

Jerzy Trzeczcyński

Kiedy diagnostyka przynosi korzyści?

Coraz rzadziej kontestowany jest – oczywisty skądinąd – pogląd, że produkcja prądu elektrycznego i ciepła musi przynosić odpowiednio wysoki dochód. To warunek obecności na coraz bardziej konkurencyjnym rynku energii, możliwości bezpośredniego inwestowania oraz otrzymania kredytowego wsparcia na atrakcyjnych warunkach. W polskiej energetyce kryterium „spokoju społecznego” ma od wielu lat wyższy priorytet niż kryterium ekonomicznej efektywności. Stąd nakłady na utrzymanie są niższe od teoretycznie możliwych przy obecnych taryfach na prąd i cenach paliwa.

W tych warunkach w elektrowniach podejmowane są działania, które mają za zadanie raczej zredukowanie nakładów niż ich optymalizowanie. Działania mają nierzadko charakter arbitralny i intuicyjny. Jeśli nawet dostrzeżenie sukcesy takiego podejścia, to dotyczą one zdecydowanie krótkoterminowej perspektywy. Dla bloków energetycznych, które będą eksploatowane dłużej niż ca 50 000 godzin to – w oczywisty sposób – zła strategia.

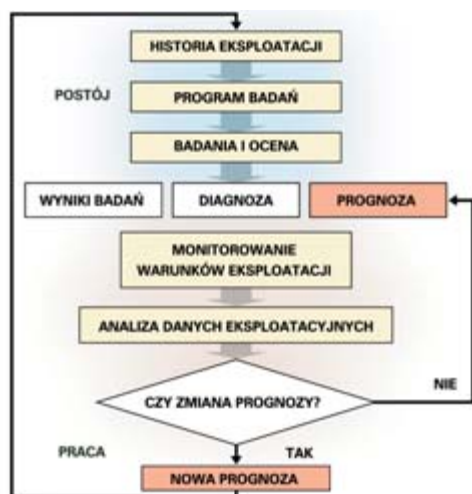
Jednym z niekwestionowanych warunków poprawnej strategii jest właściwe wykorzystanie diagnostyki. Przez „właściwe” należy rozumieć jednak nie tyle wykorzystanie jakiś specjalnych,

„bardzo nowoczesnych” metod badań, ale także jej zorganizowanie, aby jej rezultatem, zamiast pojedynczych spektakularnych informacji, była wiedza pozwalająca dostosowywać nakłady do rzeczywistych potrzeb, co nie zawsze oznacza ich redukcję.

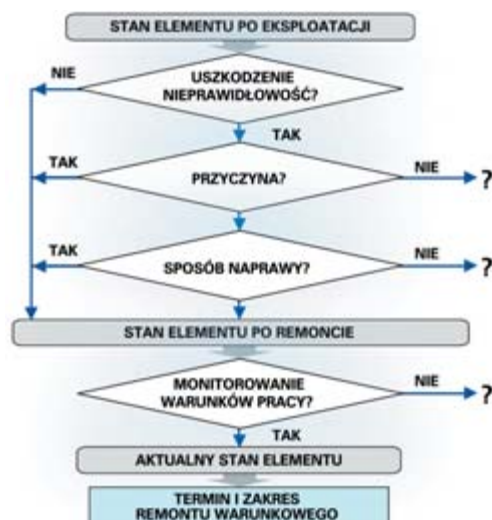
Kiedy mamy do czynienia z diagnostyką?

Bez badań i pomiarów nie ma diagnostyki. Badania i pomiary to jednak tylko jej fragment. Wyniki badań i pomiarów powinny umożliwiać sformułowanie poprawnej oceny stanu elementu (diagnozy) oraz prognozy eksploatacji. W przypadku wykrycia uszkodzenia lub/i nieprawidłowości powinny umożliwić określenie ich przyczyny oraz sposób usunięcia lub ograniczenia szkodliwego wpływu [1]. Bez takiego działania prognoza jest nic nie warta, jeśli ktoś ma odwagę ją formułować (rys. 2).

Interpretacja wyników badań, ocena stanu i formułowanie prognozy to spora umiejętność wymagająca interdyscyplinarnej wiedzy i doświadczenia. Oczekiwania, jakie stawiamy diagnostyce można spełnić tylko wtedy, gdy traktujemy ją jako logicznie zorganizowany proces (rys. 1) [2 – 4].



Rys. 1. Schemat diagnostyki obejmującej wyniki badań urządzenia podczas jego postoju oraz analiza wpływu warunków eksploatacji na jego aktualny stan techniczny



Rys. 2. Remont warunkowy jako rezultat wykorzystania systemu diagnostycznego

System diagnostyczny

Jeśli diagnostykę traktować inaczej niż logicznie zorganizowany system, to nawet sformułowanie poprawnego programu badań jest zadaniem niewykonalnym. Program badań musi bowiem wynikać z retrospekcji, której ważną częścią są ...wyniki wcześniej wykonanych badań.

Zorganizowanie systemu diagnostycznego, choć teoretycznie wydaje się proste, w rzeczywistości wcale do łatwych nie należy. Długofalowe, konsekwentne działanie, obiektywizm, kompetencje, dokumentowanie wyników badań, ocen stanu, informacji remontowych, zdarzeń awaryjnych, modernizacji i wymian tylko z pozoru wydaje się nie przedstawiać większych trudności. W istocie tylko nielicznym elektrowniom udało się go zrealizować ...w pewnym zakresie.

Organizacja diagnostyki

Potencjalnie i realnie, poprawnie działającym systemem diagnostycznym powinni być zainteresowani:

- użytkownik urzędu,
- firma sprawująca serwis urządzeń,
- dostawca urządzeń (nawet, jeśli nie wykonuje serwisu fabrycznego).

W polskiej energetyce sytuacja pod tym względem była i jest odbiegająca od przyjętych w świecie standardów.

Przed 1990 rokiem najbliższe typowej sytuacji w zakresie organizacji utrzymania urządzeń było ZEOPd. Służby diagnostyczne integrowały wiedzę z utrzymania urządzeń kilkunastu elektrowni. Stanowiły rzeczywiste zaplecze intelektualne dla organizacji energetycznej, mogły skutecznie bronić jej interesu. Było to o tyle łatwe, że dostawcy nie byli specjalnie zainteresowani serwisem i forowaniem własnego biznesu ...bo i tak nie mogli nadążyć z produkcją, której oczekiwał od nich państwowy zarządca.

Aktualnie rozróżnienie interesu dostawcy i użytkownika jest coraz lepiej widoczne. Anomalie dają się zauważać częściej po stronie użytkownika. Serwis ciągle jeszcze zorganizowany jest według kryterium geograficzno-terytorialnego. Nawet w organizacjach energetycznych brak jest, z prawdziwego zdarzenia, centrów zarządzania wspólną wiedzą i doświadczeniem w zakresie utrzymania urządzeń. Utrzymanie urządzeń, w tym diagnostyka, są silnie spersonalizowane. Ściana pomiędzy kotłownią i maszynownią jest bardzo często nieprzekraczalną granicą dwóch światów. Bywa, że nawet rurociągi łączące kocioł z turbiną bardziej dzielą niż łączą specjalistów odpowiedzialnych za utrzymanie stanu urządzeń maszynowni i kotłowni.

Przy wzroście pozycji i siły dostawców, co należy traktować jako stały trend i standard w zakresie nowych urządzeń, brak intelektualnego zaplecza zintegrowanego, kompetentnego i wyposażonego w odpowiednie narzędzia gromadzenia i przetwarzania informacji oraz wiedzy jest istotną słabością organizacji energetycznych. Zapominają często, że dostawca „żyje” nie tylko ze sprzedawania nowych urządzeń, ale także z ich serwisu (części zamiennych, etc), który jest ważną, bo znaczącą częścią ich biznesu.

Jak badać i oceniać stan urządzeń?

Najprościej można stwierdzić, że należy badać prosto, szybko i tanio. Przy właściwie zdefiniowanych obowiązkach

i interesach: użytkownika, dostawcy i firmy serwisującej stan urządzeń, na wyrafinowane metody badań miejsce jest wyłącznie wtedy, gdy pojawia się nietypowy problem. Przy poprawnie zorganizowanym systemie diagnostycznym, to raczej rzadki przypadek. W naszej rzeczywistości zdarza się to częściej, w większości przypadków na zasadzie ponownego „odkrycia Ameryki”.

W dobrze zorganizowanym systemie diagnostycznym zawsze wiadomo co?, kiedy? i w jaki sposób badać. Do nowości należy podchodzić sceptycznie, najlepiej sięgać po nie wtedy, gdy nie ma wątpliwości, jak je stosować i jak wykorzystać zdobyte za ich pomocą informacje. Trzeba pamiętać o fundamentalnej zasadzie, nie tylko diagnostyki, że racjonalne podejście to takie, które pozwala rozwiązać problem, a nie stwarzać następne.

Znacznie trudniejszym zagadnieniem od badań jest interpretacja wyników i ocena stanu.

Normy, standardy, wzorce (np. mikrostruktur) można wykorzystać w – wielu przypadkach – tylko w ograniczonym zakresie.

Ocena na podstawie mikrostruktury ma charakter subiektywny; rzadko także można dotrzeć do jej obrazu w stanie wyjściowym. Obliczenia z uwagi na przybliżoną tylko znajomość aktualnych własności materiału oraz rzeczywistych warunków eksploatacji obarczone są znacznym błędem, przeciętnie nie mniejszym niż 30%. Wiele uszkodzeń (deformacji, pęknięć termosokowych, ubytków korozyjnych i erozyjnych) ma charakter losowy, jest związana z błędami eksploatacji i tylko w ograniczonym stopniu może być analizowana na drodze obliczeniowej [1].

W takich przypadkach decydujące znaczenie ma długoletnie doświadczenie, dostęp do wyników statystycznej analizy uszkodzeń oraz znajomość historii eksploatacji. Na etapie oceny stanu najwyraźniej można dostrzec znaczenie systemowego podejścia do diagnostyki. Bez możliwości analizy porównawczej analogicznych lub podobnych przypadków, bez znajomości dokładnej historii eksploatacji, w tym w szczególności zakłóceń w pracy urządzeń, praktycznie użyteczna ocena stanu jest w wielu przypadkach niewykonalna.

Diagnostyka a strategie utrzymania urządzeń

Wszystkie powszechnie znane strategie utrzymania: CBM, RCM i RBM wymagają systemowego podejścia do diagnostyki. Drogi „na skróty” nie ma. Na przestrzeni ostatnich lat szczególną popularność zdobyła sobie metodyka oparta na analizie ryzyka [5]. Podejście ma charakter uniwersalny i może być stosowane do wyboru strategii operacji finansowych, ubezpieczeniowych, jak i utrzymania majątku produkcyjnego, np. elektrowni. Metodyka wymaga m. in. sformułowania:

- listy problemów,
- prawdopodobieństwa ich wystąpienia,
- konsekwencji ich wystąpienia,
- oceny ryzyka,
- listy działań prowadzących do rozwiązania problemów.

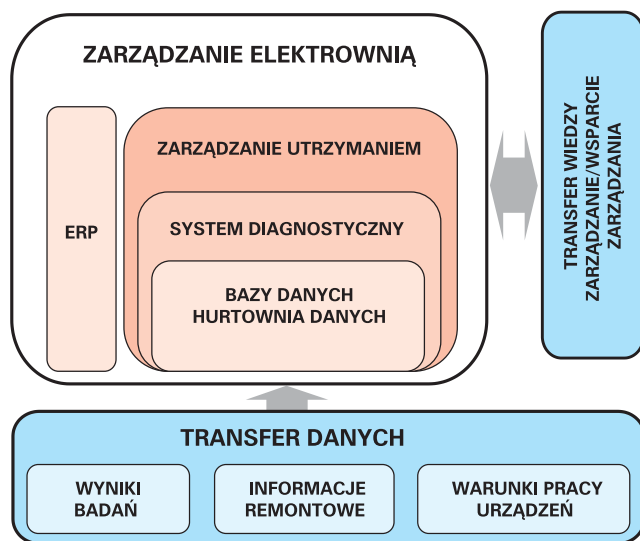
Atutem metodologii jest drobiazgowo rozłożenie „na czynniki pierwsze” wszystkich czynników związanych bezpośrednio i pośrednio z powstawaniem uszkodzeń, ich konsekwencji dla zakłóceń produkcji oraz listy działań zapewniających rozwiązanie problemów.

Sporą trudność stanowi określenie prawdopodobieństw wystąpienia określonych zjawisk. Analiza jakościowa uwarunkowana jest ogólną wiedzą i wiąże się ze znaczną pracochłonnością. Analiza ilościowa wymaga konkretnej wiedzy, m.in. dot. statystyki uszkodzeń, wpływu warunków eksploatacji na występowanie poszczególnych typów uszkodzeń.

Takie informacje może zapewnić wyłącznie system diagnostyczny (np. Moduł Analizy Awaryjności w LM System PRO® – rys. 4) [6].

Oprogramowanie jako wygodna forma systemu diagnostycznego

Nawet pobieżna analiza schematu systemu diagnostycznego przedstawionego na rysunku 1 prowadzi do spostrzeżenia, że można go potraktować jako koncepcję ogólnej architektury oprogramowania. Implementacja poszczególnych funkcji systemu zintegrowanego z otoczeniem programistycznym użytkownika oraz jego personelem jest przedsięwzięciem dosyć pracochłonnym, natomiast wyposażenie go w funkcje zaawansowanej analizy wymaga całkiem sporej wiedzy. Efektem inspiracji schematem z rysunku 1 oraz paroletniej pracy specjalistów *Pro Novum* i *NetInfo* [7], jak również niektórych elektrowni [6, 8] jest LM System PRO® (rys. 3) wyposażony – jak dotychczas – w kilkanaście modułów możliwych do instalowania w bardzo różnorodnej konfiguracji. Korzystanie



Rys. 3. Ogólny schemat zarządzania elektrownią ze szczególnym uwzględnieniem zarządzania majątkiem produkcyjnym

z programu nie będzie wymagało jego zakupu. Wszystkie funkcje programu mogą być dostępne z serwera *Pro Novum*.

Zakup programu czy możliwość korzystania z jego funkcji nie są oczywiście równoznaczne z zakupem systemu diagnostycznego. Dla oprogramowania j.w. trzeba zapewnić współpracę z „otoczeniem” stwarzając m.in. odpowiednio wymagania dla:

- komórek organizacyjnych elektrowni zajmujących się identyfikacją i usuwaniem awarii,
- firm diagnostycznych*,
- firm remontowych*.

To niezbyt wygórowana cena za uporządkowanie ważnych dla utrzymania informacji i zaawansowane możliwości ich analizy.

Zarządzanie majątkiem produkcyjnym – co to znaczy?

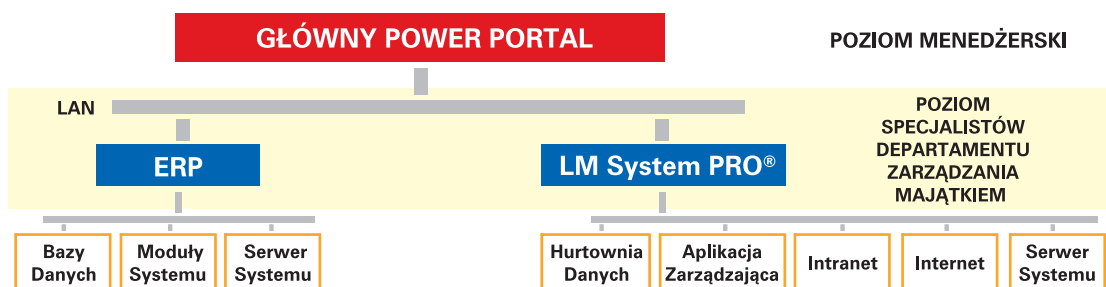
Instalowane w elektrowniach od wielu lat programy typu ERP (Enterprise Resource Planing) tylko w niewielkim stopniu dotykają zagadnień związanych z zarządzaniem majątkiem produkcyjnym. Analiza danych dotyczących kosztów remontowych, części zamiennych, awaryjności w sensie listy zdarzeń nie dotyka istoty problemu z technicznego (ale także ekonomicznego) punktu widzenia.

