

MACIEJ KRASIŃSKI*, MAREK STODULSKI**, ANDRZEJ TROJNACKI*

PRZEGLĄD TECHNICZNYCH MOŻLIWOŚCI WYRÓWNYWANIA NAPRĘŻEŃ W ŚCIANKACH NACZYŃ CIŚNIENIOWYCH

MODIFICATION OF STRESS DISTRIBUTION IN WALLS OF PRESSURE VESSELS

Streszczenie

W artykule przedstawiono problem wyrównywania naprężeń w grubościennych ściankach walcowych naczyń ciśnieniowych przez wprowadzenie podczas ich formowania kontrolowanych naprężeń wstępnych. Dla kilku typowych procesów technologicznych podano efektywne wzory na wciski międzywarstwowe, siły naciągu warstw lub ciśnienie przepięzania. Realizacja tak określonych parametrów zapewni korzystniejszy, bardziej wyrównany na grubości ścianki rozkład naprężeń zastępczych pod obciążeniem niż w przypadku ścianki warstwowej lub litej bez dodatkowych zabiegów. W rezultacie obniżeniu ulega maksymalne wyężenie ścianki, co umożliwia wykonanie jej z tańszego materiału o niższych własnościach wytrzymałościowych. Rozwiązanie analityczne zilustrowano przykładem numerycznym.

Słowa kluczowe: wielowarstwowe naczynia ciśnieniowe, wyrównywanie naprężeń, symulacja MES

Abstract

The paper deals with stress modification in thick-walled pressure vessels realized by means of specific initial stresses introduced into the structure during the manufacturing process. Several technologies were investigated with the aim to determine the initial interlayer interferences, tension forces of layers or autofrettage pressure. Realization of such determined technological parameters leads to better, more equalized stress distribution in the vessel wall under operating pressure with respect to solid or multi-layer wall without additional treatment. As a result the maximum equivalent stress of the wall decreases and cheaper material of lower strength properties may be applied. Analytical solution is illustrated with a numerical example.

Keywords: multi-layer pressure vessels, modification of equivalent stress, FEM simulation

* Dr inż. Maciej Krasiński, dr inż. Andrzej Trojnacki, Instytut Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

** Dr inż. Marek Stodulski, Instytut Fizyki Jądrowej, Polska Akademia Nauk, Kraków.

1. Wstęp

Rozwój przemysłu, przede wszystkim chemicznego, spowodował zapotrzebowanie na duże, grubościennie naczynia, mogące przenieść ciśnienie kilkuset MPa. Przy ich budowie tradycyjne technologie, odkuwanie lub zwijanie płaszcza z grubej blachy, stały się kosztowne i nastroczały trudności techniczne. Skłoniło to konstruktorów do poszukiwania nowych rozwiązań, które poszły w kierunku wykonywania walcowej części zbiornika jako warstwowej. Stosowane są przy tym różne metody formowania warstwowego płaszcza.

Jedną z zalet tych naczyń jest możliwość wprowadzenia do ścianki sprężystych naprężeń wstępnych już podczas procesu technologicznego. Pochodzą one od nacisków międzywarstwowych, wywołanych przez zastosowanie odpowiednich wcisków lub naciągów przy zakładaniu kolejnych warstw. Przez manewrowanie tymi naciskami można w pewnym stopniu wpływać na rozkład naprężeń zastępczych pod obciążeniem, który powstaje w wyniku superponowania się naprężeń wstępnych z roboczymi (od ciśnienia i temperatury).

Omawiane zagadnienie jest znane od dawna, gdyż pierwsze opracowania i patenty na temat zbiorników wielowarstwowych pojawiły się 70 lat temu [15]. Wielowarstwowe powłoki skurczowe były rozpatrywane np. w pracach [3, 8, 10, 11]. Optymalizację zbiornika przepięzanego i trójwarstwowego skurczowego ze względu na obciążenia cykliczne przeprowadzono w [4]. Metodykę obliczania powłok zwijanych podano w [9], gdzie dodatkowo przedstawiono niektóre technologiczne i ekonomiczne problemy związane z wykonawstwem powłok warstwowych. Niniejszy artykuł zawiera zbiorczą analizę technicznych możliwości wyrównywania naprężeń w walcowych ściankach wysokociśnieniowych powłok wielowarstwowych. Została ona wykonana dla typowych procesów technologicznych, ze szczególnym uwzględnieniem oryginalnej polskiej metody roztlaczania [14].

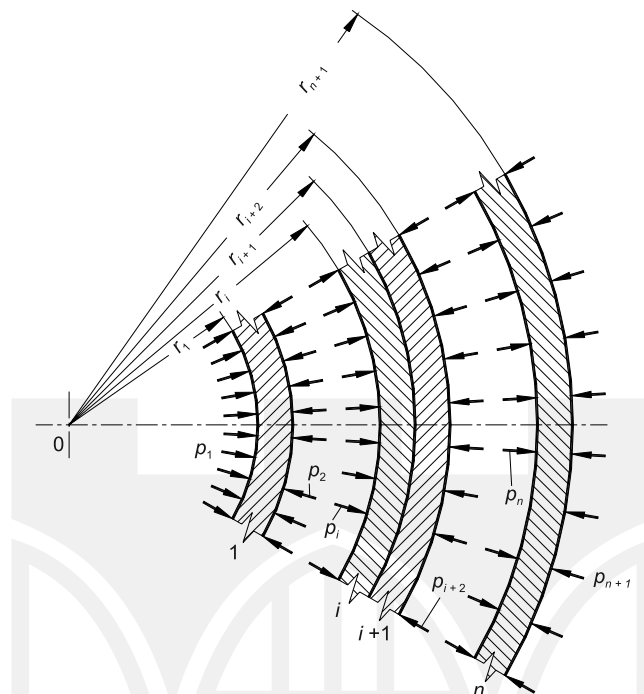
Na podstawie znanych rozwiązań dla cylindrów grubościennych w zakresie sprężystym określono naciski zapewniające rozkład naprężeń zastępczych korzystny z punktu widzenia pracy konstrukcji. Ponadto w celu porównania przedstawiono możliwość polepszenia rozkładu naprężeń zastępczych w ściance litej przez zastosowanie procesu przepięzania (autofretażu). Rozwiązanie analityczne uzupełniono przykładem obliczeniowym, ilustrującym korzyści wynikające z prowadzenia procesu technologicznego zgodnie z podanymi zaleceniami. W przypadku zbiornika roztlaczanego wykonano numeryczną weryfikację rozwiązania analitycznego z uwzględnieniem rzeczywistych własności materiału warstw, tarcia na powierzchni styku i efektów kontaktowych.

2. Parametry modyfikacji naprężeń na grubości ścianki

Teoretyczne rozkłady naprężeń w zbiorniku podają dla zakresu sprężystego wzory Lamego [12], zgodnie z którymi sprowadzenie naprężeń zastępczych σ_0 w wielowarstwowej ściance do dowolnej, ciągłej wzdłuż promienia funkcji $k(r)$ jest niemożliwe. Odpowiednie warunki mogą być postawione jedynie dla pewnych punktów na grubości ścianki, na przykład dla punktów leżących na wewnętrznych promieniach r_i warstw (rys. 1):

$$\sigma_0(r_i) = k_i, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (1)$$

gdzie n oznacza liczbę warstw, a k_i zadane wartości naprężeń zastępczych.



