

MECHANIKA

CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS

MECHANICS

WYDAWNICTWO

POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

4-M/2011

ZESZYT 7

ROK 108

ISSUE 7

YEAR 108

PRZEMYSŁAW SIEDLACZEK*

WERYFIKACJA KONSTRUKCJI ZAWIERAJACEJ WADY
TYPU PEKNIĘCIE WSPOMAGANIA
SYMULACJĄ KOMPUTEROWĄ

VERYFICATION OF COMPONENTS WITH CRACK LIKE
FLAWS AIDED WITH NUMERICAL SIMULATION

Streszczenie

Niniejszy artykuł ma na celu przedstawienie metod badawczo-weryfikacyjnych stosowanych z powodzeniem w przemyśle do analizy ryzyka zniszczenia skomplikowanych elementów konstrukcyjnych zawierających wady i pęknięcia. Opracowanie opiera się na przykładzie analizy rzeczywistej konstrukcji tarczy wirnikowej turbiny parowej.

Słowa kluczowe: przemysł energetyczny, mechanika pękania, metoda elementów skończonych, zmęczenie i trwałość, MES

Abstract

Following paper threads on examination and verification methods used successfully in energetic industry for failure risk assessment of constructions with flaws and cracks. The example of real solution for blade shield is disused.

Keywords: energy industry, crack growth, fatigue, finite element method, FEA

* Przemysław Siedlaczek, firma MESco, www.MESco.com.pl.

1. Wstęp

Urządzenia przetwarzające energię ciepłą działają w wyjątkowo ciężkich warunkach mechanicznych. Sprostanie występującym prędkościom oraz natężeniu zmian wymuszeń wraz z wysokimi temperaturami i agresywnością środowiska od zawsze stanowiły wyzwanie konstrukcyjne. Tłumaczy to stosowanie wysokich współczynników bezpieczeństwa. Wiele z tych konstrukcji pracuje już ponad 20 lat, wychodząc poza projektowaną trwałość i ówczesną wiedzę o zachowaniu materiału. Według przytoczonych w pracy [1] kryteriów przydatności urządzeń energetycznych w zakresie 180 000–250 000 godzin pracy następuje wyczerpanie przydatności urządzeń ze względu na warunki pracy i własności materiałowe. Sukcesywne przeglądy wraz z coraz dokładniejszymi metodami badań wskazują na rosnącą liczbę miejsc inicjacji prawdopodobnych uszkodzeń, których rozwój niesie ryzyko katastrofy. Odkrycie wady stanowi wierzchołek piramidy problemów związanych z określeniem dalszej przydatności konstrukcji. Kolejnym etapem jest określenie przyczyn i oszacowanie prawdopodobieństwa katastrofalnego wzrostu wady. Na starych obiektach częsty brak dokumentacji projektowej komponentów oraz niedostępność zapisów zdarzeń użytkowych potęgują trudność decyzji. W takich sytuacjach jedynym rozwiązaniem jest wymiana elementu, jednak decyzja ta jest najdroższym rozwiązaniem dla elektrowni. W wielu przypadkach wystarcza renowacja elementu przez zastosowanie relatywnie prostych metod – szlifowania wadliwej warstwy, napawania warstw lub zastąpienie części elementu odpowiednią wstawką, nierzadko mającą dodatkowo na celu poprawę własności wytrzymałościowych. Wprowadzane zmiany wpływają na własności dynamiczne i rozkład naprężeń w elementach. Również różnice własności między obecnie dostępnymi a starymi materiałami powodują, że ingerencja w kształt konstrukcji musi zostać zweryfikowana analitycznie. Najwygodniejszym wyjściem jest wykonanie analiz numerycznych Metodą Elementów Skończonych.