Nie tylko zakupy, magazyn, zasoby ludzkie, sprzedaż, etc są wielkościami o charakterze dynamicznym. Dotyczy to także infrastruktury technicznej.

Stan techniczny (trwałość) urządzeń zmienia się w zależności od wielu czynników. Poszczególne elementy urządzeń ulegają wyczerpaniu trwałości w różny sposób. Analiza Awaryjności to coś więcej niż lista zakłóceń [6]. Jeśli nie można ich analizować m.in. ze względu na przyczynę, lokalizację, częstotliwość niewiele nam pomaga i w praktyce niewiele przybliża do strategii RCM lub RBM.

Właściwe podejście, prawie identyczne z naszą wiedzą i doświadczeniem [8] (rys. 3) prezentują m.in. firmy *SAP* i *Siemens* [9], które oferują rozwiązanie polegające na rozdzieleniu zarządzania stanem technicznym urządzeń (Siemens Cockpit) od zarządzania pozostałymi zasobami elektrowni (SAP Enterprise Portal), (rys. 4). Obydwie dziedziny zarządzania integrowane są na poziomie menedżerskim (Power Portal). W proponowanym przez *Pro Novum* rozwiązaniu zakłada się, że funkcję zbliżoną do Siemens Cockpit może pełnić LM System PRO® (rys. 4 i 5).

*) Wyniki badań i wybrane dane remontowe muszą być zapisywane i transferowane w odpowiednim formacie, aby bezobsługowo trafiały do baz danych.



Rys. 4. Optymalna lokalizacja systemu wspomagania zarządzania majątkiem produkcyjnym elektrowni w informatycznym systemie wspomagania zarządzania elektrownią (organizacją energetyczną) – na podstawie [9]



Rys. 5. LM System PRO®
– oprogramowanie wspomagające zarządzaniem utrzymaniem majątku produkcyjnego elektrowni

Podsumowanie i wnioski

Poprawnie zorganizowany system diagnostyczny to podstawa każdego systemu utrzymania urządzeń. Oprogramowanie jako bardzo użyteczna forma jego realizacji powinno być aktualnie standardem. Podnosi to nie tylko komfort pracy, wyposaża go także w funkcję znacznie bardziej istotną

– system jest tam, gdzie jest terminal umożliwiający dostęp do jego zasobów. Także wprowadzanie danych może być realizowane w identycznym trybie.

Diagnostyka zorganizowana w system, który jest częścią systemu utrzymania przynosi korzyści każdemu, kto potrafi go użytecznie wykorzystać. Beneficjentem może być zarówno użytkownik, dostawcy urządzeń jak i firmy serwisowe.

Literatura

- [1] Trzeczcyński J.: Creep and creep-fatigue failures of the power units elements after long time operation. ECC Conference Proceedings. Creep and Fracture in High Temperature Components – Design and Life Assessment Issues. London. September 2005
- [2] Dobosiewicz J.: Badania diagnostyczne urządzeń ciepłomechanicznych w energetyce. Część 1 i 2. Biuro Gamma. Warszawa 2004
- [3] Sturm F.A.: Efficient Operations. Intelligent Diagnosis and Maintenance. VGB PowerTech Service GmbH. Essen 2003
- [4] Trzeczcyński J.: Nowe – stare problemy diagnostyczne długo eksploatowanych urządzeń energetycznych. Materiały Konferencyjne VII Sympozjum „Diagnostyka i remonty długo eksploatowanych urządzeń energetycznych”. Ustroń 2005
- [5] Instruction sheet: Recommendation for the introduction of Risk based maintenance. VGB – M130e. First Edition 2004
- [6] Wojtkiewicz R.: Pierwszy krok w kierunku strategii remontowej opartej na analizie ryzyka (RBM) na przykładzie praktycznej aplikacji modułu do dokumentowania awaryjności urządzeń w systemie diagnostycznym *EC Kraków*. Materiały Konferencyjne IX Sympozjum „Diagnostyka i remonty długo eksploatowanych urządzeń energetycznych”. Ustroń 2007
- [7] Bojek L., Mieszczenko R.: Wdrożenie Systemu LM SYSTEM PRO w *Vattenfall Heat Poland SA* krokiem w kierunku zintegrowania wiedzy o stanie technicznym urządzeń. Materiały Konferencyjne IX Sympozjum „Diagnostyka i remonty długo eksploatowanych urządzeń energetycznych”. Ustroń 2007
- [8] Trzeczcyński J., Białek S.: Monitorowanie trwałości urządzeń ciepłno-mechanicznych elektrowni. Materiały konferencyjne VI Sympozjum „Diagnostyka i remonty długo eksploatowanych urządzeń energetycznych”. Ustroń 2004
- [9] Aydt J., Krat H-R.: Das PowerPortal für die EnBW Kraftwerke AG – Realisierung und erste Erfahrungen. VGB PowerTech 9/2006

Jerzy Dobosiewicz, Ewa Zbroińska-Szczuchura

Ocena stopnia zużycia ciśnieniowych elementów kotłów pracujących w warunkach pełzania

Typowe uszkodzenia

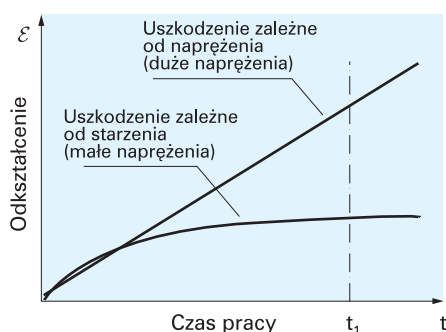
Większość uszkodzeń elementów pracujących w warunkach pełzania, a w tym szczególnie powierzchni ogrzewalnych kotła (węzownice przegrzewaczy), spowodowana jest przegrzaniem materiału (praca w temperaturze przekraczającej projektową t_0). Przegrzanie może nastąpić wskutek długotrwałego, nieznacznego lub krótkotrwałego, lecz znacznego, przekroczenia temperatury dopuszczalnej dla danego gatunku materiału. Uszkodzeniom od przegrzania często towarzyszą ubytki grubości ścianki (korozja i/lub erozja), a tym samym wzrost naprężeń. Długo eksploatowane rurociągi i elementy grubościennne (komory, korpusy, kształtki) poddane działaniu naprężeń i temperatury, wyższej niż temperatura graniczna,

ulegają uszkodzeniom pełzaniowym, zmianom struktury i fizycznym uszkodzeniom aż do pęknięć, eliminujących te elementy z dalszej eksploatacji.

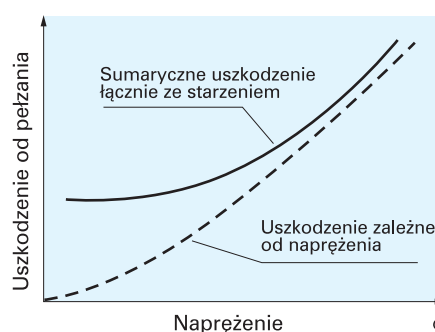
Wpływ naprężenia i czasu pracy na niszczenie przedstawiono na rysunkach 1 i 2.

Zasady obliczeń projektowych

Grubości ścianek elementów ciśnieniowych, w przypadku gdy pracują poniżej temperatury granicznej, są liczone wg granicy plastyczności (R_{eT}). Dopuszczalne naprężenie przyjmuje wartość $k = \frac{R_{eT}}{1,65}$ i teoretycznie trwałość tych elementów jest nieograniczona. Wyraźne wyczerpanie pełzaniowe



Rys. 1. Odkształcenie metalu w zależności od czasu pracy i naprężenia [2]



Rys. 2. Stopień uszkodzenia metalu w zależności od naprężenia [2]

zachodzi w elementach liczonych wg wytrzymałości czasowej (R_z) pracujących w temperaturze powyżej granicznej dla danego gatunku stali.

Z obowiązujących przepisów UDT, dotyczących obliczania wytrzymałości elementów ciśnieniowych pracujących w temperaturze powyżej granicznej wynika, że za dopuszczalne naprężenie należy przyjmować jedną z dwóch wartości:

$$k = \frac{R_z(\tau)t_o}{1,65} \quad (1)$$

$$k = R_l(\tau)t_o \quad (2)$$

$R_z(\tau)t_o$ - średnia gwarantowana wytrzymałość materiału na pełzanie w czasie (τ) przy temperaturze (t_o),

$R_l(\tau)t_o$ - średnia gwarantowana czasowa granica pełzania materiału przy 1-procentowym odkształceniu w czasie (τ) przy temperaturze (t_o).

Dopuszczalne naprężenie najczęściej jest określone wartością (1); wtedy wytrzymałościowy współczynnik bezpieczeństwa x_σ , po przekroczeniu 100 000 h pracy elementu, wyniesie 1,65 i podczas dalszej eksploatacji będzie stopniowo malał do jedności. Całkowite odkształcenie (ϵ) elementu w tym czasie może nadal być mniejsze niż 1%.

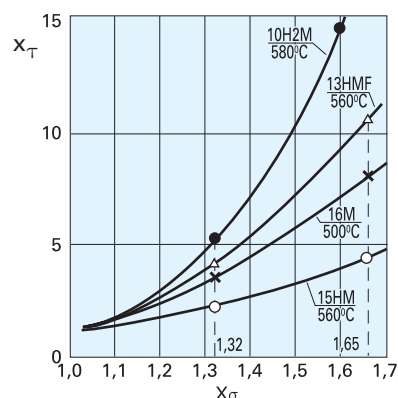
Rozpatrując znaczenie wytrzymałościowego współczynnika bezpieczeństwa x_σ można stwierdzić, że w dotychczasowej metodzie obliczeniowej zakładano uszkodzenie elementu po 100 000 h pracy w przypadku, kiedy naprężenie w ścianie nie będzie równe obliczeniowemu, lecz podczas całego okresu eksploatacji będzie od niego większe 1,65 razy. Jest to możliwe jedynie przy występowaniu defektów w ścianie elementu.

Należy również zaznaczyć, że przed upływem 100 000 h eksploatacji wytrzymałościowy współczynnik bezpieczeństwa jest większy od 1,65 – zatem pojęcie wytrzymałościowego współczynnika bezpieczeństwa przy obliczeniach opartych na wytrzymałości czasowej (R_z) istotnie różni się od pojęcia tego współczynnika określonego dla granicy plastyczności (R_{et}).

Dla dopuszczalnych temperatur pracy stali, stosowanych w kraju do budowy elementów ciśnieniowych, pracujących w warunkach pełzania przy wytrzymałościowym współczynniku bezpieczeństwa $x_\sigma = 1,65$ – czasowy współczynnik bezpieczeństwa $x_\tau > 4$ (rys. 3).

Gdy do obliczeń wykorzysta się nie średnią gwarantowaną wytrzymałości czasowej (rozrzut 20%), lecz jej minimalną

wartość ($0,8 R_z(10^5)t_o$), to wtedy wytrzymałościowy współczynnik bezpieczeństwa tych stali wyniesie $x_\sigma = 1,32$, a czasowy współczynnik bezpieczeństwa x_τ ciągle jeszcze będzie większy od 2 (rys. 3).



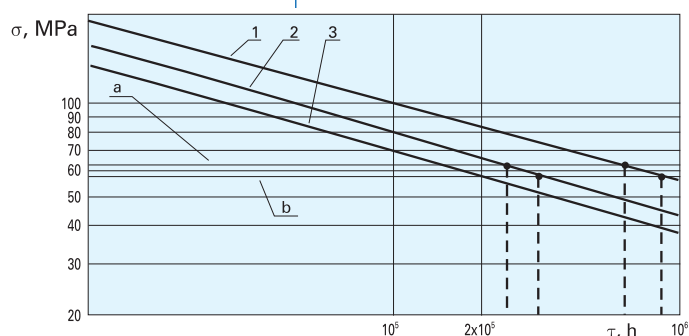
Rys. 3. Zależność czasowego współczynnika bezpieczeństwa x_τ od wytrzymałościowego współczynnika bezpieczeństwa x_σ dla różnych gatunków stali [4]

Oznacza to, że odcinki proste rur, liczone wg uprzednio obowiązujących przepisów, mogą niezawodnie pracować ponad 200 000 h. Znajduje to również potwierdzenie w obliczeniach wykonanych wg PN- 79/M-34033, tj. gdy przyjmuje się dopuszczalną wartość naprężenia:

$$k = \frac{R_{z\min}(2 \cdot 10^5)t_o}{1,15} \quad (3)$$

Uwaga: Dotyczy to oczywiście prostych odcinków rurociągów – natomiast pozostałe elementy, takie jak: kolana, kształtki, spoiny przy kolanach i kształtkach charakteryzują się czasem pracy (trwałością) krótszym, gdyż zależy on od rzeczywistych naprężeń działających w tych elementach; są one znacznie wyższe od panujących w odcinkach prostych, co może być powodowane działaniem naprężeń dodatkowych (niewłaściwe reakcje zamocowań, niewłaściwe spady, histereza zamocowań, owalizacja) oraz ich koncentracją.

Elementy grubościennie przeliczone wg (3) uzyskują teoretyczne czasy pracy większe od 200 000 h. Różnice naprężeń wynikające z dotychczasowego sposobu obliczania (przepisy UDT) i zalecanego przez wymienioną normę (PN) są niewielkie, toteż można je pominąć. W obu przypadkach trwałość przeliczono na 250 000 h (rys. 4).



Rys. 4. Trwałość rurociągów obliczona różnymi metodami (skala podwójnie logarytmiczna) [2]

gdzie:

- 1 – $R_{z(\tau\tau)}$
- 2 – $0,8R_{z(\tau\tau)}$
- 3 – $\frac{0,8R_{z(\tau\tau)}}{1,15}$

$$a) \sigma = \frac{R_{z(10^5)540^\circ\text{C}}}{1,65}$$

$$b) \sigma = \frac{R_{z(2 \times 10^5)540^\circ\text{C}}}{1,15}$$

Czas pracy elementów (trwałość)

Pojęcie trwałości ściśle wiąże się z dopuszczalnym czasem pracy, i w zasadzie, odnosi się wyłącznie do elementów pracujących w warunkach pełzania. Teoretycznie elementy liczone wg R_{et} mają nieograniczony czas pracy, praktycznie ich trwałość zależy od rodzaju procesów powodujących ubytek grubości ścianki (erozja, korozja, termoszk) oraz prędkości jej zmniejszania się, a tym samym przekraczania naprężeń dopuszczalnych. Praktycznie wartości te są w rzeczywistości niepoliczalne i stąd konieczność prowadzenia okresowych badań i pomiarów diagnostycznych.

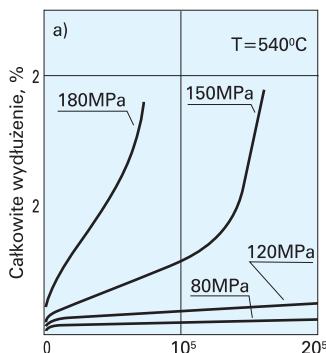
Istnieje kilka pojęć **dopuszczalnego czasu pracy** elementów pracujących powyżej temperatury granicznej, tj.:

- **projektowy** – czas pracy elementu na 100 000 h związany z naprężeniowym współczynnikiem bezpieczeństwa $x_{\sigma} = 1,65$ co, jak wiadomo, w przeliczeniu na czasowy współczynnik bezpieczeństwa x_{τ} daje znacznie wielokrotnie dłuższe wartości (τ_0),
- **konstrukcyjny** – dla parametrów pracy i geometrii nominalnych charakterystycznych dla wszystkich urządzeń jednego typu (τ_1),
- **indywidualny** – dla parametrów pracy i geometrii rzeczywistych dla poszczególnych urządzeń (τ_i),
- **czas specjalnego nadzoru** (τ_s) stanowiący 60% obliczeniowego czasu pracy.