Rys. 1. Wielowarstwowa ścianka naczynia ciśnieniowego – numeracja warstw

Fig. 1. Multi-layer wall of pressure vessel – numbering of layers

W wielu przypadkach ścianki zbiorników, zastosowanych jako osłony wysokociśnieniowych aparatów chemicznych, poddane są działaniu nierównomiernego rozkładu temperatury $t(r)$. Sposób uwzględnienia dodatkowego obciążenia termicznego we wzorach na naprężenia można znaleźć np. w [7]. Dla najczęściej stosowanego logarytmicznego opisu zależności temperatury od promienia:

$$t(r) = t_z + \frac{\ln \frac{r_{n+1}}{r}}{\ln \frac{r_{n+1}}{r_1}} (t_w - t_z) \quad (2)$$

naprężenia promieniowe $\sigma_{r,i}$ i obwodowe $\sigma_{\theta,i}$ na wewnętrznych promieniach warstw r_i wynoszą:

$$\sigma_{r,i} = \frac{r_1^2 p_1 - r_{n+1}^2 p_{n+1}}{r_{n+1}^2 - r_1^2} - \frac{r_1^2 r_{n+1}^2 (p_1 - p_{n+1})}{r_{n+1}^2 - r_1^2} \frac{1}{r_i^2} - \frac{E\alpha(t_w - t_z)}{2(1-\nu) \ln \frac{r_{n+1}}{r_1}} \left[\ln \frac{r_{n+1}}{r_i} + \frac{r_1^2}{r_{n+1}^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_{n+1}^2}{r_i^2} \right) \ln \frac{r_{n+1}}{r_1} \right] \quad (3)$$

$$\sigma_{\theta,i} = \frac{r_1^2 p_1 - r_{n+1}^2 p_{n+1}}{r_{n+1}^2 - r_1^2} + \frac{r_1^2 r_{n+1}^2 (p_1 - p_{n+1})}{r_{n+1}^2 - r_1^2} \frac{1}{r_i^2} + \frac{E\alpha(t_w - t_z)}{2(1-\nu) \ln \frac{r_{n+1}}{r_1}} \left[1 - \ln \frac{r_{n+1}}{r_i} - \frac{r_1^2}{r_{n+1}^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_{n+1}^2}{r_i^2} \right) \ln \frac{r_{n+1}}{r_1} \right], \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (4)$$

gdzie E , ν i α oznaczają odpowiednio moduł Younga, stałą Poissona i współczynnik rozszerzalności liniowej (wartości średnie), natomiast t_w , p_1 , i t_z , p_{n+1} temperatury i ciśnienia na promieniach skrajnych r_1 i r_{n+1} . Powyższe wzory są zapisane dla płaskiego stanu odkształcenia ($\varepsilon_z = 0$), co jest uzasadnione warunkami procesu technologicznego.

Po zastosowaniu do (1) hipotezy wyężeniowej największych naprężeń stycznych (Tresca-Guesta) otrzymuje się rekurencyjny wzór na międzywarstwowe naciski (dodatnie) w obciążonym zbiorniku:

$$p_{i+1} = p_i + \frac{r_{i+1}^2 - r_i^2}{2r_{i+1}^2} \left\{ \frac{E\alpha(t_w - t_z)}{2(1-\nu) \ln \frac{r_{n+1}}{r_1}} \left[1 - \frac{2r_{n+1}^2 r_1^2}{(r_{n+1}^2 - r_1^2) r_i^2} \ln \frac{r_{n+1}}{r_1} \right] - k_i \right\}, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (5)$$

Równania (5) mogą być wykorzystane do korygowania rozkładu naprężeń zastępczych w ściance. Gdy są znane takie parametry pracy zbiornika, jak: ciśnienia wewnętrzne i zewnętrzne, stałe materiałowe, różnica temperatur $t_w - t_z$ oraz ustalone promienie skrajne i grubości warstw, ostatni z wyliczonych nacisków p_{n+1} jest równocześnie nowym ciśnieniem zewnętrznym dla zbiornika ze zmodyfikowanym rozkładem naprężeń. Ciśnienie to przeważnie różni się od wyjściowego, co oznacza, że aby spełnić założony rozkład k_i ($i = 1, 2, \dots, n$), naczynie musi pracować przy nieco innej różnicy ciśnień niż zadana. Międzywarstwowe naciski wstępne q_i w zbiorniku nieobciążonym można obliczyć, odciążając go sprężyscie od stanu (5) o naprężenia promieniowe (3):

$$q_i = p_i - |\sigma_{r,i}|, \quad i = 2, 3, \dots, n \quad (6)$$

Z technicznego punktu widzenia największe znaczenie ma wyrównanie naprężeń zastępczych wzdłuż promienia lub ich ograniczenie w warstwach skrajnych, narażonych dodatkowo na działanie czynnika chemicznie aktywnego. W zakresie sprężystym maksymalna wartość σ_0 jest osiągana w warstwie wewnętrznej, podczas gdy pozostałe fragmenty ścianki są niedociążone. Znaczną poprawę rozkładu naprężeń można osiągnąć, przyjmując warunek równych wyężzeń na wewnętrznych promieniach warstw (rys. 2):

$$\sigma_0(r_i) = k = \text{const}, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (7)$$

Dla n -warstwowego zbiornika o znanych wartościach r_1 , p_1 , r_{n+1} , p_{n+1} oraz grubościach warstw otrzymuje się wtedy z (5) (po pominięciu wpływu temperatury) $n - 1$ równań:

$$r_{i+1}^2 (r_{i+2}^2 - r_{i+1}^2) p_i - [r_{i+2}^2 (2r_{i+1}^2 - r_i^2) - r_{i+1}^4] p_{i+1} + r_{i+2}^2 (r_{i+1}^2 - r_i^2) p_{i+2} = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n-1, \quad (8)$$

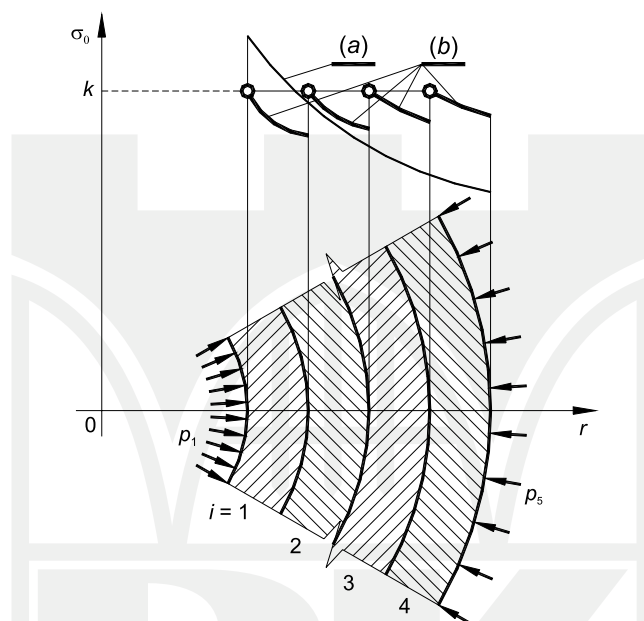
które służą do wyznaczenia $n - 1$ niewiadomych nacisków p_i ($i = 2, 3, \dots, n$). Naciski q_i w zbiorniku nieobciążonym są następnie określane ze wzoru (6).

Naprężenia zastępcze na wewnętrznych powierzchniach warstw są sobie równe i wynoszą:

$$\sigma_0(r_i) = \frac{2(p_i - p_{i+1})r_{i+1}^2}{r_{i+1}^2 - r_i^2}, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (9)$$

gdzie zgodnie z (6) zachodzi związek:

$$p_i - p_{i+1} = |\sigma_{r,i}| - |\sigma_{r,i+1}| + q_i - q_{i+1} \quad (10)$$



Rys. 2. Ilustracja warunku równych wyteżeń na wewnętrznych promieniach warstw. Rozkład naprężenia zastępczego σ_0 : (a) – dla zbiornika bez naprężeń wstępnych, (b) – wyrównanego punktowo na grubości ścianki

Fig. 2. Condition of equal equivalent stress at the inner radii of layers. Distribution of equivalent stress σ_0 : (a) – for the vessel without initial stress, (b) – modified pointwise along the thickness of the wall

Osobny problem stanowi dobór grubości warstw. Przy ustalonych promieniach skrajnych istnieje pewien optymalny podział grubości ścianki, który zapewni równe i najmniejsze wyteżenie na wewnętrznych promieniach warstw. Postępując jak w [7], można go otrzymać dla najprostszego przypadku, jakim jest zbiornik dwuwarstwowy, obciążony tylko ciśnieniem wewnętrznym p_1 . Warunek (7) jest spełniony na promieniach r_1 i r_2 , gdy zostanie wprowadzony nacisk międzywarstwowy:

$$p_2 = \frac{r_2^2(r_3^2 - r_2^2)p_1}{r_3^2(r_2^2 - r_1^2) + r_2^2(r_3^2 - r_2^2)} \quad (11)$$

Naprężenia zastępcze w tych punktach są równe:

$$\sigma_0(r_1) = \sigma_0(r_2) = \frac{2r_2^2 r_3^2 p_1}{r_3^2 (r_2^2 - r_1^2) + r_2^2 (r_3^2 - r_2^2)} \quad (12)$$

i osiągają minimum ze względu na r_2 , gdy $d\sigma_0(r_2)/dr_2 = 0$, czyli:

$$r_2 = \sqrt{r_1 r_3} \quad (13)$$

Wyteżenie dla pierwszej warstwy zależy jedynie od różnicy nacisków na jej powierzchniach. A zatem wzór (13) zachowuje ważność dla dowolnie wybranych dwóch sąsiednich warstw. Przechodząc na zbiornik n -warstwowy, otrzymuje się zależności na promienie optymalnego podziału, wyrażone przez promienie skrajne:

$$r_{i\text{opt}} = \sqrt[n]{r_1^{n-i+1} r_{n+1}^{i-1}}, \quad i = 2, 3, \dots, n \quad (14)$$

