

Dotychczas Pro Novum wykonało ocenę stanu technicznego i naprawę kilkudziesięciu walczaków produkcji krajowej i zagranicznej

PIŚMIENNICTWO

- [1] Ewa Zbroińska-Szczechura – Przyczyny uszkodzeń otworów rur opadowych walczaków w niektórych typach kotłów. Energetyka 3/98 str. 127÷129.
 [2] Ewa Zbroińska-Szczechura – Rozwarstwienie metalu ścianek niektórych walczaków kotłów parowych. Energetyka 10/98 str. 434÷435.
 [3] Ewa Zbroińska-Szczechura, Ewald Grzesiczek – Wytoczne modernizacji króćców centralnych rur opadowych oraz tulei włączonych walczaków. Energetyka 3/2000 str. 118÷120.
 [4] Jerzy Dobosiewicz, Ewa Zbroińska-Szczechura – Zmiany własności mechanicznych metalu podczas eksploatacji niektórych walczaków. Energetyka 5/2002 str. 289÷291.

- [5] M. Szczepański, W. Rzepka – Naprawa przez spawanie otworów rur opadowych walczaków. Energetyka 5/2001 str. 267÷268.
 [6] Ewa Zbroińska-Szczechura – Uszkodzenia wsporników urządzeń separacji walczaków. Energetyka 3/1997 str. 137÷138.
 [7] Ewa Zbroińska-Szczechura – Pęknięcia termosokowe niektórych otworów walczaków kotłów wysokoprężnych. Energetyka 9/97 str. 408÷409.
 [8] Jerzy Dobosiewicz, Ewa Zbroińska-Szczechura – Zmiany własności mechanicznych metalu podczas eksploatacji niektórych walczaków. Energetyka 5/2002 str. 289÷291.
 [9] Ewa Zbroińska-Szczechura, Jerzy Trzeszczyński – Uszkodzenia walczaków kotłów parowych. Energetyka 8/93 str. 104÷108.
 [10] Ewa Zbroińska-Szczechura, Jerzy Dobosiewicz – Całkowite zniszczenia walczaków kotłów parowych. Energetyka 4/91 str. 118÷120.

FILIP KLEPACKI
Pro Novum

Porównanie stosowanych hipotez wytrzymałościowych oraz różnych konstrukcji króćców w odniesieniu do obliczeń wytrzymałościowych walczaka (Artykuł dyskusyjny)

Wprowadzenie

Artykuł wnosi nowy pogląd na metody obliczeniowe ciśnieniowych elementów cylindrycznych. Uważam, że ze względu na poruszony problem artykuł, mimo że ma charakter dyskusyjny, jest wart opublikowania w celu zainteresowania użytkowników i konstruktorów ciekawym poglądem na dotychczas stosowane metody obliczeniowe.

Jerzy Dobosiewicz
Pro Novum

Walczaki są to elementy ciśnieniowe o kluczowym znaczeniu dla pracy kotła, przez co i dla całego bloku energetycznego. Ewentualna awaria może doprowadzić do postoju kotła i strat w produkcji energii elektrycznej. W związku z powyższym niezawodność tego elementu ma duży wpływ na niezawodność produkcji energii elektrycznej, a tym samym na wiarygodność podmiotu sprzedającego ten produkt. Z tego powodu oraz wzrastającej konkurencji na rynku produkcji energii elektrycznej wynika, że stan techniczny walczaków ma istotny wpływ na awaryjność bloków.

Największy wpływ na niezawodność pracy walczaków mają ich projektanci natomiast w przypadku już pracujących urządzeń możliwości te są znacznie ograniczone.

W Polsce walczaki tak jak inne urządzenia ciśnieniowe projektuje się w oparciu o przepisy UDT WUDT-UC-WO-O/19: 2003, w których wykorzystuje się hipotezę odkształcenia postaciowego (M.T. Huber). Zakłada się stałość obciążeń, którym podlega walczak, pomija spiężenie naprężeń na otworach oraz w ogóle nie uwzględnia się naprężeń cieplnych. Celem artykułu będzie określenie, jaki wpływ przy projektowaniu walczaków mają powyżej wymienione uproszczenia obliczeniowe oraz przedstawienie pewnych rozwiązań obliczeniowych.

1. Hipotezy wytrzymałościowe

Celem każdej hipotezy wytrzymałościowej jest zamiana przestrzennego układu naprężeń na jednoosiowy, w którym naprężenie będzie powo-

dowało podobne wyciążenie materiału, co przy przestrzennym układzie. Naprężenie te nazywamy naprężeniem zredukowanym. Do najpopularniejszych hipotez należą:

- hipoteza energii odkształcenia postaciowego (M.T. Huber)

$$\sigma_{red} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_t - \sigma_a)^2 + (\sigma_a - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2} \quad (1)$$

- hipoteza największych naprężeń stycznych (Tresca i Saint-Venant)