Z punktu widzenia trwałości i dalszej eksploatacji elementów równie ważne jest określenie poziomu **dopuszczalnego naprężenia** dla rzeczywistej temperatury i wymaganego (projektowego) czasu; powinno ono spełniać warunek $\sigma_{dop}/\sigma_{rz} > 1,2$.

Odształcenia średnicy

Z upływem lat element pracujący w warunkach pełzania ulega odkształceniu. Kształt krzywej odkształcenia zależy od temperatury i naprężenia.



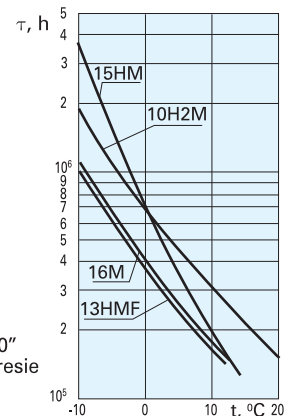
Rys. 5. Zależność odkształcenia stali od naprężenia [5]

Z doświadczenia wynika, że elementy pracujące w warunkach zgodnych z obliczeniami koncesyjnymi nawet po

wieloletniej eksploatacji ulegają nieznacznym odkształceniom. Kryteriami oceny przydatności do dalszej eksploatacji są:

- prędkość odkształcenia – $v < 0,10\%/10\ 000\ h$
- maksymalne dopuszczalne odkształcenie – $\epsilon_{max} < 2\%$

Istotny wpływ na trwałość wywiera stała temperatura pracy metalu. Przykładowo, jeżeli element wykonany ze stali 15HM jest przeznaczony do pracy w temperaturze $t = 510^{\circ}C$, to jeżeli ta temperatura w sposób ciągły będzie przekraczana o $5^{\circ}C$, trwałość elementu zostanie skrócona o 30%. Dobre wyniki dają pomiary odkształcenia otworów w dwóch osiach, tak aby jeden pomiar był prostopadły do osi wzdłużnej elementu, a drugi równoległy.

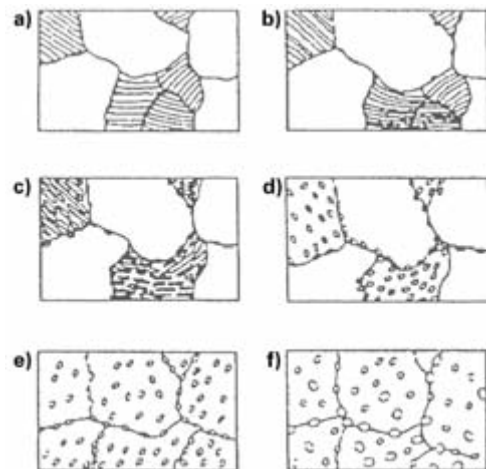


Rys. 6. Wpływ zmian temperatury pracy na trwałość elementu z różnych gatunków stali [5]

16M	temp.oblicz. $t = 500^{\circ}C$	} punkt „0” na wykresie
15HM	temp.oblicz. $t = 520^{\circ}C$	
13HMF	temp.oblicz. $t = 540^{\circ}C$	
10H2M	temp.oblicz. $t = 560^{\circ}C$	

Badania struktury

Wykonuje się najczęściej metodą replik na powierzchni zewnętrznej elementu, gdzie w czasie pracy metalu w podwyższonej temperaturze zachodzą procesy obniżające wytrzymałość czasową. Zmiany te polegają na rozkładzie perlitu lub bainitu wskutek sferoidyzacji cementytu i wydzielania węglików pierwiastków stopowych



Rys. 7. Zmiany w strukturze ferrytu lub bainitu [5]:

- stan wyjściowy,
- wydzielenia węglików na granicach ziarna
- sferoidyzacja węglików,
- rozrost węglików
- koniec sferoidyzacji,
- rozproszenie węglików

Istnieją metody klasyfikacji stopnia wyczerpania powiązane ze zmianami struktury oraz destrukcją fizyczną metalu [7] i [8]. Fizyczna destrukcja metalu w postaci pustek pełzaniowych zapoczątkowuje na granicach ziaren zorientowanych względem osi naprężenia rozciągającego pod kątem 90°. Kolejny etap pęknięcia polega na wzroście pustek w wyniku działania mechanizmu odkształceniowego, które łącząc się ulegają wydłużeniom doprowadzając do powstawania pęknięć na granicach ziarna.

W miejscu wykonania replik wskazane jest pomierzyć twardość metalu, której wartość powinna zmieścić się w granicach zalecanych przez normę dla danego gatunku materiału. Wyniki badań struktury należy ocenić posługując się katalogiem VGB [9].

Teoretyczne obliczenia indywidualnego czasu pracy (przykład) [2]

Przy przeliczeniu czasów projektowego (τ_p) i konstrukcyjnego (τ_c) stosuje się zasady postępowania oparte na normie EN [17]. Podobnie wykonuje się obliczenia indywidualnego czasu (τ_i) stosując te same zasady oraz wykorzystując wytyczne VGB [2].

a) Obliczanie rzeczywistych naprężeń w elemencie [2]

Na podstawie rzeczywistej grubości ścianki elementu i rzeczywistego ciśnienia należy obliczyć rzeczywiste naprężenie ścianki elementu (σ_{rz}).

b) Obliczanie czasu pracy τ_i i τ_s na podstawie parametrów rzeczywistych (zamiast wyznaczania z krzywej $R_z = f\tau_i$ [17])

– wyznaczanie wartości $R_{z \min/\tau/t_z}$; należy odczytać z norm, w zależności od pochodzenia materiału, średnie wartości wytrzymałości czasowej na 200 000 h, 250 000 h lub 300 000 h w funkcji temperatury rzeczywistej i obliczyć wartości $R_{z \min/\tau/t_z}$

– wyznaczenie czasu pracy na podstawie obliczeń algebraicznych; należy obliczyć czas τ_i i τ_s .

Ocena stanu elementu i częstotliwość badań nieniszczących

W zależności od otrzymanych wyników obliczeń czasu pracy τ_s i grubości ścianki g_{r2} obliczonej przy pracy elementu do 200 000 lub 250 000 h mogą wystąpić trzy przypadki:

– **przypadek 1** – gdy rzeczywisty czas pracy elementu τ_p jest mniejszy od czasu τ_s , czyli czasu pracy obliczonego wg parametrów rzeczywistych, po przekroczeniu którego należy rozpocząć specjalny nadzór ocenianego elementu, tj.

$$\tau_p < \tau_s \quad \text{i} \quad g_{r2} \leq g_r$$

⇒ badania profilaktyczne np. co 60 tys. h;

– **przypadek 2** – gdy czas pracy τ_p zostanie przekroczony w stosunku do czasu τ_s , tj.

$$\tau_p > \tau_s \quad \text{i} \quad g_{r2} > g_r \quad \text{lub} \quad g_{r2} \leq g_r$$

⇒ częstotliwość badań należy zwiększyć i wykonywać je np. co 30 tys. h;

– **przypadek 3** – gdy rzeczywisty czas τ_p osiąga czas τ_s

$$\tau_p = \tau_s \quad \text{i} \quad g_{r2} > g_r$$

⇒ należy natychmiast przeprowadzić badania diagnostyczne określające stan techniczny elementu,

Terminy badań profilaktycznych wyznacza się od daty przeprowadzenia pierwszego badania zależnie od rzeczywistego czasu pracy danego elementu.

Badania diagnostyczne

Nieniszczące:

- badania struktury (repliki),
- pomiary grubości ścianki,
- pomiary odkształcenia średnicy,
- pomiar grubości warstwy tlenków (na powierzchni wewnętrznej – ocena średniej temperatury metalu),
- pomiar twardości,
- badania magnetyczne, penetracyjne, ultradźwiękowe.

Niszczące:

- pobór wycinków do badań metalograficznych,
- pobór wycinków do badań wytrzymałościowych.

Uwaga: Badania niszczące wykonywane w kraju i za granicą dały wyniki trwałości, w wielu przypadkach, zbyt optymistyczne i przekraczające dane uzyskane z obliczeń.

Podsumowanie

Obecnie znaczna część elementów grubościennych kotłów i rurociągów przekroczyła projektowy czas pracy (100 000 h), a niektóre z nich przekroczyły nawet 200 000 h i dalekie są jeszcze od wyczerpania trwałości (trwałość indywidualna). Dobrym przykładem są tu eksploatowane do tej pory rurociągi krajowe budowane w latach 1960 – 1980. Rurociągi te, pracujące w temperaturze nadgranicznej liczone były (grubość ścianki odcinków prostych), na podstawie wytrzymałości czasowej na 100 000 h i dla temperatur obliczeniowych o 5°C wyższych od temperatury czynnika. Naprężenie dopuszczalne σ_{op} liczono ze współczynnikiem bezpieczeństwa $\sigma_x = 1,65$. Dane obliczeniowe i eksploatacyjne wskazują, że tak dobrane grubości ścianek są znacznie zawyżone. Umożliwia to dalszą, bezpieczną eksploatację elementów po przekroczeniu projektowanego czasu pracy (τ_o). Potwierdzają to również dane i doświadczenia światowe, wg których elementy projektowane na 100 000 h przepracowały do tej pory bezawaryjnie 200 000 h, a ich indywidualny czas eksploatacji przewiduje się do 2020 r., co oznacza, że ich sumaryczny czas pracy może być prognozowany na 300 000 h [18].

Trwałość elementów urządzeń energetycznych w dużym stopniu zależy od warunków eksploatacji, rozwiązań konstrukcyjnych, technologii i użytkowania oraz jest umownym kompleksowym wskaźnikiem stanowiącym połączenie wielu cech struktury i własności metalu.

Techniczna ocena elementu zmierzająca do określenia jego indywidualnej trwałości polega więc na skójarzonej działalności diagnostycznej, w której wyróżnia się trzy zasadnicze etapy.

TECHNICZNY STAN DOTYCHCZASOWY (**Retrospekcja**):

- analiza projektu technicznego (porównanie stanu istniejącego z dokumentacją),
- analiza dotychczasowych warunków pracy (informacje nt. nieprawidłowości eksploatacyjnych – gromadzenie danych ruchowych)
- analiza zaistniałych uszkodzeń wraz z określeniem warunków i przyczyn ich powstawania,
- analiza wyników dotychczas wykonanych badań i pomiarów diagnostycznych.

TECHNICZNY STAN OBECNY (**Diagnoza**) – wskazane jest wykonanie działań diagnostycznych oceniających aktualny stan elementu takich jak:

- przeglądy,
- badania nieniszczące,
- badania niszczące,
- obliczenia wytrzymałościowe oparte na rzeczywistych danych (pomiar i badania) elementu w rzeczywistych warunkach pracy).

TECHNICZNY STAN PRZEWIDYWANY (**Prognoza**) - określenie przydatności elementu przez:

- wyznaczenie jego dalszego indywidualnego czasu pracy (τ_i)
- wyznaczenie czasu nadzoru diagnostycznego (τ_s) – częstotliwość i zakres kolejnych badań diagnostycznych,
- określenie warunków dalszej eksploatacji,
- podanie wniosku odnośnie do ewentualnej wymiany.

Analizując opisane metody oceny stopnia wyczerpania trwałości na podstawie danych doświadczalnych można stwierdzić, że:

- przy działaniu wysokich naprężeń ocenę należy prowadzić wg wartości stosunku naprężenia dopuszczalnego do naprężenia rzeczywistego,
- przy długotrwałej eksploatacji ocenę należy wykonywać metodą obliczeniową,
- w celu uzyskania dokładnych informacji metodę obliczeniową należy uzupełniać badaniami struktury i oceną jej stanu przy wykorzystaniu metod klasyfikacji stopnia wyczerpania powiązanego ze zmianami struktury oraz destrukcją fizyczną metalu,
- badania diagnostyczne nieniszczące (w tym repliki) powinny być wykonywane okresowo w celu uzyskania informacji o obecnym stanie elementów,
- badania niszczące, związane z naruszeniem całego elementu, mogą być wykonywane jedynie na odcinkach prostych rurociągów, a ich wynik nie wnosi istotnych informacji o zmianach własności podczas eksploatacji, dotyczy to szczególnie własności doraźnych,
- badania wytrzymałości czasowej – pełzanie,
- wykonanie badań diagnostycznych polegających na:
 - przeglądach,

- badaniach nieniszczących i niszczących,
- obliczeniu dopuszczalnego (indywidualnego) czasu pracy,
- analizie obecnych warunków eksploatacji,
- określenie dalszej przydatności elementów:
 - wyznaczenie pozostałego czasu pracy (trwałość resztkowa),
 - zalecenia odnośnie do prowadzenia sposobu dalszej eksploatacji, zakresów i terminów remontów, wymian i modernizacji.

Wszystkie działania diagnostyczne, mające na celu ocenę aktualnego stanu technicznego elementu oraz ich dalszej przydatności, są z punktu widzenia użytkownika konieczne i nieodzowne.

Wynika to między innymi z postępującej dekapitalizacji urządzeń w energetyce, zmuszającej służby diagnostyczne do oceny stopnia wyeksploatowania elementów ciśnieniowych (w tym elementów pracujących w warunkach pełzania) oraz do podejmowania decyzji co do dalszych ich losów.

Pamiętać również należy, że trwałość poszczególnych elementów nie jest jednakowa, co jest dla użytkowników trudnym problemem. Użytkownik ma bowiem do wyboru częściową (nierzadko bardzo skomplikowaną technologicznie) wymianę elementów konstrukcji bądź wymianę całkowitą. Ocena stanu polega więc na kompleksowych czynnościach diagnostycznych popartych obliczeniami wytrzymałościowymi. Tylko takie postępowanie może zapewnić wiarygodność oceny.

Wnioski

- Dane eksploatacyjne i laboratoryjne wskazują, że obliczane elementy wg $R_{z/1,65}$ mogą pracować znacznie dłużej niż projektowy czas pracy.
- Rzeczywista trwałość (indywidualny dalszy czas pracy) elementów zależna jest od warunków pracy, a szczególnie temperatury ścianki elementu.
- Najbardziej wiarygodne są metody obliczeniowe oparte na rzeczywistych parametrach pracy oraz wymiarach – sposób zalecany przez normy europejskie (metoda wykreślna lub analityczna).
- W celu podniesienia wiarygodności metod obliczeniowych wskazane jest uzupełniać je badaniami metalograficznymi oraz pomiarami odkształcenia.
- Żadna ze stosowanych metod [3], [7], [17] oceny stopnia wyczerpania trwałości elementów ciśnieniowych nie dają 100% pewności.
- Ostateczną ocenę należy poprzeć badaniami diagnostycznymi, których wyniki mają na celu dokonanie oceny rzeczywistego stanu elementu zależnego nie tylko od degradacji pełzaniowej metalu.

