

Zastosowanie metod numerycznych przy modernizacji układów przepływowych kotłów energetycznych

Application of numerical methods in modernization of power boiler flow systems

Podczas eksploatacji kotła energetycznego zdarzają się sytuacje, w których ilość wody dostarczanej do chłodzenia urządzeń pomocniczych jest niewystarczająca. Są to zwykle stany przejściowe lub okresy pracy bloku energetycznego z maksymalną mocą. Ponadto ważnymi czynnikami, wpływającymi na parametry pracy urządzeń pomocniczych kotła, są: skład chemiczny aktualnie spalanego węgla oraz wprowadzenie współspalania biomasy, ponieważ mają one bezpośrednie przełożenie na zwiększenie ilości popiołu odbieranego z kotła. Wymusza to potrzebę zwiększenia skuteczności układów chłodzenia chłodnic ślimakowych popiołu. W obecnej sytuacji ekonomicznej coraz częściej wymagana jest elastyczna praca bloku energetycznego umożliwiającą szybką zmianę jego mocy w zależności od zapotrzebowania sieci elektroenergetycznej. Sytuacja rynkowa wymusza prowadzenie kotła często na maksymalnej mocy, co pociąga za sobą również pracę urządzeń pomocniczych kotła w warunkach maksymalnej wydajności. Większość instalacji urządzeń pomocniczych jest zaprojektowana tak, aby ich maksymalna wydajność odpowiadała maksymalnej wydajności kotła bez uwzględnienia rezerw mocy chłodzącej [1,2].



Rys. 1. Widok zamodelowanego fragmentu instalacji [3]

Jednakże w wyniku eksploatacji instalacji następuje stopniowe pogorszenie jej parametrów pracy, wynikające np. ze zmian charakterystyki pracy pomp tłoczących lub zanieczyszczenia osadami mineralnymi przewodów i wymienników ciepła po stronie wody chłodzącej. W takiej sytuacji pozostaje albo prowadzić kocioł nie osiągając maksymalnej wydajności, albo przeprowadzić modernizację układów chłodzenia urządzeń pomocniczych. Ponieważ modernizacja jest kosztownym przedsięwzięciem, warto najpierw przeprowadzić analizę wariantową sposobu jej przebudowy.

W artykule przedstawiono analizę wariantów modernizacji przykładowej instalacji chłodzenia urządzeń pomocniczych kotła składającej się ze zróżnicowanych odbiorników wody chłodzącej zasilanej z jednej linii zasilającej (rys. 1). Do grupy dużych odbiorników wody chłodzącej należą dwie chłodnie boczne oraz dwie chłodnie ślimakowe popiołu. Grupę małych odbiorników stanowią układy chłodzenia żołądek wentylatorów oraz kamer monitorujących pracę kotła. W zastanych warunkach pracy instalacji problemem była zbyt wysoka temperatura odprowadzanego popiołu, wynikająca z niewystarczającej ilości ciepła odbieranego w ślimakowych chłodnicach popiołu przez wodę chłodzącą.

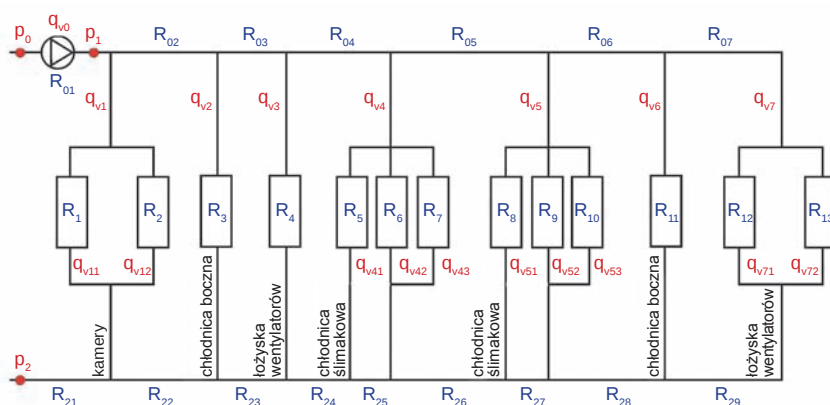
Model matematyczny

Przed przystąpieniem do opracowania modelu matematycznego przeprowadzono inwentaryzację istniejącej instalacji, skompletowano karty katalogowe zamontowanej armatury oraz wykonano bezinwazyjne pomiary strumieni przepływów w poszczególnych gałęziach układu dla różnych mocy kotła. Na podstawie uzyskanych danych odtworzono system szeregowo-równoległy rozprawy wody chłodzącej dla siedmiu głównych gałęzi zasilających wymienniki ciepła w modernizowanej sieci [3,4] przedstawionej schematycznie na rysunku 2.

