G_{REC} / G_Z = ZM / MO' \quad (7)$$

Należy jednak pamiętać, że punkty M i O' zostały ściśle określone przez parametry zawartości wilgoci w powietrzu, a mianowicie odpowiednio linii $x_{O'}$ (wzór (5)) oraz x_M ($x_M = x_N$). Za pomocą prostej łączy się punkty Z i O' . Na prostej ZO' leży punkt M . Wykonując ruch wzdłuż linii $\varphi = 90\%$ do linii zawartości wilgoci $x_p = \text{const}$, wyznacza się punkt O (założenie [3]).

Następnie należy sporządzić obliczenia dotyczące wymiennika krzyżowego zgodnie z danymi zawartymi w katalogach producentów (obliczenia te wykonano w przykładzie). W tym celu należy określić temperaturę powietrza po wymienniku krzyżowym (temperatura t_T , stan powietrza punkt T):

$$t_T = \eta \cdot (t_P - t_{O'}) + t_M \quad (8)$$

gdzie: η – sprawność odzysku ciepła w krzyżowym wymienniku ciepła [%],
 $t_{O'}$ – temperatura w punkcie O' odczytana z rys. 3.

Wyznacza się moc chłodniczą pompy ciepła:

$$Q_p = G \cdot \rho \cdot (i_o - i_{o'}) \quad (9)$$

gdzie $i_{o'}$, i_o – entalpia właściwa powietrza odpowiednio w punktach O' i O odczytana z rys. 3. [kJ/kg].

Należy przy tym pamiętać, że stan powietrza w punkcie O jest zależny od konstrukcji i charakterystyki krzyżowo-płytowego wymiennika ciepła oraz warunków eksploatacji. W publikacji jest on określony warunkowo na przecięciu linii $x_p = \text{const}$ i $\varphi = 90\%$. W katalogach producentów krzyżowo-płytowych wymienników ciepła nie zawsze można odszukać danych o współczynnikach sprawności odzysku ciepła, a zwłaszcza informacji, czy jest to temperaturowy czy entalpijny współczynnik sprawności odzysku ciepła. Aby prawidłowo określić stan powietrza w punkcie O (tj. czy następuje odbiór ciepła z wykropleniem wilgoci), trzeba dokładnie poznać charakterystyki krzyżowo-płytowego wymiennika ciepła. Z katalogu producenta należy dobrać pompę ciepła na moc chłodniczą, a następnie odczytać moc cieplną pompy ciepła Q_{SKR} .

Ze względu na duże zapotrzebowanie na moc w tego typu obiektach zastosowano pompę ciepła pracującą w cyklu woda–woda, która jest w stanie zapewnić zapotrzebowanie na ciepło czy chłód. Na rysunku 2. przedstawiono schemat pracy pompy ciepła w systemie klimatyzacji pracującej w okresie zimowym z osuszaniem powietrza za pomocą pompy ciepła i z odzyskiem ciepła na wymienniku krzyżowym dla hali krytej pływalni.

Do określenia parametru powietrza po pierwszej nagrzewnicy (6, rys. 1.) – skraplaczu pompy ciepła korzysta się z zależności:

$$Q_{SKR} = \rho \cdot c \cdot G \cdot (t_X - t_T) \quad (10)$$

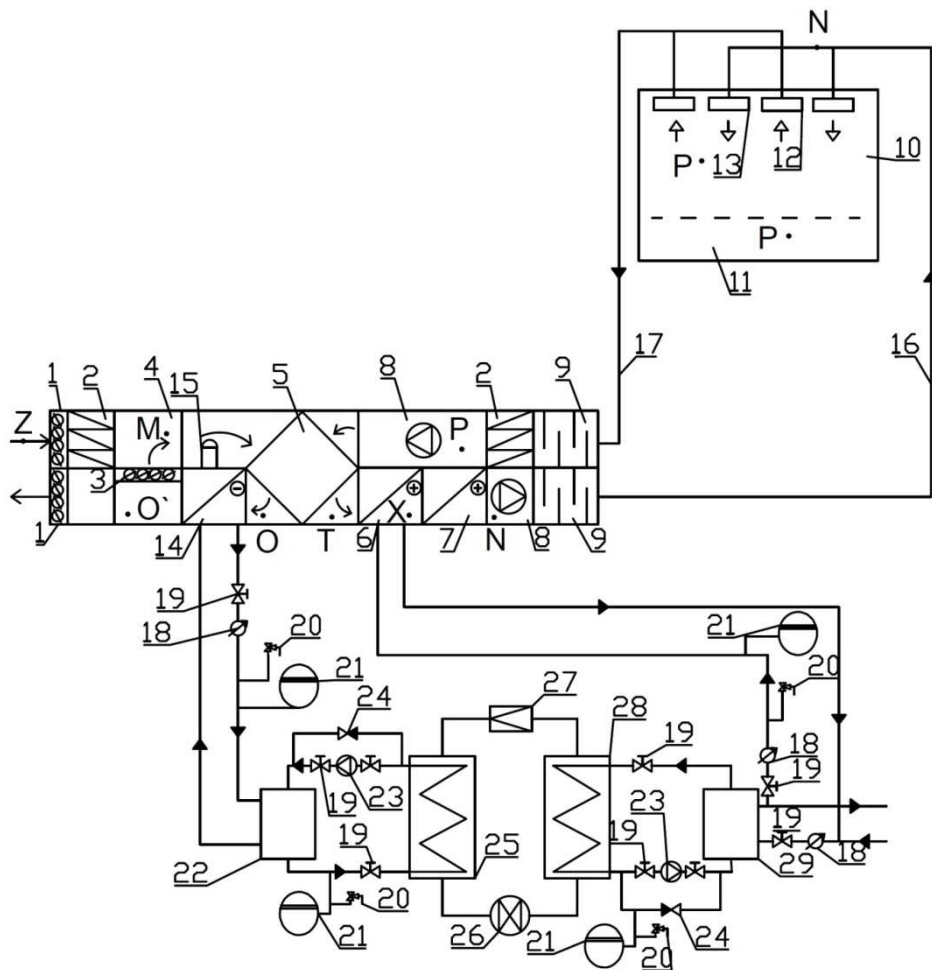
gdzie t_X – temperatura w punkcie X [°C]. Następnie wyznacza się temperaturę w punkcie X (t_X):

$$t_X = [Q_{SKR} / (\rho \cdot c \cdot G)] + t_T \quad (11)$$

gdzie c – ciepło właściwe powietrza, $c_p = 1,02$ kJ/(kg · °C). Temperatura ta pokazuje, jaką moc musi mieć druga nagrzewnica (7, rys. 1.), aby dogrzać powietrze do wymaganej temperatury nawiewu. Moc omawianej nagrzewnicy określa się za pomocą wzoru:

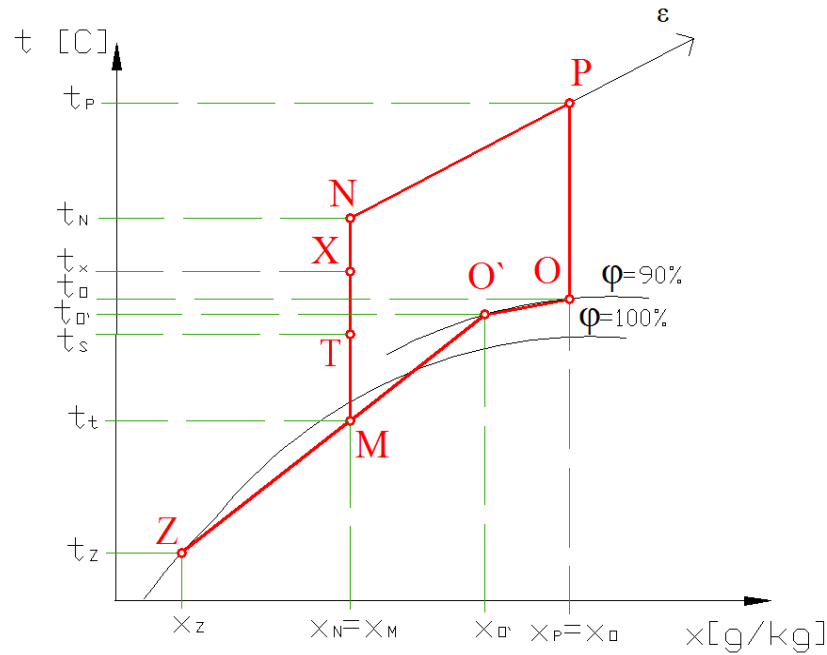
$$Q_N = \rho \cdot c \cdot G \cdot (t_N - t_X) \quad (12)$$

Wyznaczenie obiegu rzeczywistego zmian stanu powietrza w instalacji jest możliwe tylko na początku eksploatacji systemu klimatyzacji.



Rys. 2. Schemat systemu klimatyzacji pracującego w okresie zimowym z osuszaniem powietrza za pomocą pompy ciepła z odzyskiem ciepła na wymienniku krzyżowym dla hali krytej pływalni wraz ze schematem pompy ciepła pracującej w systemie woda-woda

Na rysunku 2. przyjęto następujące oznaczenia: 1-15 – jak na rys. 1., 16 – przewód zasilający, 17 – przewód powrotny, 18 – termomanometr, 19 – zawór odcinający, 20 – zawór bezpieczeństwa, 21 – naczynie wzbiorcze, 22 – zbiornik wody zimnej, 23 – pompa obiegowa, 24 – zawór zwrotny, 25 – parownik, 26 – zawór rozprężny, 27 – sprężarka, 28 – skraplacz, 29 – zbiornik wody gorącej.



Rys. 3. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie $i-x$ powietrza wilgotnego dla okresu zimowego z osuszaniem powietrza obiegowego za pomocą pompy ciepła z odzyskiem ciepła na wymienniku krzyżowym

3. Przykład obliczeniowy

Dane wyjściowe: hala krytej pływalni

1) parametry powietrza zewnętrznego wg normy PN-76/B-03420 [2]:

- temperatura – $t_z = -20^\circ\text{C}$,
- wilgotność względna powietrza – $\varphi_z = 100\%$,

2) parametry powietrza wewnętrznego:

- temperatura w pomieszczeniu – $t_p = 30^\circ\text{C}$,
- wilgotność względna – $\varphi_p = 60\%$,

3) parametry technologiczne:

- zyski ciepła całkowitego (oświetlenie itp.) – $Q_C = 43,7 \text{ kW}$,
- zyski wilgoci – $W = 62,1 \text{ kg/h} = 0,0173 \text{ kg/s} = 62100 \text{ g/h}$,
- niezbędny strumień objętościowy powietrza zewnętrznego ze względów higienicznych zalecany dla zapewnienia odczucia komfortu i świeżości $G_Z = 2400 \text{ m}^3/\text{h} = 0,67 \text{ m}^3/\text{s}$.

