

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:

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

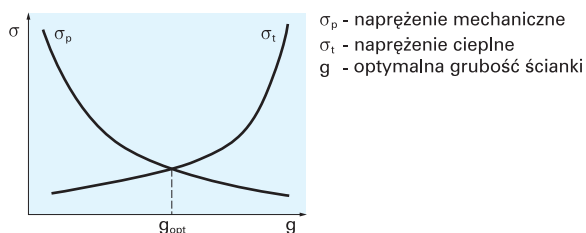
σ_t - naprężenia cieplne,
 σ_p - naprężenia mechaniczne,
 σ - naprężenia całkowite.

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.

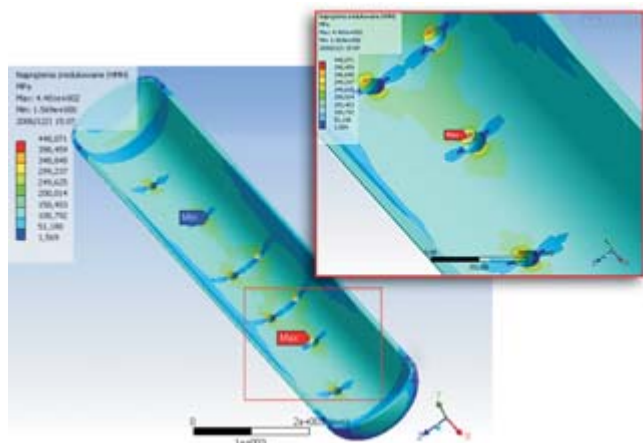
Naprężenia ciepłe, mechaniczne (przytworowe)

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.

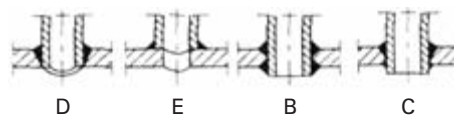


Rys. 2. Obliczenia MES dla elementów walcowych z uwzględnieniem otworów

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

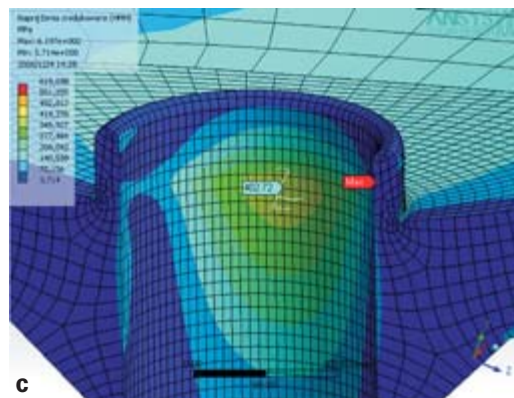
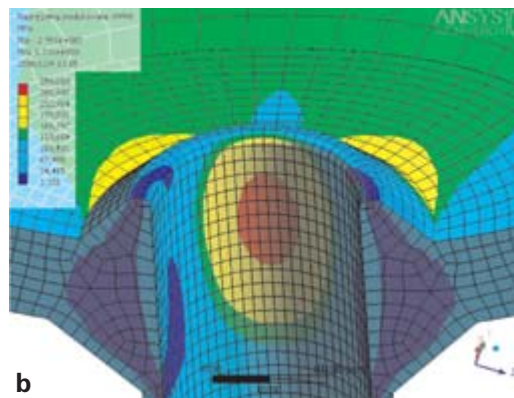
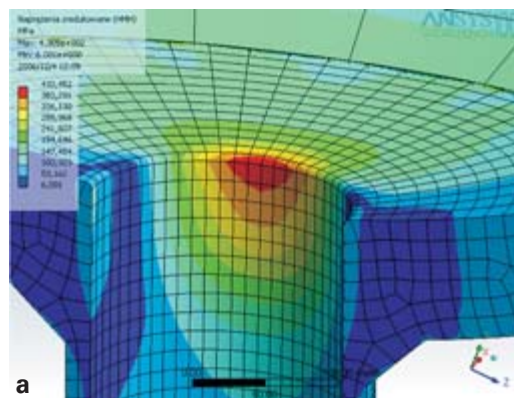
kształty króćców (rys. 3). Analizy zostały przeprowadzone na podstawie hipotezy energii odkształcenia postaciowego (Huber) uwzględniając jedynie obciążenia powierzchniowe (ciśnienie) oraz liniowość materiałową ($\sigma/\epsilon = \text{const.}$)