Literatura

- [1] Dobosiewicz J.: Przydatność elementów kotłów po przekroczeniu obliczeniowego czasu pracy. *Energetyka* 1984, nr 8
- [2] VGB Merkblatt Lebensdauer Verlängerung von Konventionalen Kraftwerksblöcken, VGB-M13

- [3] Instrukcja oceny stanu oraz kwalifikowania do wymiany komór, kolektorów, rurociągów kotłowych i głównych parowych pracujących w warunkach pełzania. MGIE, Warszawa 1986
- [4] Zbroińska-Szczuchura E., Dobosiewicz J., Rauszer A.: Warunki pracy niektórych elementów kotłów parowych. *Energetyka* 1992, nr 9
- [5] Zbroińska-Szczuchura E.: Niektóre kryteria oceny trwałości elementów ciśnieniowych bloków energetycznych pracujących w warunkach pełzania. *Energetyka* 1997, nr 1
- [6] Zbroińska-Szczuchura E.: Trwałość elementów rurociągów parowych. *Energetyka* 1993, nr 7
- [7] Yoshitsu Sud, Matoyuschi Tuaka: Development of non-destructive damage detection and life evaluation technology for Lang term used Boiler Pressure Parts. International Konferense LIVE ASSESSMENT, 1998
- [8] Dobrzański J., Hernas A., Klimas H.: Materiałoznawcze podstawy przedłużania czasu bezpiecznej eksploatacji elementów krytycznych kotła. *Energetyka* 1997, nr 10
- [9] VGB Technisch-wissenschaftliche Berichte. VGB-TW-507, Ausgabe 1992
- [10] Trzeszczyński J., Stachura S.: Przydatność badań niszczących dla oceny stanu technicznego rurociągów parowych pracujących w warunkach pełzania. *Energetyka* 1997, nr 3
- [11] Dobosiewicz J.: Uszkodzenia kolan rurociągów parowych pracujących w warunkach pełzania. *Energetyka* 1991, nr 4
- [12] Szczygielski M., Pizon E.: Diagnostyka kolan rurociągów parowych. *Energetyka* 2002, nr 5
- [13] PD 10-262-98 Tipowaje a instrukcja po kontroluj mietała i prodleniju sroka služby osnovnykh elementov kotłov turbin i turboprowodov tiepłowych elektrostanciji
- [14] ASME Code for Pressure piping B.31, An American national Standard
- [15] Design of Piping Systems the MW KE1LOGG Company
- [16] Praca zbiorowa IE - Zakład Materiałoznawstwa - Uzgodniona z UDT, System diagnostyki materiałowej podstawowych elementów urządzeń energetycznych
- [17] EN norma obliczania stopnia wyczerpania
- [18] Rental J. i inni: „Żywotność rurociągów parowych powyżej 200 000 h eksploatacji” – BALTICA VII „Life Management and Maintenance for Plants” vol. 1 – 2007



Alfred Śliwa, Paweł Gawron

Pasywacja rur mosiężnych jako sposób przeciwdziałania procesom korozyjnym na początku ich eksploatacji

Jednym z najczęściej używanych metali do wyrobu kondensatorów turbinowych, podgrzewaczy regeneracyjnych oraz innych wymienników ciepła jest miedź i jej stopy. Najczęściej orurowanie skraplaczy i ww. wymienników ciepła wykonywane jest z mosiądzu typu MC-70 i MA-77. Ostatnio coraz częściej ze względów większej odporności korozyjnej na orurowanie stosuje się stopy miedzioniklowe, stale nierdzewne, kwasoodporne oraz tytan.

Odporność korozyjna miedzi i jej stopów w warunkach ruchowych zależy od stanu i szczelności tlenkowej warstewki ochronnej. Zwiększenie trwałości rur skraplaczy i innych wymienników ciepła wykonanych ze stopów miedzi osiąga się poprzez:

- zmniejszenie agresywności wody chłodzącej,
- stosowanie odpowiednich dodatków stopowych przy produkcji rur,
- stosowanie dodatków do wód inhibitujących procesy korozyjne,
- pokrywanie rur warstewkami ochronnymi. Trwałość rurek zależy również od:
- procesu technologicznego produkcji rur,
- stanu powierzchni rur po procesie produkcji,
- warunków cieplno-chemicznych w początkowym okresie eksploatacji,
- warunków cieplno-chemicznych w czasie dalszej eksploatacji.

Warunki te mają wpływ na procesy niszczenia korozyjnego materiału rur, które mogą mieć charakter niszczenia równomiernego lub lokalnego.

Jednym z najbardziej rozpowszechnionych rodzajów niszczenia rur jest korozja selektywna (odcynkowanie, odniklowanie). O jej występowaniu świadczy obecność na powierzchni mosiądzu gąbczastej miedzi w postaci korków. Procesom odcynkowania sprzyja zawartość tlenu w wodzie, brak lub uszkodzenie warstewek ochronnych lub miejscowe zanieczyszczenia mechaniczne i chemiczne (chlorki, siarczany, azotany). Wpływ na procesy korozyjne ma również niewłaściwa prędkość przepływu wody (nadmierna uniemożliwia utworzenie się warstewki ochronnej) oraz obecność substancji organicznych. Hamujący wpływ na przebieg procesów korozyjnych ma obecność szczelnych warstewek ochronnych, naturalnych lub celowo wytworzonych.

Odporność korozyjna rurek mosiężnych

Jak już wspomniano odporność korozyjna rur skraplaczy i wymienników ciepła wykonanych ze stopów miedzi zależna jest w istotnym stopniu od trwałości tlenkowych warstewek ochronnych.

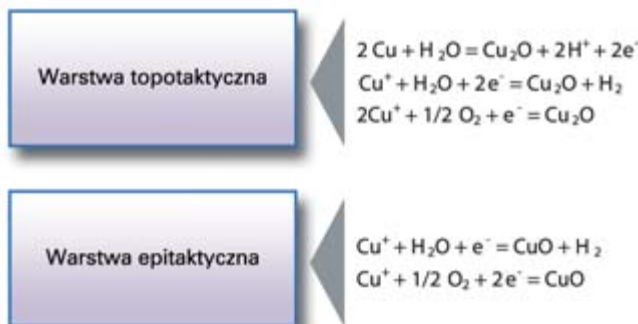
Nowe rurki, spełniające wymogi norm, wykonane ze stopów miedzi mogą przepracować około 20 lat w dobrym stanie. Doświadczenia eksploatacyjne wykazują jednak, że nie musi to być regułą.

W zależności od procesu technologicznego u producenta oraz od pierwszej fazy eksploatacji obserwuje się szybsze, a często bardzo szybkie procesy niszczenia korozyjnego rur miedziowych. Naturalna warstewka ochronna mosiądzów powstająca w czasie produkcji jest często spękana, o różnej grubości i różnym stopniu przylegania do powierzchni metalu rur.

W czasie początkowej eksploatacji, szczególnie przy zwiększonej agresywności środowiska (temperatura, sole, organika) istniejące defekty miejscowe oraz nowo powstałe na skutek działania czynników mechanicznych i chemicznych stwarzają warunki do intensyfikacji procesów korozyjnych.

Poprawa warunków eksploatacji rur miedziowych poprzez zmniejszenie agresywności wody lub wytworzenie na powierzchni rur warstwy ochronnej przed wprowadzeniem do eksploatacji stwarza możliwość samorzutnego wytworzenia się warstewki ochronnej tlenków miedzi Cu_2O – CuO .

Tworzenie warstewek ochronnych na mosiądzu przebiega zgodnie z poniższymi reakcjami:



Warstewki te w zależności od stopnia agresywności czynnika i prędkości jego przepływu chronią mniej lub bardziej skutecznie metal rur przed korozją selektywną.

Jeżeli woda działa agresywnie na mosiądz wtedy możliwość samorzutnego wytworzenia się szczelnej warstewki tlenków na nowo zainstalowanych rurach jest znikoma i powierzchnie takie są silnie atakowane korozyjnie. W celu ograniczenia tych procesów stosowane są metody chemicznego nakładania powłok ochronnych (pasywnych) na miedziowych rurach skraplaczy pary i innych wymienników ciepła.

Pasywacja powierzchni rur miedziowych

Proces ten ma celu wytworzenie kilku do kilkunastomikronowej ochronnej warstewki pasywnej o wysokim potencjale, ściśle przylegającej do powierzchni metalu.

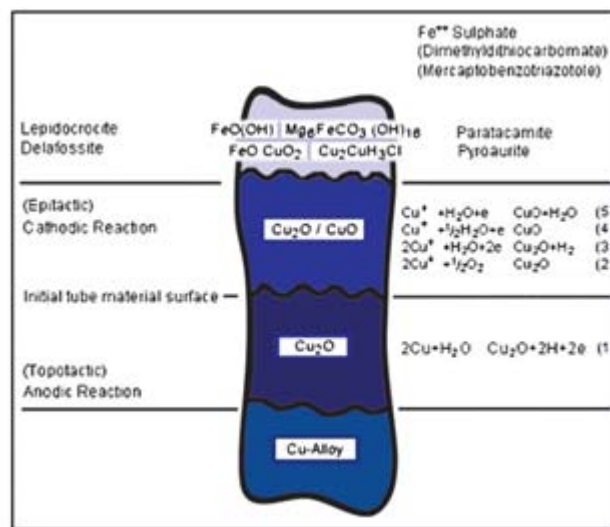
Możliwe jest stosowanie procesów ciągłej pasywacji powierzchni rur poprzez:

- ciągłe dozowanie środków pasywujących do wody,
- nanoszenie czynnika pasywującego na wewnętrzną powierzchnię rurek skraplacza za pomocą kulek do ciągłego oczyszczania tych rurek z osadów,
- proces pasywacji nowych rurek miedziowych na okres początkowej fazy eksploatacji.

Warstwa pasywna na nowych rurkach ma chronić czasowo powierzchnie wewnętrzne przed korozją selektywną i umożliwić wytworzenie naturalnej eksploatacyjnej warstewki tlenków miedzi CuO – Cu_2O .

W *Pro Novum* opracowano metodę pasywacji wewnętrznych powierzchni rurek miedziowych w skraplaczach turbin parowych posiadających urządzenia do ciągłego mechanicznego czyszczenia rurek (Patent nr 183583) oraz metodę czasowej pasywacji rur miedziowych – nowo zabudowanych w skraplaczach i wymiennikach ciepła.

Na rysunku 1 przedstawiono przekrój poprzeczny przez warstewki ochronne na stopach miedzi.



Rys. 1.

Przyjęto następujące założenia do technologii wytwarzania warstewki pasywnej chroniącej nowe rurki:

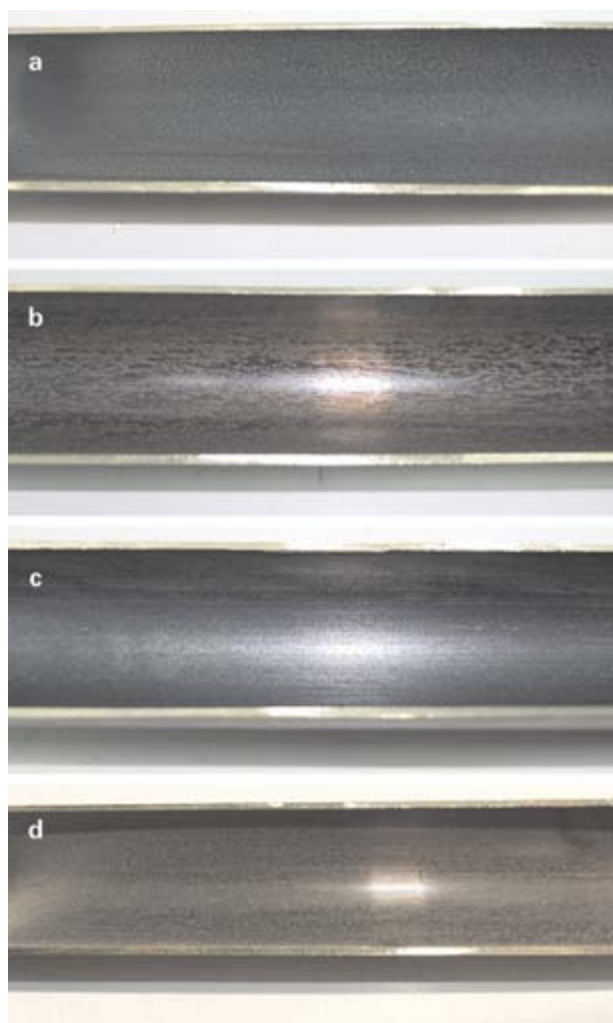
- zabezpieczenie powierzchni nowych rurek miedziowych przed uszkodzeniami korozyjnymi w początkowym okresie eksploatacji,
- umożliwienie wytworzenia się w czasie eksploatacji właściwej warstewki ochronnej Cu_2O – CuO ,
- przeprowadzenie procesu zabezpieczenia na zmontowanym wymienniku z wykorzystaniem prostej instalacji pomocniczej,
- możliwość wprowadzenia wymiennika do ruchu po zakończonym procesie bez operacji dodatkowych,
- możliwość przeprowadzenia procesu dla typowych materiałów stosowanych do produkcji rurek: MC70, MA77, MNŻ101 itd.,
- uwzględnienie ograniczeń gwarancyjnych producentów rurek i nieingerowanie w strukturę materiału rurek,
- niewielka uciążliwość procesu dla środowiska naturalnego.

Wygląd powierzchni wewnętrznej nowej rurki z mosiądzu MC-70 używanej w badaniach testowych przedstawiono na rysunku 2.



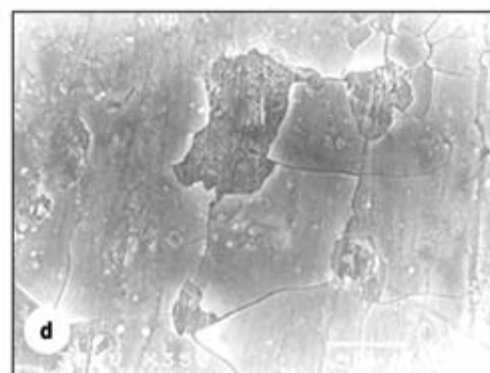
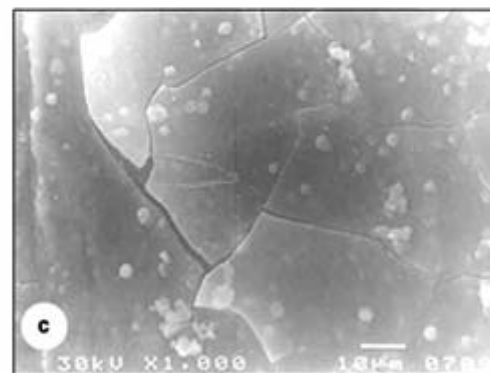
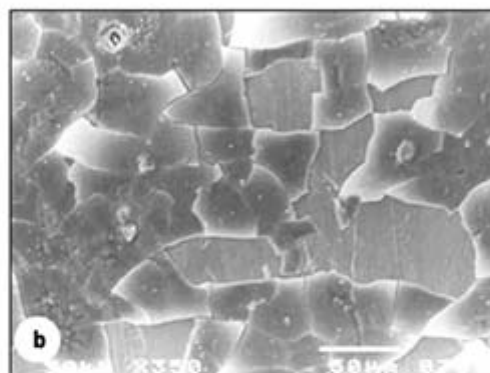
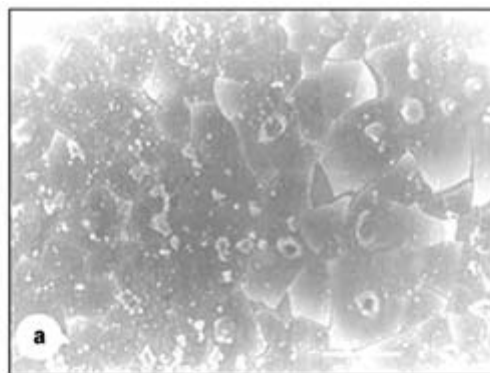
Rys. 2.

Wygląd powierzchni wewnętrznej rurek mosiężnych z wytworzoną warstwą ochronną (przy różnych parametrach procesu pasywacji) przedstawiono na rysunku 3 a – d.



