

Nr 100/2017, 87–99  
ISSN 1644-1818  
e-ISSN 2451-2486

## DETERMINANTY PROCESU DEGRADACJI TERMICZNEJ APARATÓW WYMIANY CIEPŁA W SIŁOWNIACH PAROWYCH

### THE HEAT EXCHANGER THERMAL DEGRADATION PROCESS DETERMINANTS WITHIN THE STEAM POWER PLANTS

**Tomasz Hajduk**

Akademia Morska w Gdyni, Morska 81-87, 81-225 Gdynia, Wydział Mechaniczny,  
Katedra Siłowni Okrętowych, e-mail: t.hajduk@wm.am.gdynia.pl

**Streszczenie:** Obecność zanieczyszczeń na powierzchniach wymiany ciepła aparatów wymiany ciepła w okrętowych i lądowych siłowniach parowych jest przyczyną m.in. wzrostu spiętrzeń temperatur oraz związanego z tym pogorszenia stopnia próżni w skraplaczach. W końcowym efekcie proces degradacji termicznej wymienników ciepła prowadzi do zmniejszenia sprawności danego układu cieplnego. Symptomy degradacji termicznej najczęściej definiowane są jako różnica między wartościami parametrów cieplno-przepływowych dla stanu referencyjnego i wartościami dla stanu aktualnego. W efekcie końcowym zjawisko degradacji cieplnej pociąga za sobą wzrost kosztów przetwarzania energii, a w konsekwencji prowadzi do zwiększonej degradacji środowiska naturalnego. W artykule opisano powyższe zjawiska oraz zaprezentowano determinanty degradacji termicznej wymienników ciepła siłowni parowych, opierając się na rezultatach własnych badań eksperymentalnych.

**Słowa kluczowe:** siłownie parowe, wymienniki ciepła, degradacja cieplna.

**Abstract:** The deposits presence on the heat transfer surfaces of the heat exchangers within the stationary and the ship steam power plants cause an increase in terminal temperature difference values and entails a decrease of the vacuum level, as well. That fact leads to reducing the total efficiency of the thermal unit. Symptoms of heat degradation are usually defined as the difference between the values of thermal-flow parameters for the current and the reference state. Moreover, thermal degradation of any heat transfer device always entails an increase in the cost of energy conversion, leading to increasing the emission output of greenhouse gases and finally increasing the environmental degradation process. The above-mentioned phenomena, the determinants of the thermal degradation as well as the results of the author's own experimental research have been presented in the paper.

**Keywords:** steam power plants, heat exchangers, thermal degradation.

## 1. WSTĘP

Skraplacze cieplne oraz wymienniki regeneracji nisko- i wysokoprężnej w układach parowych okrętowych i lądowych siłowni cieplnych są narażone na obecność zanieczyszczeń na powierzchniach wymiany ciepła. Taki stan rzeczy wiąże się z utratą ich wydajności cieplnej, prowadzi zatem do tzw. degradacji cieplnej (termicznej) wymiennika ciepła. Degradacja ta jest przyczyną m.in. wzrostu spiętrzeń temperatur oraz pogorszenia stopnia próżni w skraplaczach [Zbroińska-Szczechura i Dobosiewicz 2000; Butrymowicz 2001; Górski 2007; Chmielniak 2008]. Wartości oporów cieplnych zanieczyszczeń powierzchni wymiany ciepła wymienników siłowni parowych, prezentowane w literaturze przedmiotu, zmieniają się w szerokim zakresie. Przykładowo, według norm TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) wartości oporów cieplnych właściwych zanieczyszczeń powierzchni wymiany ciepła  $r_f$  w systemach siłowni parowych wahają się w granicach  $8.8 \cdot 10^{-5}$ – $10 \cdot 10^{-4}$  m<sup>2</sup>K/W [Knudsen 1981; Taborek 1981; Chenoweth 1990; Knudsen 1992; Rusowicz 2004]. Jednocześnie w literaturze przedmiotu podaje się, że na wartość oporów cieplnych zanieczyszczeń duży wpływ mają: rodzaj soli rozpuszczonych w wodzie, stan powierzchni, materiał konstrukcyjny powierzchni wymiany ciepła, geometria przepływu, temperatura oraz prędkość mediów roboczych, tj. im niższa temperatura ścianki oraz większa prędkość przepływu wody, tym mniejsza podatność ścianki na odkładanie się na niej osadów [Adamson 1981; Knudsen 1992; Perrakis, Andritsos i Karabelas 1999; Brahim, Augustin i Bohnet 2003].