Jeżeli wyteżenia dwóch sąsiednich warstw mają pozostawać w określonym stosunku

$$\frac{\sigma_0(r_i)}{\sigma_0(r_{i+1})} = \omega_i, \quad i = 1, 2, \dots, n-1, \quad (15)$$

to podobny sposób postępowania doprowadzi do rekurencyjnego wzoru na promienie optymalnego podziału:

$$r_{i\text{opt}} = \sqrt[2p]{\omega_{i-1}^{p-1} \omega_i^{p-2} \dots \omega_{n-1}} \sqrt[r_{i-1}^{p-1} r_{n+1}], \quad p = n+2-i, \quad i = 2, 3, \dots, n \quad (16)$$

Aby poprawić rozkład naprężeń w litych ściankach naczyń grubościennych, przeprowadza się niekiedy tzw. autofretaż. Zabieg ten polega na jednorazowym przepięciu zbiornika ciśnieniem powodującym częściowe uplastycznienie jego ścianki. Wprowadzone w ten sposób odkształcenia trwale wywołują pewien rozkład naprężeń wstępnych, który nakłada się na naprężenia od ciśnienia roboczego. Dobór ciśnienia przepięcia p_p w ten sposób, aby wyrównać wyteżenia w kilku punktach na grubości ścianki (np. na promieniach skrajnych i granicznym, do którego sięgnęło uplastycznienie), jest niemożliwy. Przy założeniu idealnie sprężysto-plastycznej charakterystyki materiału udaje się natomiast tak dobrać p_p , aby zminimalizować różnicę wyteżeń na promieniach skrajnych. Jeżeli zbiornik częściowo uplastyczniony do promienia r_g ma pracować tylko na ciśnienie wewnętrzne p_1 , różnica wyteżeń na promieniach skrajnych jest równa:

$$\mathfrak{R}(p_p, r_g) = p_1 - p_p + 0,5R_e - \frac{r_g^2}{r_{n+1}^2 - r_1^2} \left(p_p - R_e \ln \frac{r_g}{r_1} \right) \quad (17)$$

Ponieważ wielkości r_g i p_p są związane zależnością:

$$p_p = R_e \left(\ln \frac{r_g}{r_1} + \frac{r_{n+1}^2 - r_g^2}{2r_{n+1}^2} \right), \quad (18)$$

można z (17) wyrugować p_p :

$$\mathfrak{R}(r_g) = R_e \left[\frac{r_g^4}{r_{n+1}^2 - r_1^2} - \frac{r_1^2 r_g^2}{r_{n+1}^2 - r_1^2} - 2r_{n+1}^2 \ln \frac{r_g}{r_1} \right] + 2r_{n+1}^2 p_1 \quad (19)$$

Funkcja $\mathfrak{R}(r_g)$ osiąga swoje minimum ze względu na r_g , gdy $d\mathfrak{R}(r_g)/dr_g = 0$, skąd otrzymuje się:

$$r_{\text{gopt}} = \frac{\sqrt{r_1^2 + \sqrt{r_1^4 + 8(r_{n+1}^2 - r_1^2)r_{n+1}^2}}}{2} \quad (20)$$

Wzór (20) na optymalną wartość promienia granicznego pozwala wyznaczyć z (18) takie ciśnienie przepiężania, które zapewnia minimalną różnicę wyteżeń na promieniach skrajnych.

3. Rozwiązania analityczne dla typowych procesów technologicznych

Techniczne możliwości wprowadzenia kontrolowanych naprężeń wstępnych do walcowych ścianek warstwowych naczyń ciśnieniowych przeanalizowane zostaną dla kilku najbardziej rozpowszechnionych w przemyśle procesów technologicznych.

3.1. Metoda skurczu termicznego

W przypadku formowania płaszczu z wykorzystaniem skurczu termicznego, warstwy spawa się w samodzielne powłoki, a następnie po przetoczeniu na odpowiedni wymiar nakładają na gorąco na siebie. Naprężenia wstępne pochodzą od wcisków międzywarstwowych, które zostaną określone ze wzorów Lamego w oparciu o analizę przemieszczeń pod wpływem nacisków q_i . Wcisk promieniowy (dodatni) δ_{i+1} ($i = 1, 2, \dots, n-1$) jest różnicą zewnętrznego promienia warstwy i -tej oraz wewnętrznego ($i+1$) przed połączeniem. Przechodząc z warstwą i -tą do stanu swobodnego, tzn. odciążając ją sprężystości od nacisków q_i i q_{i+1} , powoduje się przemieszczenie punktów na promieniu r_{i+1} o wartość:

$$u_i(r_{i+1}) = \frac{(1-\nu)(r_i^2 q_i - r_{i+1}^2 q_{i+1}) + (1+\nu)(q_i - q_{i+1})r_i^2}{E(r_{i+1}^2 - r_i^2)} r_{i+1}, \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (21)$$

Podobnie odciążając warstwę ($i+1$) do stanu $q_{i+1} = q_{i+2} = 0$, wywołuje się przemieszczenia punktów na jej wewnętrznym promieniu równym r_{i+1} :

$$u_{i+1}(r_{i+1}) = \frac{(1-\nu)(r_{i+1}^2 q_{i+1} - r_{i+2}^2 q_{i+2}) + (1+\nu)(q_{i+1} - q_{i+2})r_{i+2}^2}{E(r_{i+2}^2 - r_{i+1}^2)} r_{i+1}, \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (22)$$

Wobec tego dodatnia wartość wcisku promieniowego wynosi:

$$\delta_{i+1} = u_{i+1}(r_{i+1}) - u_i(r_{i+1}), \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (23)$$

a jej zastosowanie pozwala osiągnąć warunek równych wyteżeń na wewnętrznych promieniach warstw.

3.2. Metoda nawijania po linii spiralnej i śrubowej

Metoda formowania zbiornika, polegająca na zwiłaniu jego płaszczu z cienkiej blachy po linii spiralnej lub śrubowej, wymaga znajomości siły naciągu taśmy nakładanej na wewnętrzną rurę rdzeniową. Położenie każdego nowego zwoju zmienia istniejący już rozkład

nacisków międzywarstwowych. Należy więc określić naciski wstępne przy zakładaniu każdej z warstw, które po nałożeniu się na siebie doprowadzą w gotowym płaszczu do stanu docelowego, zgodnie z założonym. Przy operacji nawijania ($i + 1$) warstwy nacisk na jej zewnętrznej powierzchni $q_{i+2} = 0$, co ujawnia się między innymi spadkiem naprężeń promieniowych w wykonanej już części płaszczu ($r_1 \leq r \leq r_{i+2}$) w stosunku do rozkładu (6). W szczególności na jej wewnętrznym promieniu r_{i+1} spadek ten wynosi:

$$\Delta\sigma_{r,i+1}^* = \frac{r_{i+2}^2}{r_{i+2}^2 - r_1^2} \left(\frac{r_1^2}{r_{i+1}^2} - 1 \right) q_{i+2}, \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (24)$$

Na tym etapie procesu technologicznego, na styku warstw i -tej oraz $(i + 1)$, należy więc wywołać nacisk:

$$q_{i+1}^* = q_{i+1} - |\Delta\sigma_{r,i+1}^*|, \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (25)$$

Odpowiada mu naprężenie obwodowe:

$$\sigma_{\theta,i+1}^* = \frac{r_{i+2}^2 + r_{i+1}^2}{r_{i+2}^2 - r_{i+1}^2} q_{i+1}^*, \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (26)$$

za pomocą którego można obliczyć siłę naciągu dla nawijania po linii spiralnej, przypadającą na jednostkę szerokości taśmy:

$$N_{i+1}^{sp} = \sigma_{\theta,i+1}^* g, \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (27)$$

gdzie g oznacza grubość blachy. Przy nawijaniu blachy po linii śrubowej naprężenie obwodowe (26) należy transformować na kierunek osi taśmy jako główny i ostatecznie otrzymuje się:

$$N_{i+1}^{sr} = \frac{\sigma_{\theta,i+1}^*}{\cos^2 \alpha} g, \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (28)$$

gdzie α jest kątem między osią taśmy i normalną do osi zbiornika.