W roku 2006 firmę MESco zapytano o analizę elementów układu turbozespołu. Podczas przeglądu wykryto w wirniku generatora oraz na tarczach łopatkowych różnej wielkości wady, sklasyfikowane jako pęknięcia. Celem analizy było określenie, czy pozostały czas działania urządzeń jest wystarczająco duży, aby można było zezwolić na ich dalszą pracę. Kolejny przegląd planowany był za 5 lat. Odpowiedzialność takiej analizy jest bardzo duża. Wystarczy sobie uzmysłowić sytuację, gdy jedna z wirujących z prędkością 3000 obr./min. tarcz łopatkowych o masie kilku ton ulega rozerwaniu. Wyrwany dysk niszczy wszystko na swojej drodze. W roku 1998 podobne zdarzenie miało miejsce w PGE Elektrowni Turów S.A., niosąc zniszczenia 3 bloków siłowych.

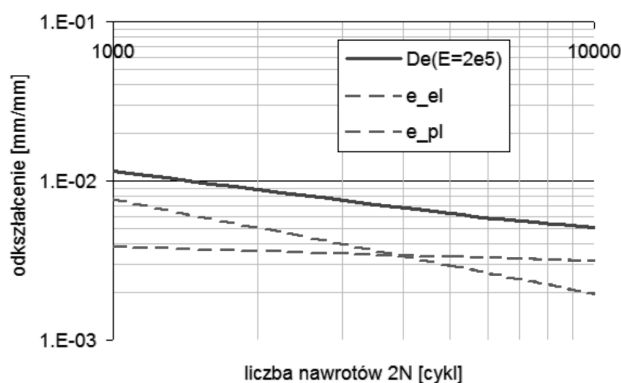
2. Analiza tarcz łopatkowych z pęknięciem

Podczas realizacji zlecenia analizie poddano między innymi tarcze łopatkowe bloku niskich parametrów (NP), na których wykryto pęknięcia w narożnikach rowków wpustowych. Kształt spękań, przechodzący po całej długości krawędzi rowka, wskazywał na przyczynę ich powstania – zmęczenie niskocyklowe wynikające z kolejnych rozruchów potęgowanego korozją naprężeniową. Zaproponowano naprawę za pomocą wydrążenia miejsc występowania spękań i napawanie nowego materiału. Podczas szlifowania wykryto, że pęknięcia osiągnęły głębokość 40 mm, przekraczając tym samym 10% wysokości tarczy.



Rys. 1. Zdjęcie uszkodzonej tarczy po demontażu
Fig. 1. Picture of disassembled shield

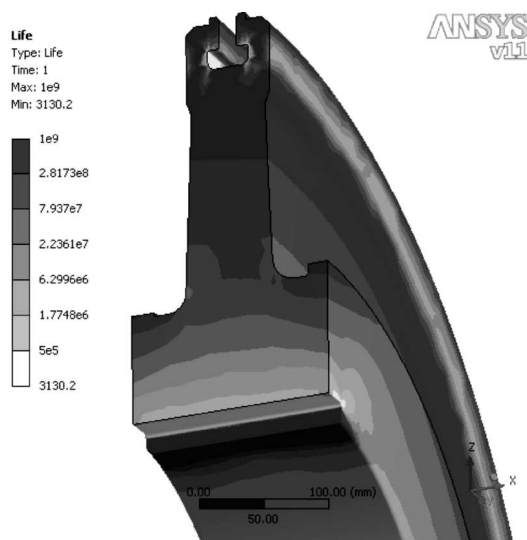
W celu określenia miejsca inicjacji i trwałości do powstania pęknięcia, zbudowano trójwymiarowy model tarczy łopatkowej oraz części wału, na którym została osadzona. Model poddano symulacji mechanicznej w komercyjnej wersji programu ANSYS. Trójwymiarowy układ miał również służyć określeniu możliwości prowadzenia dalszej analizy pęknięcia do płaskiego stanu naprężenia. Tarcza jest osadzana na wale z pasowaniem na wcisk. Pasowanie jest dobrane tak, aby luzowało się przy obrotach nie mniejszych niż 3300 obr./min. Drugim obciążeniem oddziałującym na konstrukcję jest siła odśrodkowa wywołana przyspieszeniem kątowym. Powstały wskutek oporu przepływu pary moment skręcający tarczę powoduje pomijalnie małe zmiany w stanie wyężenia w karbie wpustowym w stosunku do głównych obciążeń – po sprawdzeniu jego wpływu został pominięty w dalszych analizach. Istotnym oddziaływaniem jest zmiana temperatury w czasie rozruchu w zakresie 50–250°C. Podczas prac znane były jedynie pośrednio wartości temperatur wewnątrz turbiny. Wartości te pochodziły z termopary na jej wlocie. Ze względu na bardzo wolne tempo zmian temperatur pole temperatury można uważać za stacjonarne. Przyjęto także stałą temperaturę na tarczach. Założenie to powoduje, że nie jest konieczna analiza termiczna, a jedynie uwzględnienie jej przy weryfikacji wyników.