Badania Cunninghama wsparły tezę, że w przypadku skraplaczy siłowni parowych obecność gazów inertnych w przestrzeni parowej wywiera podobny wpływ jak obecność zanieczyszczeń na powierzchniach wymiany ciepła tych wymienników [Cunningham 1981]. Natomiast z badań numerycznych Butrymowicza [Butrymowicz 2001] wypływa bardzo ważny wniosek, tj. **im większa wartość współczynnika przenikania ciepła danego wymiennika, tym wymiennik ten jest bardziej wrażliwy na obecność zanieczyszczeń na jego powierzchni wymiany ciepła.**

Powyższy wniosek jest bardzo istotny w eksploatacji wymienników ciepła siłowni parowych, a przede wszystkim dotyczy wymienników siłowni okrętowych, np. skraplaczy parowych. Uwzględniając wytyczne projektowe, m.in. minimalizowanie gabarytów wymienników ciepła w siłowniach okrętowych, wymienniki te charakteryzują się stosunkowo wysokimi wartościami współczynników przenikania ciepła. W związku z tym, wobec rezultatów płynących z badań, zagadnienie degradacji termicznej aparatów wymiany ciepła siłowni parowych jest zagadnieniem bardzo żywotnym dla eksploatacji tych wymienników, z racji wysokich wartości ich współczynników przenikania ciepła [Pudlik 1988; Knudsen 1992; Xu i in. 1999; Karabelas 2001; Förster i Bohnet 2002; Mwaba i in. 2002; Brahim, Augustin i Bohnet 2003; Butrymowicz i Hajduk 2006].

Warto nadmienić, że zanieczyszczenia odkładające się wewnątrz rur wymiennika ciepła (po stronie wody) z reguły zapoczątkowują proces obliteracji przewodów. W szczególności zjawisko to jest charakterystyczne dla skraplaczy ciepłych chłodzonych wodą morską [Taborek 1981; Rusowicz 2004; Hajduk 2016a; Hajduk 2016b]. Zmniejszone pole poprzecznego przekroju rurek na skutek tworzenia się różnych rodzajów osadów cząsteczkowo-dyspersyjnych (kamienie siarczanowe, węglanowe i krzemionkowe) oraz bioosadów (makroosady, np. małże, skorupiaki i mikroosady, np. bakterie, glony) powoduje wzrost oporów przepływu z jednoczesnym zmniejszeniem wydajności chłodzenia skraplacza. Taki stan rzeczy, w efekcie końcowym, prowadzi do zmniejszenia prędkości przepływu wody chłodzącej skraplacz, skutkiem czego jest dodatkowy wzrost oporu wnikania ciepła. Można zatem stwierdzić, że obecność zanieczyszczeń na powierzchni wymiany ciepła prowadzi nie tylko do degradacji cieplnej danego wymiennika, ale także do jego degradacji cieplno-przepływowej [Butrymowicz i Hajduk 2006].

## 2. DEGRADACJA TERMICZNA APARATÓW WYMIANY CIEPŁA W SIŁOWNIACH PAROWYCH

Stratę mocy cieplnej wymiennika ciepła z osadami można wyrazić za pomocą następującej różnicy:

$$\Delta \dot{Q}_{loss} = \dot{Q}_C - \dot{Q}_F, \quad (1)$$

gdzie:

$\dot{Q}_C$  – wydajność cieplna wymiennika bez osadów (stan C – ang. *clean*) [W],  
 $\dot{Q}_F$  – wydajność cieplna wymiennika z osadami (stan F – ang. *fouled*) [W].

Wydajność cieplną  $\dot{Q}_C$  wymiennika bez osadów można opisać zależnością:

$$\dot{Q}_C = \frac{\Delta T_{log,C}}{R_{k,C}}, \quad (2)$$

gdzie:

$\Delta T_{log,C}$  – logarytmiczna różnica temperatur wymiennika ciepła w stanie C [K],  
 $R_{k,C}$  – opór cieplny przenikania ciepła wymiennika ciepła bez osadów [K/W].

Wydajność cieplną  $\dot{Q}_F$  wymiennika, którego powierzchnia wymiany ciepła została pokryta osadami o oporze cieplnym  $R_f$ , przez analogię do (2), można również zapisać:

$$\dot{Q}_F = \frac{\Delta T_{log,F}}{R_{k,F}}, \quad (3)$$

gdzie:

$\Delta T_{log,F}$  – logarytmiczna różnica temperatur wymiennika ciepła w stanie F [K],  
 $R_{k,F}$  – opór cieplny przenikania ciepła wymiennika ciepła z osadami [K/W].

Warto zaznaczyć, że opór cieplny osadów  $R_f$  może przyjmować wartości ujemne [Knudsen 1992]. Przyczyną tego zjawiska jest mechanizm odkładania się zanieczyszczeń oraz ich struktura. Na przykład w początkowym etapie wytracania się soli z wody, w tzw. czasie wzbudzenia się osadów  $\tau_{ind}$  (ang. *induction time*) odkładają się one w postaci płatków, szczelnie przylegających do powierzchni rury [Förster i Bohnet 2002]. Stanowią wtedy pewną formę mikrożeber, które z jednej strony rozwijają powierzchnię wymiany ciepła, a z drugiej działają jako turbulizatory przepływu, zrywające laminarną warstwę przyścienną, czego skutkiem jest intensyfikacja wymiany ciepła. Stąd niektórzy autorzy nazywają czas  $\tau_{ind}$  okresem intensyfikacji wymiany ciepła [Perrakis, Andritsos i Karabelas 1999; Xu i in. 1999]. Po tym czasie zjawisko to zanika, gdyż wzrost warstwy osadów powoduje wzrost ich oporu cieplnego względem korzyści płynących z intensyfikacji wymiany ciepła z racji efektu żebrowego i turbulizacji przepływu [Butrymowicz i Gardzielewicz 1996; Xu i in. 1999; Karabelas 2001].