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (2)$$

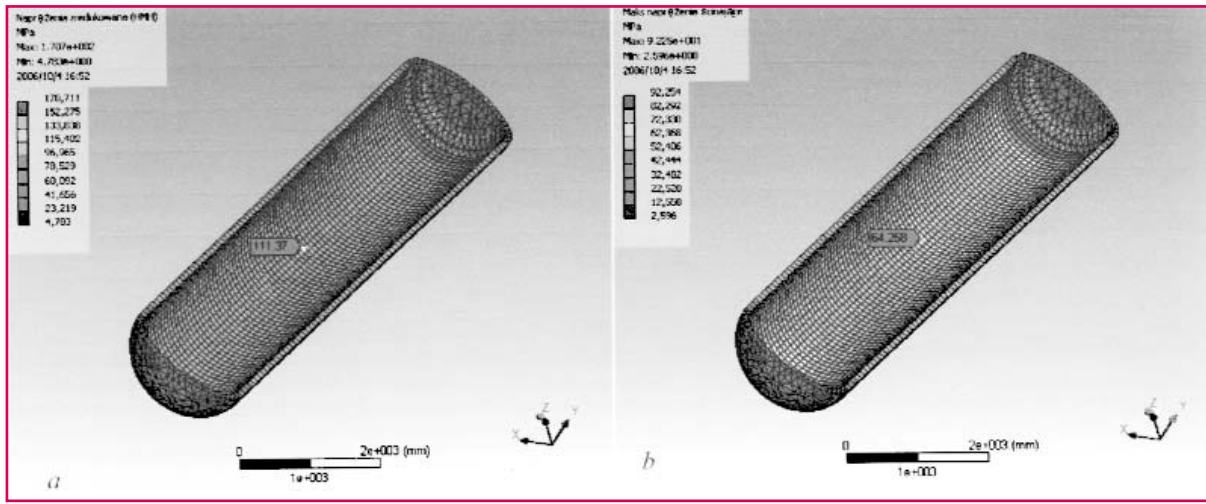
Hipotezy te zakładają, że niebezpieczny stan zostaje osiągnięty po przekroczeniu (przez naprężenia zredukowane) granicy plastyczności. Natomiast przy obliczeniach MES, w przypadku hipotezy Tresci, wyznaczono maksymalne naprężenia styczne, które są dwa razy mniejsze od naprężeń zredukowanych $\tau_{max} = \frac{\sigma_{red}}{2}$. Z powyższego, wyniki maksymalnych naprężeń stycznych liczonych MES należy mnożyć przez dwa $\sigma_{red} = 2 \cdot \tau_{max}$.

dla ciśnienia odpowiednie składowe wynoszą:

$$\diamond \text{ naprężenia obwodowe } \sigma_{i(p)} = p \cdot \left(\frac{\left(\frac{d_z}{d_x}\right)^2 + 1}{\left(\frac{d_z}{d_w}\right)^2 - 1} \right) \quad (3)$$

Tablica 1

Hipoteza	Obliczenia analityczne		Obliczenia MES [MPa]
	Naprężenia maksymalne wg wzorów (8 i 9) [MPa]	Naprężenia średnie wg wzorów (13 i 15) [MPa]	
Hubera	111,65	100,98	111,37
Tresci	128,92	116,61	128,52



Rys. 1. Obliczenia MES elementów walcowych bez uwzględniania otworów:
a – wg hipotezy Hubera;
b – wg hipotezy Tresci

◆ naprężenia osiowe $\sigma_{a(p)} = \frac{p}{\left(\frac{d_z}{d_w}\right)^2 - 1}$ (4)

◆ naprężenia promieniowe $\sigma_{r(p)} = -p \cdot \frac{\left(\left(\frac{d_z}{d_x}\right)^2 - 1\right)}{\left(\left(\frac{d_z}{d_w}\right)^2 - 1\right)}$ (5)

– $\sigma_1 = \sigma_{\max} = \sigma_{r(p)}$ (6)

– $\sigma_3 = \sigma_{\min} = \sigma_{r(p)}$ (7)

Po wprowadzeniu powyższych równań do ogólnych formuł na naprężenia zredukowane otrzymuje się bardziej praktyczne wzory na obliczenie naprężeń zredukowanych pochodzących od ciśnienia: wg hipotezy Hubera

$$\sigma_{red(p)} = p \cdot \frac{\sqrt{3} \cdot \left(\frac{d_z}{d_x}\right)^2}{\left(\frac{d_z}{d_w}\right)^2 - 1} \quad (8)$$

wg hipotezy Tresci

$$\sigma_{red(p)} = p \cdot \frac{2 \cdot \left(\frac{d_z}{d_x}\right)^2}{\left(\frac{d_z}{d_w}\right)^2 - 1} \quad (9)$$

gdzie:

d_z – średnica zewnętrzna

d_w – średnica wewnętrzna
 d_x – średnica, na której wyznaczamy naprężenia
 p – ciśnienie

Należy tu jednak pamiętać, że w przypadku hipotezy Tresci pominięto naprężenie średnie σ_2 co znacznie upraszcza obliczenia ale musi zostać spełniona poniższa nierówność: >

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \quad (10)$$

Z wzorów 8 i 9 wynika, że maksymalne naprężenia występują na średnicy wewnętrznej ($d_x = d_w$) w związku z czym te naprężenia będą uwzględniane w następujących analizach.

Z wyrażeń na maksymalne naprężenia zredukowane $\sigma_{red(p)}$ (dla $d_x = d_w$) nie można jednak uzyskać prostej i dogodnej zależności do obliczenia grubości ścianki. Dlatego też do jej obliczenia przyjmuje się wielkości średniego naprężenia zredukowanego.

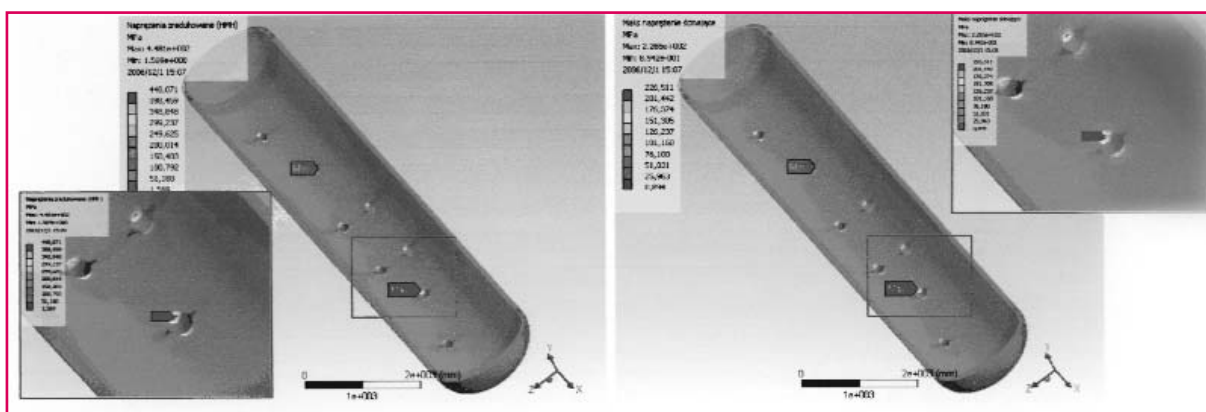
$$\sigma_{redse(p)} = \frac{\sigma_{redw} + \sigma_{redz}}{2} \quad (11)$$