W omawianym przykładzie model matematyczny składał się z układu osiemnastu równań nieliniowych, w tym trzynastu równań opisujących spadki ciśnienia Δp (przykładowe równanie (1)) oraz pięciu równań opisujących bilans strumieni objętości w systemie. Równania rozwiązano iteracyjnie metodą Newtona [4,5].

¹⁾ Wrocław University of Technology, Institute of Power Engineering and Fluid Mechanics

²⁾ Wrocław University of Technology, Institute of Aviation, Process Engineering and Power Engineering Machinery



Rys. 2. Schemat rozptywu wody do chłodzenia urządzeń pomocniczych kotła z naniesionymi oznaczeniami zastosowanymi w modelu matematycznym: oporami hydraulicznymi R , ciśnieniami p oraz strumieniami objętości q_v

$$\begin{aligned} \Delta p_{12} = & R_{01} * q_{v0}^2 + R_{02} * (q_{v0} - q_{v1})^2 + \\ & R_{03} * (q_{v0} - q_{v1} - q_{v2})^2 + R_{04} * (q_{v0} - q_{v1} - \\ & q_{v2} - q_{v3})^2 + R_{05} * (q_{v0} - q_{v1} - q_{v2} - \\ & q_{v3} - q_{v4})^2 + R_{08} * q_{v51}^2 + R_{26} * (q_{v0} - q_{v1} - \\ & q_{v2} - q_{v3} - q_{v4})^2 + R_{25} * (q_{v0} - q_{v1} - \\ & q_{v2} - q_{v3} - q_{v41})^2 + R_{24} * (q_{v0} - q_{v1} - q_{v2} - \\ & q_{v3})^2 + R_{23} * (q_{v0} - q_{v1} - q_{v2})^2 + \\ & R_{22} * (q_{v0} - q_{v1})^2 + R_{21} * q_{v0}^2 \end{aligned} \quad (1)$$

W zapisie wektorowym układ osiemnastu równań można oznaczyć symbolicznie w postaci:

$$\vec{F}(\vec{q}_v) = 0 \quad (2)$$

Aby rozwiązać układ równań (2) należy podać przybliżoną wartość rozwiązania początkowego $\vec{q}_{v0}$. Tak przybliżona wartość nie spełnia równań (2), należy więc wyznaczyć poprawkę $\Delta \vec{q}_v$. Stosując rozwinięcie w szereg Taylora wokół punktu ($\vec{q}_v = \vec{q}_{v0} + \Delta \vec{q}_v$) i uwzględniając tylko dwa pierwsze wyrazy rozwinięcia otrzymuje się:

$$\vec{F}(\vec{q}_v) = \vec{F}(\vec{q}_{v0}) + \vec{F}'(\vec{q}_{v0})\Delta \vec{q}_v \approx 0 \quad (3)$$

Schemat obliczeniowy w metodzie Newtona można zatem zapisać w postaci (4), gdzie $\vec{F}' = J$ – oznacza macierz Jakobiego:

$$J(\vec{q}_{v0})\Delta \vec{q}_v = -\vec{F}(\vec{q}_{v0}) \quad (4)$$

$$\Delta \vec{q}_v = -J^{-1}(\vec{q}_{v0})\vec{F}(\vec{q}_{v0}) \quad (5)$$

Po wyznaczeniu wartości $\Delta \vec{q}_v$ wzór na kolejne przybliżenie rozwiązania $\vec{q}_v$ ma postać:

$$\vec{q}_{v,k+1} = \vec{q}_{v,k} + \Delta \vec{q}_{v,k} \quad (6)$$

gdzie $\vec{q}_{v,k}$ – jest wektorem rozwiązań w k -tym kroku iteracji (zawierającym wartości 18 strumieni objętości q_v). Metoda Newtona pozwala wyznaczyć wartości poszukiwanych strumieni objętości w procesie kolejnych przybliżeń z dowolnie zadaną dokładnością $\varepsilon = \Delta \vec{q}_v$ (do obliczeń przyjęto $\varepsilon = 10^{-5}$).

