

Dr inż. Tomasz TRZEPIECIŃSKI, email: tomtrz@prz.edu.pl

Dr inż. Stanisław WARCHOŁ, email: warchols@prz.edu.pl

Politechnika Rzeszowska

MODELOWANIE NUMERYCZNE ROZKŁADU NAPRĘŻEŃ W ZBIORNIKU CIŚNIENIOWYM

Streszczenie: W pracy przedstawiono zastosowanie programu ABAQUS do symulacji numerycznej rozkładu naprężeń w zbiorniku ciśnieniowym. Przedstawiono również metodykę obliczeniową konstrukcji zbiornika ciśnieniowego na przykładzie obudowy filtra paliwowego. W modelu numerycznym 3D zbiornika uwzględniono charakterystykę sprężysto-plastyczną materiału blachy. Otrzymany poziom naprężeń w płaszczu zbiornika potwierdził poprawność obliczeń analitycznych.

Słowa kluczowe: MES, metoda elementów skończonych, zbiornik ciśnieniowy

NUMERICAL MODELING OF STRESS DISTRIBUTION IN THE PRESSURE VESSEL

Abstract: This paper presents the application of ABAQUS programme for numerical simulation of stress distribution in the pressure vessel. Furthermore, the methodology of analytical design of pressure vessel on the example of the fuel filter housing has been shown. In the 3D numerical model of the vessel the elasto-plastic characteristic of sheet material was considered. The obtained stress level in the pressure resisting shell has confirmed the correctness of analytical calculations.

Keywords: FEM, finite element method, pressure vessel

1. WPROWADZENIE

Sposoby wytwarzania, badań, kontroli oraz wprowadzania do eksploatacji zbiorników ciśnieniowych objęte są dyrektywą Parlamentu Europejskiego i Rady 97/23/WE z dnia 29 maja 1997 roku w sprawie ujednoczenia przepisów państw członkowskich dotyczących urządzeń ciśnieniowych, powszechnie zwaną dyrektywą PED (*Pressure Equipment Directive*). Wspomniane rozporządzenie wskazuje wymagania w zakresie bezpieczeństwa i ochrony zdrowia dotyczące projektowania, wytwarzania oraz oceny zgodności w odniesieniu do prostych zbiorników ciśnieniowych, które:

- muszą być wykonane ze stali jakościowej niestopowej, z aluminium niestopowego lub ze stopów aluminium nie utwardzalnych przez starzenie,
- projektowane są na ciśnienie robocze zbiornika nieprzekraczające 30 bar,
- pracują w temperaturze nie niższej niż -50°C i nie wyższej niż 300°C w przypadku zbiornika stalowego i nie wyższa niż 100°C dla zbiornika z aluminium i jego stopów,
- mogą składać się z części walcowej o przekroju kołowym, zamkniętej dnami wypukłymi o wypukłości skierowanej na zewnątrz i/lub dnami płaskimi będącymi figurami obrotowymi o tej samej osi co oś części walcowej lub mogą się składać z dwóch den o wypukłości skierowanej na zewnątrz i będących figurami obrotowymi o tej samej osi,
- iloczyn najwyższego ciśnienia roboczego i pojemności zbiornika i nie powinien przekraczać 10 000 barów x litr.

Wymieniona definicja prostych zbiorników ciśnieniowych nie obejmuje zbiorników:

- przeznaczonych do zastosowań w technice jądrowej, których awaria może spowodować emisję radioaktywną,

- stanowiących wyposażenie statków powietrznych lub przeznaczonych do ich napędu albo rozruchu,
- gaśnic.

Materiały stosowane do produkcji elementów ciśnieniowych prostych zbiorników powinny odpowiadać przewidywanemu zastosowaniu zbiorników i być: spawalne, ciągliwe, odporne na starzenie i odporne na obciążenia udarowe tak, aby ewentualne pęknięcia nie powodowały zniszczenia zbiornika i nie miały charakteru kruchego. Ponadto, stale jakościowe niestopowe powinny być: uspokojone, o określonej zawartości węgla (max 0,25%), siarki i fosforu (max 0,05%) oraz mieć określone własności wytrzymałościowe [1]. Konstrukcja zbiorników powinna uwzględniać takie parametry ich pracy, jak: najniższą i najwyższą temperaturę roboczą oraz najwyższe ciśnienie robocze. Konstrukcja zbiornika powinna umożliwić oględziny jego wnętrza, odpowietrzenie, gwarantować stałość własności wytrzymałościowych podczas całego przewidzianego okresu użytkowania oraz odpowiednią odporność na korozję w czasie użytkowania [1].