σ_{redw} – naprężenia zredukowane na powierzchni wewnętrznej,
 σ_{redz} – naprężenia zredukowane na powierzchni zewnętrznej przy założeniu

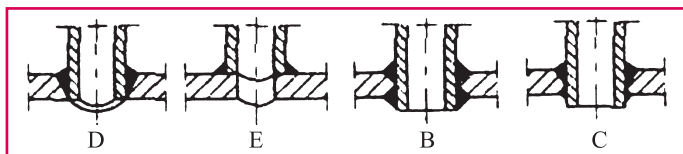
$$\frac{\left(\frac{d_z}{d_w}\right)^2 + 1}{\left(\frac{d_z}{d_w}\right)^2 - 1} \cong \frac{\frac{d_z}{d_w} + 1}{\frac{d_z}{d_w} - 1} \quad (12)$$

Założenie to jest słuszne dla $d_z/d_w \leq 1,4$ a powyżej tej wartości należy korzystać z współczynników korekcyjnych.

W związku powyższym otrzymujemy następujące równania na naprężenia zredukowane średnie minimalną grubość ścianki



Rys. 2. Obliczenia MES dla elementów walcowych z uwzględnieniem otworów
a – wg hipotezy Hubera;
b – wg hipotezy Tresci



Rys. 3. Schematy króćców

wg Hubera

$$\sigma_{redse(p)} = \frac{p \cdot \sqrt{3} \cdot (d_z - g)}{4 \cdot g} \quad (13)$$

$$g_o = \frac{d_z \cdot p}{\frac{4}{\sqrt{3}} \cdot K + p} \quad \text{dla} \left(\frac{d_z}{d_w} \leq 1,4 \right) \quad (14)$$

wg Tresci

$$\sigma_{redse(p)} = \frac{p \cdot (d_z - g)}{2 \cdot g} \quad (15)$$

$$g_o = \frac{d_z \cdot p}{2K + p} \quad \text{dla} \left(\frac{d_z}{d_w} \leq 1,4 \right) \quad (16)$$

gdzie:

K – naprężenie dopuszczalne

Dla porównania metod poniżej przedstawiono obliczenia analityczne oraz MES elementu walcowego bez uwzględnienia otworów. Obliczenia wykonano dla następujących danych:

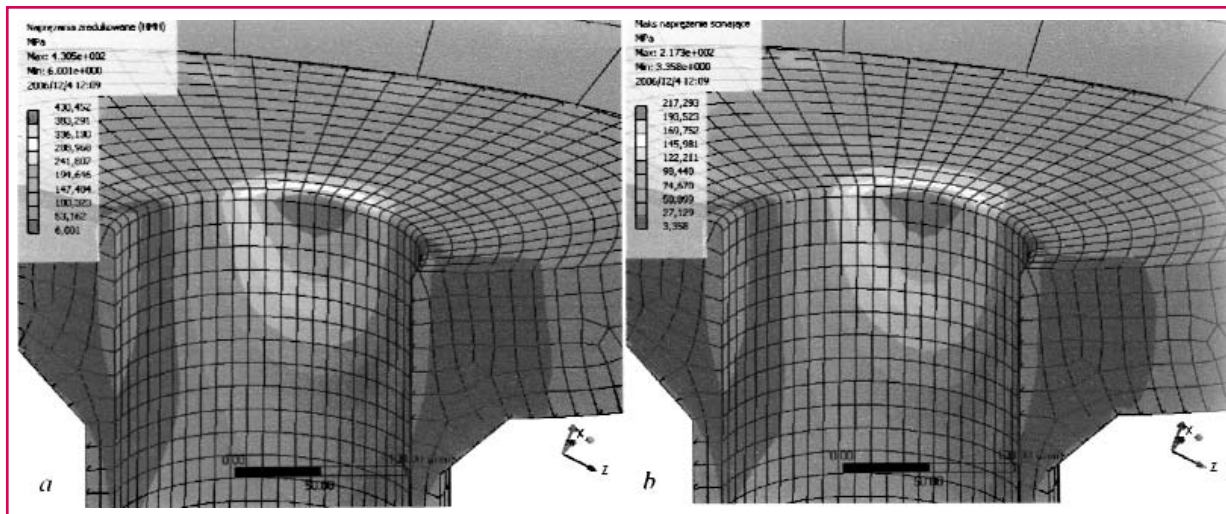
Dane:

$d_z = 1880$ mm

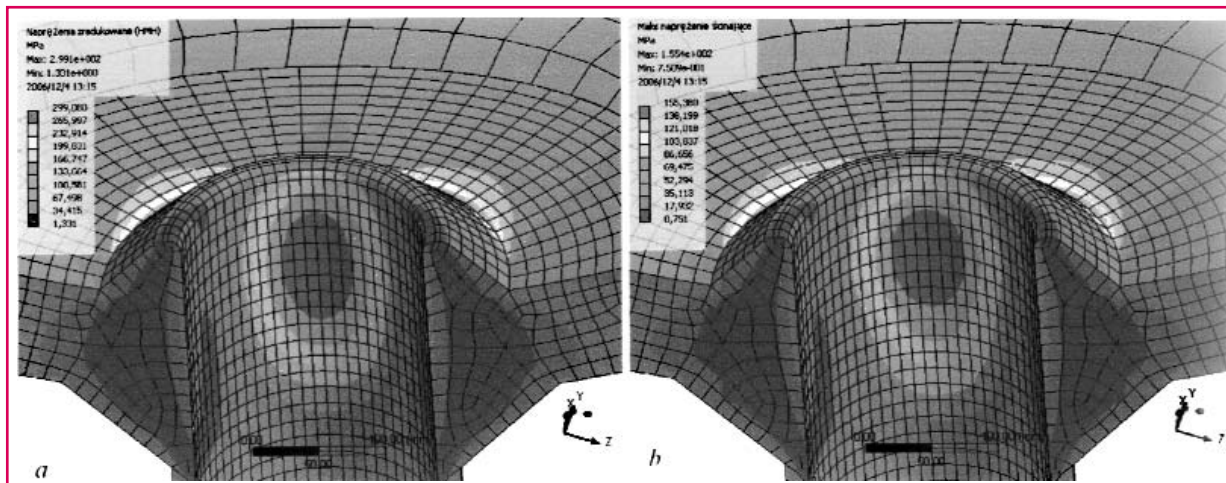
$d_w = 1696$ mm

$p = 12$ MPa

Rys. 4. Analiza stanu naprężeń króćców D i E, a – wg hipotezy Hubera; b – wg hipotezy Tresci