Ze względu na zmiany w układzie, wynikające z wieloletniej eksploatacji instalacji, konieczna jest walidacja modelu na podstawie wykonanych pomiarów rzeczywistych strumieni przepływu. Model matematyczny po przeprowadzeniu walidacji jest gotowym narzędziem do przeprowadzenia analizy przepływów, a w szczególności dostarcza ilościowych informacji o zmianach w przepływach wywołanych wprowadzeniem modyfikacji. Ponieważ układy chłodzenia zwykle nie są układami zamkniętymi, tzn. woda chłodząca nie krąży tylko w tych odosobnionych układach, lecz pobierana jest z jednego rurociągu zasilającego wody chłodzącej, a oddawana do drugiego rurociągu powrotnego wody chłodzącej głównego obiegu wody chłodzącej, w związku z tym na początku i na końcu modelowanego układu występują różne ciśnienia statyczne.

Dlatego w modelu rozróżniono ciśnienie statyczne przed pompą – p_0 , ciśnienie statyczne za pompą – p_1 i ciśnienie statyczne na wyjściu układu – p_2 . Różnica ciśnień statycznych $\Delta p_{12} = p_1 - p_2$ oznacza różnicę ciśnień stanowiącą całkowity spadek ciśnienia spowodowany oporami przepływu, zaś $\Delta p_{10} = p_1 - p_0$ oznacza ciśnienie tłoczenia pompy zasilającej.

Na podstawie odczytanych współczynników oporu, długości i średnic rur dla poszczególnych odcinków wyznaczono rezystancję R .

Z modeli na podstawie danych teoretycznych obliczono rozptyły w poszczególnych gałęziach układu i porównano z wartościami pomierzonymi. Odchyłki wartości skorygowano (dokonano walidacji modelu) poprzez korektę współczynników oporów poszczególnych elementów układu.

Analiza modelowa

Pierwszym etapem analizy modelowej jest wytypowanie wielu różnych koncepcji zmniejszenia oporów przepływu w układzie. Kolejnym jest uszeregowanie tych koncepcji według prognozowanych kosztów inwestycyjnych niezbędnych do jej realizacji, a następnie zamodelowanie wytypowanych koncepcji w modelu matematycznym i ocena stopnia poprawy parametrów przepływu poczynając od koncepcji wymagających najmniejszych kosztów inwestycyjnych. Oceny dokonano na

podstawie porównania wyników po modernizacji z parametrami przed modernizacją. Przykładowe wykresy strumieni objętości w zależności od różnicy ciśnień na końcach układu dla stanu początkowego i po modernizacji układu przedstawiono na rysunkach 3a i b.

Jako pierwsza modyfikacja o najniższym koszcie inwestycyjnym rozpatrywana była wymiana kolan rurociągów w instalacji, proponując zastąpienie kolan hamburskich łukami. W danych literaturowych można znaleźć informację, że współczynnik straty miejscowej dla kolana może przyjmować wartości w zakresie $\xi \in (0,8 - 1,3)$ w zależności od jego kształtu i średnicy. W modelu przyjęto wartość $\xi = 1,2$, co bardzo dobrze współgrało ze zmiennymi spadkami ciśnień na poszczególnych gałęziach układu. Natomiast w literaturze dla łuków można znaleźć wartość $\xi = 0,4$ i taką też przyjęto w modelu jako wartość po modernizacji. W rozważanym układzie znajdowały się 164 kolana, a w wyniku symulacji ich wymiany na łuki stwierdzono, że całkowity strumień objętości wody w układzie wzrósł jedynie o około 8,3%. Stwierdzono, że zmiany dla mniejszych układów wynosiły około 9%. Strumienie objętości wody chłodzącej na dwie śrubowe chłodnice popiołu i dwie chłodnice boczne wzrosły jedynie o 8%. Stwierdzono, że tak niewielki wzrost strumienia objętości wody nie wpłynie znacząco na poprawę odbioru ciepła w tych układach, dlatego przeprowadzono dalsze analizy.