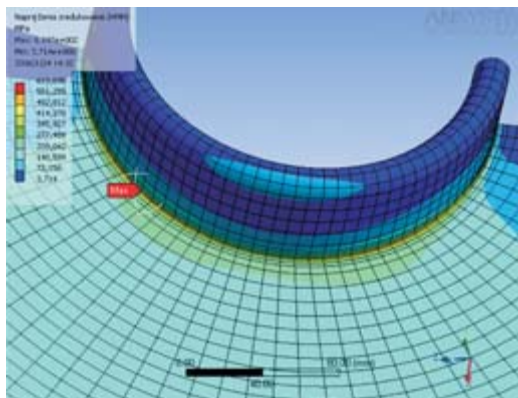
Rys. 3. Schematy króćców [4]

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 ciepłe (szczególnie zmienne w czasie) taka duża ilość dodatkowego materiału negatywnie wpływa na stan

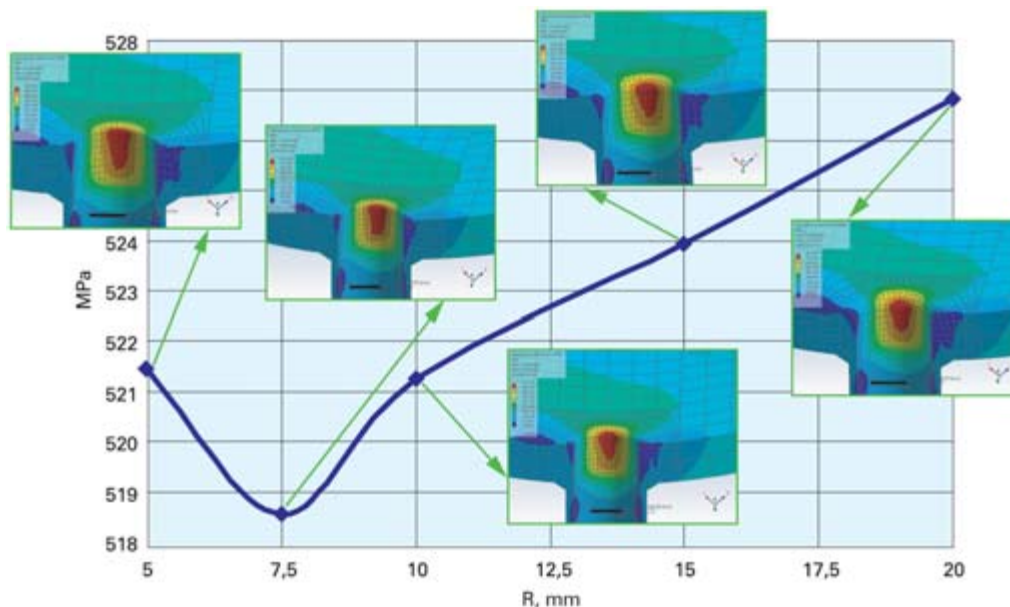
całkowitych naprężeń i trwałość tego elementu, co znajduje potwierdzenie w praktyce. W związku z powyższym najkorzystniejszym rozwiązaniem jest konstrukcja D i E gdyż nie posiada ona dodatkowego materiału powodującego wzrost naprężeń cieplnych, a naprężenia mechaniczne są mniejsze od króćca typu C.

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.