Rys. 5. Analiza stanu naprężeń króćca B, a – wg hipotezy Hubera; b – wg hipotezy Tresci



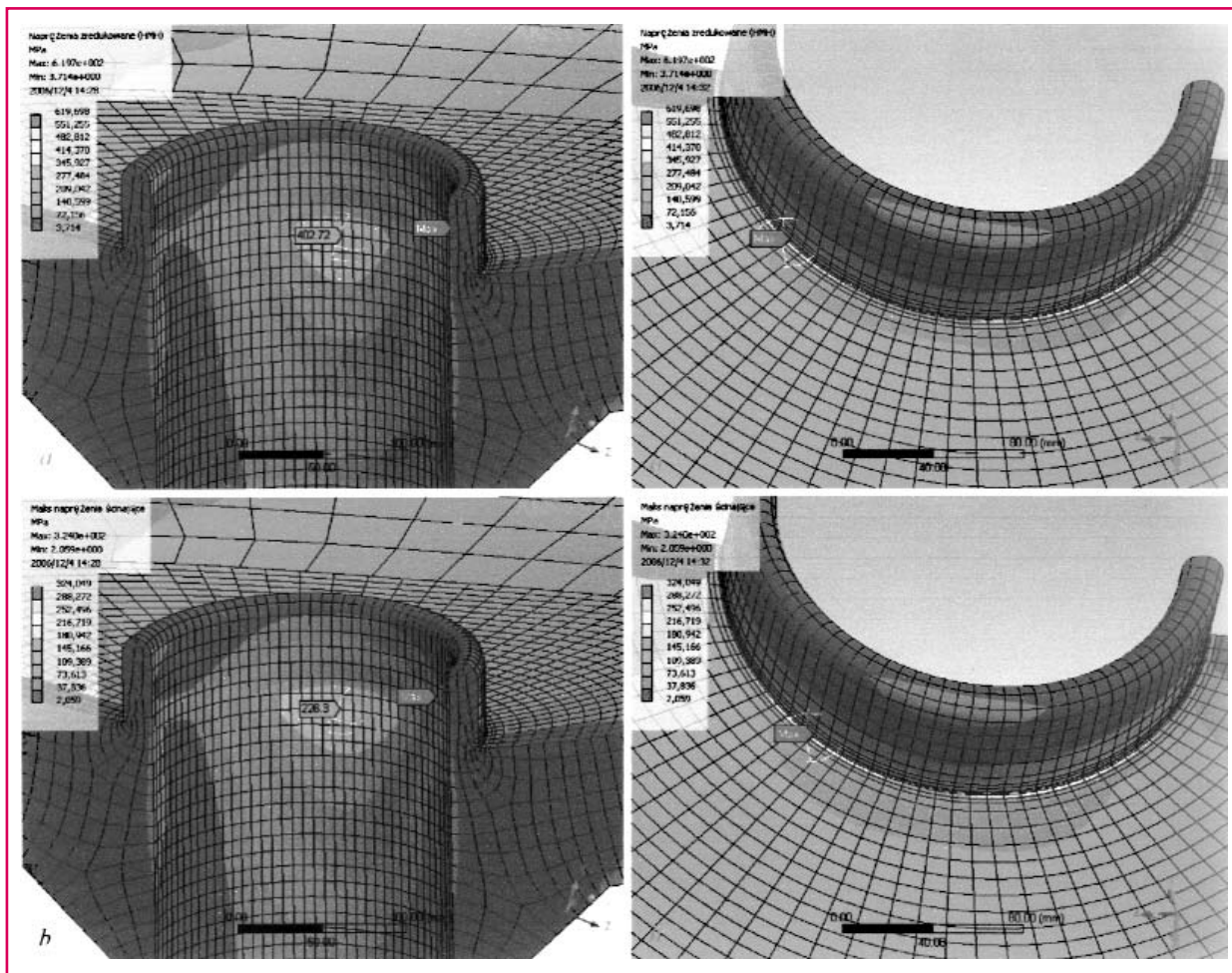
Tablica 2

Typ króćca	Maksymalne naprężenie wg hipotezy Hubera [MPa]		Maksymalne naprężenie wg hipotezy Tresci [MPa]	
	Obliczenia analityczne	MES	Obliczenia analityczne	MES
D i E	379	430	411	434
B	361	299	370	310
C	361	402 (618)	370	452 (648)

Zbieżność otrzymanych wyników z obliczeń analitycznych i MES potwierdza założone warunki brzegowe w obliczeniach MES. Ponadto niewielka różnica pomiędzy naprężeniami maksymalnymi a średnimi wskazuje na słuszność stosowania naprężeń średnich. Z analiz wynika również, że naprężenia zredukowane obliczone na podstawie hipotezy Tresci są większe od naprężeń obliczonych wg hipotezy Hubera, dlatego też hipoteza maksymalnych naprężeń stycznych jest hipotezą bezpieczniejszą.

2. Osłabienie płaszczka otworami i spiętrzenie przyotworowe naprężeń

W poprzednim rozdziale wyznaczono naprężenia w ścianie elementu ciśnieniowego nie uwzględniając otworów w jego płaszczku. Gdy jednak element walcowy posiada otwory (a zazwyczaj tak jest) należy je uwzględnić w analizie wytrzymałościowej. W takim przypadku w obciążeniach analitycznych wykorzystuje się współczynnik wytrzymałościowy „z”. Współczynnik ten oblicza się dla zadanych siatek otworów. W obliczeniach wytrzymałościowych dobiera się współczynnik o najmniejszej wartości. Obliczenia dotyczące tego współczynnika



Rys. 6. Analiza stanu naprężeń króćca C, a – wg hipotezy Hubera; b – wg hipotezy Tresci

są szeroko opisane w WUDT-UC-WO-O/19: 2003 i nie będą poruszane w tym artykule.