3.3. Metoda Smitha

W metodzie Smitha warstwy dobudowuje się, nakładając je kolejno na wewnętrzną rurę rdzeniową i spawając szwami wzdłużnymi. Do obliczenia siły naciągu mają więc zastosowanie wzory (27). Różnica długości obwodów warstw, której likwidacja zapewni żądany nacisk q_{i+1}^* , wynosi:

$$\Delta l_{i+1opt} = \frac{\pi N_{i+1}^{sp} (r_{i+1} + r_{i+2})}{Eg}, \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (29)$$

przy czym wzór (29) jest zapisany dla promienia średniego nakładanej ($i + 1$) warstwy.

W sprawdzonej praktycznie technologii dla tych zbiorników przyjmuje się równą szczylinę spoin wszystkich warstw, wynoszącą ok. 1,6 mm. Wielkość skurczu termicznego jednej spoiny można oszacować za pomocą przybliżonej zależności [2]:

$$\Delta l = \lambda S_{sr} \quad (30)$$

gdzie współczynnik $\lambda = 0,10 - 0,17$ a S_{sr} oznacza średnią szerokość spoiny.

Dla geometrii rozpatrywanego złącza, przygotowanego do spawania zgodnie z zaleceniami normatywnymi, $S_{sr} = 3,91$ mm, a przyjmując w (30) średnią wartość $\lambda = 0,135$, otrzymuje się $\Delta l = 0,53$ mm. Każdą warstwę łączy się za pomocą 2 spoin wzdłużnych, stąd całkowity skurcz termiczny wszystkich warstw wynosi $\Delta l_{i+1} = 2\Delta l = 1,06$ mm ($i = 1, 2, \dots, n - 1$).

3.4. Metoda rozłaczania

Plaszcz zbiornika jest formowany przez rozłaczanie kolejnych warstw ciśnieniem powodującym ich uplastycznienie, likwidację wstępnych luzów technologicznych i w związku z tym ostateczne scalenie ścianki [6, 13]. Proces rozpoczyna się od rozłoczenia przedostatniej warstwy (licząc od wnętrza – rys. 1) po umieszczeniu jej w zewnętrznej, ostatniej rurze szkieletowej i zwiększając następnie grubość ścianki przez dokładanie kolejnych warstw. W każdej warstwie pozostają więc po procesie technologicznym pewne naprężenia resztkowe [1], które należy uwzględnić w warunku jednakowego wyteżenia (7). Analiza procesu rozłaczania zostanie przeprowadzona przy założeniu idealnie sprężysto-plastycznego modelu dla materiału warstw oraz pominięciu tarcia na powierzchniach styku.

Po rozłoczeniu i -tej warstwy na jej wewnętrznej powierzchni o promieniu r_i resztkowe naprężenia promieniowe $\sigma_{r_{i\text{reszt}}}$ są równe zero, a resztkowe naprężenia obwodowe w oparciu o warunek plastyczności Tresca-Guesta wynoszą:

$$\sigma_{\theta_{i\text{reszt}}} = R_{ei} \left(1 - \frac{2\beta_i \ln \beta_i}{\beta_i^2 - 1} \right) \quad (31)$$

gdzie R_{ei} jest granicą plastyczności materiału tej warstwy, a dla uproszczenia zapisu wprowadzono oznaczenie:

$$\beta_i = \frac{r_{i+1}}{r_i}, \quad i = 1, 2, \dots, n$$

Warunek (8), zapewniający równe wyteżenie na wewnętrznych promieniach warstw, będzie obecnie miał postać:

$$\begin{aligned} & \beta_i^2 (\beta_{i+1}^2 - 1) p_i - [\beta_{i+1}^2 (2\beta_i^2 - 1) - \beta_i^2] p_{i+1} + \beta_{i+1}^2 (\beta_i^2 - 1) p_{i+2} + \\ & + 0,5(\beta_i^2 - 1)(\beta_{i+1}^2 - 1) [\sigma_{\theta_{i\text{reszt}}} - \sigma_{\theta_{i+1\text{reszt}}}] = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n - 1 \end{aligned} \quad (32)$$

Wstępne naciski promieniowe q_i można (po określeniu nacisków p_i) obliczyć analogicznie do przypadku zbiornika z warstwami zakładanymi z wykorzystaniem skurczu termicznego, tzn. ze wzorów (6). Do wyznaczenia pośrednich (technologicznych) nacisków \tilde{q}_{i+1} , które należy wywołać przy rozłaczaniu i -tej warstwy na jej zewnętrznej powierzchni, posłuży równanie:

$$\tilde{q}_{i+1} = q_{i+1} - \Delta \sigma_{r_{i+1}}(\Delta q_i, r_{i+1}), \quad i = 1, 2, \dots, n - 1 \quad (33)$$

W równaniu (33) człon:

$$\Delta\sigma_{r_{i+1}}(\Delta q_i, r_{i+1}) = \frac{\prod_{j=i+1}^n \beta_j^2 - 1}{\prod_{j=i}^n \beta_j^2 - 1} q_i, \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (34)$$

uwzględniający zmianę nacisku q_{i+1} na promieniu r_{i+1} został wprowadzony w wyniku sprężystego odciążenia scalonej już części płaszcza (od r_i do r_{n+1}) o ciśnienie $\Delta q_i = -q_i$ na promieniu r_i .

Naciski \tilde{q}_{i+1} są uzyskiwane w procesie technologicznym przez stosowanie odpowiednich ciśnień rozłaczania P_i . W pierwszej kolejności zostaną podane zależności na graniczne ciśnienia rozłaczania, które zapewniają minimalny nacisk $\tilde{q}_{i+1\min} = 0$ i nacisk $\tilde{q}_{i+1\max}$, największy możliwy do uzyskania. Aby przy zakładaniu i -tej warstwy otrzymać na jej zewnętrznym promieniu r_{i+1} zerowy nacisk $\tilde{q}_{i+1} = 0$, należy zastosować ciśnienie rozłaczania:

$$P_{i\min} = \frac{\left(\prod_{j=i}^n \beta_j^2 - 1 \right) \ln \beta_i}{(\beta_i^2 - 1) \prod_{j=i+1}^n \beta_j^2} R_{ei}, \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (35)$$

Ciśnienie to uplastycznia warstwę rozłaczaną na wskroś, a na jej styku z zewnętrzną powłoką wywołuje takie naciski, które po odciążeniu zespołu warstw od $P_{i\min}$ wywołują na promieniu r_{i+1} wartość nacisku $\tilde{q}_{i+1} = 0$.

Największy nacisk, możliwy do uzyskania bez wprowadzania zmian nacisków już zrealizowanych na poprzednich etapach procesu technologicznego:

$$\tilde{q}_{i+1\max} = \frac{\prod_{j=i+1}^n \beta_j^2 - 1}{\prod_{j=i}^n \beta_j^2 - 1} \left[(\beta_i^2 - 1) \frac{R_{ei+1}}{2} - R_{ei} \ln \beta_i \right], \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (36)$$

wywoła ciśnienie liczone w oparciu o warunek plastyczności Tresci-Guesta:

$$P_{i\max} = \bar{p}_i + \bar{p}_{i+1} = R_{ei} \ln \beta_i + \frac{\prod_{j=i+1}^n \beta_j^2 - 1}{2 \prod_{j=i+1}^n \beta_j^2} R_{ei+1} \quad (37)$$

gdzie \bar{p}_i oraz \bar{p}_{i+1} oznaczają odpowiednio nośność graniczną rozłaczanej warstwy i -tej oraz nośność sprężystą pakietu warstw już scalonych ($r_{i+1} \leq r \leq r_{n+1}$) dla R_{ei+1} . Warstwa i -ta jest uplastyczniona na wskroś, a powłoka zewnętrzna napięta ciśnieniem wywołującym na jej wewnętrznej powierzchni sprężysty stan graniczny. Odpowiada to przypadkowi cylindra

grubościennego, częściowo uplastycznionego do promienia $r_g = r_{i+1}$. Wiadomo, że po odciążeniu takiego zbiornika największe resztkowe naprężenia promieniowe (ściskające) – w rozważanym przypadku naciski \tilde{q}_{i+1} – występują na granicy stref sprężystej i plastycznej, a więc na promieniu r_g .