Dla okresu eksploatacji wymiennika ciepła  $\tau_{ope}$  (ang. *operational time*) poza okresem wzbudzenia osadów  $\tau_{ind}$  należy zatem przyjąć dodatnią wartość oporów cieplnych zanieczyszczeń powierzchni wymiany ciepła:

$$\tau_{ope} > \tau_{ind} \Rightarrow R_f > 0, \quad (4)$$

Ponadto, uwzględniając właściwości addytywności oporów cieplnych:

$$R_{k,F} = R_{k,C} + R_f, \quad (5)$$

Rozpatrując przypadek eksploatacyjny wymiennika ciepła przy stałej różnicy temperatur i nieznacznie różniących się powierzchniach wymiany ciepła:

$$\Delta T_{log} = \Delta T_{log,C} = \Delta T_{log,F} \quad \wedge \quad A = A_C \cong A_F, \quad (6)$$

W związku z tym zważając na zależności (1)–(3), (5) i (6), stratę mocy cieplnej wymiennika ciepła z osadami można przedstawić zależnością:

$$\Delta \dot{Q}_{loss} = \Delta T_{log} \cdot \frac{R_f}{R_{k,C} \cdot (R_{k,C} + R_f)}, \quad (7)$$

Uwzględniając warunek (3) i formułę (7) można ostatecznie zauważyć, że:

$$\Delta \dot{Q}_{loss} > 0 \Leftrightarrow R_f > 0. \quad (8)$$

### 3. DETERMINANTY DEGRADACJI TERMICZNEJ WYMIENNIKÓW CIEPŁA

Opór cieplny  $R$  oraz opór cieplny właściwy  $r$  wiąże zależność:

$$r = R \cdot A_{cal}, \quad (9)$$

gdzie  $A_{cal}$  – powierzchnia obliczeniowa wymiany ciepła [m<sup>2</sup>].

Opór cieplny właściwy przenikania ciepła  $r_k$  jest odwrotnością współczynnika przenikania ciepła  $k$ :

$$r_k = k^{-1}, \quad (10)$$

Biorąc pod uwagę (1), (9) i (10), można zdefiniować następujące determinanty (wyróżniki) procesu degradacji termicznej:

**1. Wskaźnik utraty mocy cieplnej wymiennika ciepła LP** (ang. *Loss of thermal Power*) – określa względny spadek mocy wymiennika z zanieczyszczoną powierzchnią wymiany ciepła w porównaniu z wymiennikiem ciepła wolnym od osadów:

$$LP = \frac{\Delta \dot{Q}_{loss}}{\dot{Q}_C} \cdot 100\% = \left(1 - \frac{\dot{Q}_F}{\dot{Q}_C}\right) \cdot 100\% \quad (11)$$

Uwzględniając założenia przypadku eksploatacyjnego dla wymienników ciepła, określonego równościami (6), wskaźnik LP można sprowadzić do postaci opisującej wrażliwość wymiennika ciepła na zanieczyszczenia (ang. *susceptibility to fouling*):

$$LP = \left(\frac{k_C \cdot r_f}{1 + k_C \cdot r_f}\right) \cdot 100\% \quad (12)$$

Dla wartości oporów cieplnych osadów  $r_f$  w zakresie 1E-05–5E-04 m<sup>2</sup>K/W, wskaźnik LP przyjmuje wartości z zakresu 4–20% dla wymienników ciepła z wartościami współczynników przenikania ciepła  $k_C \leq 500$  W/m<sup>2</sup>K oraz osiąga wartości większe niż 45% dla wymienników ciepła z  $k_C \geq 10\,500$  W/m<sup>2</sup>K [Michiejew 1953; Hobler 1986; Pudlik 1988; Butrymowicz i Trela 2000].

**2. Wskaźnik czystości wymiennika ciepła CF** (ang. *Cleanliness Factor*) – wyrażany jako iloraz współczynników przenikania ciepła  $k_F$  i  $k_C$  lub iloraz oporów cieplnych właściwych przenikania  $r_{k,C}$  i  $r_{k,F}$ :

$$CF = \frac{k_F}{k_C} = \frac{r_{k,C}}{r_{k,F}} \quad (13)$$

W praktyce eksploatacyjnej siłowni parowych działania remontowe związane z oczyszczeniem powierzchni wymiany ciepła z osadów powinny zostać wszczęte najpóźniej, gdy wskaźnik CF przyjmuje wartość graniczną 0,65 [Adamson 1981].

#### 4. METODYKA BADAWCZA

1. Opór cieplny zanieczyszczeń  $r_f$  wyznaczono na podstawie różnicowej metody bezpośredniego wyznaczania oporów cieplnych, tj. określono go jako różnicę pomiędzy zmierzonymi dwoma oporami cieplnymi: całkowitym oporem cieplnym powierzchni wymiany ciepła z osadami  $r_{k,F}$  (odjemna) i całkowitym oporem cieplnym dla powierzchni wymiany ciepła bez osadów  $r_{k,C}$  (odjemnik):

$$r_f = r_{k,F} - r_{k,C} = \frac{1}{k_F} - \frac{1}{k_C}, \quad (14)$$

2. Strumień ciepła pobrany przez wodę w rurze z osadami  $\dot{Q}_{w,F}$ :

$$\dot{Q}_{w,F} = \dot{m}_{w,F} \cdot c_{p,w} \cdot (t_{wo,F} - t_{wi,F}), \quad (15)$$

3. Strumień ciepła pobrany przez wodę w rurze bez osadów  $\dot{Q}_{w,C}$ :

$$\dot{Q}_{w,C} = \dot{m}_{w,C} \cdot c_{p,w} \cdot (t_{wo,C} - t_{wi,C}), \quad (16)$$

gdzie:

- $\dot{m}_w$  – strumień masowy wody chłodzącej skraplacz [kg/s],
- $t_{wi}$  – temperatura wlotu wody do rury [°C],
- $t_{wo}$  – temperatura wylotu wody z rury [°C],
- $c_{p,w}^{t_{wo}}$  – średnia wartość ciepła właściwego wody od  $t_{wi}$  do  $t_{wo}$  [J/(kg·K)].