Spiętrzenia naprężeń występują przy otworach, które w elementach ciśnieniowych są traktowane jako karby. W przypadku walczków największe spiętrzenie będzie umiejscowione przy otworach pod rury opadowe i jak wcześniej wspomiano na powierzchni wewnętrznej (rys. 2). Największemu spiętrzeniu będą ulegać naprężenia obwodowe co wynika z rozkładu naprężeń w powierzchniach walcowych ($\sigma_{a(p)}/\sigma_{r(p)} = 1/2$, $\sigma_{t(p)} = 0$).

Współczynnik spiętrzenia zależy od rozstawienia otworów w powłoce, wymiarów otworów, a przede wszystkim od konstrukcji króćców tych otworów co jest przedstawione w TRD301 wraz z wartościami współczynników spiętrzenia.

Uwzględniając współczynnik wytrzymałościowy i spiętrzenia naprężenia zredukowane wyglądają następująco:

◀ wg hipotezy Hubera:

$$\sigma_{red\ max} = \frac{1}{z\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\alpha\sigma_{t(p)} - \sigma_{a(p)})^2 + (\sigma_{a(p)} - \sigma_{r(p)})^2 + (\sigma_{r(p)} - \alpha\sigma_{t(p)})^2} \quad (18)$$

◀ wg hipotezy Tresci:

$$\sigma_{red\ max} = \frac{\alpha\sigma_{t(p)} - \sigma_{r(p)}}{z} \quad (19)$$

Podstawiając pod naprężenia składowe odpowiednich równań (3, 4, 5) uzyskujemy bardziej użyteczne wzory na maksymalne naprężenia zredukowane uwzględniające osłabienie płaszcza przez otwory.

★ wg hipotezy Hubera:

$$\sigma_{red\ max} = \frac{\alpha \cdot p}{z} \cdot \frac{\sqrt{3} \left(\frac{d_z}{d_w}\right)^2}{\left(\frac{d_z}{d_w}\right)^2 - 1} \quad (20)$$

★ wg hipotezy Tresci:

$$\sigma_{red\ max} = \frac{p}{z \left(\frac{d_z}{d_w}\right)^2 - z} \cdot \left(\left(\frac{d_z}{d_w}\right)^2 \cdot (\alpha + 1) + \alpha - 1 \right) \quad (21)$$

Jak wiadomo konstrukcja króćców ma bardzo duży wpływ na stan naprężeń w ścianie walczaka. W związku powyższym przeanalizowano pod względem wyteżenia różne obecnie stosowane konstrukcje króćców, różne warianty zaokrąglenia krawędzi króćca oraz króćce dla otworów o kształcie eliptycznym. Analizy stanu naprężeń zostały przeprowadzone dla naprężeń maksymalnych obu omawianych wcześniej hipotez.

2.1. Analiza stanu naprężeń różnych konstrukcji króćców

Analiza stanu naprężeń została wykonana dla kilku typowych króćców, ich schematy zostały przedstawione na rys. 3.

Tablica 3

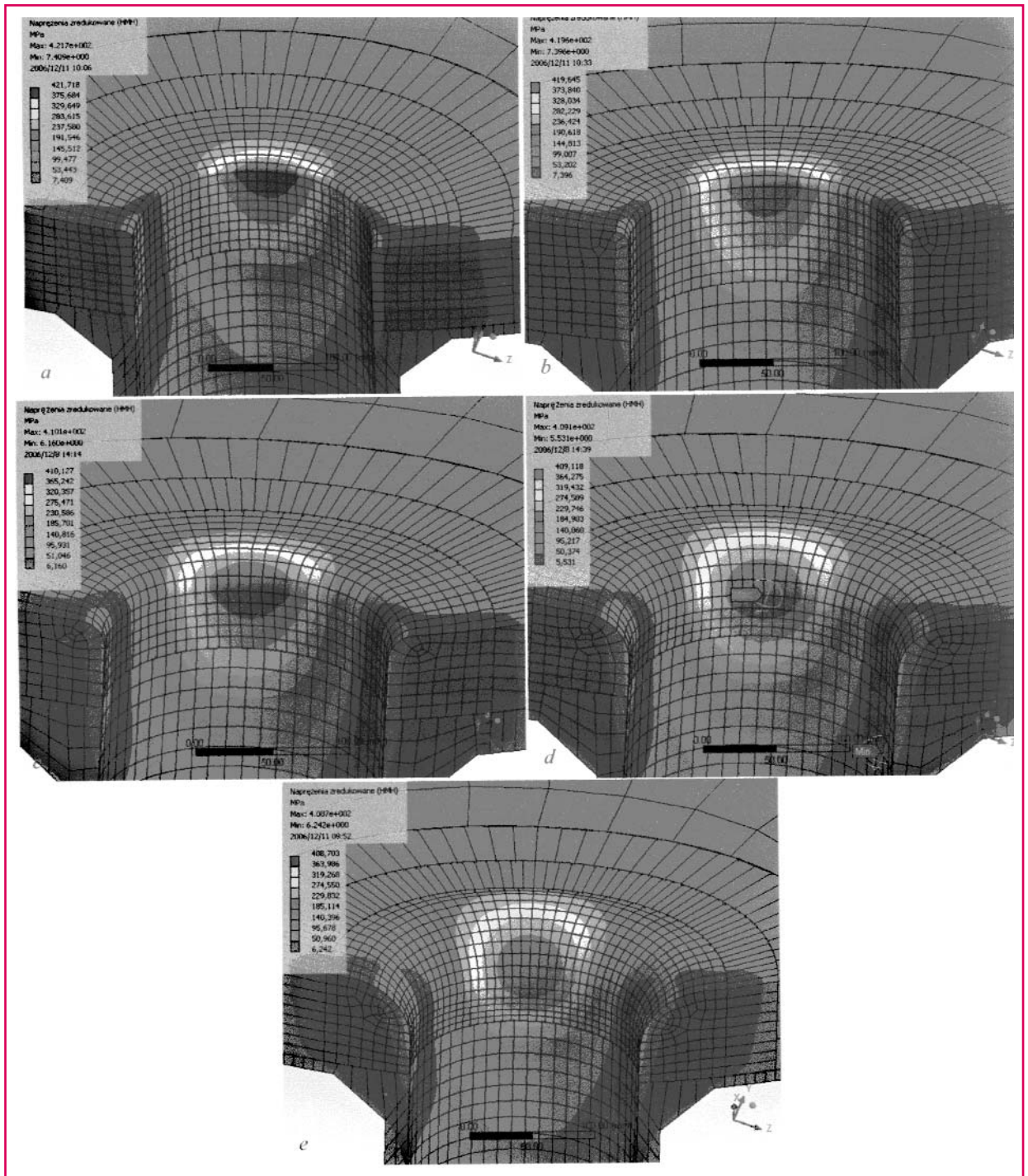
	Promień zaokrąglenia krawędzi otworu króćca, R[mm]				
	5	10	20	40	60
Maksymalne naprężenia [MPa]	421	419	410	409	408