Główną przyczyną niskiej jakości paliw płynnych na całej drodze dystrybucji od producenta do użytkownika jest naruszenie technologii produkcji, transportu i przechowywania paliwa, a nawet tankowania środków transportu. Kolejnym problemem jest zanieczyszczenie paliw przez związki smoliste, wodę, domieszki stałe i biozanieczyszczenia w procesie przechowywania, transportu i dystrybucji do stacji paliwowych. Występowanie wody sprzyja utlenianiu substancji ropopochodnych i rozwojowi w nich biozanieczyszczeń. Obecność wilgoci zmniejsza wartość opałową paliwa i inicjuje korozję układu paliwowego, natomiast w obecności domieszek stałych obserwuje się zwiększone mechaniczne zużycie pomp paliwowych i układów dostarczania paliwa do silnika oraz zatykanie dysz.

W niektórych układach paliwowych wilgoć powoduje zniszczenie filtra doczyszczania paliwa. Zanieczyszczenia stałe, zawierające w większości przypadków metale w postaci produktów korozji, są katalizatorami utleniania, w trakcie którego powstają kwasy i różne związki smoliste i asfalteny. Kwasy powodują korozję zbiorników przewodów i armatury podczas przechowywania i przepompowania paliw, zwiększając w ten sposób ilość zanieczyszczeń stałych, a także sprzyjając tworzeniu warunków do polimeryzacji związków smolistych i powstawania statecznych układów koloidalnych [2].

Tradycyjnie na szeroką skalę stosuje się tylko filtrację mechaniczną. Zastosowanie separatorów odśrodkowych w celu usunięcia wody i zanieczyszczeń stałych ograniczone jest z powodu złożoności i wysokich kosztów sprzętu, jak również jego skomplikowanej i pracochłonnej konserwacji i eksploatacji. Filtry koalescencyjne tracą sprawność w obecności znacznej ilości zanieczyszczeń mechanicznych [2]. Z kolei odstożniki mogą być stosowane tylko jako środek do wstępnego oczyszczania paliwa. Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła dzielą się w zależności od parametrów i rodzaju konstrukcji na klasy określone w tabeli 1.

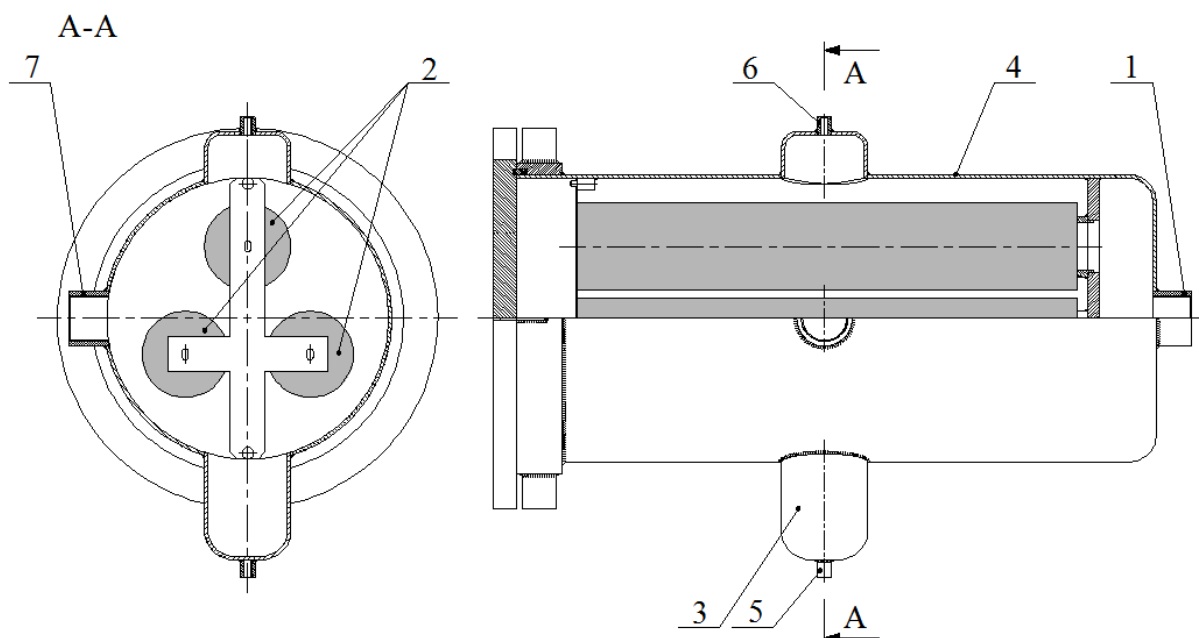
Tabela 1. Klasy urządzeń ciśnieniowych

Rodzaj urządzenia	Klasa I	Klasa II	Klasa III
Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła	$p > 4,0$ lub $t > 350$ lub $s > 35$	$1,6 < p \leq 4,0$ lub $120 < t \leq 350$ lub $16 < s \leq 35$	$p \leq 1,6$ lub $t \leq 120$ lub $s \leq 16$
Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła z zawartością czynników toksycznych, palnych lub wybuchowych	bez względu na wartość p , t oraz s	-	-