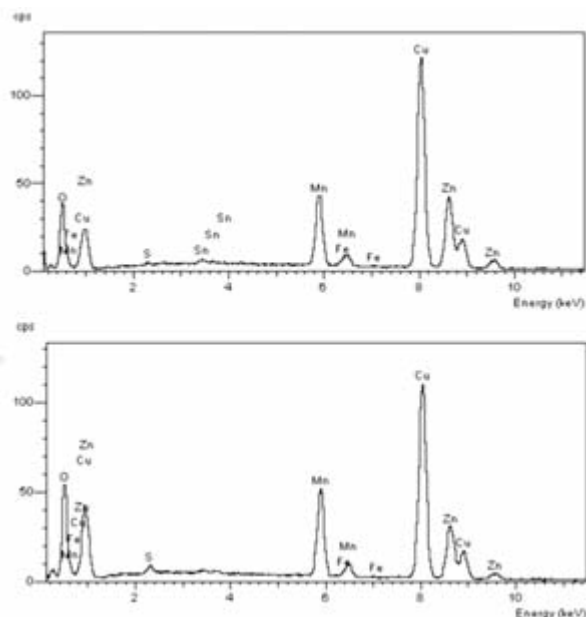
Rys. 3.

Na zdjęciach mikroskopowych (rys. 4 a – d) przedstawiono struktury uzyskanych warstw ochronnych.



Rys. 4.

Skład chemiczny uzyskanych wybranych warstwek ochronnych przedstawiono na rentgenogramach (rys. 5) i w tabeli 1.



Rys. 5.

Tabela 1

Rurka	Skład pierwiastkowy, % _{wag}						
	Cu	Zn	Mn	Sn	S	Fe	O
Rurka nr I	52,97	18,54	10,41	0,46	0,45	0,24	16,94
Rurka nr II	55,21	23,86	8,23	0,60	0,13	0,38	11,59

W bieżącym roku proces pasywacji nowych rur mosiężnych zastosowano praktycznie przy pasywacji orurowania trzech wymienników ciepła (woda – woda) typu CW-2400. Przykładową charakterystykę techniczną jednego z wymienników przedstawiono poniżej.

Charakterystyka techniczna wymiennika 2WW-1

Typ:	CW-2400
Producent:	Zakłady Urządzeń Przemysłowych Nysa
Rok produkcji:	1986
Powierzchnia wymiany ciepła:	2400 m ²
Masowy przepływ wody chłodzącej:	5785 t/h
Masowy przepływ wody sieciowej:	2350 t/h
Temperatura wody sieciowej na wejściu:	63/110°C
Temperatura wody sieciowej na wyjściu:	31°C
Temperatura wody chłodzącej na wlocie:	18°C
Temperatura wody chłodzącej na wylocie:	31/50°C
Ciśnienie robocze wody sieciowej:	1,2 MPa
Ciśnienie robocze wody chłodzącej:	0,3 MPa
Objętość przestrzeni wody sieciowej:	30 m ³
Objętość wody chłodzącej:	24 m ³
Liczba rurek 24x1:	4698
Długość rurek:	7133 mm
Materiał rurek:	MC70

Procesy pasywacji wykonano za pomocą prostej instalacji pomocniczej (rys. 6). Czas wykonania procesu pasywacji wynosił ok. 8 godzin.



Rys. 6.

W czasie prowadzenia procesów pasywacji kontrolowano w sposób ciągły:

- przepływ,
- temperaturę roztworu,
- odczynu pH roztworu,
- przewodnictwo elektrolityczne roztworu, oraz okresowo stężenie poszczególnych składników roztworu pasywującego.

Po zakończeniu procesu i spuszczeniu roztworu pasywującego przeprowadzono kontrolę stanu wewnętrznej powierzchni rurek, stwierdzając obecność prawidłowo wytworzonej na ich powierzchni warstewki ochronnej.

Podsumowanie

W początkowym okresie eksploatacji nowych lub przerurowanych wymienników ciepła wyposażonych w rury mosiężne stwierdza się wzrost ilości uszkodzeń korozyjnych rur.

Oporność korozyjna rur mosiężnych w środowisku wodnym związana jest z obecnością na powierzchniach rur tlenkowych warstwek ochronnych.

Opracowana technologia zabezpieczenia powierzchni rur mosiężnych na czas początkowej eksploatacji pozwala na skuteczną ochronę rur przed procesami korozyjnymi do czasu wytworzenia się właściwych warstwek pasywnych.

Poprzez zmianę parametrów procesu możliwe jest wytworzenie warstwy ochronnej na różnego rodzaju stopach stosowanych do produkcji rur.

Całkowity czas realizacji procesu dla typowych wymienników ciepła nie powinien przekroczyć 24 godzin. Ładunek zanieczyszczeń poprocesowych jest niewielki i możliwy do utylizacji w układach technologicznych elektrowni/elektrociepłowni.

Literatura

- [1] Jakubik A.: Uszkodzenia niemechaniczne urządzeń cieplnych elektrowni, WNT, Warszawa 1974
- [2] Jasner M., Hecht M., Beckmann W.: Heat exchangers and piping systems from copper alloys – commissioning operating and shutdown
- [3] Stubbe J., Briquet J.: Ermittlung der Parameter für die Eisen (II) – sulfatdosierung an Wärmeaustauschern

Analiza stanu naprężeń i odkształceń metodą elementów skończonych (MES) w łopacie drugiego stopnia turbiny gazowej

Obecnie coraz częściej badaniom diagnostycznym urządzeń towarzyszą obliczenia metodą elementów skończonych stanu naprężeń i odkształceń. Wyniki tych obliczeń wykorzystywane są między innymi do analizy stopnia wyczerpania trwałości od zmęczenia i/lub pełzania oraz warunków propagacji pęknięć wg zasad i kryteriów mechaniki pęknięcia [1], a także w celu optymalizacji konstrukcji czy pracy urządzeń.

Podniesienie sprawności/mocy turbiny gazowej nierozłącznie wiąże się z konstrukcyjnymi zmianami w jej układzie przepływowym, wzrostem temperatury spalania, a także z doбором coraz wytrzymalszych materiałów na elementy turbiny [2, 3]. Łopatki turbiny gazowej pracują w wysokiej temperaturze przez co narażone są na korozję wysokotemperaturową, pełzanie i przegrzanie. Pomimo że na łopatki turbiny stosowano z biegiem czasu coraz bardziej wytrzymalsze stopy niklu i modernizowano ich konstrukcję, to dalej dochodzi do trwałych deformacji w obszarze daszka (bandaża).

Problem ten znany jest już od wielu lat, co wiąże się z potrzebą ciągłego monitorowania (badania endoskopowe, pomiary) wielkości deformacji jako jednego z kryterium do określenia okresów pomiędzy kolejnymi przeglądami układu przepływowego.

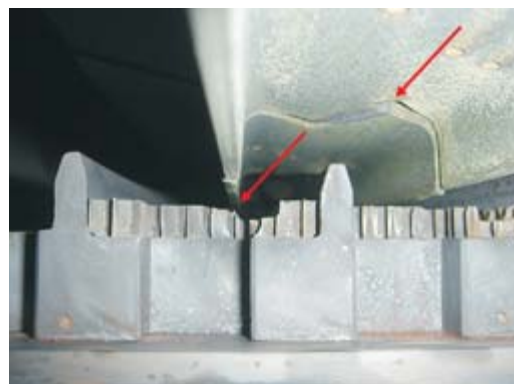
Sprawa wygląda jednak gorzej, gdy trwałe odkształcenie daszków łopatek pojawia się po krótkim czasie eksploatacji turbiny osiągając przy tym wartość krytyczną. Zaistnienie takiej sytuacji skutkować może ograniczeniami w produkcji, złym stanem dynamicznym urządzenia, obniżeniem sprawności, a w skrajnym przypadku może prowadzić do wcześniejszej niż przewidzianej przez producenta, wymiany kosztownych łopatek na nowe.

Przedmiot analizy

Łopatki (różnych stopni) turbin gazowych są obiektami obliczeń numerycznych wielu instytucji [4]. W artykule przedstawiono metodykę i wyniki analizy MES łopatki drugiego stopnia turbiny gazowej, ze względu na to, że w wyniku badań endoskopowych stwierdzono nadmierne deformacje daszków tychże łopatek po stosunkowo krótkim czasie eksploatacji – 16 000 h (rys. 1).

Z kolei podczas oględzin łopatek w czasie postoju turbiny związanej z wymianą łopatek drugiego stopnia stwierdzono dodatkowo powiększone luzy pomiędzy wierzchołka-

mi daszków łopatek a uszczelnieniami (rys. 1), a także odkształcenie plastyczne w miejscu kontaktu łopatek (rys. 2).



Rys. 1. Odształcone daszki łopatek drugiego stopnia turbiny gazowej i powiększone luzy pomiędzy łopatką a uszczelnieniem



Rys. 2. Odształcenie plastyczne w miejscu kontaktu łopatek

Przygotowanie modelu geometrycznego łopatki

Do przygotowania modelu geometrycznego posłużyła jedna z rezerwowych łopatek drugiego stopnia. Ze względu na bardzo skomplikowany kształt łopatkę poddano komputerowemu skanowaniu.

W wyniku skanowania otrzymano tzw. chmurę punktów, z której następnie utworzono powierzchnie łopatki.

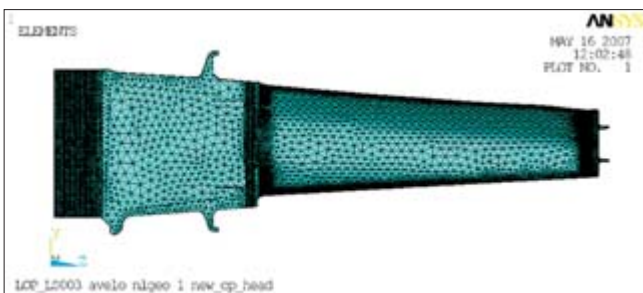
Domykając wszystkie powierzchnie uzyskano model geometryczny (CAD) łopatki do obliczeń (rys. 3).



Rys. 3. Model geometryczny łopatki drugiego stopnia turbiny gazowej

Wyniki obliczeń MES

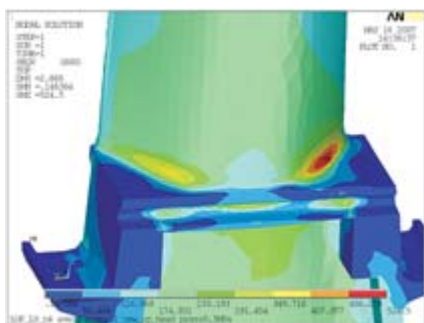
Analizę wytrzymałościową łopatki turbiny gazowej drugiego stopnia wykonano w programie ANSYS 11. Po zaimportowaniu modelu łopatki utworzono siatkę elementów skończonych łopatki (rys. 4). Następnie model obciążono strukturalnie temperaturą, prędkością obrotową, ciśnieniem przy założeniu cykliczności.



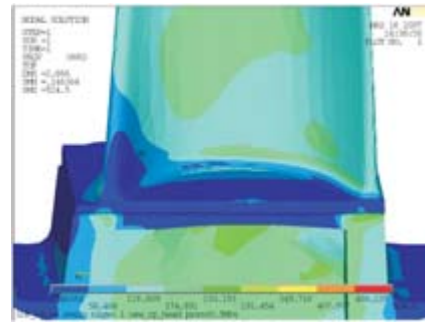
Rys. 4. Siatka elementów skończonych łopatki

Wyniki naprężeń zredukowanych

Naprężenia zredukowane swoją największą wartość (ok. 525 MPa) uzyskują w okolicach przekroju krytycznego łopatki, tzn. przy przejściu stopy łopatki w pióro po stronie wypukłej łopatki (rys. 5). Po stronie wklęsłej łopatki naprężenia zredukowane osiągają poziom 290 MPa (rys. 6).

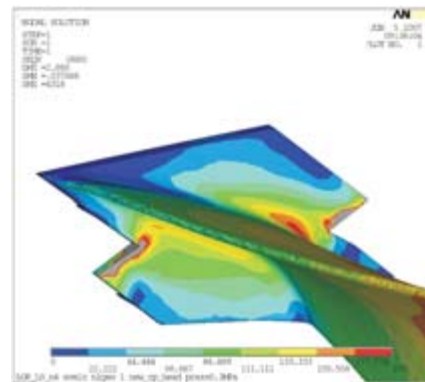


Rys. 5. Naprężenia zredukowane przy stopce łopatki – strona wypukła łopatki, MPa

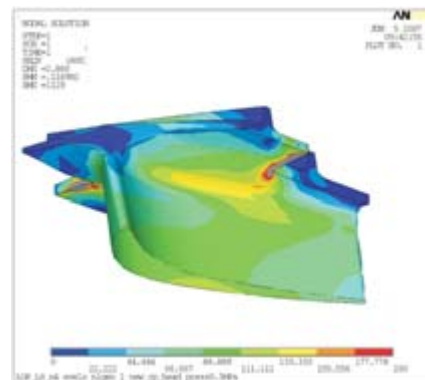


Rys. 6. Naprężenia zredukowane przy stopce łopatki – strona wklęsła łopatki, MPa

Na daszku łopatki, na powierzchniach jego styku z sąsiednimi łopatkami także występują wysokie wartości naprężeń. Ponieważ model był liczony jako liniowy wartości tych naprężeń należy odrzucić. Jednakże fakt ich występowania może tłumaczyć powstanie odkształcenia plastycznego w tych obszarach (rys. 7 i 8).



Rys. 7. Naprężenia zredukowane przy daszku łopatki. Widok od krawędzi wylotowej. Dodatkowo widoczne miejsca kontaktu łopatek, w których nastąpiło odkształcenie plastyczne

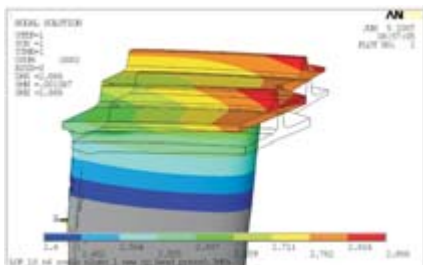


Rys. 8. Naprężenia zredukowane przy daszku łopatki. Widok od krawędzi wlotowej. Dodatkowo widoczne miejsca kontaktu łopatek, w których nastąpiło odkształcenie plastyczne

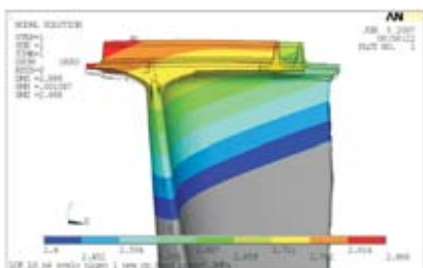
Wyniki odkształceń

Równocześnie z analizą naprężeń przeprowadzono obliczenia odkształceń łopatki. Największe odkształcenia zaobserwowano na daszku łopatki i wyniosło ono blisko 3 mm.

Szczegółowe wyniki obliczeń odkształceń pokazano na rysunkach 9 i 10.



Rys. 9. Odształcenia rzeczywiste daszka łopatki, mm

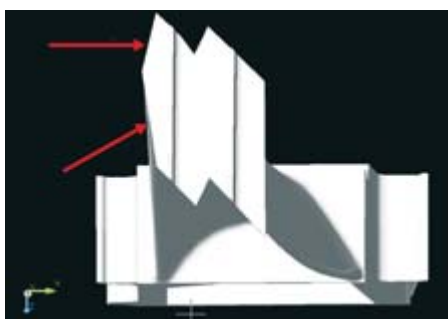


Rys. 10. Odształcenia rzeczywiste daszka łopatki. Widok od krawędzi wlotowej, mm

Podsumowanie obliczeń MES

Pomimo zastosowania optymalizacji kształtu daszka łopatki poprzez odpowiednie jego ścięcia (rys. 11), które wg producenta turbiny mają obniżyć o 25% wartość naprężeń w tym rejonie oraz wyrównać jego naprężenia i odkształcenia na całej powierzchni, obserwowane deformacje wskazują, że założony efekt został osiągnięty częściowo.