Budowanie wykresu przebiegu zmian stanu powietrza wentylacyjnego i - x powietrza wilgotnego rozpoczyna się od naniesienia punktu odpowiadającego parametrom powietrza zewnętrznego Z (-20°C , 100%) oraz powietrza w hali krytej pływalni P (30°C , 60%). Temperaturę nawiewu można określić ze wzoru (1), przy założeniu różnicy temperatury pomiędzy powietrzem nawiewanym a powietrzem w pomieszczeniu $\Delta t = 0,5^{\circ}\text{C}$:

$$t_N = 30^{\circ}\text{C} - 0,5^{\circ}\text{C} = 29,5^{\circ}\text{C}.$$

Korzystając ze wzoru (2), oblicza się współczynnik kierunkowy ε :

$$\varepsilon = 43,7 \text{ kW} / 0,01725 \text{ kg/s} = 2533 \text{ kJ/kg}.$$

W ten sposób na przecięciu linii ε oraz izotermy t_N otrzymuje się punkt N . Z wykresu i - x powietrza wilgotnego z rys. 4. odczytuje się wartość entalpii $i_N = 56 \text{ kJ/kg}$. Na podstawie tego wyznacza się strumień objętościowy powietrza wentylacyjnego G (wzór (3)):

$$G = 43,7 \text{ kW} / (1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (72 \text{ kJ/kg} - 56 \text{ kJ/kg})) = 2,27 \text{ m}^3/\text{s} = 8193,8 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Przyjmuje się, że punkt O leży na przedłużeniu prostej x_P łączącej się z linią wilgotności względnej $\varphi = 90\%$. Wiedząc, że $x_N = x_M$ można ustalić zawartość wilgoci w punkcie O . Korzystając ze wzorów (5) i (6), oblicza się:

$$G_{REC} = 8193,8 \text{ m}^3/\text{h} - 2400 \text{ m}^3/\text{h} = 5793,8 \text{ m}^3/\text{h} = 1,6 \text{ m}^3/\text{s},$$

$$x_{O'} = (8193,8 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 10,2 \text{ g/kg} - 2400 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0,8 \text{ g/kg}) / 5793,8 \text{ m}^3/\text{h} = 14,09 \text{ g/kg}.$$

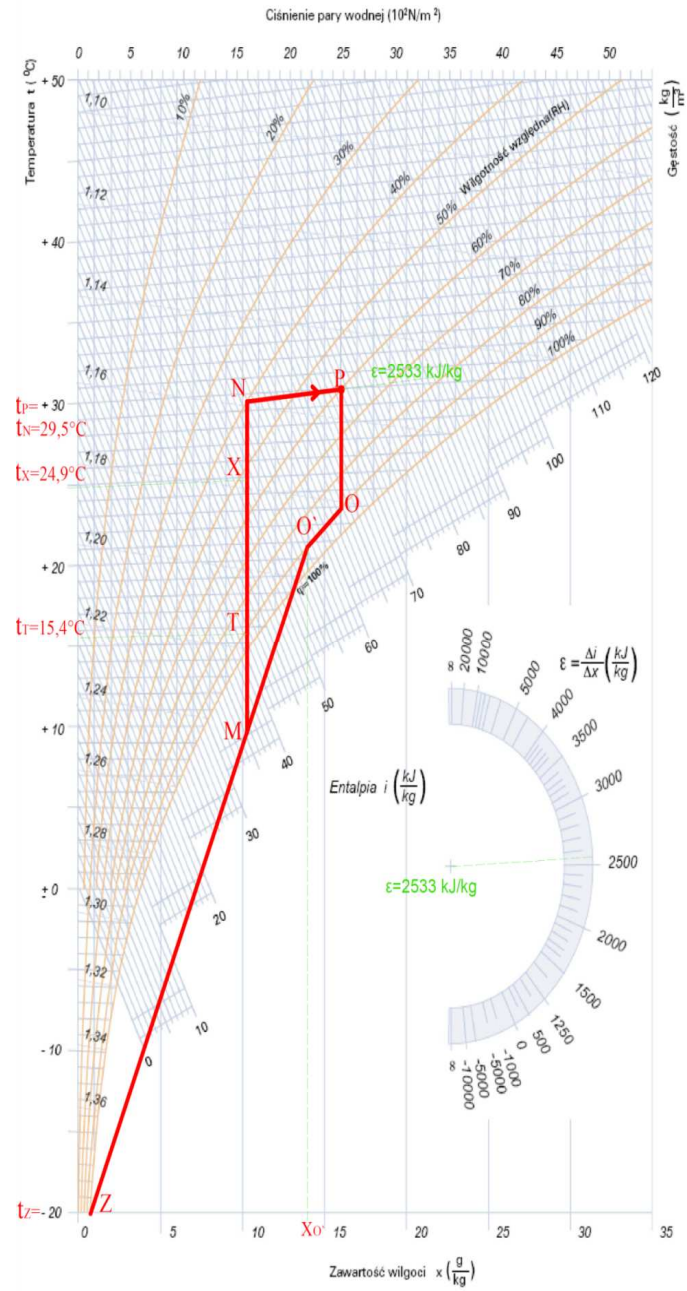
Następnie określa się zależność (7), która jest równa:

$$5794 \text{ m}^3/\text{h} / 2400 \text{ m}^3/\text{h} = ZM / MO',$$

stąd

$$ZM / MO' = 2,41.$$

Znając stosunek odcinka ZM do MO' , można wyznaczyć geometrycznie położenie punktów M i O' , zgodnie z opisem zawartym w części teoretycznej. W kolejnym kroku należy określić temperaturę powietrza za wymiennikiem krzyżowym (punkty T i X).



Rys. 4. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie i - x powietrza wilgotnego w urządzeniach klimatyzacyjnych dla okresu zimowego z osuszaniem powietrza za pomocą pompy ciepła z odzyskiem ciepła na wymienniku krzyżowym dla przykładu obliczeniowego

Oblicza się temperaturę powietrza nawiewanego t_T za wymiennikiem krzyżowym, korzystając ze wzoru (8) ($\eta = 0,6$, katalog firmy VTS CLIMA [4]):

$$t_T = 0,60 \cdot (30 - 21) + 10 = 15,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Temperaturę powietrza wywiewanego t_O za wymiennikiem odczytuje się z wykresu $i-x$ powietrza wilgotnego (rys. 3.) po geometrycznym wyznaczeniu położenia punktu O .

Wyznaczamy moc chłodniczą pompy ciepła, korzystając ze wzoru (9):

$$Q_p = 2,28 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (64 \text{ kJ/kg} - 56 \text{ kJ/kg}) = 21,9 \text{ kW}.$$

Dobrano wodną pompę ciepła W9W0E firmy HIBERNATUS o mocy cieplnej $Q_{SKR} = 26,60 \text{ kW}$ [5]. Temperaturę powietrza po pierwszej nagrzewnicy (6, rys. 1.) określa się ze wzoru (11):

$$t_X = [26,60 / (1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,02 \text{ kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C}) \cdot 2,28 \text{ m}^3/\text{s})] + 15,4 = 24,9^\circ\text{C}.$$

Korzystając ze wzoru (12), określa się moc drugiej nagrzewnicy (7, rys. 2.):

$$Q_p = 2,27 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,02 \text{ kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C}) \cdot (29,5 \text{ } ^\circ\text{C} - 24,9 \text{ } ^\circ\text{C}) = \\ = 12,8 \text{ kW}.$$

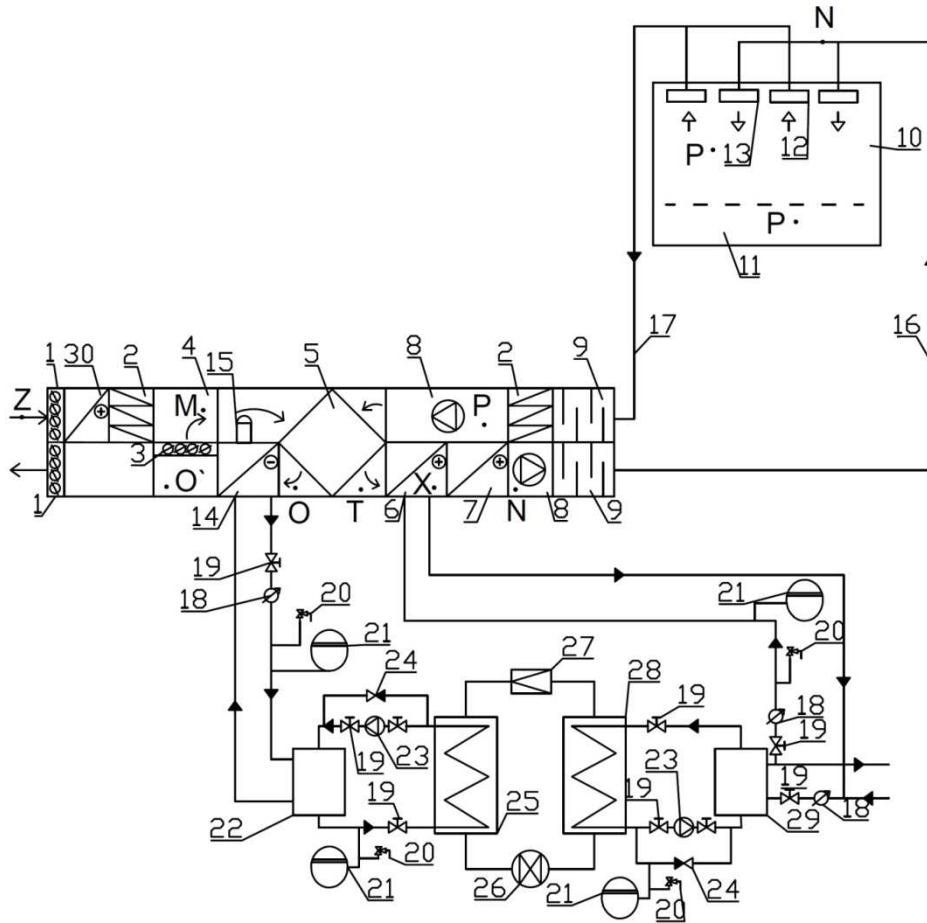
W przykładzie linia ZK (rys. 4.) leży w strefie stanu powietrza wilgotnego, która charakteryzuje się wykropleniem wilgoci z powietrza, co może być zjawiskiem niepożądanym. W tym przypadku system klimatyzacji (na rys. 2.) należy uzupełnić nagrzewnicą wstępną (30, rys. 5.) i ogrzać strumień powietrza zewnętrznego w nagrzewnicy wstępnej (30) w procesie ZS (rys. 6.) do momentu zakończenia procesu mieszania strumienia powietrza (punkty Z i K) w strefie niedopuszczającej wypadanie mgły.