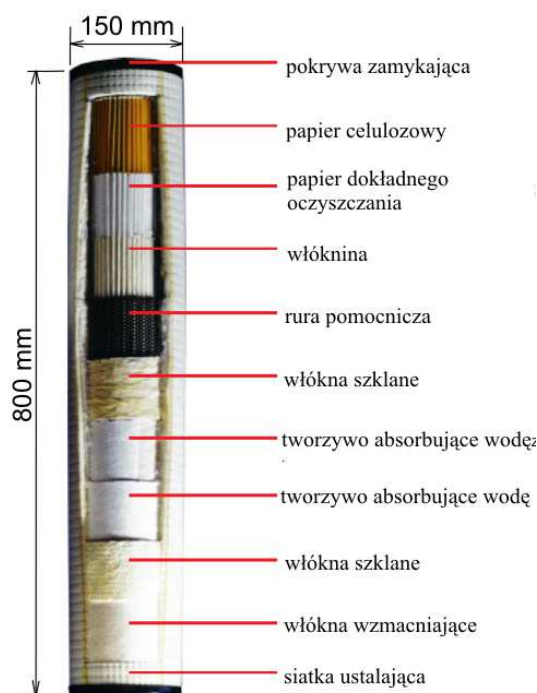
p - ciśnienie obliczeniowe [MPa], t - temperatura obliczeniowa ścianki [°C], s - grubość obliczeniowa [mm].

2. METODYKA PROJEKTOWANIA ZBIORNIKA

Paliwo wytworzone w rafinerii dostarczane jest do odległych odbiorców najczęściej za pomocą cystern kolejowych. W dalszej kolejności paliwo dowożone jest do stacji paliw oraz odbiorców za pomocą cystern samochodowych, napełnianych za pomocą pomp ze wstępną filtracją. Aby zapewnić prawidłową i bezawaryjną pracę pompy paliwo jest wstępnie filtrowane pod kątem usunięcia większych cząstek stałych za pomocą filtra. Po dostarczeniu paliwa na stację dystrybucyjną poprzez system filtrów mikrocząstek przesyłane jest do zbiorników podziemnych służących do magazynowania paliwa. Dążąc do utrzymania wysokiej jakości paliwa skonstruowano zbiornik z umieszczonymi wewnątrz filtrami paliwa (rys. 1). Zestaw umieszczany jest podczas pomiędzy cysterną paliwa, a magazynem dystrybucyjnym paliwa i stanowi ostatnie ogniwo filtracyjne. Zbiorniki ciśnieniowe posiadają zwykle kształt rurowy z przyspawanymi do nich owalnymi dennicami, co pozwala na równomierne rozkładanie się ciśnienia na ściany zbiornika. Paliwo poprzez króciec 1 dostarczane jest do wewnętrznej części filtrów 2. W miarę pochłaniania wody wewnątrz porowatej struktury powstają grube krople wody, które są wypychane na zewnątrz wkładu, pod własnym ciężarem ślizgają się w dół i spływają do odstojnika 3. W dolnej części obudowy 4 filtrów przewidziano zawór 5 służący do odprowadzania gromadzącej się wody. Górny zawór 6 pozwala na odpowietrzenie układu filtracyjnego podczas zalewania paliwem zbiornika. Poza wodą wkłady filtrów dobrze wyłapują zanieczyszczenia stałe, dzięki swojej strukturze porowatej, mimo, że rozmiar porów jest znacznie większy od grubości zatrzymywanych cząstek. Efektywne oczyszczanie zapewnia objętościowy charakter filtrowania i duże rozwinięcie kanałów porowych, czyli efekt labiryntu. Paliwo po przefiltrowaniu odbierane jest do zbiornika dystrybucyjnego za pomocą króćca 7. Materiał filtrów (rys. 2) zapewnia efektywne pochłanianie z paliwa zanieczyszczeń chemicznych oraz mniejszych cząstek stałych znajdujących się w paliwie.



Rys. 1 Położenie filtrów w obudowie zbiornika: 1 - króciec wlotowy, 2 - wkłady filtra, 3 - odstojnik, 4 - obudowa filtrów, 5 - zawór spustowy, 6 - zawór odpowietrzający, 7 - króciec wylotowy



Rys. 2 Wymiary oraz budowa filtra mikrocząstek

Zbiorniki ciśnieniowe muszą być bezpieczne, a o bezpieczeństwie decydują parametry geometryczne zbiornika i odpowiedni dobór materiału. Podstawowym kryterium przy projektowaniu bezpiecznych zbiorników ciśnieniowych z punktu widzenia ich odkształcenia plastycznego, jest warunek, że naprężenie σ , w żadnym punkcie płaszcza zbiornika nie może przekroczyć granicy plastyczności materiału, z którego zbiornik jest wykonany. Zbiornik wysokociśnieniowy musi wytrzymać duże naprężenia σ , które zależą od właściwości materiałów, a konkretnie od granicy plastyczności i od krytycznego współczynnika intensywności naprężeń K_c . Należy więc tak dobrać materiał, aby miał on możliwie duże wartości granicy plastyczności i K_c . Warunki te najlepiej spełniają stale niskostopowe przeznaczone na zbiorniki ciśnieniowe.