4. Uwzględniając formułę (14), wartość maksymalnej bezwzględnej niepewności systematycznej pomiaru  $\Delta r_f$  oporu cieplnego osadów  $r_f$ , wyznaczono za pomocą prawa Gaussa rozprzestrzeniania się niepewności pomiarowych [Kotlewski i Mieszkowski 1972]:

$$\Delta r_f = \sqrt{\left(-\frac{1}{k_F^2} \cdot \Delta k_F\right)^2 + \left(\frac{1}{k_C^2} \cdot \Delta k_C\right)^2} \quad (17)$$

Badania eksperymentalne przeprowadzono dla pojedynczych rur wymienników ciepła, pochodzących z wymienników ciepła regeneracji niskopięrnej z dwóch różnych siłowni parowych elektrowni krajowych. Pomiar oporu cieplnego zanieczyszczeń odbywał się jednocześnie dla dwóch rur, tj. dla rury badanej z powierzchnią wymiany ciepła pokrytą osadem oraz dla rury pozbawionej osadów, stanowiącej badawczą rurę referencyjną. Długość odcinka pomiarowego rur wynosiła 1 m. Rury badawcze (tab. 1) zakodowano następująco: KR#II ( $d_o = 17,5$  mm,  $d_i = 13,5$  mm) i KR#VII ( $d_o = 17,5$  mm,  $d_i = 13,5$  mm).

**Tabela 1.** Zdjęcia osadów badanych rur: KR#II, KR#VII, wykonane ze statywu, aparatem Nikon D70S z obiektywem MicroNikkor 105 mm–1:2,8D

**Table 1.** Photos of the tested material: KR#II, KR#VII. They were taken with a tripod by Nikon D70S camera with MicroNikkor 105 mm–1:2.8D lens

Material badawczy	Zdjęcie
KR#II	
KR#VII	

Źródło: archiwum własne autora.

#### 4.1. Stanowisko badawcze

Badania eksperymentalne przeprowadzono na stanowisku wymiennika ciepła SPOCZEW, znajdującym się w Laboratorium Wymiany Ciepła Zakładu Wymiany Ciepła IMP PAN, wykonanym na podstawie idei badacza [Butrymowicz i Gardzielewicz 1996], a następnie gruntownie zmodyfikowanym według zamysłu autorów pracy [Hajduk i Butrymowicz 2008]. Zasadniczym elementem składowym stanowiska badawczego jest wymiennik ciepła, w którym zachodzi proces skraplania pary wodnej przy ciśnieniu niższym, równym lub wyższym od ciśnienia atmosferycznego.

Wymiary główne wymiennika wynoszą: długość 1070 mm, średnica zewnętrzna 405 mm, grubość ścianki 9 mm. Ponadto skraplacz wyposażono w sześć iluminatorów do wzrokowej kontroli procesu skraplania.

Źródłem pary wodnej dla stanowiska badawczego jest nowoczesny wysoko-ciśnieniowy, w pełni zautomatyzowany, przepływowy kocioł parowy firmy Clayton ( $p_n = 18$  bar(g),  $D = 950$  kg/h), znajdujący się w Laboratorium Energetyki Ciepłej IMP PAN. Para dopływająca do stanowiska pochodzi z niskociśnieniowej części instalacji parowej o ciśnieniu  $p_{LP} = 5$  bar(g). Ponadto skraplacz, przegrzewacz pary, zbiorniki pomiarowe skroplin, przewody kondensatu, bezpośrednio związane z wymiennikiem ciepła, zostały zaizolowane otuliną termoizolacyjną ze skalnej wełny mineralnej Rockwool (grubość 50 mm). Całą izolację wykończono blachą aluminiową o grubości 0,7 mm.