Rys. 2. Wykres zmęczeniowy dla stali 34HNM
Fig. 2. Fatigue curve for 34HNM steel

Statyczne właściwości materiałowe dla stali 34 HNM, z której wykonano element zostały podane przez zleceniodawcę wraz z odpowiednim przedziałem ufności. Z uwagi na wiek konstrukcji dobrano odpowiednie współczynniki bezpieczeństwa korygujące niepewność podanych wartości [4].

Na ich podstawie wykonano analizę wytrzymałości. Uzyskane wyniki odkształceń posłużyły do oszacowania trwałości. Wnioskowanie oparto na hipotezie Mansona-Coffina oraz korekcji sprężysto-plastycznej Neubera. Z uwagi na występujące wysokie naprężenia średnie cyklu zastosowano transformatę stanu naprężenia opisaną równaniem Morrowa. Występowanie oddziaływań korozyjnych i wpływ stanu powierzchni ujęto współczynnikiem korekcji $B_{Kor} = 0,45$ zmniejszającym dodatkowo trwałość.



Rys. 3. Mapa trwałości zmęczeniowej komponentu pod opisanym obciążeniem
Fig. 3. The fatigue result map for the component under described loads

Przyjmując obciążenie tętniące odzewowe, w którym maksimum naprężeń wynika z oddziaływania prędkości obrotowej, określono najmniejszą trwałość na powierzchni komponentu na poziomie 3130 cykli. Wartość ta jest bardzo niska, zważywszy, że zdarzenie notowane jako „pojedynczy rozruch” może składać się nawet z kilkunastu cyklicznych zmian obciążenia. Dzięki uprzejmości firmy Pro-Novum oszacowano, że w okresie od poprzedniego remontu tarcz (5 lat) doszło do 98 rozruchów, składających się każdy średnio z 20 zdarzeń zmian prędkości w różnym zakresie. Daje to 1960 cykli i wpasowuje się dobrze w przedział ufności właściwości materiałowych. Badając historię obciążenia, wyznaczono również spektra zmian prędkości podczas pracy synchronicznej. Mimo występującej wysokiej wartości naprężeń średnich cyklu, ze względu na bardzo małą amplitudę i w rezultacie brak potencjału niszczącego, cykle te pominięto w dalszej analizie.

Badając stan naprężenia, zauważono, że składowa kierunkowa tensora σ_x , będąca skierowaną po grubości tarczy, w znacznej objętości elementu ma pomijalnie małe wartości. Odchylenia σ_x od zera większe niż 5% granicy plastyczności występują jedynie w okolicy karbu i na powierzchni wcisku. Strefa ta ma promień ok. 20 mm. Głębiej, wzdłuż