Drugą analizowaną modyfikacją była zmiana średnic przewodów doprowadzających wodę chłodzącą od głównego rurociągu zasilającego do głównych odbiorów wody chłodzącej.

Modelowanie przeprowadzono dla trzech średnic większych od zainstalowanej w rzeczywistym układzie, zwiększając średnice z krokiem co 30% średnicy wyjściowej, czyli $\phi 80$, $\phi 100$, $\phi 120$. W wyniku obliczeń stwierdzono, że powyższe modyfikacje praktycznie nie wpływają na mniejsze i odległe odgałęzienia układu chłodzenia podłączone bezpośrednio do rurociągu głównego, gdyż nie zaobserwowano praktycznie żadnych zmian w charakterystykach chłodzenia małych odbiorów wody. Całkowity strumień wody chłodzącej wzrósł maksymalnie o około 2,9% dla największej średnicy $\phi 120$. Zamiana nominalnych średnic na $\phi 80$ poprawia strumienie objętości na obu chłodnicach śrubowych o około 8,3%, z kolei użycie przewodów doprowadzających o średnicy $\phi 100$ dało poprawę o około 14,6%

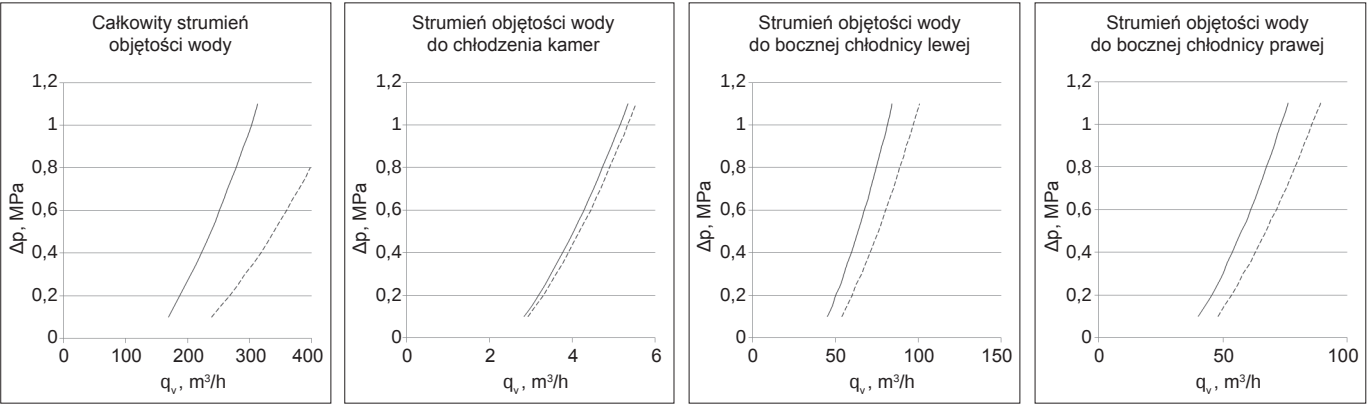
na każdej chłodnicy, ale dalsze zwiększanie średnicy przewodu nie powoduje już tak znaczących zmian i dla $\phi 120$ uzyskuje się już tylko poprawę rzędu 16,7% w stosunku do stanu sprzed modyfikacji. Można wyciągnąć wniosek, że opory ograniczające przepływ wody znajdują się na wcześniejszym odcinku rurociągu głównego.

Kolejną rozważaną modyfikacją polegała na zmianie średnicy rurociągu głównego (zasilającego i powrotnego) z $\phi = 168,3$ na odpowiednio $\phi = 200$ i $\phi = 250$. W wyniku analizy stwierdzono zwiększenie przepływu wody nie tylko w modyfikowanym odcinku przewodu ale również zmiany w pozostałych nie modyfikowanych odgałęzieniach.