Tablica 4

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

Rys. 7. Różne warianty zaokrąglenia krawędzi otworu króćca D i E wg hipotezy Hubera

- a – $R=5$ mm;
- b – $R=10$ mm;
- c – $R=20$ mm;
- d – $R=40$ mm;
- e – $R=60$ mm

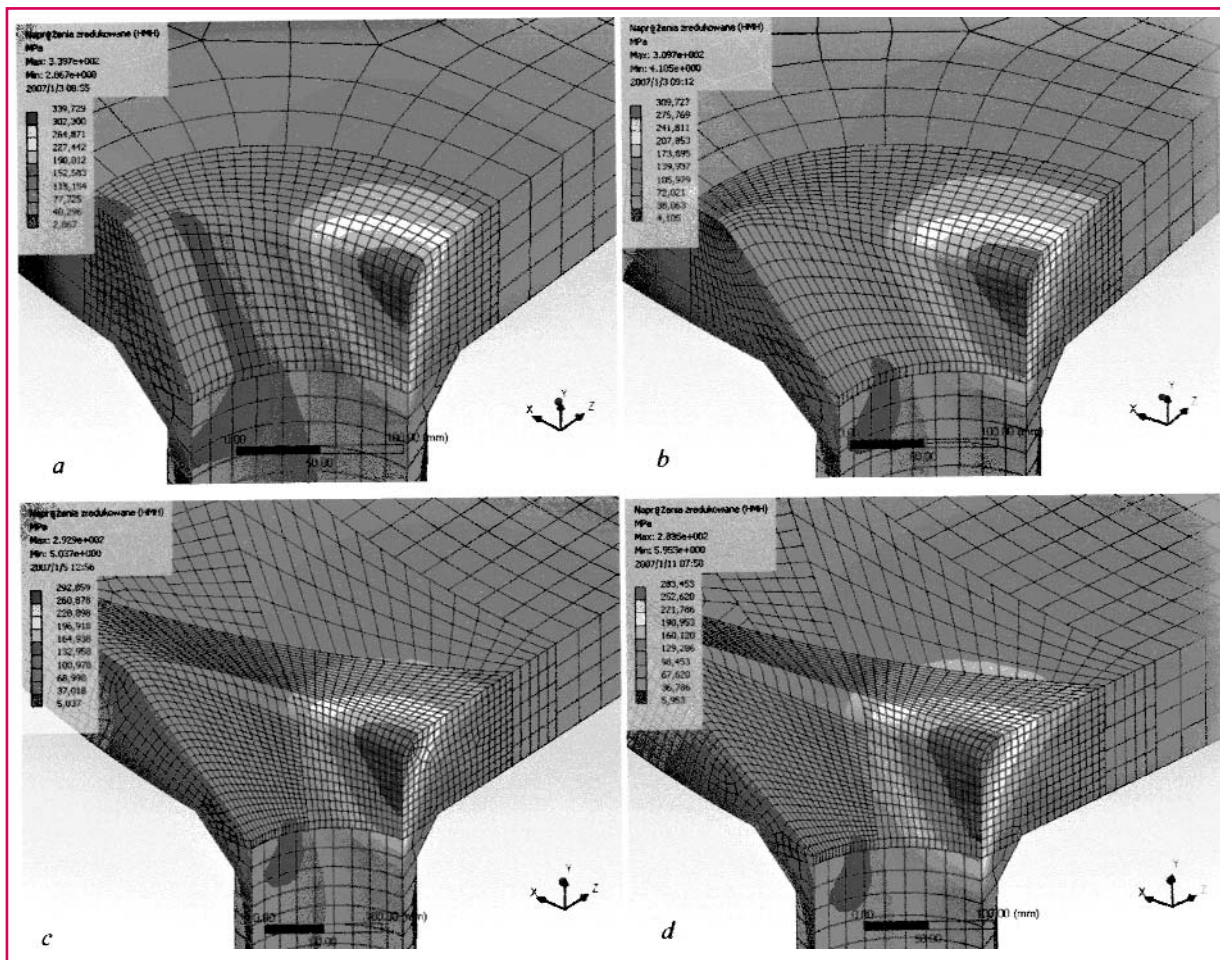


Dane:

- $d_z = 1880$ mm
- $d_w = 1696$ mm
- $d = 183$ mm – średnica otworu
- $z = 0,853$
- $p = 12$ MPa
- współczynniki śpiętrzenia dla poszczególnych króćców wg TRD301
- D i E: $\alpha = 2,9$
- B i C: $\alpha = 2,6$

Analizie poddano cztery typy króćców zabudowanych na walczkach w polskich elektrowniach. Dwa pierwsze rodzaje króćców rozpatrywano jako jeden przypadek gdyż spoinę traktowano jako jednolitą część materiału walczaka. Otrzymane wyniki z przeprowadzonych obliczeń analitycznych i za pomocą MES zamieszczono w tablicy 2. Należy jednocześnie pamiętać, że dla złożonych przypadków metoda elementów skończonych (MES) jest wiarygodniejsza od obliczeń analitycznych.