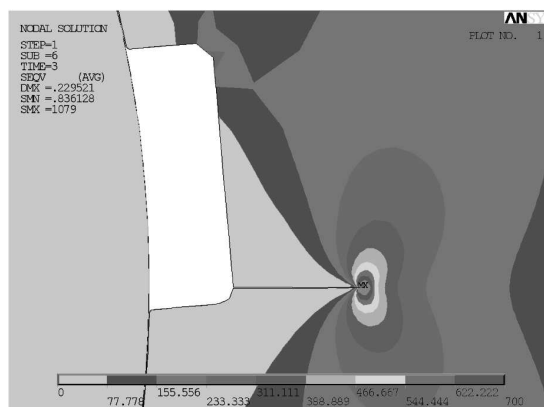
promienia tarczy wartość naprężeń σ_x stabilizuje się na poziomie zera. Również wymiary charakterystyczne tarczy spełniają warunek podobieństwa. Przytoczony za monografią [5] warunek 1 określa możliwość odniesienia uzyskanych w symulacji wyników do współczynnika intensywności naprężeń wyznaczonych na próbkach eksperymentalnych.

$$B, W, a \geq 2,5 \left(\frac{K_{IC}}{Re} \right)^2, \quad (1)$$

gdzie:

- B – grubość,
- W – szerokość,
- a – długość pęknięcia,
- K_{IC}, Re – stałe materiałowe.

Z tego powodu zdecydowano się prowadzić analizę mechaniki pęknięcia na modelu 2D. Modelowanie numeryczne metodą MES w tym przypadku jest koniczne, gdyż nie ma dość dokładnych ogólnych zależności analitycznych opisujących parametry wzrostu pęknięcia w tarczach o zmiennym przekroju obciążonych siłami odśrodkowymi.

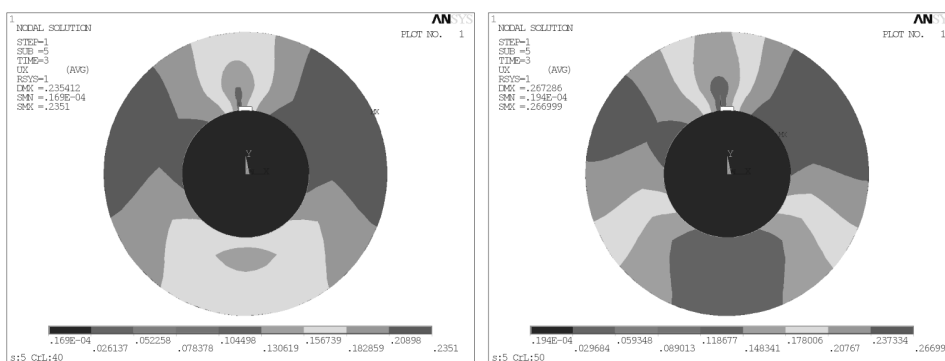


Rys. 4. Stan naprężeń wywołany pęknięciem o długości 50mm przy prędkości obrotowej 314 rad/s

Fig. 4. The stress state caused by crack length 50mm loaded 314 rad/s spinning velocity

Korzystając z oprogramowaniu ANSYS, zbudowano parametryczny, płaski model tarczy dbając o poprawną definicję poszczególnych grubości. Przyjęto definicję płaskiego stanu naprężenia tak, aby zmiana grubości tarczy miała poprawne przełożenie na stan naprężenia. Widoczne jest to dobrze na wynikach przemieszczeń promieniowych (rys. 5). Skokowa zmiana wyniku związana jest ze znaczną zmianą grubości tarczy. W narożu rowka wpustowego wprowadzono model pęknięcia. Na jego czubku zastosowano zagęszczenie podział elementów wraz z przesunięciem o $\frac{1}{4}$ węzłów środkowych, co znacząco poprawia jakość uzyskanych wyników. Ogłędziny tarczy wirnikowej wykazały, że pęknięcie przechodzi na wskroś. Ten sam kształt zachowa w symulacji 2D. Zastosowano podobne obciążenia jak w modelu 3D, wcisk oraz prędkość obrotową. Długość pęknięcia była sterowalnym parametrem symulacji, możliwe było więc dowolne jego wy-

dłużanie i śledzenie kierunków potencjalnego wzrostu. Przykładowe wyniki naprężeń przedstawia rysunek 4. Podczas symulacji zwrócono także uwagę na istotną kwestię zmiany sztywności układu powstałej wskutek wzrostu pęknięcia. Pojawienie się nieciągłości zmniejsza siłę utrzymującą tarczę na wale, co w konsekwencji obniża wartość obrotów luzowania wcisku, powodując między innymi dodatkowo niebezpieczeństwo powstania sił od niewyważenia oraz zwiększenia obciążeń ścinających wpustu (rys. 5.)