Uwzględniając możliwość wykroplenia wilgoci z powietrza w procesie mieszania, przekształca się zasady budowy zmian stanu powietrza na wykresie $i-x$ powietrza wilgotnego. Zakłada się, że np. punkt M (rys. 6.) leży na przecięciu linii x_N i $\phi = 90\%$. Równanie $ZM/MO = 2,41$ można zapisać w postaci $SM/MO = 2,41$, gdzie punkt S znajduje się na linii $x_Z = \text{const}$.

Znając stosunek odcinka SM do MO wyznacza się w sposób geometryczny położenie punktów S i O (rys. 6.). Otrzymana prosta przechodzi przez punkt M .

Oblicza się temperaturę powietrza zewnętrznego t_T za wymiennikiem krzyżowym, korzystając ze wzoru (8) ($\eta = 0,6$, katalog firmy VTS CLIMA [4]) (z rys. 6. odczytano wartości: $t_O = 21,7^\circ\text{C}$, $t_M = 16^\circ\text{C}$):

$$t_T = 0,60 \cdot (30 - 21,7) + 16 = 24,3^\circ\text{C}.$$



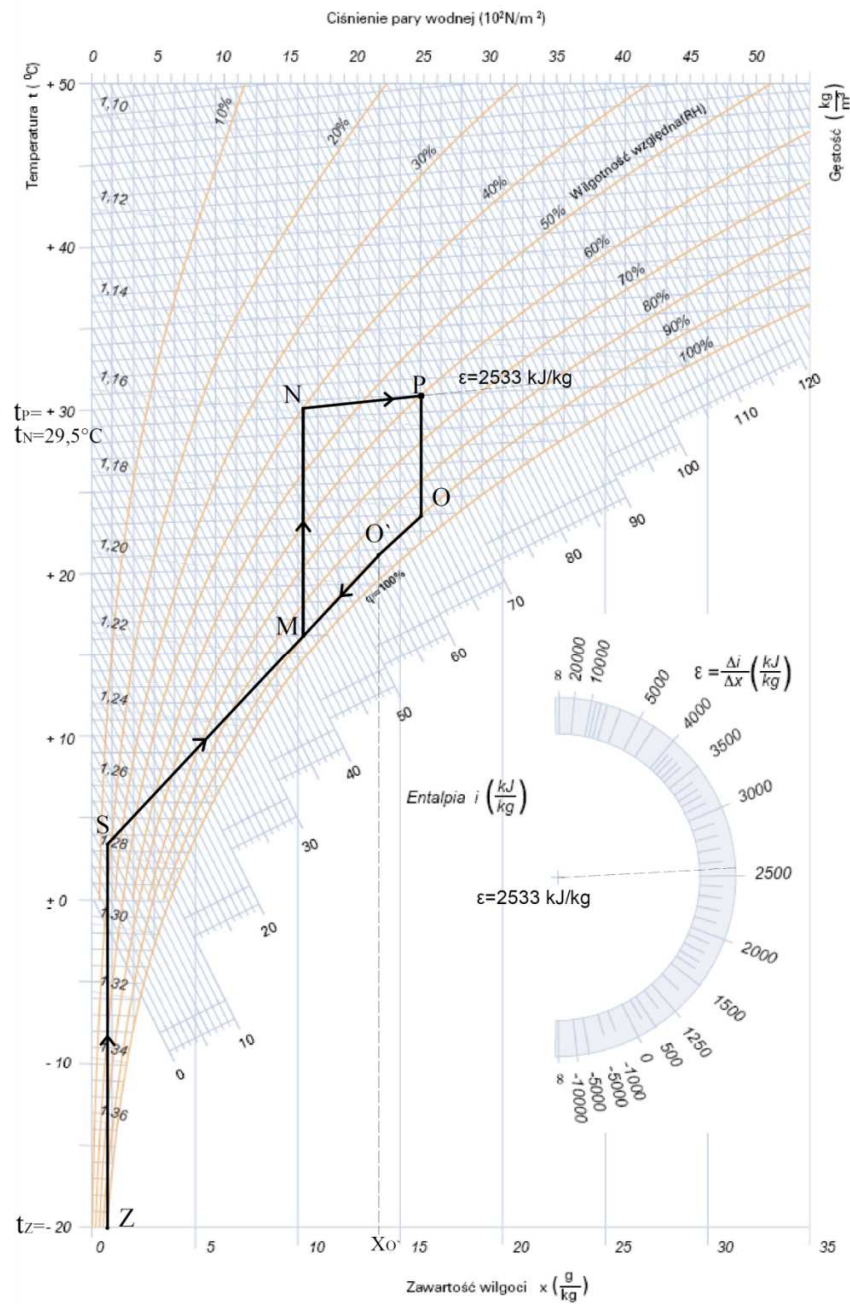
Rys. 5. Schemat systemu klimatyzacji pracującego w okresie zimowym z osuszaniem powietrza za pomocą pompy ciepła z odzyskiem ciepła na wymienniku krzyżowym dla hali krytej pływalni wraz ze schematem pompy ciepła pracującej w systemie woda-woda; 1-29 – oznaczenia jak na rys. 2., 30 – nagrzewnica wstępna

Moc chłodniczą pompy ciepła wyznacza się ze wzoru (9):

$$Q_p = 2,27 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (64 \text{ kJ/kg} - 56 \text{ kJ/kg}) = 21,9 \text{ kW}.$$

Dobrano wodną pompę ciepła W9W0E firmy HIBERNATUS o mocy cieplnej $Q_{SKR} = 26,60 \text{ kW}$ [5]. Temperaturę powietrza po pierwszej nagrzewnicy (6, rys. 5.) określa się ze wzoru (11):

$$t_x = [26,60 / (1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,02 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{°C)} \cdot 2,28 \text{ m}^3/\text{s})] + 24,3 = 33,83\text{°C}.$$



Rys. 6. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie i - x powietrza wilgotnego w urządzeniach klimatyzacyjnych dla okresu zimowego z osuszaniem powietrza za pomocą pompy ciepła, z odzyskiem ciepła na wymienniku krzyżowym i z usunięciem w procesie mieszania strumieni powietrza wypadania mgły

Otrzymany wynik świadczy o tym, że moc cieplna dobranej pompy ciepła jest niezbędna do obróbki nawiewanego powietrza. W danym przypadku trzeba określić możliwości całkowitego wykorzystania tej mocy. Ciepło może być skierowane do ogrzania zewnętrznego strumienia powietrza w procesie *ZS* (rys. 6.).

Moc cieplną Q_{ZS} potrzebną do obróbki powietrza w procesie *ZS* określa wzór:

$$Q_{ZS} = \rho \cdot c \cdot G_Z \cdot (t_S - t_Z),$$

gdzie temperaturę t_S odczytuje się z rys. 6., $t_S = 3,5^\circ\text{C}$.

Stąd $Q_{ZS} = 0,67 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,02 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \cdot (3 - (-20))^\circ\text{C} = 18,49 \text{ kW}$.

Moc cieplną Q_{TN} niezbędną do obróbki powietrza w procesie *TN* określa wzór:

$$Q_{TN} = \rho \cdot c \cdot G_Z \cdot (t_N - t_T),$$

$$Q_{TN} = 2,27 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,02 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \cdot (29,5 - 24,3)^\circ\text{C} = 14,17 \text{ kW}.$$

Z porównania wielkości Q_{SKR} , Q_{ZS} oraz Q_{TN} wynika, że różnicę $Q_{SKR} - Q_{TN} = 26,60 \text{ kW} - 14,17 \text{ kW} = 12,43 \text{ kW}$ można wykorzystać do ogrzania powietrza zewnętrznego przy mocy cieplnej 18,49 kW.

4. Wnioski

1. Opracowano metodę projektowania parametrów powietrza w systemie klimatyzacji z wykorzystaniem pompy ciepła i wymiennika krzyżowego do osuszania powietrza obiegowego w okresie zimowym.
2. Opracowano przykład projektowania systemu klimatyzacji z osuszaniem powietrza obiegowego, doбором pompy ciepła i wymiennika krzyżowego.

Literatura

- [1] Jaskólski M., Micewicz Z.: Wentylacja i klimatyzacja hal krytych pływalni, JPPU MASTA, Gdańsk 2000.
- [2] Norma PN-76/B-03420: Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza zewnętrznego.
- [3] Pisarev V.: Projektowanie systemów klimatyzacji jednoprzewodowej scentralizowanej, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2009.
- [4] Katalog firmy VTS Clima.
- [5] Katalog firmy Hibernatus.

**ANALYSIS OF THE AIR CONDITIONING SYSTEM FOR SWIMMING POOLS
USING HEAT PUMP AND CROSS – FLOW HEAT EXCHANGER
FOR DRYING RECIRCULATED AIR**

S u m m a r y

The aim of the publication is to show method of designing the air parameters in air conditioning system for swimming pools using heat pump for drying recirculated air and cross – flow heat exchanger. This article show also an example calculation.

Keywords: air conditioning, indoor pool swimming, recirculated air, heat pump, drainage, cross-flow heat exchanger

DOI: 10.7862/rb.2012.9

Sławomir RABCZAK
Rzeszow University of Technology

HEAT PUMP INSTALLATION AND GREENHOUSE EFFECT

Proposal of heat pump installations for small cubic buildings have been presented. Main goal of heat pump is produce energy necessary for heating, ventilation and hot water. Influence of heat pump installation on greenhouse gases emission to the atmosphere during its properly operation has been discussed. Obtained value of greenhouse gases emission were recalculated to equivalent CO₂ emission and compared to analogical emission from the same building without heat pump installation.

Keywords: heat pump, CO₂ emission, global warming

1. Introduction

A lot of attention in modern world is turned on comfort, in particular meaning of it, especially on human feeling of physical comfort. It is directly connected with energy consumption necessary to keep the optimal comfort conditions in habitable buildings. There is simple correlation between comfort conditions maintain on precision level by user of installation and order of energy needed to system operation: if higher comfort level than more energy is necessary to preserve it. But there is the other side of our personal comfort feeling. Increasing energy consumption involve using more and more natural source of fuels as coal, gas, oil etc. The natural energy sources are shrinking fast and that is way the rational energy administration is so important. Combustion of natural fuels is the most common method to produce energy to heating, ventilation and hot water. As a by-product of heat production from natural sources power station generate the gases which are emitted to earth atmosphere. Most of gases emitted to ambient air are affected to environmental and are cause global warming. Therefore, technology using renewable energy from such sources as ground, ground water and sun become necessary. Application of new technology using energy from renewable sources allows to decrease unhealthy gases emission to atmosphere, in particularly CO₂ as a main factor responsibly to successive increasing of global temperature on earth. This occurrence is common known as greenhouse effect. The analysis of installation using renewable energy source and its

influence to total reduction of greenhouse gases to natural environmental was presented in this article.