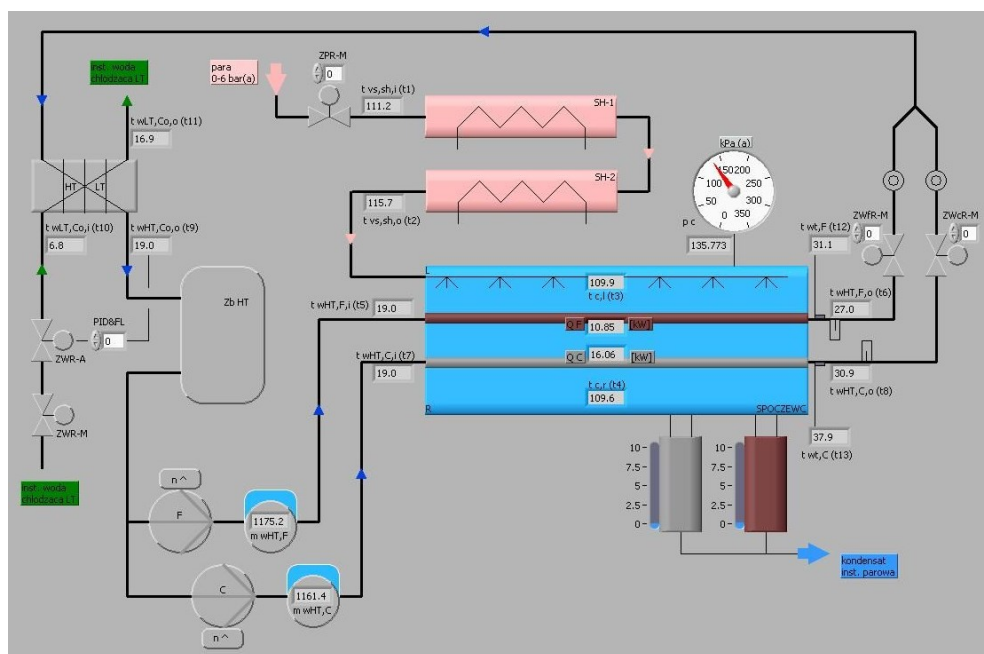
W celu dokładnej regulacji masowego natężenia przepływu wody chłodzącej skraplacz, przepływającej przez rurę z osadami i rurę bez osadów, zastosowano dwie pionowe wielostopniowe pompy odśrodkowe firmy Grundfos typu CRE 1-7 (prędkość obrotowa 360–2840 obr/min) ze zintegrowaną przetwornicą częstotliwości i regulatorem PI oraz dwa zawory regulacyjne Oventrop Hydrocontrol-R, wyposażone w mechanizm płynnej regulacji nastawy wstępnej [Hajduk i Butrymowicz 2008; Hajduk, Butrymowicz i Dudar 2008].

System chłodzenia stanowiska badawczego składa się z dwóch zamkniętych obiegów wody chłodzącej: niskotemperaturowego LT i wysokotemperaturowego HT, połączonych chłodnicą wody HT/LT. Woda chłodząca LT jest schładzana w węźle cieplnym woda LT/nośnik ciepła. Natomiast nośnik ciepła jest ochładzany na zewnątrz budynku laboratorium w chłodnicy wentylatorowej, która posiada układ płynnej regulacji wydajności cieplnej (układ tyrystorowy, zapewniający płynną regulację prędkości obrotowej czterech z ośmiu wentylatorów), co przekłada się na stabilne utrzymanie zadanej wartości temperatury LT. Tak szerokie spektrum regulacji przepływu po stronie wody chłodzącej oraz regulacji wydajności cieplnej chłodnicy po stronie nośnika ciepła stwarza dodatkowe możliwości badawcze, odnośnie do charakterystyki pracy skraplacza. Wobec powyższego skraplacz badawczy może pracować na tzw. **charakterystyce swobodnej** (minimalny strumień pary) i **charakterystyce wymuszonej** (maksymalny strumień pary).

System akwizycji danych stanowiska badawczego DAQ13 (ang. *Data Acquisition System*) został skonfigurowany z wykorzystaniem elementów *hardware* (modułowy przetwornik pomiarowy NI SCXI) i *software* (środowisko programowania LabVIEW v.8.6) firmy National Instruments (rys. 1).

Na system pomiarowy stanowiska złożyły się następujące czujniki i przetworniki: termopary typu K (firma Czaki Thermo-Produkt, sygnał analogowy, 14 szt.), przetwornik ciśnienia absolutnego z odczytem lokalnym typ 1151 (firma ZAP Pnefal, sygnał cyfrowy, 1 szt.), przepływomierze bezpośredniego pomiaru strumienia masy Promass 40 E (firma Endress+Hauser, sygnał cyfrowy, 2 szt.).

Ponadto system akwizycji danych wyposażono w układ wzorcowania kanałów pomiaru temperatury, ciśnienia oraz masowego natężenia przepływu, dzięki czemu uzyskano wysoką dokładność pomiarów. Cechuje go struktura modułowa, która zezwala na łatwiejszą jego walidację i uniwersalność.



**Rys. 1.** Widok panelu „Schemat” w programie SPOCZEWC\_DAQ13 wspomagającym pomiary w systemie akwizycji danych stanowiska badawczego

**Fig. 1.** The view of the “The Scheme” panel within the data acquisition software SPOCZEWC\_DAQ13

Źródło: materiały własne autora: wyciąg z protokołu badań eksperymentalnych.



## 4.2. Rezultaty badań

W ramach serii pomiarowej utrzymywano na stałym poziomie następujące parametry:

- temperaturę wody chłodzącej skraplacz (wlot, rura z osadami),  $19,00^{\circ}\text{C} \pm 0,05\text{K}$ ;
- temperaturę wody chłodzącej skraplacz (wlot, rura bez osadów),  $19,00^{\circ}\text{C} \pm 0,05\text{K}$ ;
- strumień masowy wody chłodzącej (rura z osadami), 600; 1170;  $1870 \pm 5$  kg/h;
- strumień masowy wody chłodzącej (rura bez osadów), 600; 1170;  $1870 \pm 5$  kg/h;
- ciśnienie skraplania,  $135,0$  kPa(a)  $\pm 0,5$  kPa.