Założenia geometryczne:

- kształt części zasadniczej zbiornika: walcowy,
- kształt dennicy: płaski, z zaokrągloną powierzchnią przejścia,
- kształt pokrywy: płaski,

Zbiornik został zaprojektowany dla ciśnienia przepływającego paliwa $p_s = 0,15 \div 0,25$ MPa przy temperaturze otoczenia zbiornika $t_0 = 50$ °C i założonym okresie eksploatacji zbiornika $t_e = 30$ lat.

Obudowę ciśnieniową filtrów wykonano z blachy ze stali kotłowej na zbiorniki ciśnieniowe P265GH o składzie chemiczny przedstawionym w tabeli 1. P265GH jest gatunkiem stali niestopowej wykorzystywanym do konstrukcji zbiorników ciśnieniowych oraz wytwarzania elementów rurociągów ciśnieniowych a także do wytwarzania zawieszek rurociągów i innych elementów wykorzystywanych w instalacjach w przemyśle rafineryjnym.

Tabela 1 Orientacyjny skład chemiczny stali P265GH wg PN-EN 10028-2:2010P

Materiał	C max.	Si max.	Mn max.	P max.	S max.	Cr max.	Mo max.	Ni max.	Al min.	Cu max.	Nb max.	Ti max.	V max.	Cr+Cu +Mo+Ni
P265GH	0,20 %	0,40 %	1,40 %	0,025 %	0,020 %	0,30 %	0,08 %	0,30 %	0,020 %	0,30 %	0,010 %	0,040 %	0,02 %	0,70 %

3. OBLICZENIA

Jedną z podstawowych wielkości decydujących o wytrzymałości zbiornika ciśnieniowego oprócz gatunku materiału jest grubość płaszczu. Grubość ścianki g zbiornika ciśnieniowego dobiera się w taki sposób, aby dla danego ciśnienia roboczego p_s naprężenie to było mniejsze od granicy plastyczności materiału zbiornika.

Wymagana grubość ścianki:

$$g = g_0 + C_1 + C_2 \quad (1)$$

gdzie C_1 – naddatek grubości ścianki na ścienienie się pod wpływem działania czynników mechanicznych i chemicznych. Naddatek C_1 jest ustalany według prognozowanej szybkości ścienienia (mm/rok) oraz założonej długotrwałości zbiornika. C_2 – naddatek grubości ścianki ze względu na występowanie w niej dodatkowych naprężeń niezależnych od ciśnienia roboczego.

$$C_1 = S \cdot t_e, \quad (2)$$

gdzie $S = 0,02 \div 0,1$ mm/rok, t_e - okres eksploatacji zbiornika.

Wpływ ciśnienia atmosferycznego oraz ciężaru zbiornika na obciążenie ścianek zbiornika został pominięty ($C_2 = 0$).

Grubość obliczeniowa dla płaszczu:

$$g_0 = \frac{p_0 \cdot D_w}{2,3 \cdot k \cdot \frac{Z}{\alpha} - p_0} \quad (3)$$

gdzie k – naprężenie dopuszczalne, D_w – średnica wewnętrzna zbiornika, Z - obliczeniowy współczynnik wytrzymałościowy, α – współczynnik zależny od stosunku $\frac{D_z}{D_w}$, D_z – średnica zewnętrzna zbiornika, p_0 – ciśnienie robocze.

Wartość dopuszczalnego naprężenia w stalowych ściankach elementów dla temperatur nie przekraczających temperatury granicznej (380 °C dla stali węglowych o zawartości węgla $C \leq 0,25$ %) jest równa:

$$k = \frac{Re_{(t_0)}}{X} \quad (4)$$

gdzie $Re_{(t_0)}$ - najmniejsza gwarantowana granica plastyczności przy temperaturze obliczeniowej t_0 , X – współczynnik bezpieczeństwa.

Grubość nominalna wyrobu hutniczego:

$$g_n \geq g + C_1 \quad (5)$$

gdzie C_1 – naddatek grubości ścianki równy odchyłce minusowej dla grubości wyrobu hutniczego według obowiązujących norm.

Wartość ruchowego naciągu śrub:

$$F_r = P + b \cdot F \quad (6)$$

gdzie P – napór czynnika roboczego na połączenie kołnierzowe

$$P = \frac{\pi \cdot D_u^2 \cdot p_0}{4} \quad (7)$$

gdzie D_u – średnia średnica uszczelki
Siła nacisku na uszczelkę:

$$F = \pi \cdot D_u \cdot u_{cz} \cdot \sigma_r \quad (8)$$

gdzie σ_r – naprężenia ściskające w uszczelce wywołane siłą F_r , b – współczynnik zabezpieczający, aby siła F nie spadła na skutek pełzania materiału uszczelki poniżej wartości wymaganej, u_{cz} – czynna szerokość uszczelki $u_{cz} = 3,47\sqrt{u}$, gdzie u – rzeczywista szerokość uszczelki.