Znając żądany rozkład (33) nacisków pośrednich \tilde{q}_{i+1} , można określić ciśnienia rozłaczania P_i ($i = 1, 2, \dots, n-1$), które je wywołają:

$$P_i = \frac{\prod_{j=i}^n \beta_j^2 - 1}{(\beta_i^2 - 1) \prod_{j=i+1}^n \beta_j^2} (R_{ei} \ln \beta_i + \tilde{q}_{i+1}), \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (38)$$

W opisany wyżej sposób można oczywiście realizować naciski \tilde{q}_{i+1} tylko z przedziału $0 \leq \tilde{q}_{i+1} \leq \tilde{q}_{i+1\max}$. Jeśli jest wymagany nacisk większy, należy przyjąć wyższą granicę plastyczności R_{ei+1} warstwy ($i+1$). Jest ona do wyliczenia z zależności:

$$R_{ei+1} = \frac{2}{\beta_i^2 - 1} \left[R_{ei} \ln \beta_i + \frac{\prod_{j=i}^n \beta_j^2 - 1}{\prod_{j=i+1}^n \beta_j^2 - 1} \tilde{q}_{i+1} \right], \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (39)$$

Stosując podaną metodę, uzyskuje się teoretycznie dowolnie duże naciski, jednak praktycznie są one ograniczone własnościami wytrzymałościowymi dostępnych materiałów. Z postaci wzoru (39) wynika, że granice plastyczności R_{ei} materiału warstw będą narastać ze wzrostem wskaźnika i , przesuwając się w kierunku warstw położonych bardziej na zewnątrz.

3.5. Metoda przepięzania

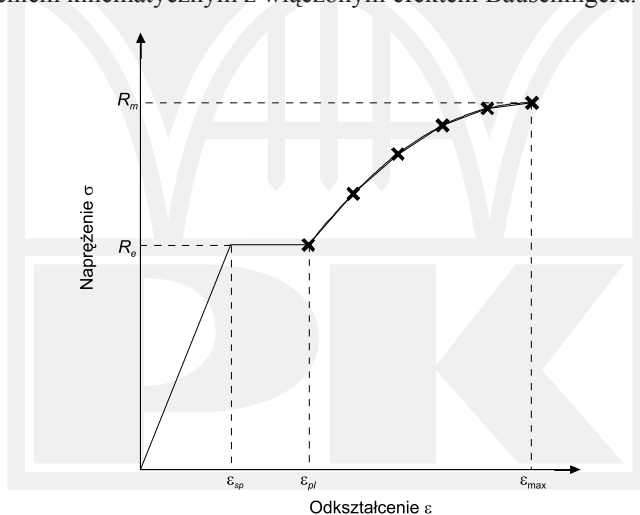
Ciśnienie przepięzania jest do określenia z równania (18). Wyteżenia na kolejnych charakterystycznych promieniach tak zmodyfikowanego zbiornika podają zależności:

$$\begin{aligned} \sigma_0(r_1) &= \frac{2r_{n+1}^2}{r_{n+1}^2 - r_1^2} (p_1 - p_p) + R_e, & \sigma_0(r_g) &= \frac{2r_1^2 r_{n+1}^2}{(r_{n+1}^2 - r_1^2) r_g^2} (p_1 - p_p) + R_e, \\ \sigma_0(r_{n+1}) &= \frac{2r_1^2}{r_{n+1}^2 - r_1^2} (p_1 - p_p) + \frac{2r_g^2}{r_{n+1}^2 - r_g^2} \left(p_p - R_e \ln \frac{r_g}{r_1} \right) \end{aligned} \quad (40)$$

Należy zwrócić uwagę, że parametry procesu technologicznego dla metody przepięzania zostały wyprowadzone przy założeniu idealnie sprężysto-plastycznego schematu dla materiału zbiornika. Rzeczywiste własności wytrzymałościowe materiału (wzmocnienie) spowodują odstępstwa od przyjętego warunku minimalizacji różnicy wyteżeń na promieniach skrajnych.

4. Numeryczne modelowanie procesów rozłaczania i przepięcia

Na płaszcz zbiornika przyjęto stal stopową specjalną 16Mo3 do pracy w podwyższonej temperaturze, często stosowaną w budowie wysokociśnieniowej aparatury chemicznej. Właściwości wytrzymałościowe tej stali zostały ustalone w próbach jednoosiowego rozciągania. Z odcinka rury $\varnothing 406 \times 20$ mm przygotowano po 7 cylindrycznych próbek, wyciętych w kierunku obwodowym i osiowym. Stałe materiałowe: $R_m = 518,43$ MPa, $R_e = 317,29$ MPa, $\epsilon_{\max} = 0,1750$ i $\epsilon_{pl} = 0,0127$, obliczono jako średnie arytmetyczne z wszystkich testów dla próbek obwodowych, uznanych jako bardziej odpowiednie dla rozważanych w pracy zagadnień. Dla zakresu sprężystego przyjęto moduł Younga $E = 2,1 \times 10^5$ MPa. Kształt otrzymanych doświadczalnie zależności $\sigma = f(\epsilon)$ sugeruje dokonanie aproksymacji wykresu rozciągania powyżej granicy plastyczności za pomocą paraboli, przechodzącej przez punkt o współrzędnych ϵ_{pl} , R_e i posiadającej maksimum w punkcie ϵ_{\max} , R_m (rys. 3). Do obliczeń numerycznych parabolę zastąpiono pięcioma odcinkami o jednakowej długości w rzucie na oś ϵ . Taka aproksymacja daje możliwość bezpośredniego wprowadzenia do modelowania numerycznego nieliniowych własności materiału w pakiecie metody elementów skończonych ANSYS, który wykorzystano w obliczeniach. Przyjęto, że materiał charakteryzuje się tzw. multiliniowym wzmocnieniem kinematycznym z włączonym efektem Bauschingera.



Rys. 3. Aproksymacja rzeczywistej krzywej rozciągania $\sigma = f(\epsilon)$ materiału płaszcza (w skali skażonej)

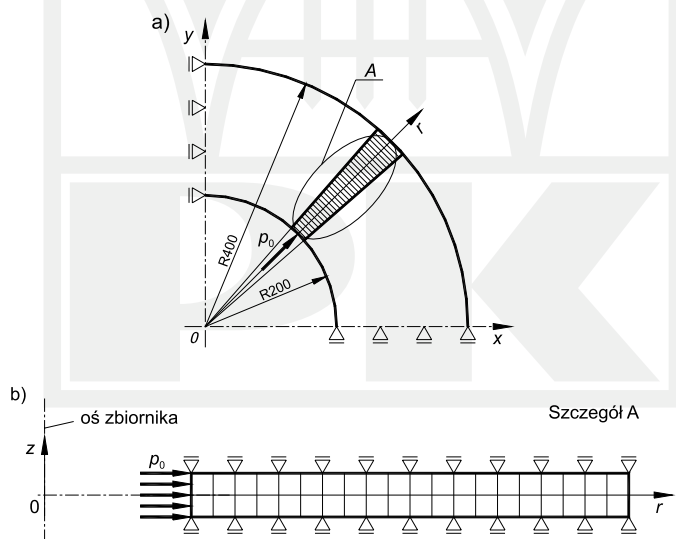
Fig. 3. Approximation of the nominal stress-strain curve $\sigma = f(\epsilon)$ for the vessel wall material (not to scale)

Dzięki osiowej symetrii zbiornika modelowanie geometrii w MES jest niezwykle proste, zwłaszcza dotyczy to płaszcza jednolitego (przeprężanego). Do rozważań przyjęto plaster płaszcza wycięty dwoma płaszczyznami równoległymi i jednocześnie prostokątnymi do jego osi. Obliczenia numeryczne zostały wykonane przy założeniu płaskiego stanu odkształcenia, co jest uzasadnione, gdyż cylindryczna część zbiorników ma zazwyczaj znaczną dłu-

gość, wynoszącą niekiedy kilkanaście metrów. Skażony skalą model MES wraz z warunkami brzegowymi i obciążeniem przedstawiono na rys. 4.

Wycinek płaszcza (rys. 4b) podzielono na kwadratowe elementy skończone 8-węzłowe PLANE183 o wymiarach boku 0,4 mm z opcją osiowej symetrii. Dla ścianki cylindra o grubości $g = 200$ mm siatka o tej gęstości jest w zupełności wystarczająca. Przy pięciokrotnym zwiększeniu gęstości siatki różnica w naprężeniach zastępczych spada poniżej 0,4%. Dodatkowo należy nadmienić, że zbyt małe wymiary elementów skończonych prowadzą do powstawania różnych błędów włącznie z utratą zbieżności zadania, co uniemożliwia jego rozwiązanie. Dotyczy to zwłaszcza modelu zbiornika warstwowego i jest spowodowane bardzo dużymi odkształceniami, niezbędnymi do przeprowadzenia procesu rozciągania.