Po osiągnięciu stanu ustalonego w serii pomiarowej dla zadanej wartości strumienia masowego wody chłodzącej rurę z osadami i rurę bez osadów sporządzano elektroniczny protokół badań w systemie akwizycji danych DAQ13. Przeprowadzono trzy serie pomiarowe dla trzech różnych masowych natężeń przepływu wody chłodzącej skraplacz, odpowiadających odpowiednio trzem prędkościom obrotowym pomp wody chłodzącej ( $n_1 = 2650$ ,  $n_2 = 1700$ ,  $n_3 = 970$  obr/min). Średnie wartości wielkości mierzonych zestawiono w tabeli 2.

**Tabela 2.** Wartości średnie wielkości mierzonych badanych rur KR#II, KR#VII

*Table 2. The mean values of measured quantities for tested tubes KR#II, KR#VII*

Materiał badawczy	Seria pomiarowa	n	$t_{wi,F}$	$t_{wo,F}$	$t_{wi,C}$	$t_{wo,C}$	$p_k$	$m_{w,F}$	$m_{w,C}$
		[obr/min]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa(a)]	[kg/h]	[kg/h]
KR#II	1	2650	19,05	25,79	19,01	27,59	135,61	1874,6	1859,9
	2	1700	19,03	28,69	18,99	30,99	135,52	1174,2	1160,7
	3	900	19,01	34,09	18,96	37,03	135,70	600,5	598,4
KR#VII	1	2650	19,01	25,43	18,97	27,68	135,68	1874,6	1860,4
	2	1700	19,03	28,29	18,99	31,18	135,84	1174,0	1162,6
	3	900	19,01	33,56	18,95	37,37	135,40	602,3	598,0

*Źródło: badania własne autora.*

Wartości wielkości fizycznych, obliczonych metodą różnicową wyznaczania oporu cieplnego osadów zgromadzonych na powierzchniach wymiany ciepła badanych rur, zawarto w tabeli 3. Właściwości wody i pary wodnej wyznaczono na podstawie oprogramowania NIST Refprop SRD 23, ver. 8.0.

**Tabela 3.** Wartości wielkości obliczonych materiałów badawczych KR#II, KR#VII  
**Table 3.** The mean values of calculated quantities for tested tubes KR#II, KR#VII

Materiał badawczy	Seria pomiar.	$t_k$	$\Delta T_{log,F}$	$\Delta T_{log,C}$	$Q_{w,F}$	$Q_{w,C}$	$k_F$	$k_C$	$r_{k,F}$	$r_{k,C}$
		[°C]	[K]	[K]	[kW]	[kW]	[W/m <sup>2</sup> K]	[W/m <sup>2</sup> K]	[m <sup>2</sup> K/W]	[m <sup>2</sup> K/W]
KR#II	1	108,4	85,9	85,0	14,59	18,63	3463	5019	0,000289	0,000199
	2	108,3	84,4	83,2	13,09	16,26	3162	4475	0,000316	0,000223
	3	108,4	81,6	80,0	10,49	12,54	2621	3586	0,000380	0,000280
KR#VII	1	108,4	86,1	85,0	13,90	18,91	3345	5095	0,000299	0,000196
	2	108,4	84,7	83,2	12,54	16,55	3070	4555	0,000326	0,000220
	3	108,3	81,8	79,8	10,16	12,77	2574	3664	0,000390	0,000270

Wartości oporów cieplnych zanieczyszczeń, zgromadzonych na powierzchniach wymiany ciepła badanych rur KR#II, KR#VII, zaprezentowano w tabeli 4. Ponadto zawarto w niej wartości względne i bezwzględne niepewności pomiarowej wyznaczenia oporu cieplnego.

**Tabela 4.** Wartości oporów cieplnych osadów  $r_f$  badanych rur KR#II, KR#VII, niepewności pomiarowej bezwzględnej  $\Delta r_f$  i względnej  $\Delta r_f/r_f$  oporu cieplnego

**Table 4.** The values of the fouling specific heat resistances ( $r_f$ ) and the values of absolute ( $\Delta r_f$ ) and relative ( $\Delta r_f/r_f$ ) measuring uncertainty of specific heat resistances for tested tubes KR#II, KR#VII

Materiał badawczy	Seria pomiar.	$r_f$	$\Delta r_f$	$\Delta r_f/r_f$	$\partial r_f/\partial k_F$	$\Delta k_F$	$\partial r_f/\partial k_C$	$\Delta k_C$
		[m <sup>2</sup> K/W]	[m <sup>2</sup> K/W]	[%]	[(m <sup>2</sup> K/W) <sup>2</sup> ]	[W/(m <sup>2</sup> K)]	[(m <sup>2</sup> K/W) <sup>2</sup> ]	[W/(m <sup>2</sup> K)]
KR#II	1	0,000089	1,6E-05	18,8	-0,8E-07	168	4,0E-08	193
	2	0,000093	1,3E-05	13,6	-1,0E-07	109	5,0E-08	126
	3	0,000103	1,0E-05	10,2	-1,5E-07	61	7,8E-08	71
KR#VII	1	0,000103	1,7E-05	16,5	-0,8E-07	170	3,9E-08	193
	2	0,000106	1,3E-05	12,4	-1,0E-07	110	4,8E-08	124
	3	0,000116	1,0E-05	9,2	-1,5E-07	61	7,4E-08	72