Trwałe deformacje pokrywają się z wyliczonymi naprężeniami i odkształceniami. Należy pamiętać, że warunki brzegowe temperatur pracy łopatki są wartościami pochodzącymi z termopar umieszczonych w okolicach stopek łopatek drugiego stopnia. Oznacza to, że rzeczywiste naprężenia i odkształcenia prawdopodobnie będą większe od obliczeniowych ze względu na możliwość pracy łopatek w wyższej temperaturze, zwłaszcza przy powiększonych luzach pomiędzy daszkiem łopatki a uszczelnieniami. By potwierdzić to założenie przeprowadzono pomiary odkształcenia łopatki po eksploatacji [5].



Rys. 11. Profil daszków łopatek drugiego stopnia

Wyniki pomiarów odkształcenia łopatki po eksploatacji

Pomiar odkształcenia łopatki po eksploatacji przeprowadzono na współrzędnościowej maszynie pomiarowej LINEA NMP 10.7.5. Maszyna ta, między innymi, brała udział przy odwzorowaniu kształtu łopatki nowej.

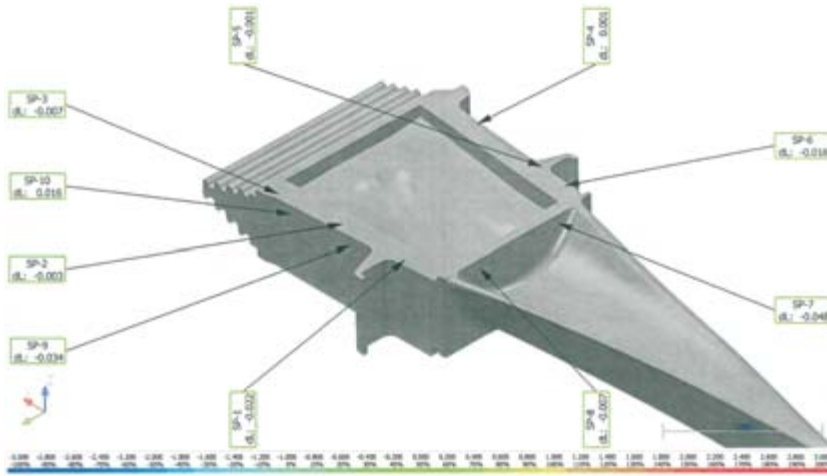
Wyniki pomiarów odkształcenia łopatki przedstawiono na rysunkach 12 – 20. Przed przystąpieniem do głównych pomiarów odkształcenia pióra łopatki i daszka pomierzono stopkę łopatki w celu kontroli bazy pomiarowej. Należało na zdemontowanej łopatce wyznaczyć takie miejsca, które posiadają zerową lub bliską zeru odchyłkę w stosunku do modelu łopatki nowej. Uznano, że najlepszym do tego miejscem będzie stopka łopatki. Wynik kontroli bazowania po stronie wklęsłej łopatki pokazano na rysunku 12. Kontrole bazowania przeprowadzono w dziesięciu punktach pomiarowych i względem nich ustalono układ współrzędnych. Pomiar pióra, po stronie wklęsłej łopatki, przeprowadzono wzdłuż dwóch tworzących.

Pierwsza tworząca (rys. 13) została pomierzona w 68 punktach. Największa zarejestrowana na niej odchyłka względem modelu nowej łopatki wynosi 1,489 mm, a najmniejsza 0,038 mm. Należy zaznaczyć, że znak „+” przy wartości odkształcenia oznacza wypuklenie się elementu, a znak „-” jego zapadnięcie się. Kolor zielony oznacza, że odchyłka jest bliska zeru, a zważywszy na to, że model nowej łopatki został wykonany z dokładnością 0,1 mm można stwierdzić, że obszary o kolorze zielonym pozostały nieodkształcone. Maksymalna odchyłka drugiej tworzącej po stronie wklęsłej łopatki wynosi 0,365 mm, a minimalna -0,464 mm (rys. 14). Druga tworząca została pomierzona w 67 punktach.

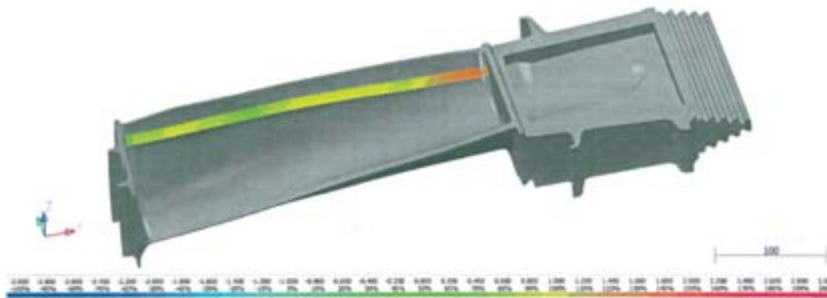
Pomiarów odkształcenia daszka dokonano wykorzystując tę samą bazę pomiarową jak dla tworzących części wklęsłej pióra łopatki. Na rysunku 15 pokazano wyniki pomiarów spodu daszka po stronie wypukłej łopatki.

Na rysunku 16 przedstawiono wyniki pomiarów odkształcenia spodu daszka po stronie wklęsłej łopatki. Największa odchyłka zarejestrowana na spodzie daszka po stronie wypukłej łopatki wynosi 3,893 mm, a wartość minimalna to -3,510 mm i występuje w górnej części daszka łopatki (rys. 17). Pomiary daszka łopatki wykonano w 66 punktach.

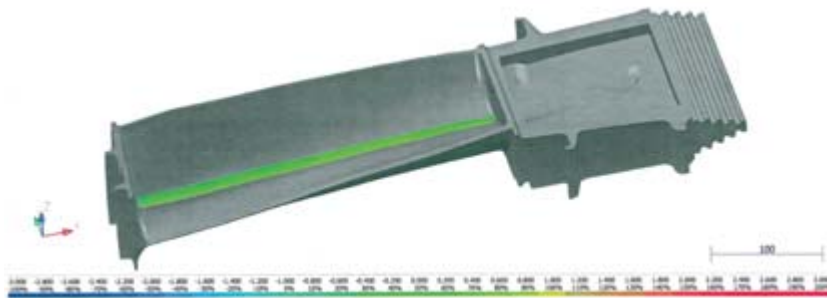
Na części wypukłej łopatki wykonano pomiary odkształcenia wzdłuż dwóch tworzących. W tym celu wykonano ponowną kontrolę bazowania łopatki w 14 punktach pomiarowych (rys. 18) i określono układ współrzędnych. Wyniki pomiarów odchyłek pierwszej tworzącej przedstawiono na rysunku 19. Maksymalna odchyłka pierwszej tworzącej wynosi 0,465 mm, a minimalna -0,523 mm. Skrajny wynik pomiaru o wartości 1,143 tej tworzącej należy zaliczyć już jako odchyłkę spodu daszka łopatki. Pomiarów pierwszej tworzącej wykonano w 68 punktach. Wyniki pomiarów odchyłek wzdłuż drugiej tworzącej po stronie wypukłej łopatki przedstawiono na rysunku 20. Pomiarów dokonano w 66 punktach. Maksymalna zarejestrowano odchyłka wyniosła -1,869 mm, a minimalna -2,447 mm [6].



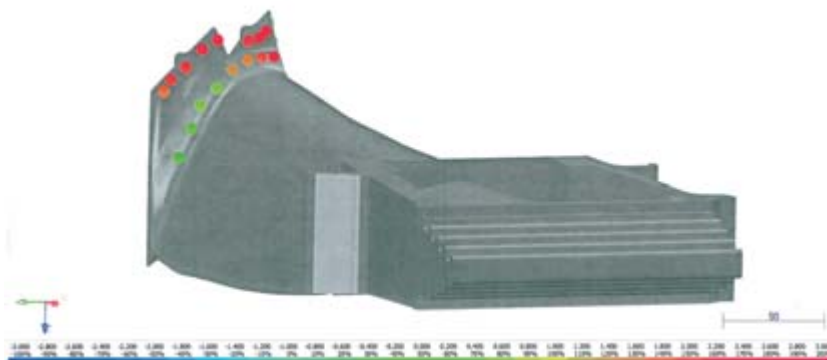
Rys. 12. Wyniki pomiarów kontrolnych bazowania po stronie wklęsłej łopatki



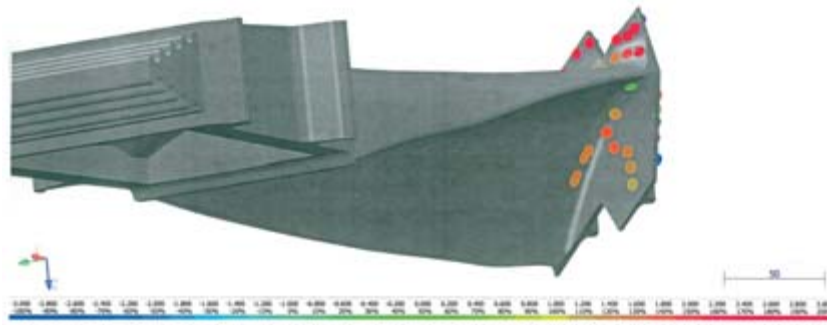
Rys. 13. Wyniki pomiarów kontrolnych odkształcenia wzdłuż pierwszej tworzącej po stronie wklęsłej łopatki



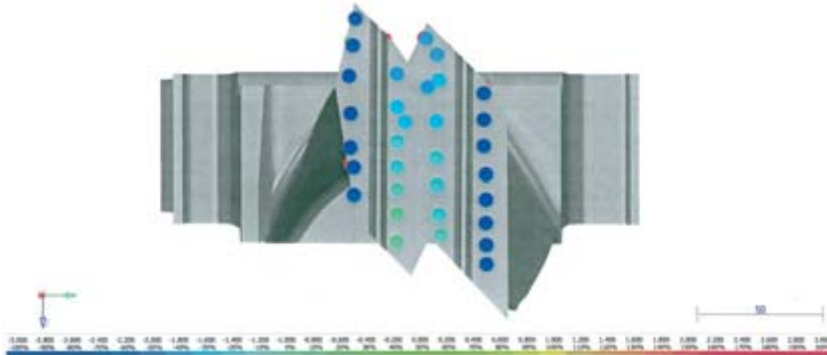
Rys. 14. Wyniki pomiarów kontrolnych odkształcenia wzdłuż drugiej tworzącej po stronie wklęsłej łopatki



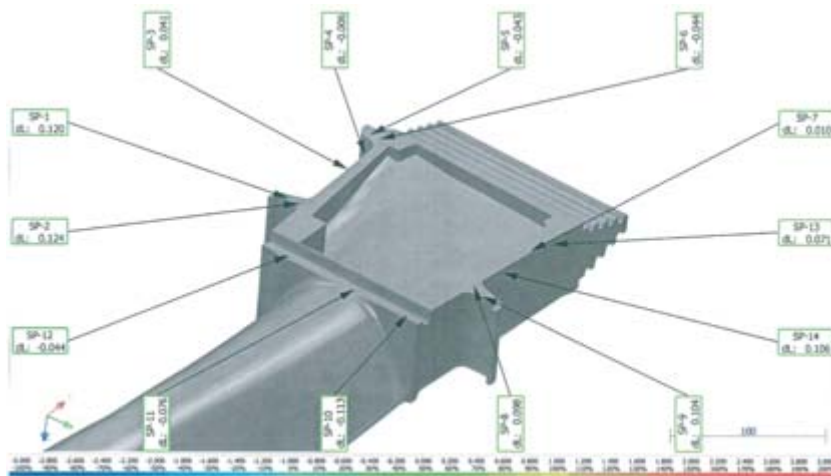
Rys. 15. Wyniki pomiarów kontrolnych odkształcenia spodu daszka po stronie wypukłej łopatki



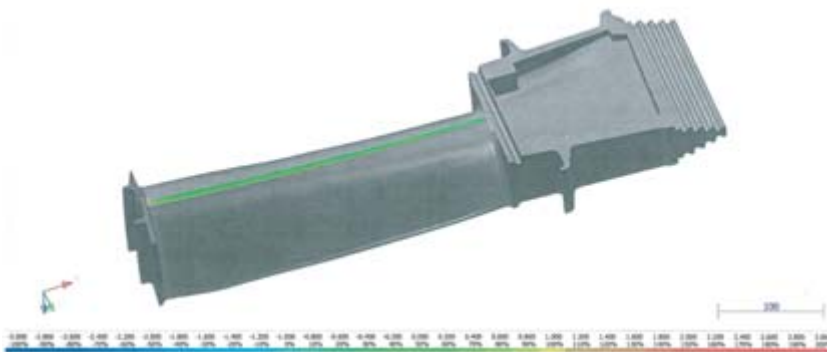
Rys. 16. Wyniki pomiarów kontrolnych odkształcenia spodu daszka po stronie wklęsłej łopatki



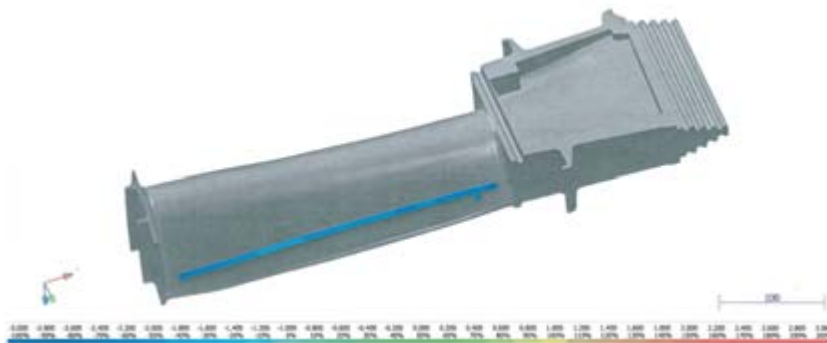
Rys. 17. Wyniki pomiarów kontrolnych odkształcenia góry daszka łopatki



Rys. 18. Wyniki pomiarów kontrolnych, kontrolne bazowania po stronie wypukłej łopatki



Rys. 19. Wyniki pomiarów kontrolnych odkształcenia wzdłuż pierwszej tworzącej po stronie wypukłej łopatki



Rys. 20. Wyniki pomiarów kontrolnych odkształcenia wzdłuż drugiej tworzącej po stronie wypukłej łopatki

Wnioski

1. Wykonane obliczenia wykazały, że występujące odkształcenia w czasie pracy przy obciążeniu i biegu luzem pokrywają się z występującymi trwałymi deformacjami daszków łopatek.
2. Rzeczywiste deformacje łopatek są większe od obliczeniowych ze względu na możliwość okresowej pracy łopatek w temperaturze wyższej od projektowanej.
3. Zastosowana metodyka, w tym analiza MES, okazały się poprawnym, inżynierskim podejściem do monitorowania na drodze obliczeniowej zjawisk deformacji łopatek turbin gazowych. Wykazano dobrą zgodność modelu obliczeniowego z rzeczywistością.

Literatura

- [1] Murzynowski W., Grzesiczek E.: „Wpływ geometrii i modeli obliczeniowych MES na rezultaty analizy stanu naprężeń w obrzeżach tarcz wirnikowych”, VIII Sympozjum Informacyjno-Szkoleniowe „Diagnostyka i remonty długoeksploatowanych urządzeń energetycznych”, październik 2006
- [2] Schilke P. W., „Advanced Gas Turbine Materials and Coatings”, 08/04
- [3] Johnson J. R., „Performance and Reliability Improvements for Heavy – Duty Gas Turbines”, 10/00
- [4] Arnal M., Precht C., Sprunk T.: „Fluid Structure Interaction Makes for Cool Gas Turbine Blades”, Advantage – Excellence in engineering simulation, Vol.1, 2007
- [5] Sprawozdanie Pro Novum Nr 022.1981/2007, czerwiec 2007
- [6] Sprawozdanie Pro Novum Nr 051.2010/2007, lipiec 2007

Filip Klepacki

Wpływ zmiany kształtu otworów na stan naprężeń w elementach walcowych

Najważniejszym elementem walcowym znajdującym się w zakładzie produkującym energię elektryczną jest walczak. Walczaki podczas eksploatacji wystawiane są na działanie dwóch obciążeń: obciążenia powierzchniowego pochodzącego od ciśnienia czynnika w walczaku oraz obciążenia cieplnego wynikającego z wysokiej temperatury wody zasilającej. Wymienione obciążenia powodują powstawanie odpowiednich naprężeń: naprężeń mechanicznych oraz naprężeń cieplnych wynikłych z różnicy temperatur między powierzchniami zewnętrzną i wewnętrzną walczaka.