2. Heat pump operation principles

In habitable buildings the heat pump as installation to heat production from renewable sources are installed. Heat pump makes real transformation of heat energy from low temperature source to state suitable for user by increasing its energy potential to higher temperature level (Fig. 1).

Essential element of heat pump is compressor, which consumes electrical energy. This energy is delivered from power station what leads to greenhouse gases emission to environment. Saying of greenhouse effect, on means the CO_2 because it is responsible for global warming the most among other gases emitted from power station. Greenhouse gases are released to atmosphere and are accumulated in upper level makes effect compared to greenhouse.

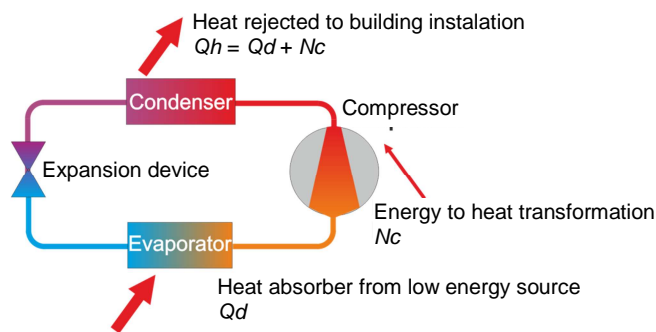


Fig. 1. Principle operation of compressor heat pump

Solar radiation is able to get through this boundary consist with accumulated gases by the cost of its energy decreasing. In other way, sun radiation wanted go out of earth atmosphere is impossible. Radiation is dissipated on surface of ground what due to energy dissipation to such small level that is impossible to get through the greenhouse gases in stratosphere. Then, sun radiation is reflected and go back to ground surface. This effect creates very unfavorable changes related to increasing of global temperature. To neutralize global warming the many different activities are done. All of it assume decreasing of greenhouse emission as dioxide carbon and other f-gases, for example refrigerants containing in its atom of fluor – F (as f-gas from HFC, HCFC, FC group etc.). There is a high possibility that one of f-gases is using as operational thermodynamic fluid. It means, the heat pump itself is the source of greenhouse emitter. Factor, which allows to compare influence of selected refrigerant on global warming is

GWP (Global Warming Potential). GWP describe influence of selected gases on greenhouse effect creation during 100 years time period compared to identical effect generated by CO₂. For CO₂ value of GWP is set to 1.0. The most common refrigerants and their GWP presented in Table 1 were include to analysis [1].

Table 1. Selected refrigerants to heat pump and GWP, based on [1]]

Refrigerant	R600a	R134a	R143a	R404A	R407C	R410A	R507A	R744
GWP	20	1300	4300	3800	1700	2000	3900	1,0

Estimation of greenhouse gases emission (in manner of CO₂ emission) from installation system contain heat pump and power station producing electricity needed to building installation operation and compare that result to analogical habitable building with typical condensation furnace is the main goal of this investigation research.

On level of greenhouse gases emission affect not only value of GWP but also mass of refrigerant stored in installation, recovery factor and leakage level. To obtain total effect of greenhouse gases emission, recalculated to equivalent CO₂ emission from heat pump the TEWI (Total Equivalent Warming Impact) factor is more suitable [2]. TEWI allows to obtain total CO₂ emission from installation of heat pump to atmosphere and as well as emission necessary to produce electricity to compressor operation. It means that the heating system with heat pump emit greenhouse gases from heat pump itself and also gases are emitted from power station to assure energy needed to compressor.

3. Analysis of ground heat pump greenhouse gases emission

To analysis the installation system with ground heat pump was selected. The heat pump serve all heating systems in detached house of 130 m² usable surface. Building is habitable by 4 people. Heat pump supply heat energy to such systems as central heating, mechanical ventilation with cooling in summer time period and hot water preparation in winter. In summer hot water is prepared by solar collectors installation. Assumed, that mechanical ventilation is working 8 hour per day average in year. The air volume to ventilation in winter and in summer to cooling was set to 350 m³/h. Heat pump for central heating, hot water and ventilation is working in monovalent system without any additional energy source. There is floor heating in building. The schema of that installation is presented in Fig. 2.

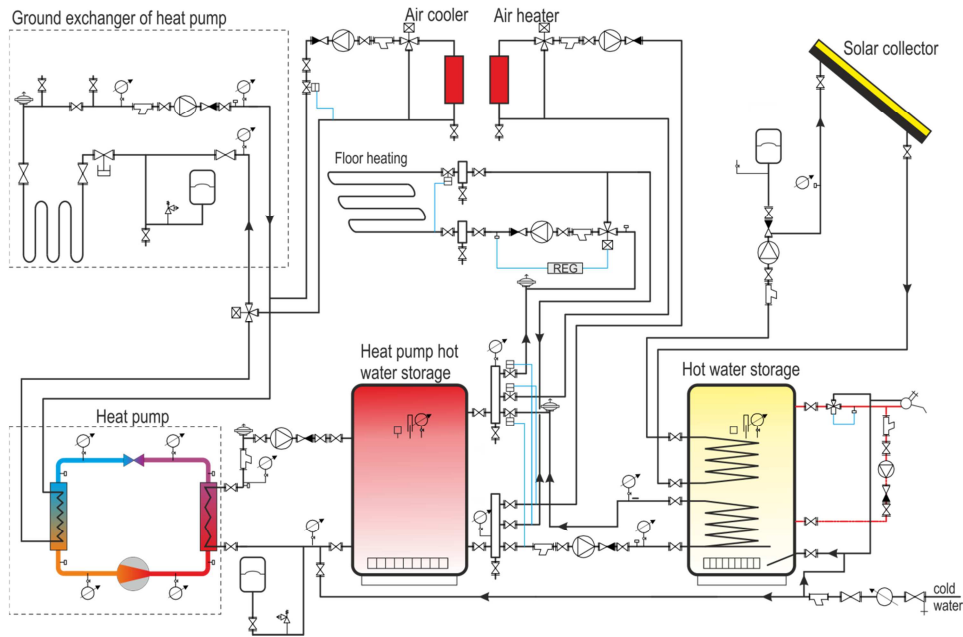


Fig. 2. Schema of analyzed installation with ground heat pump

In summer heat pump makes cool needed to air cooler and in the same time the heat pump hot water storage is charging. That behavior of installation leads to minimum solar collector operating cost and dimension of solar collector. Mechanical ventilation operate with heat recuperator of 50% annual efficiency. Also, the heat pump in summer period is available to work in passive mode. In selected range of time period in summer at ambient temperature not so high is possible to operate without compressor only circulating pump at air cooler can operate and pumping cooling agent (35% polypropylene glycol and pure water mixture – trade name: ergolid – eko) from cool ground (approximately 12°C temperature at low source heat pump collector level) to air cooler in air – conditioning central unit. Such pre-cooled mixture is able to cool ventilation air to suitable comfort temperature. This installation solution allows to save a lot of energy, many and decreasing CO₂ emission as well.

Due to possibility of comparison of CO₂ emission from such installation the base version of installation was defined. Base version installation assumes the same building construction, energy demand and the same installation: floor heating, mechanical ventilation, hot water prepared from solar collector in summer. Different is only energy source. In this case natural gas is burned in condensation two – functional furnace producing heat for space heating and to air heater in ventilation box and as well as hot water preparation (second function of furnace). Energy to system operation is derived from two sources: electricity to

drive of installation equipment from power station and gas. In first case, installation with heat pump all energy demand come from electricity (power station only). There is no any directly gas emission from any installation in building except leakage in heat pump and during servicing.

For that two variants of installation the annual energy consumption was obtain, separately for electricity and gas demand. The all calculation was made according to regulation of infrastructure ministry concern methodology of building energy certification [3]. Selected results from energy certificate for both, heat pump and traditional energy source installation are presented in Fig. 3.

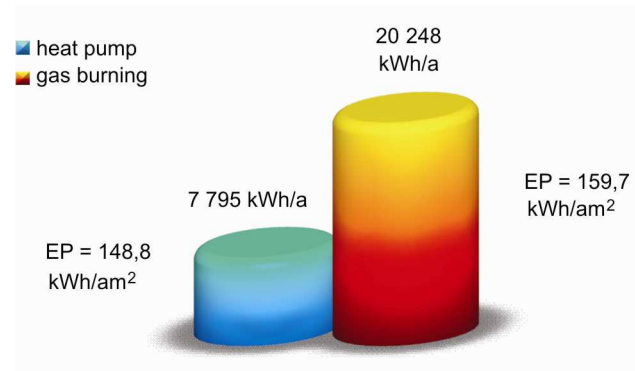


Fig. 3. Annual building energy demand and EP factor from energy certificate

According to Fig. 1 less energy demand to all heating and cooling installation and preparation of hot water has ground heat pump. The results of analysis show about 62% decreasing of energy consumption in case of heat pump systems mounted in building compared to traditional solution of space heating systems. The most important part of energy demand, and amount of CO₂ emission to atmosphere, belong to space heating and mechanical ventilation (Table 2), it is 76 up to 83% of all energy consumption (less value for heat pump system).

Our comfort feeling, it means psychical and economical, depends on annual cost of system operation as well. Less operation cost gives user sense of financial independencies. Its important but often skipped part in analysis. The values of building energy demand are not as well known as necessary payment for keeping comfort physical and economical for being owner of installation which allows to prevent from dramatic depletion of natural non renewable energy sources. It does matter to be aware of ecological aspect of technology application in buildings cause this aspect of life affects on every people, whatever are aware of it or not.

Table 2. Detailed energy demand analyzed variants of installation

	Energy demand [kWh/a]		Auxiliary electric energy [kWh/a]	
Heat pump	electric energy	cooling	48	244
		hot water	1 157	382
		district heating and ventilation	4 871	1 093
		sum	6 076	1 729
	total sum		7 795	
Condensing burner	gas	district heating and ventilation	15 715	
		hot water	2 662	
	electric energy	cooling	48	244
		hot water		382
		district heating and ventilation		1 092
		sum		1 871
	total sum		20 248	

To calculate of annual cost operation the some assumption was made. In case of heat pump crucial thing was obtain individual cost of electric energy. It depends on electric developer and on energy consumption. For selected Polish developers costs of electric energy are presented in Table 3. That part of cost strongly depends on localization building on map of Poland.