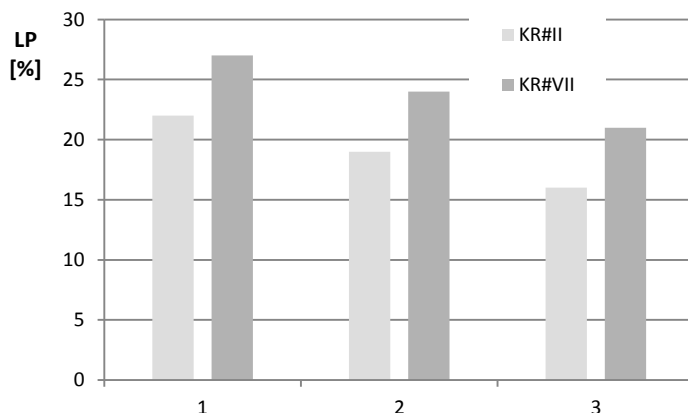
Ilościowy opis procesu degradacji termicznej badanych rur, zilustrowany wartościami determinant, określonych wartościami wskaźnika utraty mocy cieplnej wymiennika ciepła LP oraz wskaźnika czystości wymiennika ciepła CF, przedstawiono w tabeli 5.

**Tabela 5.** Wartości determinant degradacji cieplnej LP i CF dla KR#II, KR#VII

**Table 5.** The values of the thermal degradation determinants LP and CF for tested tubes KR#II, KR#VII

Determinanta degradacji termicznej		Seria pomiarowa	Materiał badawczy	
			KR#II	KR#VII
LP	[%]	1	22	27
		2	19	24
		3	16	21
CF	[-]	1	0,69	0,66
		2	0,71	0,67
		3	0,73	0,70

Rysunek 2 ilustruje przebieg zmian wskaźnika straty mocy cieplnej LP badanych rur w zależności od intensywności chłodzenia skraplacza w danej serii pomiarowej.



**Rys. 2.** Wykres zmian wskaźnika degradacji termicznej LP dla badanych rur dla KR#II, KR#VII w zależności od intensywności chłodzenia skraplacza

**Fig. 2.** The diagram of changes in thermal degradation index LP for tested pipes for KR#II, KR#VII depending on condenser cooling intensity

## 5. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania eksperymentalne, których celem był ilościowy opis zjawiska degradacji termicznej, powstałej na skutek obecności osadów na powierzchniach wymiany ciepła aparatów wymiany ciepła w siłowniach parowych, wykazały, że dla dwóch badanych rur KR#II i KR#VII proces degradacji cieplnej

był znaczący. Świadczą o tym maksymalne wartości procentowej utraty mocy cieplnej skraplacza na poziomie, odpowiednio od 16 do 22% oraz od 21 do 27% (wskaźnik LP) oraz najmniejsze osiągnięte wartości wskaźnika CF dla tych rur, odpowiednio na poziomie 0,69 i 0,66.

Ponadto, z punktu widzenia eksploatacji wymienników ciepła siłowni parowych, badania wsparły ważną tezę, tj. im większa wartość współczynnika przenikania ciepła aparatu wymiany ciepła, tym aparat ten jest bardziej wrażliwy na obecność zanieczyszczeń na jego powierzchni wymiany ciepła. W serii pomiarowej pierwszej, w której osiągnięto najwyższe wartości współczynnika wnikania ciepła (ok. 5000 W/m<sup>2</sup>K), większy spadek wydajności cieplnej badanego wymiennika, przy podobnej wartości zmierzonego oporu cieplnego właściwego  $r_f$  ich osadów (ok. 0,0001 m<sup>2</sup>K/W), odnotowano dla rury KR#VII (LP = 27%), natomiast wskaźnik LP rury KR#II był o 5 punktów procentowych mniejszy (LP = 22%).

Zmierzone wartości oporów cieplnych zanieczyszczeń, zgromadzonych na powierzchniach wymiany ciepła badanych rur, potwierdziły zgodność z wynikami prezentowanymi w literaturze przedmiotu. Uzyskany poziom wartości maksymalnej względnej niepewności pomiarowej oporu cieplnego badanych osadów wskazuje na wysoką dokładność pomiarową stanowiska badawczego. Dla obydwu badanych rur KR#II i KR#VII w zakresie wartości oporów cieplnych równych i większych od 1E-04 m<sup>2</sup>K/W wartość  $\Delta r_f/r_f$  była mniejsza lub równa 17%.