Średnica rdzenia śrub pokrywy powinna być co najmniej równa większej z wartości

$$d_{sm} = 1,13 \sqrt{\frac{F_m}{\psi \cdot n \cdot k_1}} \quad (9)$$

$$d_{sr} = 1,13 \sqrt{\frac{F_r}{\psi \cdot n \cdot k_2}} \quad (10)$$

gdzie ψ – współczynnik jakości wykonania nakrętek, n – liczba śrub w połączeniu, k_1 – naprężenia dopuszczalne, dla materiału w temperaturze otoczenia przy montażowym naciągu śrub równe $\frac{Re}{X_1}$, k_2 – naprężenia dopuszczalne, dla danego materiału w temperatu-

rze obliczeniowej t_0 przy ruchowym naciągu śrub równe $\frac{Re_{(t_0)}}{X_2}$, X_1 , X_2 – współczynniki bezpieczeństwa zależne od udarności blachy.

Warunki wytrzymałościowe kołnierza dla naciągowego i ruchowego naciągu śrub przedstawiają odpowiednio wzory 11 oraz 12.

$$\sigma_{km} = \frac{M_{zm}}{W} \leq k_g \quad (11)$$

$$\sigma_{kr} = \frac{M_{zr}}{W} \leq k_g \quad (12)$$

gdzie M_{zm} – wypadkowy moment sił zewnętrznych działających na kołnierz przy montażowym naciągu śrub, M_{zr} - wypadkowy moment sił zewnętrznych działających na kołnierz przy ruchowym naciągu śrub, W – wskaźnik wytrzymałościowy szyjki kołnierza, k_g – naprężenie dopuszczalne równe $\frac{R_e}{3}$, R_e – granica plastyczności materiału blachy.

Uwzględniając parametry wymiarowe kołnierza według rys. 3 wzory na naprężenia przy montażowym σ_{km} i ruchowym σ_{kr} naciągu śrub można zapisać w postaci:

$$\sigma_{km} = \frac{2 \cdot F_m \cdot (D_0 - D_w - 2 \cdot g)}{\pi \cdot (D_z - 2 \cdot d_0) \cdot g_1^2} \quad (13)$$

$$\sigma_{kr} = \frac{2 \cdot F_r \cdot (D_0 - D_w - 2 \cdot g)}{\pi \cdot (D_z - 2 \cdot d_0) \cdot g_1^2} \quad (14)$$

Warunek wytrzymałościowy dla naprężeń promieniowych w walcowej powłoki zbiornika:

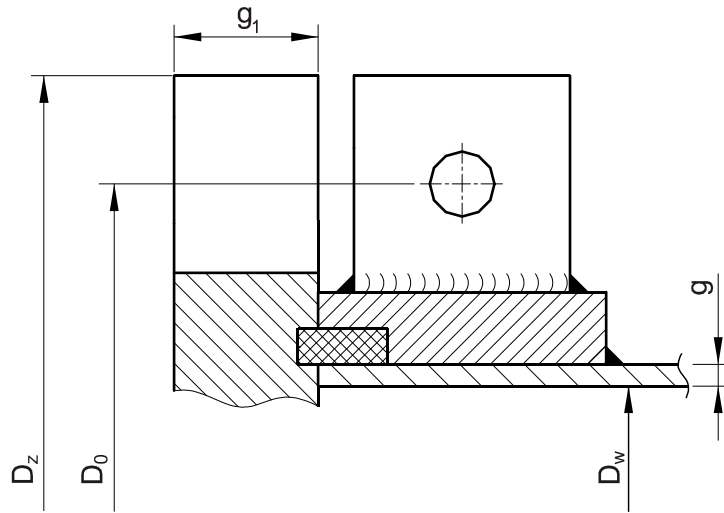
$$\sigma_r = \frac{P_r}{F_r} \leq k_r \quad (15)$$

gdzie P_r – zastępcza siła działająca na walcową część zbiornika, F_r – pole powierzchni przekroju wzdłużnego walcowej części zbiornika.

Naprężenia osiowe w walcowej części zbiornika:

$$\sigma_1 = \frac{P_o}{F_o} \leq k_r \quad (16)$$

gdzie P_o – siła obliczeniowa działająca na pokrywę zbiornika, F_o – pole powierzchni przekroju poprzecznego części walcowej zbiornika.