Naprężenia cieplne oraz mechaniczne są naprężeniami składowymi naprężeń zredukowanych, które wyznaczone na podstawie odpowiednich hipotez wyężeniowych np. energii odkształcenia postaciowego (Huber) czy maksymalnych naprężeń stycznych (Tresca) wykorzystywane są w obliczeniach

wytrzymałościowych. Upraszczając można napisać, iż naprężenia całkowite wynoszą:

$$\sigma_t + \sigma_p = \sigma \quad (1)$$

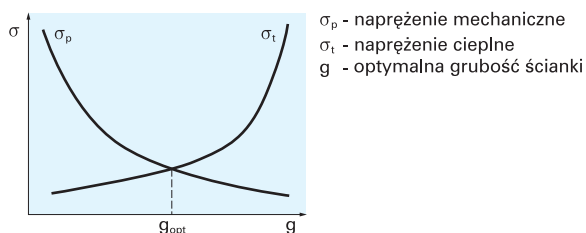
- σ_t - naprężenia cieplne,
- σ_p - naprężenia mechaniczne,
- σ - naprężenia całkowite.

Omówione naprężenia są zależne od konstrukcji walczaka i jego eksploatacji. W trakcie eksploatacji podlegają one okresowej zmianie, co w konsekwencji prowadzi do zmęczenia materiału (na te naprężenia mamy bardzo ograniczony wpływ, gdyż nawet poprawna eksploatacja nie powoduje ich stabilizacji czy obniżania).

W przeciwieństwie do eksploatacji, zmiany konstrukcji umożliwiają znaczny spadek maksymalnych naprężeń, zwłaszcza mechanicznych.

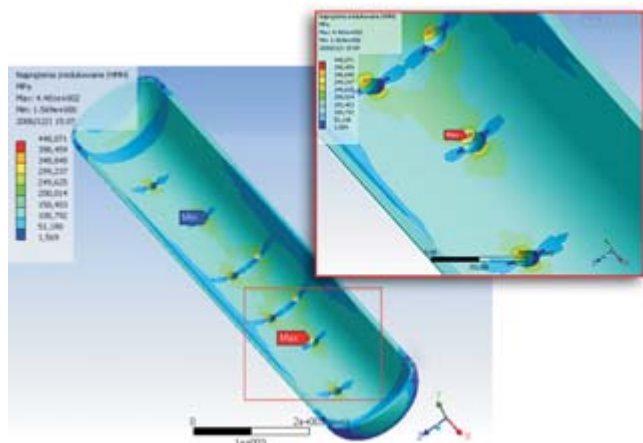
Naprężenia ciepłe, mechaniczne (przytworowe)

Z powodu zróżnicowanego pochodzenia na omówione naprężenia mają wpływ różne czynniki konstrukcyjne. W przypadku naprężeń ciepłych znajduje zastosowanie prosta zasada: im element posiada cieńszą ściankę tym naprężenia są mniejsze, gdyż różnica temperatur maleje. Natomiast naprężenia mechaniczne dotyczy odwrotna zasada, a więc im ścianka jest grubsza tym naprężenia są mniejsze. Z powyższego wynika, że istnieje pewna optymalna grubość ścianki, dla której suma naprężeń jest najmniejsza (rys. 1).



Rys. 1. Naprężenie całkowite w funkcji grubości ścianki elementu walcowego

Walczaki jako elementy walcowe owiercane niestety nie mogą podlegać powyższym zasadom. Wynika to głównie z powodu naprężeń mechanicznych, które przy otworach ulegają koncentracji (rys. 2). Wzrost tych naprężeń nazywamy potocznie naprężeniami przytworowymi [2], a ich wartości mogą przekraczać trzykrotnie naprężenia mechaniczne w płaszczyźnie walczaka. Naprężenia przytworowe zależą od kształtu otworu i w sposób znaczący zmiany tego kształtu wpływają na obniżenie naprężeń mechanicznych (przytworowych), jak i również naprężeń całkowitych.

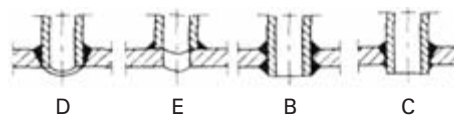


Rys. 2. Obliczenia MES dla elementów walcowych z uwzględnieniem otworów

Analiza stanu naprężeń różnych konstrukcji króćców

Jak już wspomniano kształt króćca ma bardzo duży wpływ na maksymalne naprężenia w ściance walczaka. W związku z powyższym przeanalizowano różne obecnie stosowane

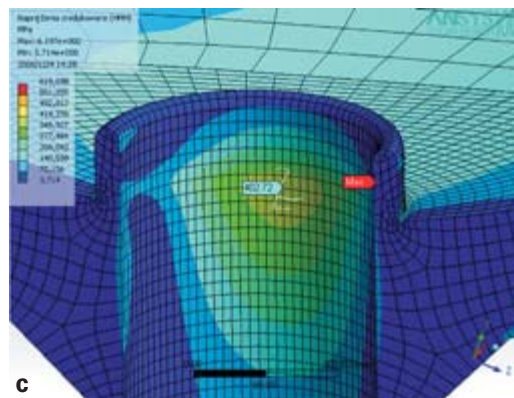
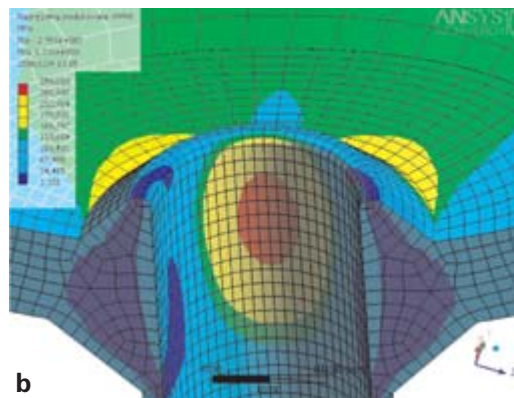
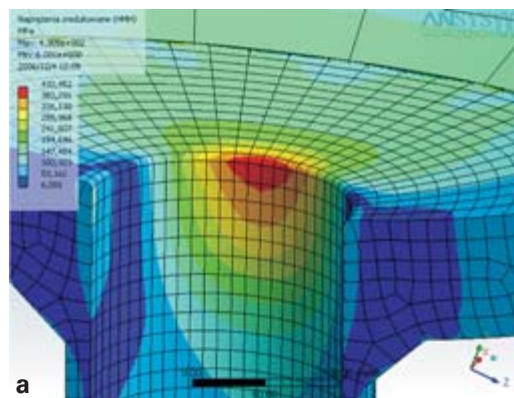
kształty króćców (rys. 3). Analizy zostały przeprowadzone na podstawie hipotezy energii odkształcenia postaciowego (Huber) uwzględniając jedynie obciążenia powierzchniowe (ciśnienie) oraz liniowość materiałową ($\sigma/\epsilon = \text{const.}$)



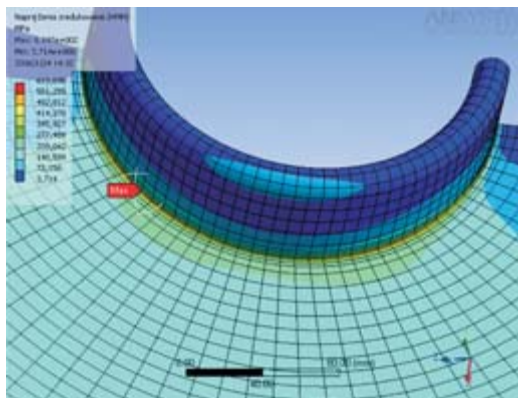
Rys. 3. Schematy króćców [4]

Dane konstrukcyjne rozpatrywanego walczaka:

$D_z = 1880$ mm – średnica zewnętrzna walczaka,
 $D_w = 1696$ mm – średnica wewnętrzna walczaka,
 $D = 183$ mm – średnica otworu,
 $P = 12$ MPa,
 Stal: K22M.



Rys. 4. Analizy stanu naprężeń różnych kształtów króćców a – króciec typu D i E, b – króciec typu B, c – króciec typu C



Rys. 4 d. Analizy stanu naprężeń różnych kształtów króćców – rzut z góry na króćcie typu C

Analizie poddano cztery typy króćców zabudowanych na walczakach w krajowych elektrowniach [4]. Dwa pierwsze rodzaje króćców rozpatrywano jako jeden przypadek, gdyż spoinę traktowano jako jednolitą część materiału walczaka. Otrzymane wyniki z przeprowadzonych obliczeń zamieszczono w tabeli 1.

Tabela 1

Typ króćca	Maksymalne naprężenie wg hipotezy Hubera, MPa
D i E	430
B	299
C	402 (618)

Obliczenia wykazują, że najlepszym typem jest typ B, a wynika to głównie z faktu, iż na krawędzi otworu znajduje się dodatkowy materiał wzmacniający w postaci spoiny i wyciągniętej rury króćca. Jednakże biorąc pod uwagę, że na króćcie nie tylko oddziałują stałe naprężenia mechaniczne, ale również cieplne (szczególnie zmienne w czasie) taka duża ilość dodatkowego materiału negatywnie wpływa na stan

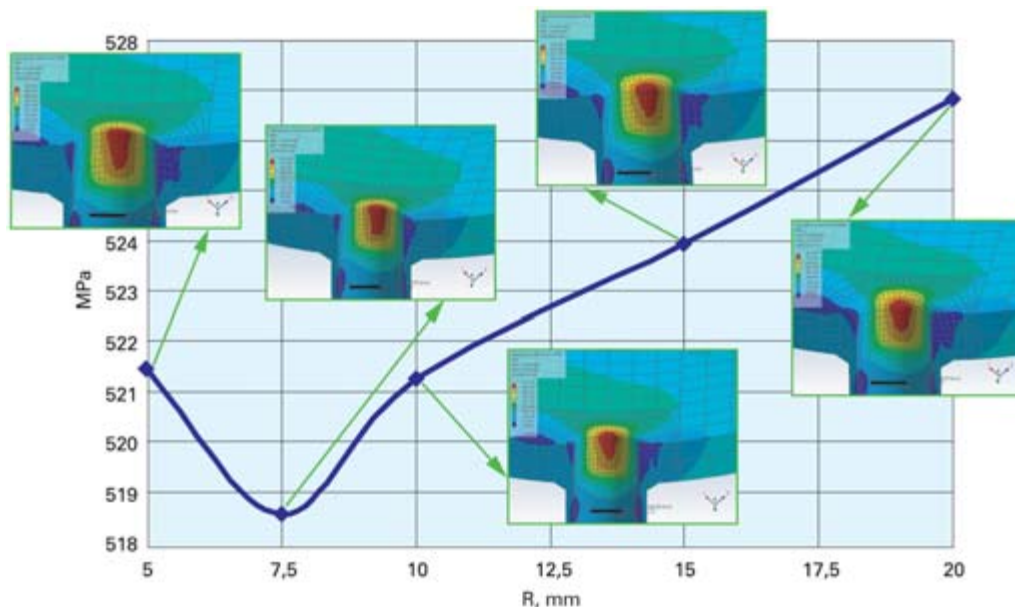
całkowitych naprężeń i trwałość tego elementu, co znajduje potwierdzenie w praktyce. W związku z powyższym najkorzystniejszym rozwiązaniem jest konstrukcja D i E gdyż nie posiada ona dodatkowego materiału powodującego wzrost naprężeń cieplnych, a naprężenia mechaniczne są mniejsze od króćca typu C.

Warianty zaokrąglenia krawędzi otworów króćców typu D i E

Według opisanych obliczeń króćce typu D i E okazały się najkorzystniejszym rozwiązaniem z uwagi na wielkość naprężeń. Dlatego ten typ króćców został poddany obliczeniom uwzględniającym zróżnicowany promień zaokrąglenia krawędzi otworu króćca. Wyniki obliczeń zostały przedstawione na wykresie (rys. 5)

Obliczenia zostały wykonane dla następujących danych:
 $D_z = 1900$ mm – średnica zewnętrzna walczaka,
 $D_w = 1760$ mm – średnica wewnętrzna walczaka,
 $D = 105$ mm – średnica otworu,
 $P = 15,3$ MPa,
 Stal: K22M,
 $R = 5; 7,5; 10; 15; 20$ mm – testowany promień zaokrąglenia.

Z przeprowadzonych analiz wynika, że przy zmianie promienia zaokrąglenia krawędzi otworu zmiana naprężenia mechanicznego jest niewielka, natomiast istnieje pewne optimum, poza którym naprężenia są większe. W rozpatrywanym przypadku takie optimum występuje dla promienia zaokrąglenia $R=7,5$ mm, powyżej tego promienia maksymalne naprężenia rosną tj. im krawędź otworu jest bardziej zaokrąglona, tym naprężenia są wyższe. Wobec powyższego dla otworu o średnicy $d=105$ mm najodpowiedniejszym promieniem zaokrąglenia krawędzi otworu będzie $R = 7 - 8$ mm.



Rys. 5. Naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera wynikające z ciśnienia $p_0=15,3$ MPa dla otworów $\phi 105$ (króćce pod rurociągi rur opadowych)

Otworki o kształcie eliptycznym

Króćce o kształcie eliptycznym otworu są króćcami typu D i E. Elipsa posiada dwa różne promienie – dłuższy i krótszy. W zależności od kierunku (wzdłuż walczaka bądź w poprzek), w którym są skierowane promienie maksymalne naprężenia rosną lub maleją. Gdy dłuższy promień elipsy jest skierowany w poprzek walczaka, natomiast krótszy wzdłuż (w osi walczaka) wtedy naprężenia maleją, w przypadku przeciwnym naprężenia rosną.

Kształt eliptyczny otworu odnosi się jedynie do otworu na powierzchni wewnętrznej walczaka, natomiast na powierzchni zewnętrznej przybiera on kształt okrągły o wymiarach odpowiadających wymiarom króćca.

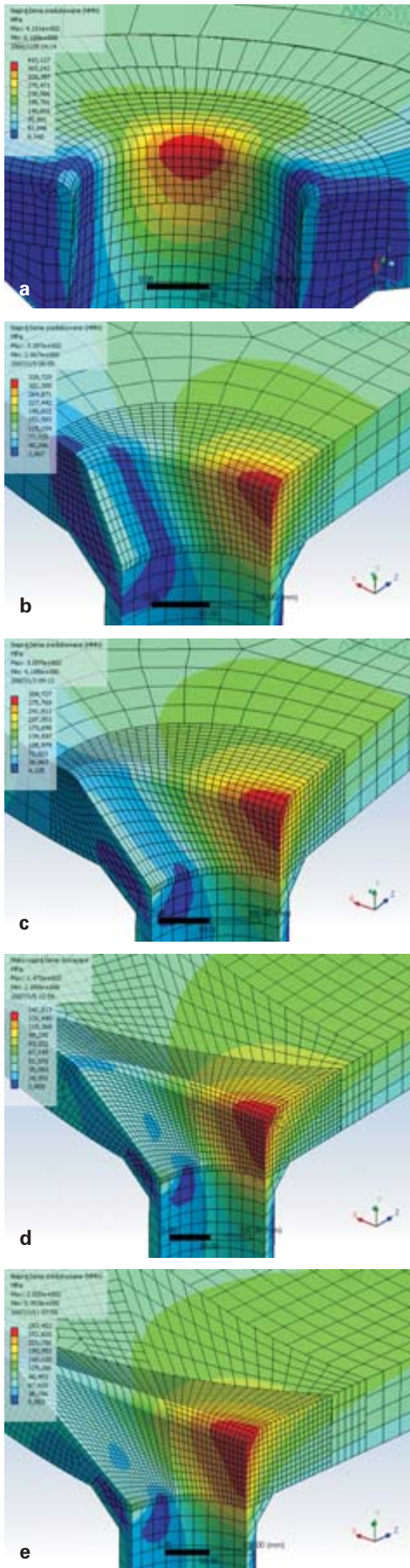
W celu określenia najkorzystniejszego kształtu elipsy powiększono promień skierowany w poprzek walczaka o krotność promienia pierwotnego (promień otworu okrągłego) $a/r = 1; 1,5; 2; 2,5; 3$ (rys. 6).