Table 3. Tariffs of selected developer of electric and gas energy (cost netto, January 2011)

Electric energy developer	Enea	RWE Stoen	Energia Operator	Energia Pro	Average
Constant cost [zł/kWh]*	0.5202	0.3777	0.4545	0.5996	0.4880
Variable cost [zł/month]	5.07	6.07	4.22	2.59	4.49
Gas energy developer	Podkarpacka Gas Company	Dolnośląska Gas Company	Mazowiecka Gas Company	Wielkopolska Gas Company	Average
Constant cost [zł/m ³]	1.7491	1.4804	1.3419	1.3882	1.4899
Variable cost [zł/month]	18.95	18.62	25.60	16.11	19.82

* average day and night cost – two tariffs bill, based on [4]

If takes the gas energy under consideration, an annual volumetric demand has to be calculate. Assuming the average heat of combustion of natural gas as $H_g = 26,23 \text{ MJ/m}^3$ is possible to recalculate amount of gas consumption m_g :

$$m_g = 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot Q_g \cdot H_g \text{ [m}^3 \text{ / a]} \quad (1)$$

Presented data in Table 3 was taken for G-11 tariff for electricity and W-3 for gas as usually take place in detach houses in Poland. The annual cost of operation for presented above average costs of unit energy was obtain (Fig. 4).

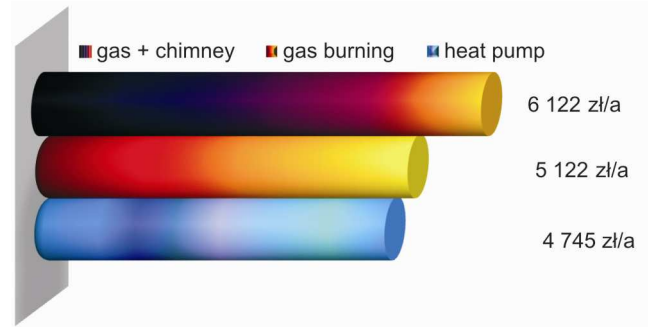


Fig. 4. Annual operation cost (plus VAT)

The difference between heat pump installation and gas combustion furnace is not significant but renewable energy source occurs a little bit better compare to common solution of building installation with gas condensation furnace. There is one aspect of this analysis not mentioned above. Installation with heat pump does not want the chimney as gas furnace. If one adds cost necessary to build a chimney than one finds out of advantage of heat pump installation. Approximately necessary costs to build chimney oscillate about 8000-12000 zł. Assuming life time period of installation operation for 10 years, the total cost connected to heat pump annual operation will be lower than system based on natural gas as a main source of heat energy production for building needing. The total annual payment for based installation is about 1000 zł. more expensive than previously. Heat pump installation has over 30% less operation cost than base variant with gas condensate furnace with chimney cost included.

Ratio of CO₂ emission is obtained to necessary energy demand at developer. In case of electricity it is directly connected to GJ energy consumption by power station. Energy efficiency of carbon power station is average on $\eta_e = 35\%$ level, but nuclear power station is less – 30% electric energy efficiency. In case of gas combustion the average energy efficiency is about 91%. It means, power station must generate much more energy than is needed to support all building system to operate.

To obtain a amount of annual energy consuming by analyzed building installation the energy efficiency must be considered according below equation.

$$Q_a = Q_g / \eta_e \text{ [GJ/a]} \quad (2)$$

The average CO₂ gas emission for selected power station is taken from publication National System Administration of Emission Trade Permission and presented in Table 4 with annual energy demand in GJ/a.

Table 4. Tariffs of selected developer of electric and gas energy (cost netto, January 2011), based on [5]

Energy production fuel	CO ₂ emission	Energy	Unit CO ₂ emission	Energy
	[kg CO ₂ /GJ]	[GJ/a]	[kg CO ₂ /GJ]	[GJ/a]
	heat pump variant		condensation furnace variant (based one)	
Local gas combustion	–	–	55,8	73
Power station for:				
Black coal	94,8	80	94,8	19
Hard coal	107,3		107,3	
Natural gas	55,8		55,8	

If new energy demand necessary to produce by power station for analyzed building is known, there is an easy way to obtain emission of CO₂ to atmosphere. The results of such analysis is presented in Fig. 5.

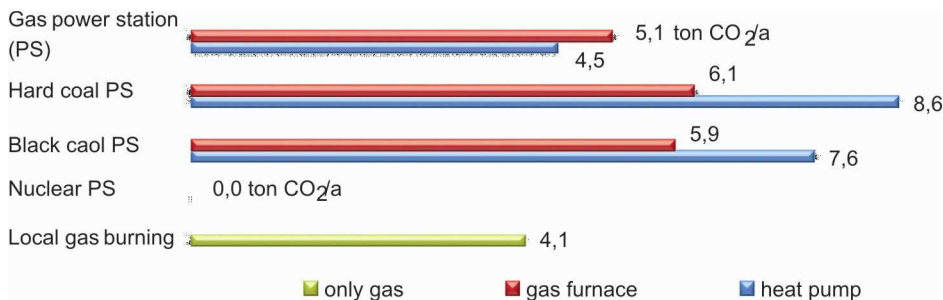


Fig. 5. Annual CO₂ emission for two variants of installation

The most unfavorable situation occurs in case of electric energy in power station burning hard coal as a fuel. In base variant and variant with heat pump as well the largest CO₂ emission has been reached – 8.6 ton CO₂ per year for heat pump and close to 29% for base variant. There is characteristic thing, larger greenhouse gases emission is for installation with heat pump feeding electric energy from coal power station – average of 25% more compare to gas combustion in condensation furnace in building. It is a unexpected conclusion, because

of heat pump are considered as environmental friendly solution based on renewable energy source from ground. This is connected to low efficiency of electric energy production in coal power station. In case of electric energy production from power station with gas box the reverse phenomenon takes place. Emission of CO₂ is over 14% lower for heat pump installation. The gas combustion itself locally, in servicing building cause the 4.1 ton of CO₂/a emission what leads to 71% of overall greenhouse gases emission related to condensing gas furnace functionality.

The production of electricity from renewable energy sources as wind, water, solar radiation and electric energy from splitting of radioactive elements need to pay attention. Emission of CO₂ from above energy sources in all cases is the same – ZERO.

In case of Heat pump installation the situation is more complicated. There is extra emission of greenhouse gases common known as freons or refrigerants. TEWI factor allows to recalculate refrigerant emission from heat pump installation itself for equivalent value of CO₂. In Table 5 is presented emission related to selected refrigerants using in thermodynamic cycle of heat pump. This data was obtained for assumption of power of heat pump as 25 kW. Analyzed installation works sequentially, 12 hours per day it is full of operational and the rest of day it is not working. During operational heat pump charging heat storage and supply heat energy for building. After the heat pump is off, all heat for building come from heat storage during discharge cycle.

Table 5. TEWI for selected refrigerants applied in heat pump for 15 years lifetime period

Refrigerant	R600a	R134a	R143a	R404A	R407C	R410A	R507A	R744
TEWI ton CO ₂ /a	0.008	0.536	1.744	1.567	0.701	0.825	1.608	0.00067

Refrigerants applied in heat pump leads to increasing of equivalent CO₂ emission to atmosphere, average 11,2% per year.

4. Conclusions

Analyzed installation with heat pump allows to make some interesting conclusions. In spite of common conviction of environmentally friendly heat pump application there is not so obvious. The heat pump create more greenhouse gases than typical, traditional heating installation in detach houses and it strongly depends on type of power station which generate electricity to drive auxiliary equipment and motors in analyzed installation. The worst situation takes place in case of coal power station (Fig. 6). It is a little bit unexpected result, but rea-

sonable. Power stations have still a very low electric efficiency, not more than 38-40% and this leads to large non renewable fuel consumption and large amount of CO₂ emission. Unless the electricity is produce by coal and gas power station the CO₂ emission will be large. Heat pump becomes environmental friendly installation only if the electric energy will develop a power station utilize the renewable energy as wind, water, sun radiation or other technology, for example radioactive elements.

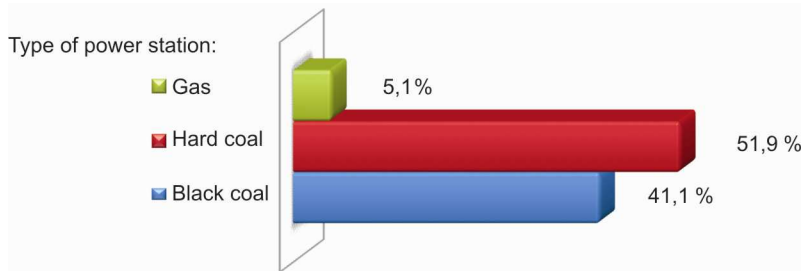


Fig. 6. Average percentage of greenhouse gases emission by heat pump installation (including TEWI effect) compared to gas condensing furnace

To illustrate how large effect of greenhouse emission is the simple example may explain all the problem. To connect the free CO₂ from ambient air – generated only by one building installation with heat pump – necessary trees to assimilate this emission reach the value of 3.67 ar (100 m² area) per year, if the 20 years old tree is taken under consideration with average absorption as 7.45 kg CO₂/a. It means, all lifetime of heat pump fully operational (15 years) needs 55 ar of 20 years old trees to assimilate CO₂ from only one building. In case of base variant of installation the 42 ar is needed [6].

During installation a heat pump in building future users should be aware of consequences this decision for our environmental we share. The economical aspect is the most important, its obvious, but awareness of disadvantages of this behavior should take the significant place and well considered.

Nomenclature

H_g – gas heat of combustion [MJ/m³]

m_g – annual mass of gases [m³/a]

Q_a – annual energy consumption by building [GJ/a]

Q_g – building energy demand [kWh/a]

η_e – efficiency of electric energy production [–]

References

- [1] Calm J.M., Hourhan C.G.: Refrigerant data summary, Engineered Systems, vol. 18(11), 2001, p. 74-88.
- [2] Sand J.R., Fisher S.K., Baxter V.D.: Energy and global warming impacts of HFC refrigerants and emerging technologies, Oak Ridge National Laboratory, Tennessee 1997.
- [3] Regulation of Infrastructure Ministry dated on November 6 2008 on methodology of energy characteristic of building calculation and habitable local or part of the building as technical integrity and model of energetic certificate and its energetic characteristic, Dz.U. Nr 201, poz. 1240 (Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 6 listopada 2008 w sprawie metodologii obliczania charakterystyki energetycznej budynku i lokalu mieszkalnego lub części budynku stanowiącej samodzielną całość techniczno-użytkową oraz sposobu sporządzania i wzorów świadectw ich charakterystyki energetycznej).
- [4] www.instalreporter.pl
- [5] Reporting at Union System of Emission Trade Permission for 2011 year. National System Administration of Emission Trade Permission, www.kashue.pl.
- [6] CO₂ Calculator. Methodology of CO₂ accumulation by trees, Aeris Futuro Foundation, www.aeris.eko.org.pl.