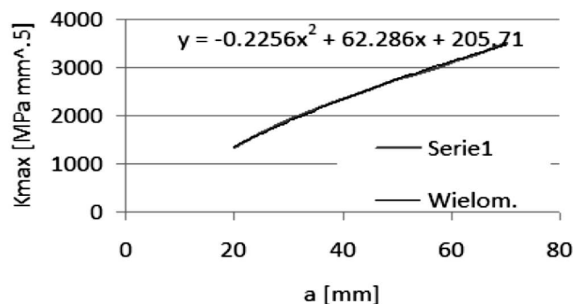


Rys. 5. Zmiana przemieszczeń promieniowych obrazująca wpływ długości pęknięcia na sztywność układu. Po lewej długość pęknięcia wynosi 40 mm, po prawej długość 50 mm. Skokowa zmiana składowej r_x wynika ze zmiany grubości tarczy

Fig. 5. The radial deformation maps showing the change in stiffness for different crack lengths. On left crack length 40 mm and on right 50 mm. The stepped change in radial displacement is caused by change in thickness

Na modelu wykonano serię symulacji w celu określenia zależności współczynników intensywności naprężeń K_1 oraz sprężystej i plastycznej Całki J od obciążeń i długości pęknięcia. W wyniku uzyskano tablicę pozwalającą przeprowadzić analizy wzrostu pęknięcia. Dla ułatwienia dalszych obliczeń przyrostu pęknięcia do wyników tablicowych dopasowano metodą regresji przestrzennej wielomian.

Wykres przedstawia przekrój wielomianu dla wartości 3000 obr./min. i temperatury 50°C.



Rys. 6. Zmiana przemieszczeń promieniowych obrazująca wpływ długości pęknięcia na sztywność układu. Po lewej długość pęknięcia 40 mm po prawej długość 50 mm

Fig. 6. The radial deformation maps showing the change in stiffness due to changes in crack length. On left crack length 40 mm and on right 50 mm

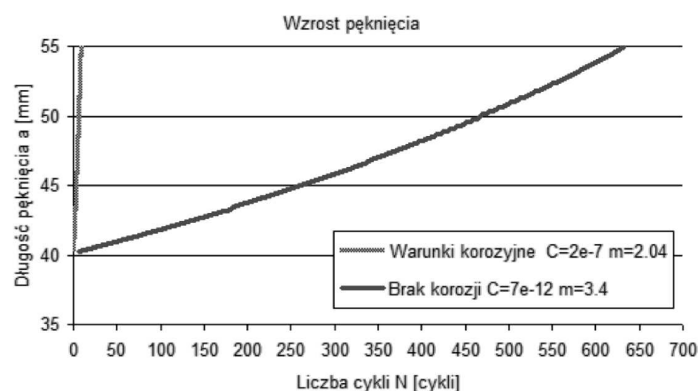
Metodologię określenia ryzyka i stabilności pęknięcia oparto na zaleceniach procedur FITNET [4, 3]. Korzystając z umieszczonych w nich zależności empirycznych oszacowano najmniejszy krytyczny współczynnik intensywności naprężeń K_{IC} w zależności od temperatury. Dzięki temu możliwe było wyznaczenie parametrów pola bezpieczeństwa krzywej FAD R6 (Failure Assessment Diagram). Metoda ta zakłada, że pęknięta konstrukcja przetrwa, jeśli jej praca będzie charakteryzować się odpowiednimi współczynnikami bezpieczeństwa zarówno na wytrzymałości, jak i ze względu na współczynnik intensywności naprężeń. Po umieszczeniu na diagramie punktów z interesującego zakresu długości pęknięć dla szeregu prędkości i temperatur wskazało, że współczynnik bezpieczeństwa zostaje przekroczony przez szczelinę o wymiarze $a = 50$ mm przy temperaturze 150°C i prędkości 1500 obr./min. Długość ta przekracza długość krytyczną pęknięcia dla tych warunków obciążenia.