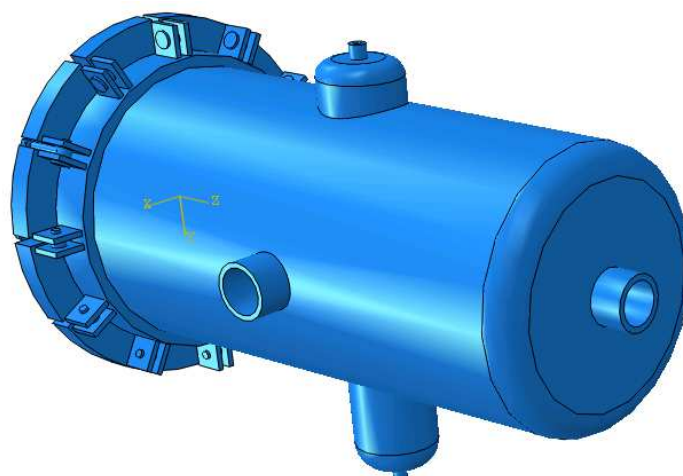


Rys. 3 Wymiary charakterystyczne do obliczeń naprężeń w kołnierzu

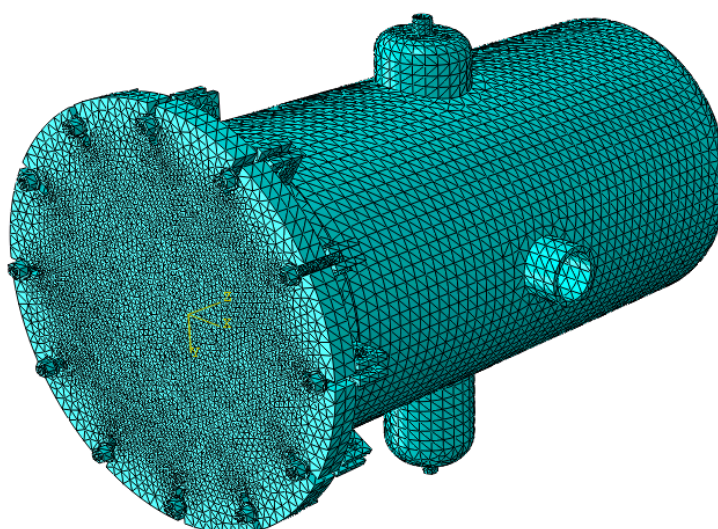
4. MODELOWANIE NUMERYCZNE

Metoda elementów skończonych (MES) jest obecnie powszechnie stosowanym narzędziem obliczeń inżynierskich. W większości dużych i średnich przedsiębiorstwach rozpoczęcie wytwarzania danego produktu nie może się rozpocząć, zanim jego określone właściwości nie zostaną pozytywnie zweryfikowane z zastosowaniem obliczeń MES. Główne założenie MES to podział modelu geometrycznego ciągłego na elementy skończone, łączące się w tzw. węzłach, czego efektem jest utworzenie modelu geometrycznego dyskretnego. Podczas obliczeń z zastosowaniem MES dyskretyzacji ulegają również wszelkie inne wielkości fizyczne, reprezentowane w układzie za pomocą funkcji ciągłych (np. obciążenia, utwierdzenia, przemieszczenia, naprężenia). Podczas dyskretyzacji określonej wielkości fizycznej dąży się do maksymalnego zbliżenia jej postaci dyskretniej i ciągłej z zastosowaniem metod aproksymujących. Z praktycznego punktu widzenia, przed dyskretyzacją modelu CAD dokonano odpowiedniemu uproszczeniu usuwając elementy nieistotne z punktu widzenia analizowanego zjawiska np. promienie, fazy, małe pochylenia, itd.

Proces obciążenia zbiornika ciśnieniem obliczeniowym $p_0 = 0,75$ MPa modelowano metodą elementów skończonych przy użyciu programu Abaqus. Symulacje przeprowadzono dla modelu 3D zbiornika. Model zbiornika (rys. 4) wykonany w systemie Autodesk INVENTOR zdyskretyzowano za pomocą 119275 elementów 4-węzłowych C3D4 (rys. 5) [3]. Własności sprężyste materiału zbiornika zdefiniowano przez wprowadzenie modułu Young'a $E=2,1 \cdot 10^5$ MPa oraz współczynnika Poissona $\nu=0,3$. Symulacje numeryczne wykonano zakładając warunek plastyczności Huber-Misesa dla ciał izotropowych z granicą plastyczności równą 395 MPa. Do wewnętrznej powierzchni zbiornika przyłożono ciśnienie odpowiadające maksymalnej wartości przewidywanej podczas jego pracy. Kryterium zakończenia warunkowego symulacji był moment, w którym dochodzi do pierwszych odkształceń plastycznych poszycia zbiornika.