Porównując obydwie hipotezy pod względem uzyskiwanych wyników można ogólnie stwierdzić, że naprężenia zredukowane uzyskiwane na drodze maksymalnych naprężeń stycznych są wyższe od tych otrzymywanych z hipotezy Hubera. Różnica ta wynosi 4% dla króćców D i E. Analiza stanu naprężeń wg dwóch hipotez dowodzi również, że współczynniki śpiętrzenia wg TRD301 były dobierane na podstawie hipotezy Tresci. Z tego też powodu w przypadku hipotezy Hubera zauważono rozbieżności w stosunku do obliczeń numerycznych. Pomimo jednak stosowania współczynników śpiętrzenia wartości naprężeń zredukowanych nawet wg hipotezy Tresci różnią się znacznie od wyników otrzymywanych za pomocą MES. Wynika to z tego, że współczynnik śpiętrzenia określony w TRD301 jest jedynie rozwiązaniem doraźnym gdyż uwzględnia jedynie typ króćca pomijając jednocześnie średnice otworu. Do dokładnego analitycznego obliczania maksymalnych naprężeń zredukowanych w walczaku należy stworzyć wykresy współczynników śpiętrzenia w funkcji typu króćca oraz jego wymiarów geometrycznych.



Rys. 8. Otwory o kształcie eliptycznym, $a - a/r=1,5$; $b - a/r=2$; $c - a/r=2,5$; $d - a/r=3$

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 ciepłone (szczególnie zmienne w czasie) taka duża ilość dodatkowego materiału negatywnie wpływa na stan całkowitych naprężeń i żywotność 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 ciepłnych, a naprężenia mechaniczne są mniejsze od króćca typu C.

2.2. Warianty zaokrąglenia króćca D i E

Wg przytoczonych obliczeń króćce typu D i E pod względem konstrukcyjnym są najkorzystniejszymi króćcami, dlatego tylko one będą sprawdzane pod kątem zmiennego zaokrąglenia krawędzi otworów. W poprzednich analizach zakładano, że promień zaokrąglenia wynosi $R = 5$ mm.

Symulacje przeprowadzono dla pięciu różnych promieni zaokrąglenia krawędzi tj. $R = 5; 10; 20; 40; 60$ mm. Wszystkie obliczenia przeprowadzono numerycznie gdyż rozwiązań analitycznych dotyczących tego aspektu jeszcze nie opracowano.

W związku, że głównym celem tych symulacji jest określenie spadku naprężeń przez zmianę promienia zaokrąglenia krawędzi, w obliczeniach wykorzystano jedynie hipotezę Hubera. Spadki naprężeń w małym zakresie są takie same w przypadku obu hipotez.

Z przeprowadzonych analiz wynika, że spadek naprężeń związany z powiększeniem promienia zaokrąglenia krawędzi otworu jest niewielki (dla $R = 60$ mm $\Delta\sigma = 13$ MPa). Ponadto stan naprężeń przy $R = 20$ mm ($\Delta\sigma = 11$ MPa) jest praktycznie taki sam jak przy $R = 60$ mm, co sugeruje, iż zaokrąglenie krawędzi otworu powyżej $R = 20$ mm daje znikome rezultaty w postaci zmniejszonych naprężeń. W związku z powyższym zwiększanie promienia zaokrąglenia krawędzi otworu

powyżej $R = 20$ mm jest jedynie uzasadnione w przypadku usunięcia wykrytych pęknięć, dzięki czemu zapobiegamy wystąpieniu dodatkowych naprężeń.

2.3. Otwory o kształcie eliptycznym

Króćce o kształcie eliptycznym otworu są króćcami typu D i E, lecz kształt otworu od powierzchni wewnętrznej walczaka jest eliptyczny o dłuższym promieniu skierowanym w poprzek walczaka natomiast na powierzchni zewnętrznej walczaka jest to już okrąg.

W celu określenia najkorzystniejszego kształtu elipsy powiększono promień skierowany w poprzek walczaka o krotność promienia pierwotnego ($a/r = 1,5; 2; 2,5; 3$). Promień zaokrąglenia krawędzi otworu wynosił $R = 20$ mm.

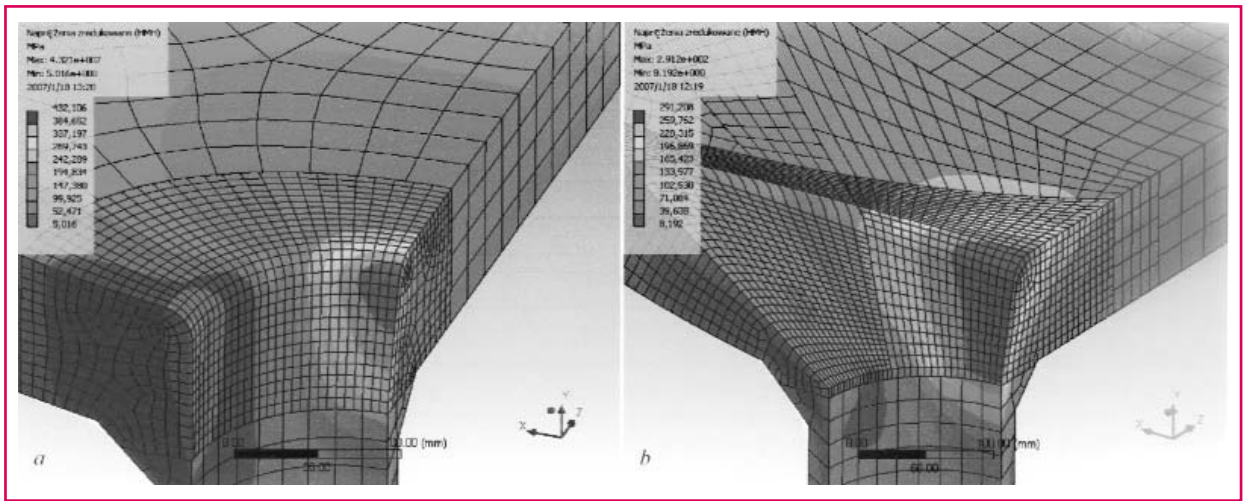
Wyjściowy stan naprężeń, czyli dla otworu kołowego ($a/r = 1$), został już przedstawiony na rys. 7, przypadek c.