Szczelina o długości 40 mm mogłaby stanowić potencjalne niebezpieczeństwo, gdyby rozpędzić konstrukcję do 3000 obr./min. bez jej ogrzania. Ze względu na podniesioną ciągliwość materiału w wyższej temperaturze niebezpieczeństwo zmniejsza się. Prędkości synchronicznej towarzyszy temperatura 250°C , w której to długość wady krytycznej dla przyjętego modelu wynosi znacznie więcej, ponad 90 mm.

Dla określenia tolerancji uszkodzeń istotne było określenie czasu potrzebnego na wzrost pęknięcia. Czas ten określono, korzystając ze znanych zależności i metod mechaniki pęknięcia. Całkując numerycznie składane równanie Parisa, wyznaczono liczbę cykli obciążenia potrzebnych do przyrostu pęknięcia z 40 do 50 mm i dalej.

Jeśli przyjąć brak oddziaływań korozyjnych w tym zakresie wystarczy 650 cykli. Daje to niewielki margines bezpieczeństwa. Wartość ta zmniejsza się znacznie, jeśli użyte zostaną dane dla stali w warunkach korozji. Trwałość w tym przypadku wynosi 9 cykli.

Stosując analogiczną metodę, sprawdzono również, jak długo będzie się rozwijać powstałe mikropęknięcia do wielkości niebezpiecznej. Przy przyjęciu za punkt startowy długość pęknięcia 10 mm i całkowaniu do długości 40 mm, trwałość w warunkach obojętnych i korozyjnych wynosi odpowiednio 220 000 cykli i 80 cykli.



Rys. 7. Wzrost szczeliny w zakresie od 40 mm do 55 mm

Fig. 7. Crack growth from 40 mm to 55 mm

3. Wnioski

Restrykcyjna analiza wykazała, że badana konstrukcja nie mogła zostać dopuszczona do dalszej eksploatacji. W tym przypadku zdecydowano się na regenerację komponentu przez wybranie w miejscu spękania i napawanie nowego materiału. Uzyskana wiedza o stanie naprężeń i zachowaniu nieciągłości pozwoliła prognozować trwałość regenerowanego komponentu na kolejne 5 lat, do następnego przeglądu.

Opisany ciąg weryfikacji umożliwił analizę ryzyka komponentów zawierających pęknięcia mimo ich skąpej dokumentacji technicznej oraz braku informacji o własnościach mechanicznych. Temat pozostaje aktualny w wielu zakładach, bowiem eksploatowane są ciągle urządzenia, których czas projektowy dobiega końca.

Literatura

- [1] Trzeszczyński J., *Nowe – stare problemy diagnostyczne długo eksploatowanych urządzeń energetycznych*, Biuletyn informacyjny firmy Pro novum 2/2005, Katowice 2005.
- [2] Rokah I., *Finite Elements Method in Fracture Mechanics*, materiały zawarte na stronie projektu iltof.org, 2006.
- [3] Konsta-Gdoutos M.S., Gdoutos E.E., *Concepts of Fracture Mechanics*, materiały zawarte na stronie projektu ILTOF.ORG, 2006.
- [4] Koçak M., Webster S., Janosch J.J., Ainsworth R.A., Koers R., *Opracowania procedur sieci tematycznej FITNET MK6*, Geesthacht Germany 2006.
- [5] Neimitz A., *Mechanika Pękania*, WN PWN, Warszawa 1998.