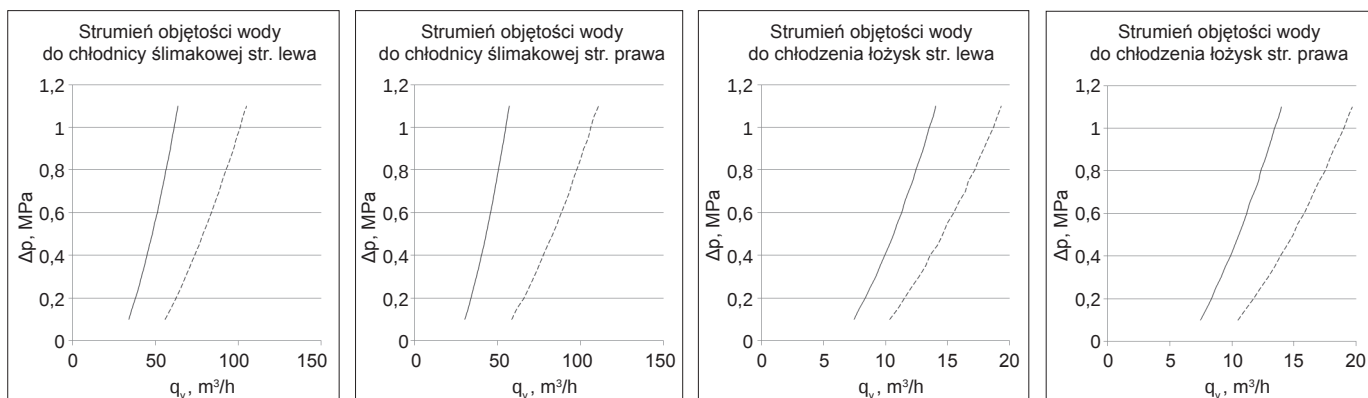
Modyfikacja średnicy z $\phi = 168,3$ na $\phi = 200$ poprawiła bilans wody chłodzącej w układzie w taki sposób, że strumienie objętości w małych i odległych odgałęzieniach zwiększyły się o 28%, dla bocznych chłodnic zwiększają się w zakresie 21,9%, dla chłodzenia ślimakowych chłodnic popiołu zwiększają się w zakresie 22,9%. Zwiększenie średnicy rurociągu głównego w znaczący sposób zmniejsza prędkość przepływu wody (przy zachowanym strumieniu objętości), a więc również maleją straty liniowe, które są w tym przypadku główną przyczyną spadku ciśnienia. Dla $\phi 200$ uzyskujemy wzrost całkowitego strumienia objętości w układzie o 18,8% w stosunku do rurociągu przed modyfikacją.

Zmiana średnic z $\phi 200$ na $\phi 250$ nie spowodowała już tak dużych zmian w rozpyłach. Strumienie objętości do małych odbiorów zwiększają się w zakresie 34,7%, do chłodzenia bocznych chłodnic zwiększają się o 26,6%, natomiast do chłodzenia ślimakowych chłodnic popiołu zwiększają się o 31,3%, a wzrost całkowitego strumienia objętości w układzie o 28,1% w stosunku do rurociągu przed modyfikacją. Widać, że dalsze zwiększanie średnicy rurociągu głównego nie będzie już w znaczący sposób wpływać na wzrost strumienia objętości, a jedynie może podrażać koszty inwestycyjne.

Ostatnią analizowaną modyfikacją było zastosowanie wszystkich wcześniej rozważanych zmian, przy czym przyjęto do rozważań zamianę odcinków rurociągów doprowadzających wodę do głównych odbiorów na $\phi 120$ i zmianę średnicy rurociągu głównego na $\phi 250$. Z obliczeń wynika, że strumienie objętości do chłodzenia łóżysk i wentylatorów zwiększają się w zakresie 10%, strumienie objętości do bocznych chłodnic



Rys 3a. Strumienie objętości wody chłodzącej w zależności od różnicy ciśnień na końcach układu dla stanu przed (linia ciągła) i po modernizacji (linia przerywana)



Rys 3b. Strumień objętości wody chłodzącej w zależności od różnicy ciśnień na końcach układu dla stanu przed (linia ciągła) i po modernizacji (linia przerywana)

popiołu w zakresie 31,2%, a strumień objętości do chłodzenia ślimakowych chłodnic popiołu w zakresie 43,8%. Dla wprowadzonych modyfikacji uzyskujemy wzrost całkowitego strumienia objętości w układzie o 37,5% w stosunku do rurociągu przed modyfikacją.