## REFERENCES

- Adamson, W.L., 1981, *The Impact of Fouling on Condenser Design and Operation*, w: Marto, P.J. (ed.), *Power Condenser Heat Transfer Technology*, Publishing Co.
- Brahim, F., Augustin, W., Bohnet, M., 2003, *Numerical Simulation of the Fouling Structured Heat Transfer Surfaces*, ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning, Fundamentals and Applications, s. 121–129.
- Butrymowicz, D., 2001, *Influence of Fouling and Inert Gases on the Performance of Regenerative Feedwater Heaters*, Archives of Thermodynamics, vol. 23, no. 1–2, s. 127–140.
- Butrymowicz, D., Gardzilewicz, A., 1996, *Analiza możliwości pomiaru oporu cieplnego zanieczyszczeń powierzchni wymienników ciepła*, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk.
- Butrymowicz, D., Hajduk, T., 2006, *Zagadnienia degradacji termicznej wymienników ciepła*, Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna, R. XIII, nr 3(121), s. 111–117.
- Butrymowicz, D., Trela, M., 2000, *Zagadnienia obliczania wymiany ciepła w niskociśnieniowych wymiennikach regeneracyjnych*, Zeszyty Naukowe Instytutu Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów Politechniki Wrocławskiej, nr 56, s. 178–187.
- Chenoweth, J.M., 1990, *Final Report of the HTRI/TEMA Joint Committee to Review the Fouling Section of the TEMA Standards*, Heat Transfer Engineering, vol. 11, no. 1, s. 73–107.
- Chmielniak, T., 2008, *Technologie energetyczne*, WNT, Warszawa.
- Cunningham, J., 1981, *The Effect of Use of Noncondensable Gases on Enhanced Surface Condensers*, w: Marto, P.J., Nunn, R.H. (eds.), *Power Condenser Heat Transfer Technology*, Hemisphere Publishing Co.

- Förster, M., Bohnet, M., 2002, *Modification of the Interface Crystal/Heat Transfer Surface to Reduce Heat Exchanger Fouling*, w: Müller-Steinhagen, H., (ed.), *Heat Exchanger Fouling. Fundamental Approaches & Technical Solutions*, Publico Publications, Essen.
- Górski, Z., 2007, *Budowa i działanie okrętowych wymienników ciepła. Construction and working of marine heat exchangers*, Wydawnictwo Akademii Morskiej w Gdyni, Gdynia.
- Hajduk, T., 2016a, *Fizyczne i chemiczne aspekty występowania zanieczyszczeń na powierzchniach wymiany ciepła w siłowniach parowych*, Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Gdyni, nr 96, s. 59–70.
- Hajduk, T., 2016b, *Identification of Fouling Deposited on the Heat Transfer Surfaces of the Steam Power Plants Heat Exchangers*, Journal of KONES, vol. 23, no. 4, s. 135–142.
- Hajduk, T., Butrymowicz, D., 2008, *Dokumentacja techniczna stanowiska do badań oporów cieplnych zanieczyszczeń energetycznych wymienników ciepła wraz z systemem chłodzenia*, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk.
- Hajduk, T., Butrymowicz, D., Dudar, A., 2008, *Zagadnienia pomiaru oporu cieplnego zanieczyszczeń wymienników ciepła*, VII Konferencja Naukowo-Praktyczna „Energia w nauce i technice”, Białystok-Suwałki, s. 620–631.
- Hobler, T., 1986, *Ruch ciepła i wymienniki*, WNT, Warszawa.
- Karabelas, A.J., 2001, *Scale Formation in Tubular Heat Exchangers – Research Priorities*, Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Pisa, s. 73–81.
- Knudsen, J.G., 1981, *Fouling of Heat Transfer Surfaces: An Overview*, w: Marto, P.J., Nunn, R.H. (eds.), *Power Condenser Heat Transfer Technology*, Hemisphere Publishing Co.
- Knudsen, J.G., 1992, *Fouling in Heat Exchangers. Overview and Summary*, w: Hewitt, G.F. (ed.), *Handbook of Heat Exchanger Design*, Begell House Inc., New York.
- Kotlewski, F., Mieszkowski, M., 1972, *Pomiary w technice cieplnej*, WNT, Warszawa.
- Michiejew, M., 1953, *Zasady wymiany ciepła*, PWN, Warszawa.
- Mwaba, M.G., Rindt, C.C.M., Vorstman, M.A.G., Steenhoven van A.A., 2002, *Calcium Sulfate Deposition on a Heated Plate and Removal Characteristics*, w: Müller-Steinhagen, H. (ed.), *Heat Exchanger Fouling. Fundamental Approaches & Technical Solutions*, Publico Publications, Essen.
- Perrakis, M., Andritsos, N., Karabelas, A.J., 1999, *CaCO<sub>3</sub> Scaling under Constant Heat Flux*, w: Bott, T.R. (ed.), *Understanding Heat Exchanger Fouling and Its Mitigation*, Begell House Inc., New York.
- Pudlik, W., 1988, *Wymiana i wymienniki ciepła*, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk.
- Rusowicz, A., 2004, *Analiza powstających osadów w rurach skraplacza energetycznego*, XII Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy, Kraków, s. 753–761.
- Szargut, J., 1993, *Ekologiczne uwarunkowania energetyki*, Energetyka, nr 1(463), s. 378–383.
- Taborek, J., 1981, *Effects of Fouling and Related Comments on Marine Condenser Design*, w: Marto, P.J. (ed.), *Power Condenser Heat Transfer Technology*, Publishing Co.
- Xu, Z.M., Wang, J.G., Chen, F., Zhao, X.T., Yang, S.R., 1999, *A New Predictive Model for Particulate Fouling*, w: Bott, T.R. (ed.), *Understanding Heat Exchanger Fouling and Its Mitigation*, Begell House Inc., New York.
- Zbroińska-Szczuchura, E., Dobosiewicz, J., 2000, *Diagnostyka materiałowa i cieplna skraplaczy*, Energetyka, vol. LIV, nr 3(549), s. 122–124.