INSTALACJA Z POMPĄ CIEPŁA A EFEKT CIEPLARNIANY

Streszczenie

W pracy zaprezentowano instalację pompy ciepła dla budynków o małych kubaturach. Głównym celem pompy ciepła jest produkcja energii niezbędnej do systemów centralnego ogrzewania, wentylacji i przygotowania ciepłej wody. Dyskusji poddano wpływ pompy ciepła na emisję gazów cieplarnianych do atmosfery podczas prawidłowej pracy instalacji. Uzyskane wyniki emisji tych gazów zostały przeliczone na równoważną wartość emisji CO₂ i porównane z instalacjami tego samego typu budynku, lecz bez instalacji pompy ciepła.

Słowa kluczowe: pompa ciepła, emisja CO₂, globalne ocieplenie

DOI: 10.7862/rb.2012.8

Tomasz Janusz TELESZEWSKI
Politechnika Białostocka

ALGORYTM WYZNACZANIA WSPÓŁCZYNNIKA CORIOLISA PRZEPIYWÓW LAMINARNYCH W KANAŁACH PROSTOKĄTNYCH METODĄ ELEMENTÓW BRZEGOWYCH

W publikacji wyznaczono zależność współczynnika Coriolisa przepływów laminarnych w przewodach prostokątnych całkowicie wypełnionych płynem w zależności od stosunku wysokości do podstawy kanału. Pola prędkości zostały wyznaczone metodą elementów brzegowych (MEB). W celu wykonania symulacji napisano autorski program komputerowy LaminarFlow1D oraz przeprowadzono weryfikację metody na podstawie znanych rozwiązań teoretycznych.

Słowa kluczowe: współczynnik Coriolisa, MEB, obliczenia hydrauliczne

1. Wprowadzenie

W wielu zagadnieniach budownictwa i inżynierii środowiska niezbędne są obliczenia hydrauliczne przepływów płynów rzeczywistych przez przewody zamknięte [1, 2]. W obliczeniach hydraulicznych, w których stosuje się równanie Bernoulliego [2], wprowadza się uproszczenie w postaci prędkości średniej v_1 oraz v_2 :

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \Delta h^s \quad (1)$$

gdzie: p_1 i p_2 – ciśnienia w przekrojach 1 i 2, Δh^s – straty hydrauliczne.

Prędkość średnią można wyznaczyć z zależności [2]:

$$v_{sr} = \frac{Q}{\Lambda} \quad (2)$$

gdzie: Q – strumień objętości przepływu, Λ – pole przekroju przewodu.

Naprężenia styczne w płynach rzeczywistych podczas przepływu powodują powstanie niejednorodnego rozkładu prędkości w przekrojach poprzecznych. Wprowadzenie prędkości średniej w postaci rozkładu jednorodnego niesie ze sobą błędy w członie energii kinetycznej, dlatego aby wykonać dokładne obliczenia hydrauliczne, do równania Bernoulliego (1) wprowadzono współczynnik poprawkowy Coriolisa [2]:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \Delta h^s \quad (3)$$

Stosunek rzeczywistego strumienia energii kinetycznej do strumienia obliczonego z prędkości średniej v_{sr} , czyli współczynnik Coriolisa, wyznacza się z następującego wzoru [3]:

$$\alpha = \frac{\int v^3 d\Lambda}{\Lambda v_{sr}^3} \quad (4)$$

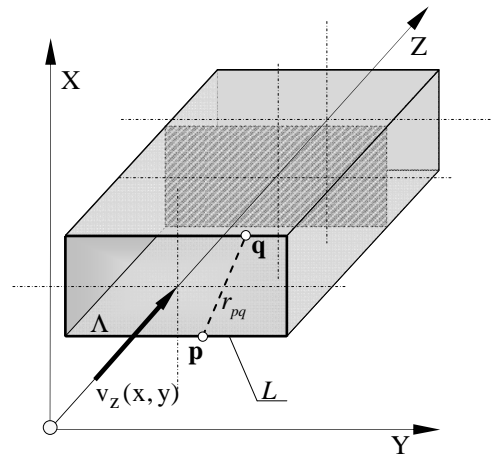
gdzie v jest prędkością w każdym punkcie przekroju Λ .

W przypadku przewodów o przekroju kołowym dla przepływów laminarnych współczynnik Coriolisa wynosi 2, natomiast dla przepływów turbulentnych jest on zbliżony do jedności. Współczynniki Coriolisa dla przewodów o przekrojach różnych od kołowego można obliczyć eksperymentalnie lub numerycznie. W pracy wyznaczono wzór określający współczynnik Coriolisa przepływów laminarnych dla przewodów o przekroju prostokąta w funkcji stosunku wysokości do podstawy kanału.

Do wyznaczenia pola prędkości niezbędnego do obliczeń współczynników Coriolisa przyjęto model jednokierunkowego przepływu cieczy lepkiej, w którym jest możliwe określenie profili prędkości ustalonego ruchu cieczy w prostoliniowych przewodach o dowolnym kształcie w przekroju poprzecznym (rys. 1.). Ustalony laminarny przepływ cieczy lepkiej przez przewód prostoosiowy (rys. 1.) opisuje równanie [4]:

$$\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} = G, \quad G = -\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dz} \quad (5)$$

gdzie: v_z – prędkość przepływu, dp/dx – gradient ciśnienia, μ – współczynnik lepkości dynamicznej.



Rys. 1. Szkic do analizy zagadnienia brzegowego w obszarze płaskim – jednokierunkowy przepływ przez przewód prostoliniowy

2. Brzegowe równanie całkowe opisujące rozkład prędkości w przewodzie prostoosiowym przepływu laminarnego

Pole prędkości przepływu jednokierunkowego można podzielić na składową prędkości przepływu niezakłóconego v_∞ oraz składową prędkości przepływu wzbudzonego ściankami prostoliniowego kanału v_w [5]:

$$v_z = v_\infty + v_w \quad (6a)$$

gdzie

$$v_\infty = -\frac{1}{4\mu} \frac{dp}{dz} (x_q^2 + y_q^2) \quad (6b)$$

Funkcja (6b) spełnia równanie (5). Wartość prędkości na brzegu (L) materialnym i nieprzepuszczalnym jest równa zero, wobec czego warunek brzegowy na ścianie (L) przyjmuje postać:

$$v_w(q) = -v_\infty, \quad q \in L \quad (7)$$

W obszarze płaskim Λ przekroju przewodu prostoosiowego ograniczonym brzegiem (L) rozwiązaniem równania różniczkowego (5) jest następujące równanie całkowe (rys. 1.) [5-7]:

$$\frac{1}{2} v_w(\mathbf{p}) + \int_{(L)} g_w(\mathbf{q}) K(\mathbf{p}, \mathbf{q}) dL_q = \int_{(L)} v_w(\mathbf{q}) E(\mathbf{p}, \mathbf{q}) dL_q \quad (8a)$$

gdzie:

$$K(\mathbf{p}, \mathbf{q}) = \frac{1}{2\pi} \ln \left(\frac{1}{r_{pq}} \right), \quad r_{pq} = |\mathbf{p} - \mathbf{q}|, \quad (\mathbf{p}) \in L, (\mathbf{q}) \in L \quad (8b)$$

$$E(\mathbf{p}, \mathbf{q}) = \frac{1}{2\pi} \frac{(x_p - x_q)n_x + (y_p - y_q)n_y}{r_{pq}^2}, \quad (\mathbf{p}) \in L, (\mathbf{q}) \in L \quad (8c)$$

gdzie n_x oraz n_y – wersory normalnej do brzegu (L).

Po wyznaczeniu gęstości $g_w(\mathbf{q})$ na linii brzegowej (L) prędkość v_z w dowolnym punkcie obszaru (Λ) wyznacza się z zależności:

$$v_z(\mathbf{p}) = - \int_{(L)} g_w(\mathbf{q}) K(\mathbf{p}, \mathbf{q}) dL_q + \int_{(L)} v_w(\mathbf{q}) E(\mathbf{p}, \mathbf{q}) dL_q + v_\infty(\mathbf{p}), \quad (\mathbf{p}) \in \Lambda, (\mathbf{q}) \in L \quad (9)$$

Objęściowy strumień przepływu hydraulicznego przez przewód o przekroju poprzecznym (Λ) całkowicie wypełniony cieczą jest równy:

$$Q = \iint_{(\Lambda)} v_z(\mathbf{q}) d\Lambda \quad (10)$$

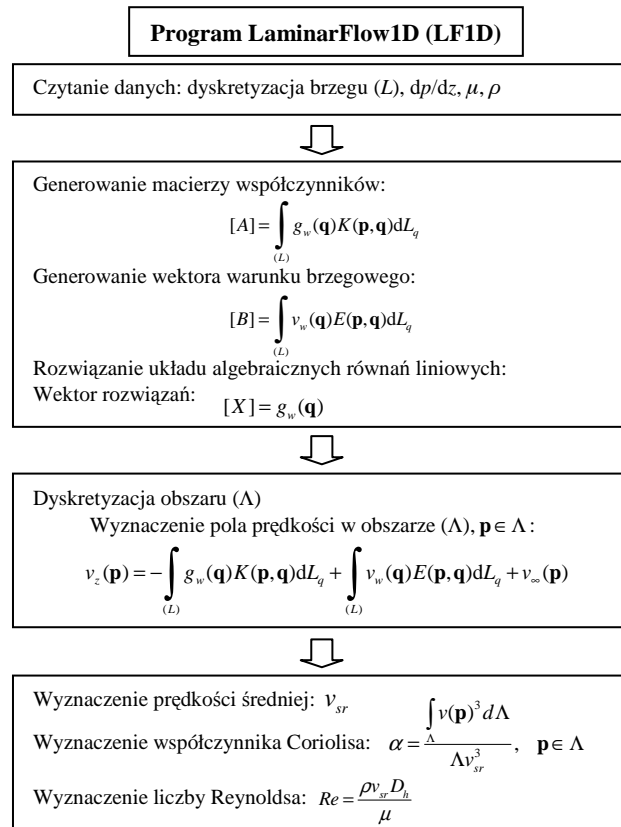
3. Wyznaczenie współczynnika Coriolisa przepływów laminarnych w przewodach prostoosiowych – walidacja metody

W celu wyznaczenia współczynników Coriolisa przepływów laminarnych w przewodach prostoosiowych napisano autorski program komputerowy LaminarFlow1D. Schemat blokowy programu LaminarFlow1D został przedstawiony na rys. 2. Pola prędkości w przekrojach przewodów zostały wyznaczone metodą elementów brzegowych [5-7]. Metoda ta nie wymaga tworzenia rozbudowanych siatek numerycznych, jak to ma miejsce w popularnych metodach obszarowych, np. w metodzie różnic skończonych [8], w metodzie elementów skończonych [9] czy też w metodzie objętości skończonych [10]. Metoda elementów brzegowych również redukuje o rząd wymiar rozwiązywalnych zagadnień, co znacząco wpływa na mniejsze zapotrzebowanie mocy obliczeniowej komputerów.