Rys. 4 Model geometryczny (CAD) zbiornika



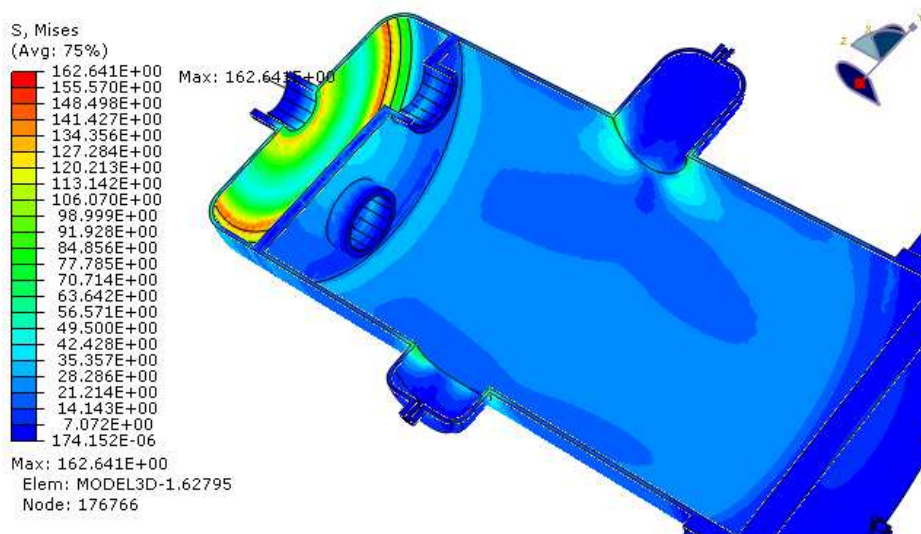
Rys. 5 Model numeryczny zbiornika dyskretyzowany za pomocą elementów skończonych

5. WYNIKI

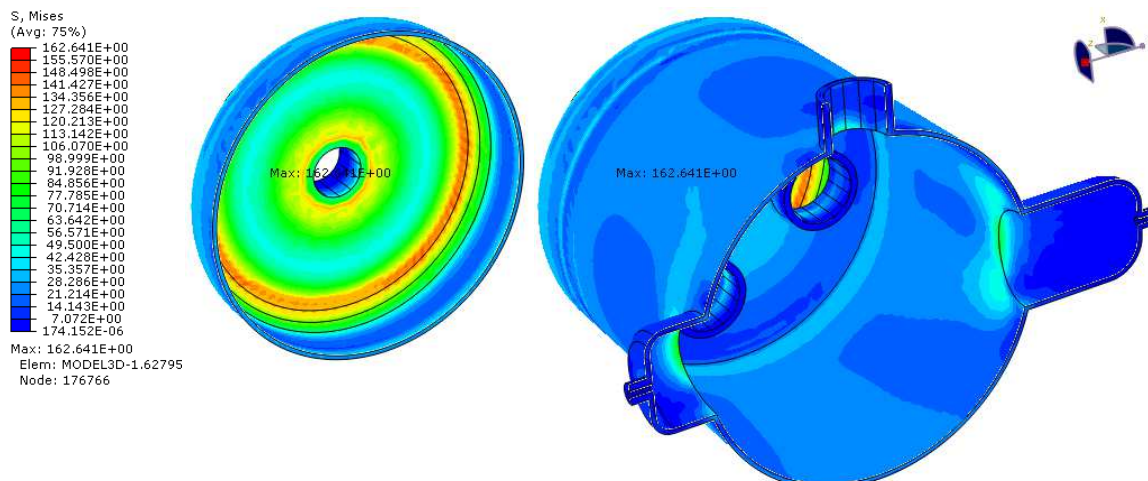
Wyniki przeprowadzonych symulacji nie wykazały przekroczenia naprężeń zastępczych w poszyciu zbiornika mogących doprowadzić do uplastycznienia przekroju. Najbardziej obciążonym miejscem jest krawędź przejścia powierzchni walcowej w dennicę zbiornika w okolicy króćca (rys. 6-8). W miejscu tym występuje największa wartość naprężeń zastępczych Huber-Mises-Hencky równa 162,64 MPa. Stosunkowo duży gradient naprężeń w porównaniu do walcowej części zbiornika występuje ponadto w miejscu przyspawania odstoju oraz króćca odpowietrzającego. Należy więc dążyć do minimalizacji ilości wszelkiego rodzaju otworów w zbiorniku, które osłabiają konstrukcję.

Zaletą zastosowanych elementów objętościowych typu *Tet* w odróżnieniu od elementów powłokowych typu *Shell* jest możliwość przewidywania wartości naprężeń w zbiornikach o dużej grubości ścianek. Zbiorniki wytwarzane są głównie z blach walcowanych, które w procesie wytwarzania zbiornika są zwijane w odpowiedni kształt. W przypadku blach walcowanych ujawniają się właściwości anizotropowe materiału, dlatego w dalszych badaniach planuje się uwzględnienie w modelu MES anizotropii materiałowej wg modelu kwadratowego Hilla z roku 1948 [4] stosowanego do definiowania warunku plastyczności blach stalowych [5, 6]. Przeprowadzone badania numeryczne zastosowania kryterium Hilla do opisu anizotropii właściwości materiałowych blach stalowych w programie Abaqus po-