Geometrię zbiornika rozciąganego analizowanego za pomocą MES przyjęto taką samą, jak w przypadku obliczeń analitycznych z jednym zastrzeżeniem. Ustalono, że przed rozciąganiem pierwsza zakładana warstwa (przedostatnia, licząc od środka) ma średnicę zewnętrzną mniejszą o 2 mm od średnicy wewnętrznej ostatniej warstwy szkieletowej (luz technologiczny). Natomiast dla pozostałych warstw tak dobierano wymiary, aby zewnętrzne średnice warstw aktualnie rozciąganych pokrywały się z wewnętrznymi średnicami przed rozciąganiem warstw względem nich zewnętrznych. Wobec powyższego wymagane luzy technologiczne na tych etapach formowania płaszcza powstawały w wyniku odkształceń plastycznych kolejno rozciąganych warstw.



Rys. 4. Model MES płaszcza zbiornika przepiężonego (szczegół A) z ilustracją wprowadzonych warunków brzegowych i obciążenia: a) widok w kierunku osi zbiornika, b) przekrój płaszczyzną zOr z widoczną siatką elementów skończonych

Fig. 4. FEM model of the wall of the prestressed vessel (detail A) and specification of introduced boundary conditions and loading: a) view towards the axis of the vessel, b) cross-section in zOr plane and mesh of the finite elements

Model MES zbiornika warstwowego rozłaczanego składał się z warstw (prostokątnych wycinków) podzielonych, tak jak w przypadku płaszcza jednolitego na elementy skończone 8-węzłowe PLANE183 z opcją osiowej symetrii. Pomiedzy warstwy wprowadzono elementy kontaktowe CONTA172 i TARGE169, w których uwzględniono tarcie coulombowskie o współczynniku $\mu = 0,4$. Zastosowano analogiczne warunki brzegowe do pokazanych na rys. 4. Pojawiające się problemy ze zbieżnością rozwiązywanych zadań zostały wyeliminowane przez wprowadzenie stosownych opcji dla elementów CONTA172 i zastosowanie parametrów typu *real*, takich jak sztywność normalna *FKN* i wielkość obszaru poszukiwania elementów kontaktowych *PINB*. Wykorzystano ponadto możliwość prowadzenia obliczeń z opcją dużych odkształceń (*NLGEOM,on*).

5. Przykład obliczeniowy

Szczegółowe obliczenia wykonano dla naczynia o średnicy zewnętrznej $D_z = 800$ mm, przeznaczonego do pracy przy zerowej różnicy temperatur. Grubość ścianki została obliczona według przepisów Urzędu Dozoru Technicznego, obowiązujących zarówno dla zbiorników litych, jak również warstwowych. Na materiał wszystkich warstw zastosowano stal 16Mo3 (1,5415) w stanie surowym wg PN-EN 10028-2: 1996 o potwierdzonej doświadczalnie granicy plastyczności $R_e = 317,29$ MPa. Współczynnik bezpieczeństwa dla wybranej stali przyjęto $x = 1,65$ oraz obliczeniowy współczynnik wytrzymałościowy $z = 1,00$, zakładając wysoką jakość spoiny wzdłużnej oraz brak otworów. Ciśnienie obliczeniowe (wewnętrzne) zostało tak dobrane, aby uzyskać maksymalną grubość ścianki, możliwą do akceptacji przez wymagania UDT. Graniczną wartością współczynnika grubościenności $\beta = D_z/D_w$ jest 2,00, co daje przy $\alpha = 1,15$ grubość ścianki $g_o = 200$ mm i ciśnienie obliczeniowe $p_o = 118,98$ MPa. Na wewnętrznym promieniu takiego porównywalnego naczynia o litej ściance bez naprężeń wstępnych panuje naprężenie zastępcze $\sigma_0(r_1) = R_e = 317,29$ MPa.

Ścianki zbiorników wykonywanych z wykorzystaniem skurczu termicznego dzieli się przeważnie na 2, 3 lub 4 warstwy. Obliczenia przeprowadzono dla płaszcza 2- i 4-warstwowego, w każdym przypadku z podziałem na warstwy o równej grubości i o optymalnej grubości. Wyniki obliczeń przedstawiające spadek maksymalnego wyężenia w stosunku do zbiornika z litą ścianką (bez naprężeń wstępnych) pod ciśnieniem obliczeniowym $p_o = 118,98$ MPa, zestawiono w tab. 1. Dodatkowo podano przyrost nośności zbiornika, gdy wyężenie na wewnętrznych powierzchniach wszystkich warstw osiąga wartość maksymalną $\sigma_0(r_i) = R_e = 317,29$ MPa ($i = 1, 2$ oraz $i = 1, 2, \dots, 4$). Rozkład wyężenia na grubości ścianki w każdym z tych czterech przypadków jest przedstawiony na rys. 5, łącznie z wyężeniem porównywalnego zbiornika o litej ściance.

Grubość ścianki zbiorników nawijanych oraz typu Smitha została obliczona również dla $z = 1,00$. Wprawdzie w tym drugim przypadku płaszcz składa się z wielu cienkich warstw połączonych spoinami wzdłużnymi, jednak przy ich zakładaniu spoiny przesuwają się względem siebie na obwodzie, w związku z czym powodują one nieznaczne osłabienie ścianki wzdłuż jednej tworzącej. Poza tym przy spawaniu cienkich blach łatwiej jest uzyskać wysoką jakość spoin.

Tabela 1

Porównanie spadku wyężenia ($p_o = 118,98$ MPa) i przyrostu nośności dla różnych rodzajów zbiorników

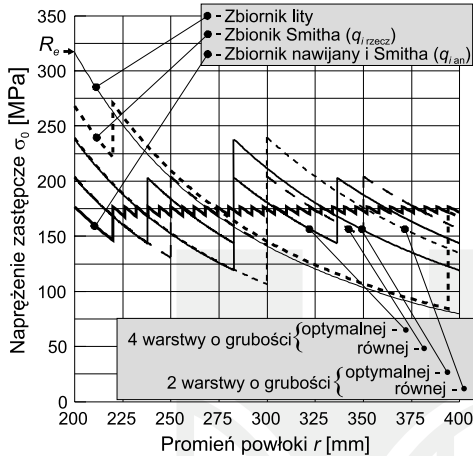
Rodzaj ścianki	Liczba warstw	Grubość warstw g [mm]	Obliczenia	Maksymalne wyężenie σ_0 [MPa]	Spadek wyężenia $\Delta\sigma_0$ [%]	Przyrost nośności Δp_o [%]	
Lita	1	200	analityczne	317,29	–	–	
Warstwowa skurczowa	2 równe	$g_i = 100$	analityczne – $q_{i\text{an}}$	239,62	24,48	32,42	
	2 optymalne	$g_1 = 82,84$ $g_2 = 117,16$		237,96	25,00	33,34	
	4 równe	$g_i = 50$		204,22	35,64	55,37	
	4 optymalne	$g_1 = 37,84$ $g_2 = 45,00$ $g_3 = 53,52$ $g_4 = 63,64$		203,11	35,99	56,22	
Warstwowa zwijana po linii spiralnej oraz spawana Smitha	Rdzeniowa + 30 równe	$g_1 = 20$ $g_2 = 6$ $g_{31} = 6$	analityczne – $q_{i\text{rzecz}}$	176,92	44,24	79,34	
				analityczne – $q_{i\text{max}}$	270,65	14,70	15,53
Warstwowa rozłączana	23 równe + szkieletowa	$g_1 = 8$ $g_{23} = 8$ $g_{24} = 16$	analityczne – $q_{i\text{max}}$	305,33	3,77	3,92	
			MES (H-M-H)	$q_{i\text{min}}$	294,90	7,06	7,58
				$q_{i\text{hip}}$	177,24	44,14	52,66
				$q_{i\text{max}}$	232,68	26,67	100,86
			analityczne – $q_{i\text{hip}}^*)$	176,86	44,26	79,38	
Lita przepięzona do $r_{g\text{opt}}$	1	$r_{g\text{opt}} = 329,38$	analityczne	228,42	28,01	75,76	
			MES	212,26	33,10	101,42	

^{*)} Rozwiązanie hipoteczne (porównawcze), praktycznie nieosiągalne

W przypadku zbiorników nawijanych grubość pierwszej warstwy (rury rdzeniowej) ustalono na 20 mm oraz przyjęto 30 warstw o grubości 6 mm, wobec czego $n = 31$. Siły naciągu N_{i+1}^{sp} taśmy przy nawijaniu po linii spiralnej warstwy ($i + 1$), które powodują równe wyężenie na wewnętrznych powierzchniach wszystkich warstw, pokazano na rys. 6. Rozkład wyężenia σ_0 na grubości ścianki przedstawiono na rys. 5.