Podobnie jak w poprzednim punkcie analizy zostały przeprowadzone na drodze hipotezy energii odkształcenia postaciowego.

Z przeprowadzonych analiz wynika, że otwory eliptyczne w sposób znaczny wpływają na obniżenie naprężeń maksymalnych. Spadek naprężeń dla $a/r = 3$, w stosunku do stanu wyjściowego, wynosi 31%. Istotnym jest również, iż spadek dla $a/r = 2$ wynosi 25% co powoduje, że najefektywniejszy spadek odnotowujemy się właśnie do stosunku $a/r = 2$, a dalsze powiększanie otworu już nie daje znaczących efektów.

Ponadto przeprowadzono obliczenia dla otworu eliptycznego o dłuższym promieniu wzdłuż osi walczaka czyli sytuacja jak po wyszlifowaniu pęknięć w rejonie maksymalnych naprężeń. 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 większym 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).

Rys. 9. Kształt otworów 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



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

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 tylko poprzez usunięcie pęknięć w rejonie maksymalnych naprężeń (elipsa o większym promieniu wzdłuż osi walczaka) powoduje wzrost naprężeń o ok. 3% co w konsekwencji spowoduje przyspieszenie powstawania pęknięć w tym obszarze. Natomiast zastosowanie w tym przypadku otworu eliptycznego, o dłuższym promieniu w kierunku poprzecznym, powoduje również, jak w przypadku stanu początkowego, duży spadek naprężeń tj. >30% w stosunku do stanu po usunięciu tylko pęknięć.

3. Podsumowanie

W opracowaniu porównano dwie hipotezy wytrzymałościowe tj. hipotezę energii odkształcenia postaciowego (Huber) oraz maksymalnych naprężeń stycznych (Tresca). Z porównania wynika, że wartości naprężeń zredukowanych otrzymywanych na drodze hipotezy Tresci są większe od naprężeń wg Hubera. Z tego powodu, jako bezpieczniejszą, należy uznać metodę maksymalnych naprężeń stycznych.

Obliczenia analityczne oraz numeryczne potwierdzają, że współczynniki spiętrzenia naprężeń przyotworowych zawartych w TRD301 dają jedynie rozwiązanie przybliżone. Nie uwzględniają one średnicy otworu króćca oraz obciążenia tj. ciśnienia czynnika co również wpływa na stan naprężeń. Dlatego też do dokładniejszego analitycznego obliczenia maksymalnych naprężeń zredukowanych w walczaku należy stworzyć wykresy współczynników spiętrzenia w funkcji średnicy otworu i ciśnienia. Odpowiedni wykres można stworzyć w oparciu o obliczenia numeryczne.

Przeprowadzono również weryfikacje króćców stosowanych w walczakach. Na podstawie tej weryfikacji wskazano kształt D i E (rys. 3) króćca jako króćciec o najkorzystniejszych cechach wytrzymałościowych. Ponadto wykonano analizy różnych promieni zaokrąglenia krawędzi, z których wynika, że promień $R = 20$ mm jest wystarczającym promieniem pod względem spadku naprężeń a większe promienie mają uzasadnienie jedynie przy usunięciu wykrytych pęknięć w celu zlikwidowania dodatkowych naprężeń.

PIŚMIENNICTWO

- [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 pravdepodobnostního výpočtu životnosti kotlových těles, Brno 2006 r.
- [4] TRD 301: Zylinderschalen unter innerem überdruck.
- [5] Mall G.: Innerdruckschwellverhalten von hohlzylindern mit eingeschweißten stutzen.
- [6] Wróblewski T., Sikorski W., Rzepa K.: Urządzenia kotłowe, WNT Warszawa 1973 r.
- [7] Zagrajek T., Krzesiński G., Marek P.: Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji, Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2005 r.
- [8] Siedlaczek P., Gil C., Łokieć A.: Materiały szkoleniowe firmy Mesco, Tarnowskie Góry, marzec 2006 r.
- [9] Grzeszczek E.: Naprężenia w króćcu walczaka kotła OP-380, materiały Pro-Novum, Kwiecień 1996 r.

Informacje dla Autorów

Redakcja przyjmuje do publikacji tylko prace oryginalne, nie publikowane w innych czasopiśmie ani materiałach konferencji, chyba, że publikacja jest zamawiana przez redakcję. Artykuł przekazany do redakcji nie może być wcześniej opublikowany w całości lub części w innym czasopiśmie, ani równocześnie przekazany do opublikowania w nim. Fakt nadesłania pracy do redakcji uważa się za jednoznaczny z oświadczeniem Autora, że warunek ten jest spełniony.

Przed publikacją Autorzy otrzymują do podpisania umowę z Wydawnictwem SIGMA-NOT Spółka z o.o. o przeniesieniu praw autorskich na wyłączność wydawcy, umowę licencyjną lub umowę o dzieło – do wyboru Autora. Ewentualną rezygnację z honorarium Autor

powinien przesłać w formie oświadczenia (z numerem NIP, PESEL i adresem).

Autorzy materiałów nadesłanych do publikacji są odpowiedzialni za przestrzeganie prawa autorskiego. Treść pracy, jak i wykorzystane w niej ilustracje powinny stanowić własny dorobek Autora lub muszą być opisane zgodnie z zasadami cytowania.

Z chwilą otrzymania artykułu przez redakcję następuje przeniesienie praw autorskich na Wydawcę, który ma odtąd prawo do korzystania z utworu, rozporządzania nim i zwielokrotniania dowolną techniką, w tym elektroniczną oraz rozpowszechniania dowolnymi kanałami dystrybucyjnymi.

Redakcja nie zwraca materiałów niezamówionych oraz zastrzega sobie prawo redagowania i skracania tekstów i do dokonywania streszczeń. Redakcja nie odpowiada za treść materiałów reklamowych.