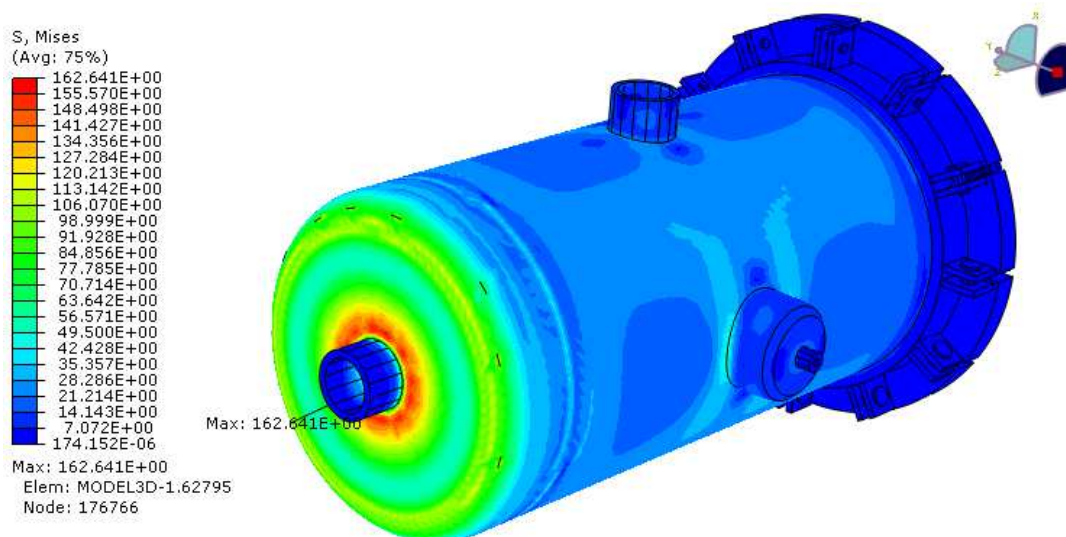
twierdziły wysoką zgodność zachowania się materiału podczas odkształcenia z rzeczywistością [7, 8].



Rys. 6 Rozkład naprężeń zastępczych Huber-Mises-Hencky na przekroju wzdłużnym zbiornika



Rys. 7 Rozkład naprężeń zastępczych Huber-Mises-Hencky – widok na wnętrze dennicy



Rys. 8 Rozkład naprężeń zastępczych Huber-Mises-Hencky – widok na zewnętrzną stronę dennicy

6. PODSUMOWANIE

Modelowanie numeryczne znajduje zastosowanie do przewidywania płynięcia materiału, analizy rozkładu naprężeń, odkształceń, temperatury, grubości blachy a także do określania sił kształtowania, potencjalnych miejsc fałdowania i powstawania pęknięć. Symulacje MES odgrywają także ważną rolę w procesie kontroli i optymalizacji procesu badania wytrzymałości zbiorników ciśnieniowych. O poprawności zbudowanego modelu matematycznego decydują przede wszystkim warunki brzegowe, rodzaj elementów skończonych oraz przyjęty model konstytutywny materiału. Do wnętrza zbiornika przyłożono wartość ciśnienia wynikającego z założeń projektowych.

Należy stwierdzić, że zastosowanie MES we wspomaganych komputerowo analizach inżynierskich umożliwia szybkie i względnie dokładne osiągnięcie wyników, których uzyskanie w sposób analityczny byłoby wyjątkowo trudne lub wręcz niemożliwe. Wykorzystanie MES do zweryfikowania poprawności funkcjonowania danego wyrobu umożliwia krokową lub dokładną optymalizację jego wybranych cech już od wczesnych etapów jego rozwoju produktu. Uzyskuje się więc możliwość radykalnego skrócenia czasu trwania uruchomienia produkcji nowego wyrobu lub modyfikacji wyrobu już znajdującego się w produkcji.

LITERATURA

- [1] Barnaś M.: Wymagania zasadnicze oraz zasady i procedury oceny zgodności prostych zbiorników ciśnieniowych. *Bezpieczeństwo Pracy - Nauka i Praktyka*, 3, 2004, s. 20-22.
- [2] Klimov A.V., Panov S. B., Serdiuk L. A., Ashkinazi L. A.: Przemysłowe oczyszczanie paliw ciekłych metodą filtracji przez porowate materiały polimerowe. *Rocznik Ochrony Środowiska*, 9, 2007, s. 55-66.
- [3] Abaqus Analysis User's Manual. Volume IV: Elements. Dassault Systèmes, 2007.
- [4] Hill R.: A theory of the yielding and plastic flow of anisotropic metals. *Proc. Roy. Soc. London, Ser. A*, 193, 1948, s. 281-297.
- [5] Banabic D.: Sheet metal forming processes. Constitutive modelling and numerical simulation. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 2010.
- [6] Bressan J.D., Cieto J.C., Vieira F.H., Bastos L.S.B., Rojas P.A.M.: A numerical simulation study of the deep drawing testing and experimental results of steel sheets, using a commercial software. *International Journal of Material Forming*, 3, 2010, s. 231-234.
- [7] Trzepieciński T.: 3D elasto - plastic FEM analysis of the sheet drawing of anisotropic steel sheet metals, *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 10, 2010, s. 95-106.
- [8] Trzepieciński T., Gelgele H.L.: Investigation of anisotropy problems in sheet metal forming using finite element method. *International Journal of Material Forming*, 4, 2011, s. 357-369.