Obliczenia wykonano dla 4000 stałych elementów na brzegu L . Całki w równaniu (8a) zostały wyznaczone numerycznie metodą trapezów [11], przy założeniu 60 elementów na pojedynczym panelu dl .

Walidacja metody została przeprowadzona przez porównanie wyników obliczeń metody elementów brzegowych ze znanym rozwiązaniem teoretycznym

współczynnika Coriolisa przepływu laminarnego w przewodzie o przekroju kołowym. Liczbę wewnętrznych elementów trójkątnych w obszarze (Λ) przyjęto zgodnie z danymi zawartymi w tab. 1. Przykładowa wewnętrzna siatka składająca się z 1000 trójkątnych elementów została przedstawiona na rys. 3.



Rys. 2. Schemat blokowy programu obliczeniowego LaminarFlow1D (LF1D)

Błąd rozwiązania metody elementów brzegowych dla współczynnika Coriolisa w zależności od liczby trójkątnych elementów w obszarze (Λ) wyznaczono z zależności:

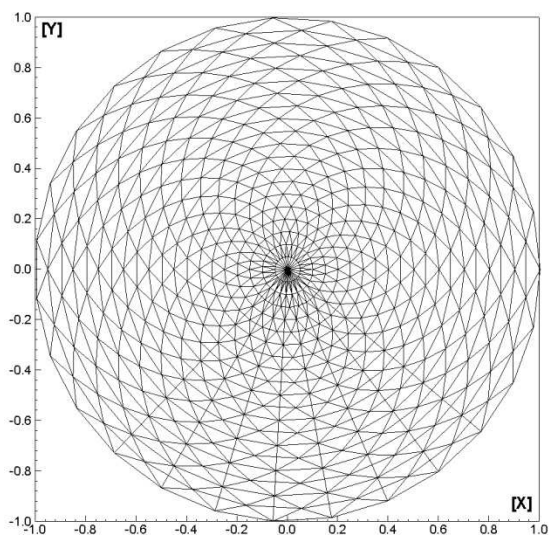
$$\delta\alpha_{\text{MEB}} = \left| \frac{\alpha_T - \alpha_{\text{MEB}}}{\alpha_T} \right| \cdot 100\% \quad (11)$$

gdzie: α_{MEB} – współczynnik Coriolisa wyznaczony metodą elementów brzegowych, $\alpha_{\text{T}} = 2.0$ – rozwiązanie teoretyczne współczynnika Coriolisa dla przepływu laminarnego w przewodzie okrągłym.

Błąd metody MEB w zależności od stopnia zagęszczenia siatki został przedstawiony w tab. 1. Wraz ze wzrostem gęstości siatki w przekroju (Δ) błąd metody elementów brzegowych maleje.

Tabela 1. Współczynnik Coriolisa – błąd rozwiązania MEB

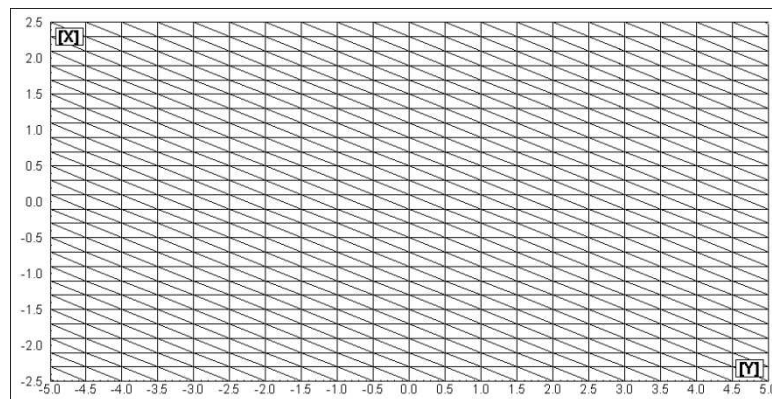
Lp.	Liczba trójkątów	Rozwiązanie teoretyczne	Rozwiązanie MEB 4000 el.	Błąd MEB
		α_{TEO} [-]	α_{MEB} [-]	$\Delta\alpha_{\text{MEB}}$ [%]
1	50	2,00000E+00	1,57218E+00	2,13908E+01
2	100	2,00000E+00	1,78271E+00	1,08646E+01
3	500	2,00000E+00	1,85332E+00	7,33390E+00
4	1000	2,00000E+00	1,94526E+00	2,73717E+00
5	5000	2,00000E+00	1,98633E+00	6,83304E-01
6	10000	2,00000E+00	1,99524E+00	2,37911E-01
7	50000	2,00000E+00	1,99831E+00	8,43248E-02
8	100000	2,00000E+00	1,99841E+00	7,95298E-02



Rys. 3. Przykładowa siatka do wyznaczenia współczynnika Coriolisa składająca się z 1000 trójkątów

4. Określenie wzorów opisujących współczynnik Coriolisa w przewodach prostoosiowych o przekroju prostokąta w funkcji stosunku wysokości do podstawy

Aby wyznaczyć zależność współczynnika Coriolisa w funkcji stosunku wysokości kanału H do jego podstawy A , wykonano obliczenia numeryczne metodą elementów brzegowych, zastosowaną w programie obliczeniowym Laminar-Flow1D dla obwodu przekroju kanału podzielonego na 4000 liniowych elementów na brzegu (L) oraz 80000 elementów trójkątnych w obszarze przekroju (Λ). W obliczeniach numerycznych całek (8b) oraz (8c) zastosowano całkowanie trapezami oraz przyjęto 60 trapezów na pojedynczym liniowym elemencie. Sposób rozmieszczenia elementów trójkątnych w przekroju przewodu przedstawiono na przykładowej siatce składającej się z 1000 elementów (rys. 4.)



Rys. 4. Przykładowa siatka do wyznaczania współczynnika Coriolisa składająca się z 1000 trójkątów

Na podstawie obliczeń numerycznych MEB oraz aproksymacji otrzymanych wyników wyznaczono wzór określający współczynnik Coriolisa α w funkcji stosunku wysokości przewodu prostokątnego H do jego podstawy A :

$$\alpha_{\text{REC}} = f\left(\frac{H}{A}\right) \Rightarrow \quad (12)$$

$$\alpha_{\text{REC}} = -0,748\left(\frac{H}{A}\right)^2 + 1,351\left(\frac{H}{A}\right) + 1,544, \quad 0 < \frac{H}{A} \leq 1$$

Aby sprawdzić dokładność zależności (12), wyznaczono błąd $\delta\alpha_{\text{REC}}$ ze wzoru:

$$\delta\alpha_{\text{REC}} = \left| \frac{\alpha_{\text{MEB}} - \alpha_{\text{REC}}}{\alpha_{\text{MEB}}} \right| \cdot 100\% \quad (13)$$

gdzie: α_{MEB} – współczynnik Coriolisa wyznaczony metodą numeryczną, α_{REC} – rozwiązanie współczynnika Coriolisa ze wzoru (12).

W tabeli 2. przedstawiono błąd zależności $\delta\alpha_{\text{REC}}$ dla wybranych argumentów H/A . Maksymalny błąd wyprowadzonej funkcji α_{REC} nie przekracza wartości 1,0%, co świadczy o dużej dokładności wyznaczonej funkcji (12).

Tabela 2. Współczynnik Coriolisa w przewodzie prostokątnym – błąd rozwiązania α_{REC}

Lp.	Stosunek boków H/A	Rozwiązanie MEB 4000 el.	Rozwiązanie $\alpha_{\text{REC}} = f(H/A)$	Błąd funkcji $\alpha_{\text{REC}} = f(H/A)$
	H/A [-]	α_{MEB} [-]	α_{REC} [-]	$\Delta\alpha_{\text{REC}}$ [%]
1	1,00000E+00	2,15405E+00	2,14700E+00	3,27421E-01
2	8,75000E-01	2,14933E+00	2,15344E+00	1,91041E-01
3	7,50000E-01	2,13242E+00	2,13650E+00	1,91490E-01
4	6,25000E-01	2,09793E+00	2,09619E+00	8,28378E-02
5	5,00000E-01	2,03878E+00	2,03250E+00	3,08183E-01
6	3,75000E-01	1,94802E+00	1,94544E+00	1,32380E-01
7	2,50000E-01	1,82076E+00	1,83500E+00	7,81972E-01
8	1,25000E-01	1,68454E+00	1,70119E+00	9,88115E-01
9	5,00000E-02	1,59849E+00	1,60968E+00	7,00249E-01

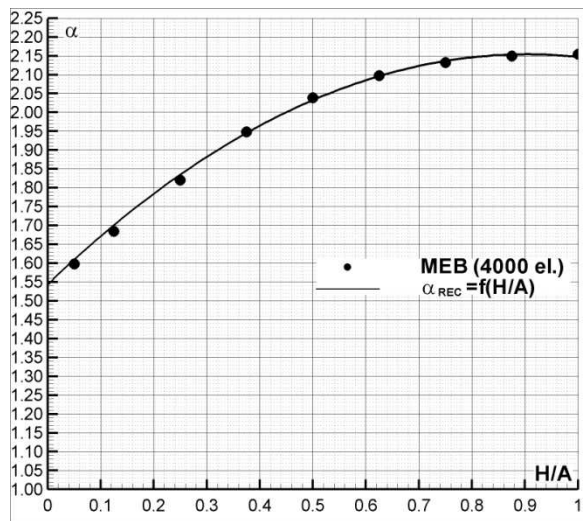
Na rysunku 5. przedstawiono graficzne porównanie funkcji współczynnika Coriolisa α_{REC} z rozwiązaniem metody brzegowych równań całkowych.

Wzór (12) można również stosować w mikroprzepływach [12-14], gdzie profile prędkości są zgodne z profilami w makroprzepływach.