Wymiary wszystkich warstw dla zbiornika typu Smitha przyjęto takie same jak dla zbiornika nawijanego, wobec czego analityczny rozkład wyężenia σ_0 jest identyczny jak w tym przypadku, podobnie jak spadek wyężenia i przyrost nośności (tab. 1). Przy zakładaniu warstw niezbędna różnica ich obwodów narasta w przybliżeniu liniowo od 0,29 mm dla drugiej do 2,00 mm dla ostatniej. Zostały również przeprowadzone obliczenia dla zbiornika wykonywanego z zastosowaniem praktycznej technologii, gdzie skurcz termiczny $\Delta l_{i\text{rzecz}} = 1,06$ mm, jednakowy dla wszystkich warstw, określono na podstawie wzoru (30). Powstaje wówczas rozkład sił naciągu warstw N_{i+1}^{sp} o innym charakterze niż w przypadku optymalnej (obliczonej analitycznie) różnicy obwodów $\Delta l_{i\text{an}}$ (rys. 6). W związku z tym rozkład

wstępnych nacisków międzywarstwowych $q_{i\text{rozcz}}$ jest daleki od optymalnego, zapewniającego równe wyteżenia na wewnętrznych promieniach warstw. Niemniej, również taka technologia gwarantuje obniżenie maksymalnego wyteżenia i pewien przyrost nośności zbiornika (tab. 1).

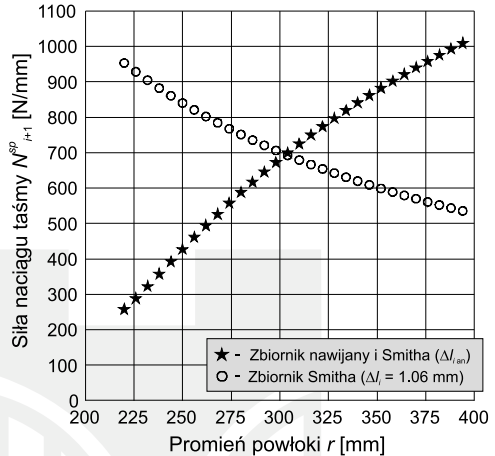


Rys. 5. Wyteżenie σ_0 ścianki w funkcji promienia r dla różnych rodzajów zbiorników pod ciśnieniem wewnętrznym $p_0 = 118,98$ MPa

Fig. 5. Equivalent stress σ_0 of the wall versus radius r for different types of vessels under pressure $p_0 = 118.98$ MPa

Płaszcz zbiornika rozłaczanego jest wykonywany przez napinanie kolejnych warstw, poczynając od zewnętrznej przylegającej do szkieletowej, ciśnieniami powodującymi ich uplastycznienie na wskroś, likwidację wstępnych luzów technologicznych i ostatecznie scalenie ścianki. Ciśnienia rozłaczania powinny również uwzględniać nadwyżkę na napiecie wcześniej uformowanej powłoki zewnętrznej, aby po odprężeniu nadażyła za kurczącą się warstwą rozłaczaną. Analiza sytuacji na powierzchniach styku warstw, przedstawiona w pracach [1, 6], pozwala określić minimalne ciśnienia rozłaczania, dające zerowy nacisk wstępny. Ciśnienia wyższe wprowadzają pewne naciski międzywarstwowe, co sugeruje, że odpowiednio dobrane mogą służyć do realizacji zadanego rozkładu naprężeń wstępnych.

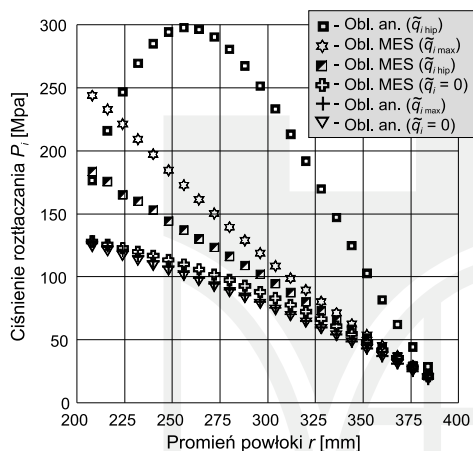
Szczegółowe rozważania wykazały jednak, że przy założeniu idealnie sprężysto-plastycznej charakterystyki materiału warstw nie można przeprowadzić takiej operacji w zamierzony sposób. Maksymalne ciśnienia rozłaczania $P_{i\text{max}}$ (37), niepowodujące zmian nacisków już zrealizowanych na poprzednich etapach procesu technologicznego, są niewiele większe od minimalnych ciśnień $P_{i\text{min}}$ (35), powodujących jedynie scalenie ścianki bez wstępnych nacisków międzywarstwowych, co jest widoczne na rys. 7. Wstępne q_i i technologiczne \tilde{q}_i naciski międzywarstwowe dla zbiornika rozłaczanego, obliczone analitycznie i za pomocą MES, przedstawia rys. 8. Można zauważyć, że ciśnienia $P_{i\text{max}}$ wywołują w ściance naciski $\tilde{q}_{i\text{max}}$



Rys. 6. Siły naciągu taśmy dla zbiornika 31-warstwowego nawijanego po linii spiralnej i Smitha w funkcji promienia r

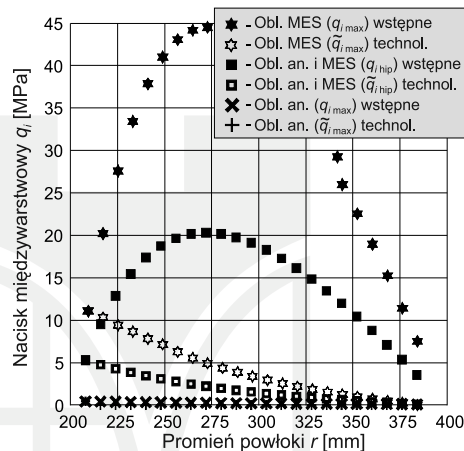
Fig. 6. Tension forces of the strip for 31-layer reel-spiral vessel and Smith vessel versus radius r

(36) znacznie mniejsze od hipotetycznych nacisków optymalnych \tilde{q}_{ihip} rozumianych w ten sposób, że ich zastosowanie spowodowałoby wyrównanie rozkładu naprężeń zastępczych na wewnętrznych promieniach warstw pod ciśnieniem roboczym $p_o = 118,98$ MPa. Rozkład hipotetyczny \tilde{q}_{ihip} , wprowadzony w podejściu analitycznym, jest praktycznie niemożliwy do uzyskania i ma jedynie znaczenie teoretyczne (porównawcze). Należałoby go bowiem zrealizować ciśnieniami rozłtaczania P_{ihip} wyliczonymi ze wzoru (38) dużo większymi od P_{imax} , a więc zaburzającymi naciski już istniejące.



Rys. 7. Porównanie ciśnień rozłtaczania P_i warstw obliczonych analitycznie i za pomocą MES

Fig. 7. Comparison of analytical and numerical (FEM) expanding pressures P_i of layers



Rys. 8. Porównanie wstępnych q_i i technologicznych \tilde{q}_i nacisków międzywarstwowych dla zbiornika rozłtaczanego obliczonych analitycznie i za pomocą MES

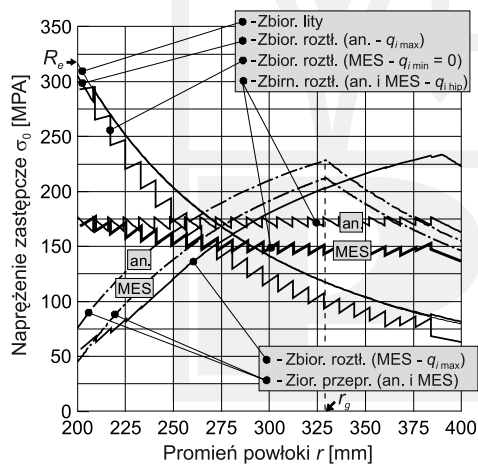
Fig. 8. Comparison of analytical and numerical (FEM) initial q_i and technological \tilde{q}_i interlayer stresses for the expanding vessel

Maksymalne naciski międzywarstwowe \tilde{q}_{imax} polepszają nieco rozkład wyężenia σ_0 na grubości ścianki (rys. 9), również nieznaczny jest przyrost nośności (tab. 1). Dodatkowo dla porównania jest zamieszczony na rys. 9 rozkład wyężenia na grubości ścianki zbiornika z wprowadzonymi hipotetycznymi naciskami optymalnymi q_{ihip} .