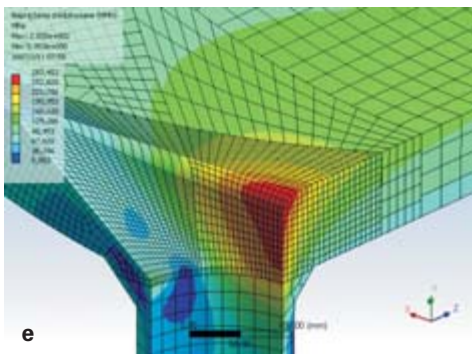
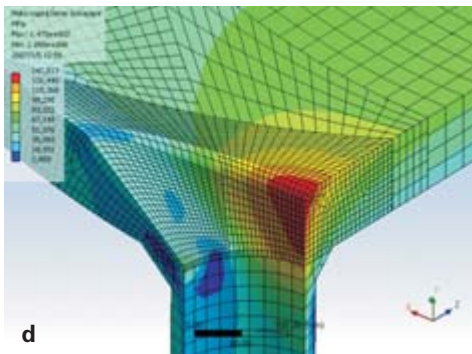
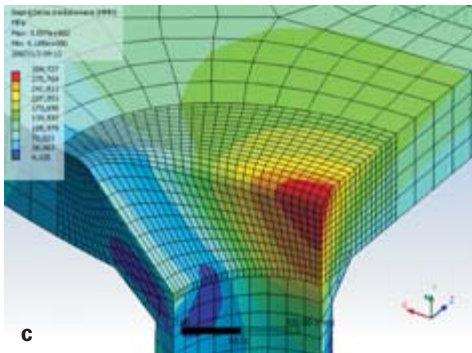
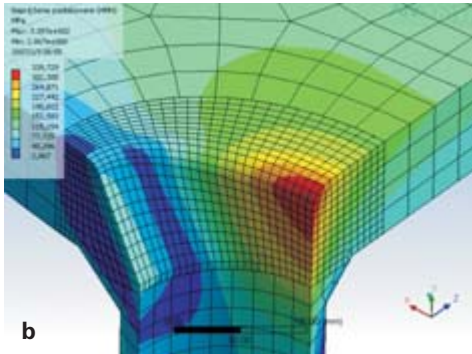
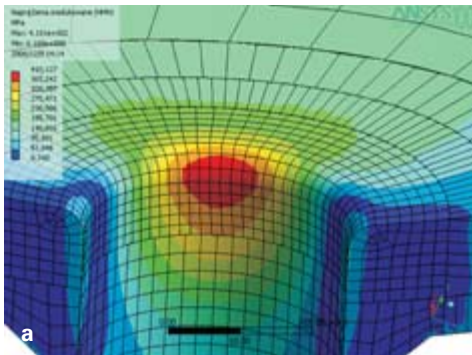
W celu określenia najkorzystniejszego kształtu elipsy powiększono promień skierowany w poprzek walczaka o krotność promienia pierwotnego (promień otworu okrągłego) $a/r = 1; 1,5; 2; 2,5; 3$ (rys. 6).

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

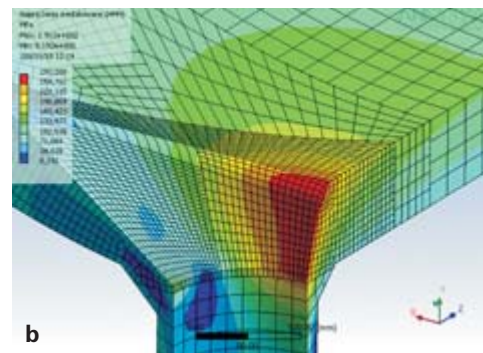
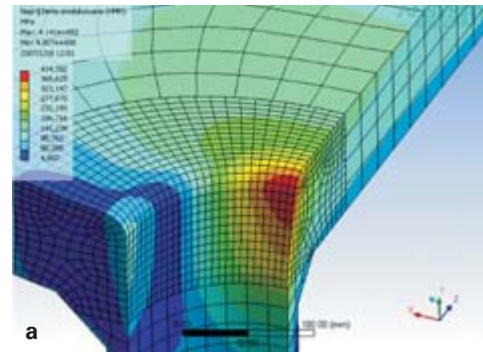
Tabela 2

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.

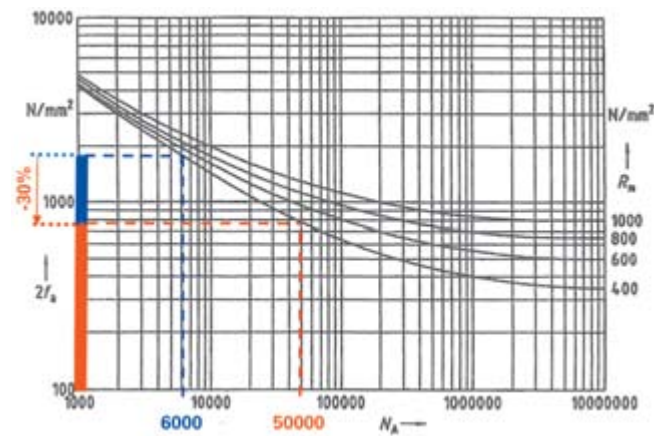
Podsumowanie

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