Promień zaokrąglenia krawędzi otworu $R=20$ mm. Analizy te zostały przeprowadzone na drodze hipotezy energii odkształcenia postaciowego.

Tabela 2

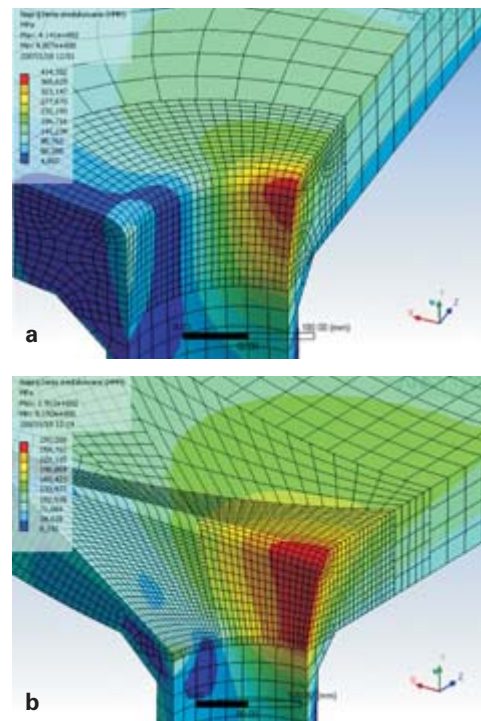
Maksymalne naprężenia, MPa	Stosunek promieni a/r , -				
	1	1,5	2	2,5	3
	410	339	309	292	283

Z przeprowadzonych analiz wynika, że otworki eliptyczne w sposób znaczny wpływają na obniżenie naprężeń maksymalnych.



Rys. 6. Otworki o kształcie eliptycznym

a) $\frac{a}{r} = 1$, b) $\frac{a}{r} = 1,5$, c) $\frac{a}{r} = 2$, d) $\frac{a}{r} = 2,5$, e) $\frac{a}{r} = 3$



Rys. 7. Kształt otworków po naprawie przez szlifowanie
a – kształt otworu po naprawie przez wyszlifowanie pęknięć jedynie w miejscu koncentracji naprężeń;
b – kształt otworu po wyszlifowaniu pęknięć i zastosowaniu otworu eliptycznego o większym promieniu w kierunku poprzecznym walczaka

Spadek naprężeń dla $a/r = 3$, w stosunku do stanu wyjściowego, wynosi 31%. Istotne jest również, iż spadek dla $a/r = 2$ wynosi 25%, co powoduje, że najefektywniejszy spadek odnotowywane jest właśnie do stosunku $a/r = 2$, a dalsze powiększanie otworu już nie daje znaczącej poprawy.

Ponadto przeprowadzono obliczenia dla otworu eliptycznego o dłuższym promieniu wzdłuż osi walczaka czyli w przypadku jak po wyszlifowaniu pęknięć w rejonie maksymalnych naprężeń (rys. 7). Do analiz założono wyszlifowanie na głębokość 20 mm. Z obliczeń wynika, że naprężenia się powiększają w stosunku do naprężeń przy profilu okrągłym o około 3%. Natomiast po zastosowaniu otworu eliptycznego o promieniu dłuższym w kierunku poprzecznym walczaka $a/r = 3$ spadają do wartości 291 MPa, co stanowi spadek prawie 33% w stosunku do naprężeń po wyszlifowaniu (432 MPa)

Wobec powyższego króćce z otworami eliptycznymi o promieniu większym w kierunku poprzecznym walczaka są najkorzystniejszym rozwiązaniem konstrukcyjnym pod względem wytrzymałościowym.

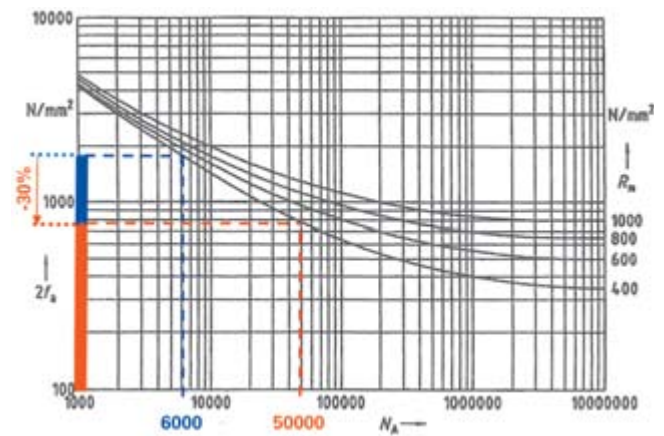
Podsumowanie

Z przeprowadzonej weryfikacji kształtu króćców stosowanych w walczakach wynika, że najlepszym kształtem króćca jest typ D i E (rys. 3). Wykonane analizy różnych promieni zaokrąglenia krawędzi otworów wskazują, że istnieje pewien optymalny promień, przy którym maksymalne naprężenia mechaniczne są najmniejsze. Należy podkreślić, że promień ten jest zależny od średnicy otworu więc będzie się on różnił dla różnych otworów, np. dla otworów pod rury opadowe i przegrzewacza będzie on różny.

Wykonano obliczenia dla otworów eliptycznych króćców D i E, które wykazały znaczny spadek naprężeń maksymalnych dochodzących nawet do 31% (dla $a/r = 3$). Dodatkowo sprawdzono, jaki wpływ na wartość naprężeń ma naprawa króćca przez usunięcie pęknięć (szlifowanie). Naprawa poprzez same usunięcie pęknięć w rejonie maksymalnych naprężeń (elipsa o większym promieniu wzdłuż osi walczaka) powoduje wzrost naprężeń o ok. 3%, co w konsekwencji spowoduje nieznaczne przyspieszenie w przyszłości powstawania pęknięć w tym obszarze. Natomiast zastosowanie w tym przypadku otworu eliptycznego o dłuższym promieniu w kierunku poprzecznym, powoduje również – jak w stanie początkowym – duży spadek naprężeń, tj. >30% w stosunku do stanu po samym usunięciu pęknięć.

Przyczyną uszkodzenia walczaków są zmienne naprężenia cieplne, które sumują się z naprężeniami stałymi (mechanicznymi) i mogą przekraczać wielkości dopuszczalne na zmęczenie. W ten sposób powstają pęknięcia na krawędziach otworów znajdujących się poniżej lustra wody, dlatego mają one charakter zmęczenia korozyjnego. Ponieważ trudno jest uniknąć naprężeń zmiennych można jedynie zmniejszyć wielkość naprężeń stałych przez dobór odpowiednich króćców

lub kształtu krawędzi otworów od strony wewnętrznej walczaka. W ten sposób można przedłużyć trwałość walczaków znacznie ponad 300 000 h pracy (rys. 8).



Rys. 8. Wpływ obniżenia naprężeń statycznych na zakres zmian naprężeń oraz dopuszczalną liczbę cykli tych zmian

Literatura

- [1] Hassan A. Y. B., Moffat D. G., Brookfield D. J.: Stress Analysis of Pressure Vessel Nozzles with Elliptically Shaped Holes
- [2] Stefanowicz J.: Naprężenia przyotworowe w płytach i powłokach
- [3] Korouš J.: Koncepcie pravd podobnostního výpo tu životnosti kotlových t les, Brno 2006
- [4] TRD 301: Zylinderschalen unter innerem überdruck
- [5] Mall G.: Innerdruckschwellverhalten von hohlzylindern mit eingeschwei ten stutzen
- [6] Wróblewski T., Sikorski W., Rzepa K.: Urządzenia kotłowe, WNT, Warszawa 1973
- [7] Zagrajek T., Krzesiński G., Marek P.: Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji, Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2005
- [8] Siedlaczek P., Gil C., Łokieć A.: Materiały szkoleniowe firmy Mesco, Tranowskie Góry marzec 2006
- [9] Grzesiczek E.: Naprężenia w króćcu walczaka kotła OP-380, Materiały *Pro Novum*, kwiecień 1996
- [10] Klepacki F.: Porównanie stosowanych hipotez wytrzymałościowych oraz różnych konstrukcji króćców w odniesieniu do obliczeń wytrzymałościowych walczaka. *Dozór Techniczny* 2007, nr 4

40-534 Katowice, ul. Wróbli 38, e-mail: enter@pronovum.pl
www.pronovum.pl

pronovum[®]
 RESEARCH & TECHNOLOGICAL SERVICES

Energetyka



pronovum

RESEARCH & TECHNOLOGICAL SERVICES

IX SYMPOZJUM
Informacyjno-Szkoleniowe

DIAGNOSTYKA I REMONTY DŁUGOEXPLOATOWANYCH URZĄDZEŃ ENERGETYCZNYCH

Diagnostyka jako element systemu utrzymania
stanu technicznego urządzeń

Ustroń, Hotel BELWEDER, 3-5 października 2007 r.

IX Sympozjum, które w dniach 3-5 października br odbyło się w Ustroniu w Hotelu „Belweder” zgromadziło 160 uczestników, przedstawicieli większości polskich elektrowni, elektrociepłowni, dostawców urządzeń energetycznych, firm remontowych i diagnostycznych. Podczas czterech sesji wygłoszono 23 referaty.

Tegoroczne Sympozjum przebiegało pod hasłem:

Diagnostyka jako element systemu utrzymania stanu technicznego urządzeń

Pierwszą sesję, podobnie jak w ubiegłym roku, rozpoczął referat **Herberta Gabryśia**. Z bardzo dużej liczby danych nt. aktualnego stanu sektora elektroenergetycznego w Polsce, w tym z analizy wieloletnich trendów wyłonił się, podobnie jak rok wcześniej, pesymistyczny obraz sektora. Nie tylko poszczególnych elektrowni, ale także skonsolidowanych grup energetycznych nie stać na budowanie – o własnych siłach – nowych źródeł zarówno takich, które miałyby zastępować planowane do wycofania z eksploatacji, jak również takich, które miałyby powiększać potencjał produkcyjny.



Patronat honorowy:



Urząd Dozoru Technicznego

Współpraca:



PKE
Południowy
Koncern
Energetyczny

Południowy
Koncern
Energetyczny S.A.

VATTENFALL



Vattenfall Heat Poland S.A.



Elektrociepłownia
Kraków S.A.



European Technology
Development (UK)



Izba Gospodarcza
Energetyki i Ochrony
Środowiska



Zakłady Remontowe
Energetyki Katowice SA



Zakłady Remontowe Energetyki Warszawa





W referacie nie było informacji nt. problematyki kosztów utrzymania istniejących bloków elektroenergetycznych. W elektrowniach dominuje opinia, że środki możliwe obecnie do przeznaczania na remonty są niewystarczające. Szkoda, że stosunkowo mało jest analiz poświęconych temu zagadnieniu, w szczególności traktujących łącznie problematykę techniczną i ekonomiczną.

Pierwsza sesja, w której wygłoszono jeszcze 4 referaty pokazała, że w szczególności w polskich elektrowniach Grupy EdF i Vattenfall Heat Poland (referaty **Romana Wojtkiewicza z EC Kraków SA** oraz **Michała Hermanna i Leszka Bojka z Vetenfall Heat Poland SA**) do utrzymania urządzeń energetycznych, w kontekście kojarzenia stanu technicznego obiektu z wymaganymi czynnościami remontowymi, próbuje podchodzić się w sposób kompleksowy i systemowy.

W kolejnej, drugiej sesji, zaprezentowali swoje referaty przedstawiciele **Pro Novum**. Referaty poświęcone były nowym podejściom do oceny stanu urządzeń (**Jerzy Dobosiewicz, Filip Klepacki, Wojciech Murzynowski**), nowym technologiom (**Alfred Śliwa**) i nowym metodom badawczym (**Krzysztof Brunné**).

Jerzy Trzeszczyński z Pro Novum – nawiązując do hasła tegoroczne-go Sympozjum – przypomniał w swoim wystąpieniu, że optymalne koszty remontu, tj. najniższe z uwzględnieniem rzeczywistych potrzeb w zakresie odtworzenia stanu technicznego urządzenia, można zapewnić tylko wtedy, gdy planowanie zakresów remontów wynika z prawidłowo wykonanej diagnostyki. Dlaczego nie zawsze się tak dzieje w praktyce, nie powinno pozostawać pytaniem retorycznym. Jeśli nie stać nas na budowę nowych źródeł powinniśmy postępować racjonalnie w urządzeniach, które chyba jeszcze przez wiele lat mogą stanowić podstawę polskiej elektroenergetyki.

Techniczno-ekonomiczne korzyści wynikające z odpowiedniego skojarzenia diagnostyki i remontów zaprezentował **Stawomir Rajca** na przykładzie prawie dwudziestoletnich doświadczeń **Pro Novum, ZRE Katowice SA i Elektrowni Trbovlje** (Słowenia).

Ostatnią, czwartą sesję Sympozjum wypełniły, w większości, referaty prezentujące najważniejsze osiągnięcia i nowe propozycje firm: **Conco East, Ecol, Alstom Power, Plasma System** oraz **Pro Novum**. Wystąpienia przedstawicieli **Alstom Power** i **Pro Novum** w największym stopniu nawiązywały do wiodącej tematyki IX Sympozjum. Obydwie firmy zade-

monstrowały rozwiązania pozwalające nie tylko na kompleksowe podejście do diagnostyki i obsługi technicznej urządzeń, ale także na możliwość zdalnej, w trybie *on-line*, realizacji nadzoru nad ich stanem technicznym. Takie podejście bardzo dobrze wpisuje się w – zdobywającą sobie coraz większą popularność i atrakcyjność – filozofię utrzymania urządzeń, opartą o serwis dostawców i wyspecjalizowanych firm serwisowych oraz zarządzanie techniką w grupach energetycznych przy wykorzystaniu, z prawdziwego zdarzenia, centrów zarządzania.

Wygłoszone referaty prowadzą do ważnych, o praktycznym znaczeniu, spostrzeżeń i wniosków:

- diagnostyka urządzeń energetycznych może być w coraz większym stopniu realizowana w trybie *on-line*,
- duża ilość informacji dotyczących stanu technicznego urządzeń energetycznych – obecnie rozproszonych – może być, po ich selekcji, zintegrowana przy zastosowaniu odpowiednio zaprojektowanych systemów diagnostycznych i aplikacji eksperckich,
- bez profesjonalnych systemów diagnostycznych i właściwego wykorzystania wiedzy jaką mogą one zapewniać, nie ma szans na planowanie optymalnych budżetów na utrzymanie urządzeń,
- coraz bardziej widoczną barierą dla stosowania optymalnych strategii remontowych jest organizacja utrzymania technicznego urządzeń co wiąże się ze sposobem zarządzania samymi elektrowniami oraz grupami energetycznymi.

Utrzymanie stanu technicznego długo eksploatowanych urządzeń powinno posiadać zdecydowanie wyższą niż obecnie rangę i poziom, nie tylko dlatego, że jak na razie nie ma warunków do budowania nowych źródeł, także dlatego, że poza koniecznością spełnienia wymagań ekologicznych nie ma istotnych ograniczeń techniczno-ekonomicznych aby, większość z nich, nadal eksploatować.

patronat medialny:

Energetyka



Przegląd Energetyczny

dozór techniczny