Warto zwrócić uwagę, że wprowadzone zmiany uzupełniają się wzajemnie i powodują, że decydującymi elementami w omawianym układzie hydraulicznym pozostają wymienniki ciepła na poszczególnych gałęziach.

Ponieważ wprowadzenie tak wielu zmian w układzie, jak wymiana kolan i zwiększenie średnic rurociągów, jest porównywalne z budową nowego rurociągu wykorzystano model do sprawdzenia, jaki skutek da wybudowanie dodatkowej nitki rurociągu zasilającego kłopotliwe chłodnice poprzez wyłączenie w modelu wszystkich pozostałych odbiorów wody chłodzącej. W wyniku symulacji stwierdzono, że przy budowie nowej nitki strumień objętości może wzrosnąć o 120%. Aby w praktyce zrealizować ostatnie rozwiązanie należałoby zainstalować dodatkową pompę do zasilania nowej nitki rurociągu.

Podsumowanie

Przeprowadzenie analizy numerycznej pozwala na racjonalne podejmowanie decyzji inwestycyjnych związanych z modernizacją układów przepływowych. Często okazuje się, że modyfikacje proponowane na wycucie nie przynoszą oczekiwanej poprawy, a koszty ponoszone na ich realizację są niewspółmierne wysokie w stosunku do uzyskanych efektów. Dzięki analizie stanu istniejącego układu i analizie różnych koncepcji i zakresu modernizacji można wybrać optymalne rozwiązanie zapewniające, że uzyskane zyski w stosunku do nakładów będą korzystne. Wyniki analizy pozwalają również na ocenę poprawy efektywności pracy układu oraz ocenę ekonomiczną czy jest opłacalna modyfikacja istniejącego systemu, czy korzystniej wybudować nowy drugi równoległy układ wspomagający już istniejący.

Wyniki modelowania układów przepływowych pozwalają na udzielenie odpowiedzi na pytanie o spodziewane efekty danej inwestycji zanim zostanie ona zrealizowana. Uzyskana wiedza na etapie przygotowania inwestycji daje podstawę do uzasadnionych decyzji finansowych.

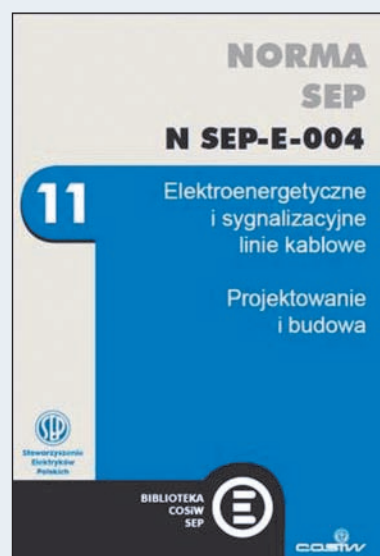
PIŚMIENNICTWO

- [1] *Poradnik termoelektryka*, praca zbiorowa, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1974.
- [2] Kruczek, S., Kotły, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2001.
- [3] Andruszkiewicz A., Kubas K., Regucki P., Wędrychowicz W., *Analiza i optymalizacja rozprawy wody do chłodzenia urządzeń pomocniczych kotła nr 2*, Politechnika Wrocławska, SPR 43/2012, 2012.
- [4] Sobota J., *Hydraulika*, Wydawnictwo Akademii Rolniczej, Wrocław 1994.
- [5] Mathews J.H., Kurtis D.F., *Numerical methods using MATLAB*, Prentice Hall 1999.



Nowość w ofercie SEP COSiW

Znowelizowana norma N SEP-E-004



www.sklep.cosiw.pl