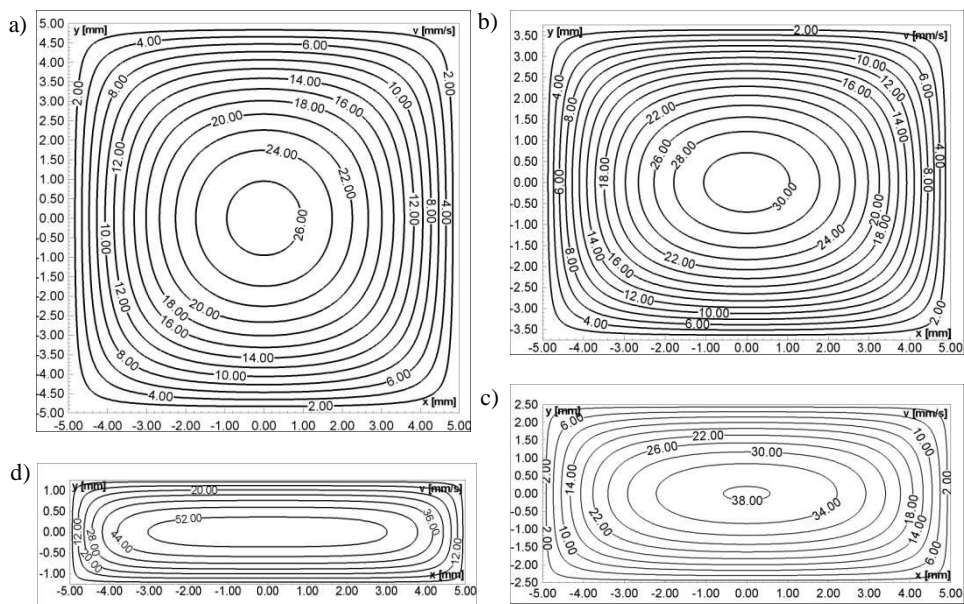
Na rysunku 6. wykreślono przykładowe izotachy przepływu wody w przewodzie prostokątnym o stosunku boków H/A : a) 1, b) $\frac{3}{4}$, c) $\frac{1}{2}$, d) $\frac{1}{4}$ dla $Re = 100$. Liczba Reynoldsa została obliczona, korzystając ze wzoru [1]:

$$Re = \frac{v_{sr} D_h}{\nu}, \quad D_h = \frac{2HA}{H + A} \quad (14)$$

gdzie: D_h – średnica hydrauliczna, $\nu = 0,0128 \text{ cm}^2/\text{s}$ – kinematyczny współczynnik lepkości.



Rys. 5. Porównanie wyprowadzonej funkcji (12) współczynnika Coriolisa α_{REC} z rezultatami obliczeń metody elementów brzegowych



Rys. 6. Przykładowe pola prędkości w przewodzie prostokątnym dla $Re = 100$: a) $H/A = 1.00$, b) $H/A = 0.75$, c) $H/A = 0.50$, d) $H/A = 0.25$

5. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych symulacji komputerowych sformułowano następujące wnioski:

- 1) wraz ze wzrostem wartości stosunku wysokości H do podstawy A przewodu prostokątnego przy założeniu $H \leq A$ współczynnik Coriolisa rośnie i osiąga maksimum dla H/A równej jedności,
- 2) zależność $\alpha = f(H/A)$ z dostateczną dokładnością można przybliżyć wielomianem drugiego stopnia.

Wzór (12) może być stosowany w zagadnieniach przepływów laminarnych przez przewody prostoosiowe o przekroju prostokąta, w których wymagana jest wysoka dokładność obliczeń hydraulicznych.

Metoda brzegowych równań całkowych jest metodą konkurencyjną w stosunku do metod siatkowych, takich jak metody różnic skończonych czy też elementów skończonych, ponieważ do obliczeń pola prędkości w przekroju przewodu nie jest wymagana budowa pracochłonnych siatek.

Zastosowana metoda elementów brzegowych w wyznaczaniu profili prędkości w przekrojach może być przydatna zwłaszcza w przepływach w mikrokanalach. Jednocześnie należy podkreślić, że pozwala ona zastąpić bardzo kosztowne eksperymenty.

Literatura

- [1] Nalluri C., Marriott M.: Civil engineering hydraulics, 5th ed. John Wiley and Sons, New York 2009.
- [2] Chadwick A., Morfett J., Borthwick M.: Hydraulics in civil and environmental engineering, 5th ed. Spon Press, New York 2012.
- [3] Czetwertyński E., Utrysko B.: Hydraulika i hydromechanika. Warszawa 1969.
- [4] Batchelor G.K.: An introduction to fluid dynamics. Cambridge University Press, New York 2000.
- [5] Teleszewski T.J., Sorko S.A.: Zastosowanie metody elementów brzegowych do wyznaczania jednokierunkowego przepływu w przewodach prostoosiowych o dowolnym kształcie przekroju poprzecznego. Acta Mechanica et Automatica, vol. 5, no 3, 2011, pp. 124-132.
- [6] Brebbia C.A., Telles J.F.C., Wrobel L.C.: Boundary element techniques. Theory and Applications in Engineering. Springer-Verlag, New York 1984.
- [7] Pozrikidis C.: Boundary integral and singularity methods for linearized viscous flows. Cambridge University Press, New York 1991.
- [8] Mitchell A.R.: The finite difference method in partial differential equations. John Wiley&Sons, New York 1980.
- [9] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Nithiarasu P.: Finite element method for fluid dynamics, 6th ed. Butterworth Heinemann, Oxford 2005.
- [10] Versteeg H., Malalasekera W.: An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method. Prentice Hall, Glasgow 2007.

- [11] Flannery B.P., Metcalf M., Teukolsky S.A., Press W.H., Vetterling W.T.: Numerical recipes in fortran 90 second edition. Cambridge University Press, New York 1996.
- [12] Sharp K.V., Adrian R.J.: Transition from laminar to turbulent flow in liquid filled microtubes. Experiments in Fluids, vol. 36, Issue 5, 2004, pp. 741-747.
- [13] Celata G.P., Cumo M., McPhail S., Zummo G.: Characterization of fluid dynamic behaviour and channel wall effects in microtube. International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 27, Issue 1, 2006, pp. 135-143.
- [14] Wibel W., Ehrhard P.: Experiments on the laminar/turbulent transition of liquid flows in rectangular microchannels. Heat Transfer Engineering, vol. 30, Issue 1-2, 2009, pp. 70-77.

Opracowanie wykonano w ramach pracy statutowej Wydziału Budownictwa i Inżynierii Środowiska Politechniki Białostockiej.

IMPLEMENTATION OF THE BOUNDARY ELEMENT METHOD FOR THE SOLUTION OF CORIOLIS COEFFICIENT UNIDIRECTIONAL LAMINAR FLOW THROUGH STRAIGHT RECTANGLE DUCTS

S u m m a r y

The subject of the presented elaboration is the application of the boundary integral method to calculating Coriolis coefficient (kinetic energy coefficients) driven unidirectional laminar flow in rectangle ducts. The results of calculations the Coriolis coefficient of unidirectional flow through circle pipes with comparisons of numeric solutions with accessible in the literature with analytic solutions showing the satisfactory exactitude and the efficiency the method boundary integral equations to the solution this class of problems of flow in technical uses.

Keywords: Coriolis coefficient, BEM, hydraulic calculations

DOI: 10.7862/rb.2012.11

BUDOWNICTWO I INŻYNIERIA ŚRODOWISKA – 2012

Recenzenci współpracujący

ADAMCZYK Jerzy R.	MACHOWSKI Andrzej
AJDUKIEWICZ Andrzej	MADRYAS Cezary
BAJOREK Grzegorz	MAŚLAK Mariusz
BALINTOVA Magdalena (Słowacja)	MIĄSIK Przemysław
BARTKIEWICZ Andrzej	MIKRUT Sławomir
BOROWIECKI Andrzej	MRÓWCZYŃSKA Maria
BRANDT Andrzej	NIEMIEC Witold
BUKOWSKA Maria Anna	NOGA Karol
CHWIEDUK Dorota A.	NOWAK Henryk
CZARNECKI Lech	OBSTAWSKI Paweł
CZEKAŁSKI Dariusz	OLCHOWIK Jan M.
DEJA Jan	OWSIĄK Zdzisława
DERWISZ Jacek	PAWELEK Jan
DOSKOCZ Adam	PEŁCZYŃSKI Janusz
DZIOPAK Józef	PIANOWSKI Lesław
ESTOKOVA Adriana (Słowacja)	PIOTROWSKI Jerzy Z.
GACA Stanisław	PISAREV Vyacheslav
GARBALIŃSKA Halina	PLEWAKO Marek
GAWIN Dariusz	POPIELARCZYK Dariusz
GIERGICZNY Zbigniew	PROKOPSKI Grzegorz
GIŻEJOWSKI Marian	PROSZAK-MIĄSIK Danuta
GŁOMB Józef	RABCZAK Sławomir
GODLEWSKI Jan	RACHOWICZ Waldemar
GOSZTYŁA Marek	RADOMSKI Wojciech
GOŚCIEWSKI Dariusz	RADZISZEWSKI Piotr
GUMUŁA Stanisław	RYBKA Adam
HYBEN Ivan (Słowacja)	SANECKI Józef
JAMRÓZ Kazimierz	SATORA Stefan
JANOWSKI Zbigniew	SIEJKA Zbigniew
JEŻOWIECKI Janusz	SIKORA Zbigniew
JUDYCKI Józef	SIWOWSKI Tomasz
KADAJ Roman	SKRZYPCZAK Izabela
KADŁUCZKA Andrzej	STARAKIEWICZ Aleksander
KAJFASZ Stanisław	STEVULOVA Nadezda (Słowacja)
KALUNSKY Dusan (Słowacja)	STUDZIŃSKI Andrzej
KAPLIŃSKI Oleg	SZCZECHOWIAK Edward
KASPROWICZ Tadeusz	SZUDROWICZ Barbara
KNAUFF Michał	ŚLIZOWSKI Ryszard
KONDERLA Piotr	TKACZUK Konstancin (Ukraina)
KONKOL Janusz	TOMASZEK Janusz
KOSZELNIK Piotr	TOMKO Michał (Słowacja)
KOZŁOVSKA Maria (Słowacja)	TRACZ Marian
KOZŁOWSKI Aleksander	TURLEJ Zbigniew
KRUPA Jan	WACHTA Henryk
KRUPIŃSKI Waldemar	WILDE Krzysztof
KULPIŃSKI Janusz	WNUK Zygmunt
KUŚ Stanisław	WOLIŃSKI Szczepan
KUŚNIERZ Kazimierz	WOJDYGA Krzysztof
KUŚNIERZ-Krupa Dominika	WYCZAŁEK Ireneusz
LECHOWICZ Zbigniew	ZIEMIAŃSKI Leonard
LICHOŁAI Lech	ZIÓŁKO Jerzy
ŁAPKO Andrzej	

Afiliacja recenzentów (poza danymi podanymi w nawiasach): Polska

Lista recenzentów została opublikowana w czwartym numerze czasopisma *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej* nr 283, *Budownictwo i Inżynieria Środowiska* z. 59(4/12).