Rozkład wyężenia na grubości ścianki można również poprawić przez odpowiedni dobór własności wytrzymałościowych materiału warstw. Okazuje się jednak, że doprowadzenie do stanu optymalnego (bez objęcia strefą plastyczną następczej warstwy) wymaga manewrowania granicami plastyczności warstw $R_{e,i}$ w zbyt szerokim zakresie. W oparciu o obliczenia przeprowadzone dla przyjętej geometrii zbiornika i ciśnienia $p_o = 118,98$ MPa można stwierdzić, że zakładając granicę plastyczności pierwszej warstwy $R_{e1} = 317,29$ MPa, należałoby stosować $R_{e24} = 10163,26$ MPa, co jest praktycznie niewykonalne.

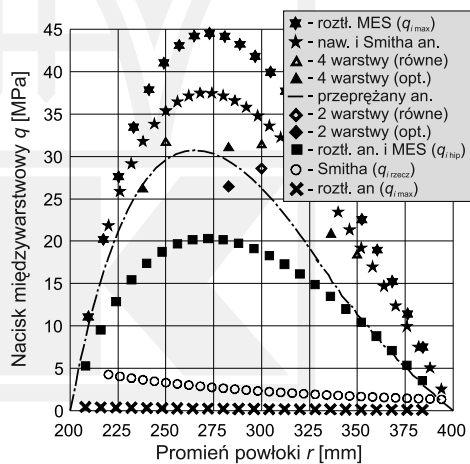
W przypadku autofretażu do uzyskania promienia granicznego $r_{gopt} = 329,38$ mm, zapewniającego minimalną różnicę wyteżeń na promieniach skrajnych, jest wymagane ciśnienie przepiężania $p_p = 209,37$ MPa. Rozkład promieniowych naprężeń resztkowych σ_{reszt} jest zbliżony do rozkładu wstępnych nacisków międzywarstwowych q_i jak dla zbiornika nawijanego (rys. 10), podobnie jak spadek maksymalnego wyteżenia pod ciśnieniem obliczeniowym $p_o = 118,98$ MPa (tab. 1). Rozkłady wstępnych nacisków międzywarstwowych q dla wszystkich analizowanych rodzajów ścianek przedstawia rys. 10.

Obliczenia wykonane na podstawie modelu numerycznego MES wykazały, że poszczególne warstwy mogą być rozciągane bez naruszenia rozkładu nacisków istniejących w uformowanej już części płaszcza ciśnieniami znacznie wyższymi od obliczonych analitycznie (rys. 7). Pojawia się więc możliwość wprowadzenia do ścianki nacisków wstępnych q_i o dużej wartości. Widoczny na rys. 8 rozkład maksymalnych nacisków wstępnych MES q_{imax} w funkcji promienia r przebiega znacznie powyżej rozkładu q_{ihip} , który zapewnia w obliczeniach analitycznych wyrównanie wyteżenia analizowanego zbiornika. Okazuje się ponadto, że przyjęcie rzeczywistej charakterystyki materiału warstw i uwzględnienie efektów kontaktowych ujawnia inny sposób pracy ścianki zbiornika wytwarzanego z zastosowaniem ciśnień rozciągania zapewniającymi tylko scalenie ($q_{imin} = 0$) niż ścianki litej. Pojawiający się w tym przypadku spadek wyteżenia zbiornika wynosi 7%, podobny jest przyrost nośności – 8% (tab. 1). W analitycznym modelu natomiast nie ma różnicy w rozkładach wyteżeń na grubości ścianki między powyższymi dwoma zbiornikami.



Rys. 9. Wyteżenie σ_0 ścianki w funkcji promienia r dla różnych rodzajów zbiorników pod ciśnieniem wewnętrznym $p_o = 118,98$ MPa

Fig. 9. Equivalent stress σ_0 of the wall versus radius r for different types of vessels under pressure $p_o = 118,98$ MPa



Rys. 10. Rozkład wstępnych nacisków międzywarstwowych q w funkcji promienia r
Fig. 10. Distribution of initial interlayer stress q versus radius r

W nawiązaniu do powyższych przypadków przeprowadzono dla modelu zbiornika warstwowego rozciągane kilka numerycznych cykli obliczeniowych, odpowiadających:

- 1a. Procesowi technologicznemu, w którym uzyskuje się jedynie scalenie warstw bez wstępnych nacisków międzywarstwowych ($q_{i \min} = 0$).
- 1b. Obciążeniu tak uformowanego zbiornika ciśnieniem $p_o = 118,98$ MPa i dodatkowo ciśnieniem $p = 128,00$ MPa powodującym w ścianie zbiornika pierwsze pojawienie się naprężenia zastępczego σ_0 na poziomie $R_e = 317,29$ MPa.
- 2a. Rozłaczaniu w procesie technologicznym kolejno warstw tak, aby wywołać w warstwach do nich zewnętrznych pierwsze pojawienie się naprężenia zastępczego σ_0 na poziomie R_e , uzyskując tym samym naciski wstępne o wartości maksymalnej $q_{i \max}$.
- 2b. Obciążeniu tego zbiornika ciśnieniem $p_o = 118,98$ MPa i ponadto ciśnieniem $238,98$ MPa powodującym w ścianie zbiornika pierwsze pojawienie się naprężenia zastępczego σ_0 równego $R_e = 317,29$ MPa.
- 3a. Rozłaczaniu kolejno warstw tak, aby po zakończeniu całego procesu technologicznego uzyskać hipotetyczne wstępne naciski międzywarstwowe $q_{i \text{ hip}}$, wprowadzone w rozwiązaniu analitycznym.
- 3b. Obciążeniu zbiornika po scaleniu ciśnieniem $p_o = 118,98$ MPa i również ciśnieniem $181,64$ MPa powodującym osiągnięcie w ścianie zbiornika pierwszego naprężenia zastępczego σ_0 o wartości R_e .

Zależność wyężenia σ_0 ścianki od promienia r przy ciśnieniu $p_o = 118,98$ MPa dla zbiornika rozłaczanego, w którym wprowadzono wstępne naciski międzywarstwowe odpowiednio $q_{i \min} = 0$, $q_{i \text{ hip}}$ i $q_{i \max}$ przedstawiono na rys. 9. W każdym z tych przypadków wyężenie liczone według hipotezy największych odkształceń postaciowych Hubera-Misesa-Hencky'ego (H-M-H). Wyężenie określone za pomocą MES dla ścianki z wprowadzonym rozkładem naprężeń wstępnych nacisków $q_{i \text{ hip}}$ przyjmuje (poza warstwą wewnętrzną) niższe wartości od wyężenia obliczonego analitycznie dla tego samego rozkładu $q_{i \text{ hip}}$. Należy więc sądzić, że odpowiednio sformułowana procedura numeryczna pozwoli określić taki rozkład naprężeń wstępnych $q_{i \text{ opt}}$, który spowoduje spadek wyężenia większy niż do $177,24$ MPa.

Obliczenia MES, wykonane dla zbiornika rozłaczanego i różnych wartości współczynnika tarcia μ na powierzchni styku warstw, prowadzą do wniosku, że wpływ μ na wyniki jest znikomy. Przykładowo, ciśnienia prowadzące do pierwszego wystąpienia maksymalnego naprężenia zastępczego σ_0 równego $R_e = 317,29$ MPa na wewnętrznej powierzchni zbiornika przy zmianie μ od 0 do 0,8 różnią się mniej niż o 0,1%. Jest to spowodowane niewielkimi względnymi przesunięciami warstw na powierzchniach styku (poślizgami międzywarstwowymi) pod obciążeniem ciśnieniem roboczym. Nieco większe różnice (ale poniżej 1%) występują w przypadku ciśnień rozłaczania warstw, co może wynikać z większych przemieszczeń (i odkształceń) oraz związanych z tym ewentualnych poślizgów międzywarstwowych.

W przypadku zbiornika przepięzanego numeryczna procedura obliczeniowa polegała na obciążeniu modelu ciśnieniem p_p takim, aby uzyskać z góry założoną wartość promienia granicznego r_g , rozdzielającego strefę plastyczną od sprężystej. Po uzyskaniu (metodą kolejnych przybliżeń) wartości tego promienia model odciążono, a następnie obciążono ciśnieniem roboczym. Możliwość przeprowadzenia takiego procesu obliczeniowego daje polecenie *sfcum,pres,add*. Ciśnienie, przy którym w metodzie MES uzyskano promień graniczny optymalny $r_{r \text{ opt}}$, wyliczony analitycznie, wyniosło $p_p = 239,65$ MPa. Naprężenie zastępcze σ_0 wg hipotezy H-M-H dla ciśnienia roboczego $p_o = 118,98$ MPa przedstawiono w funkcji promienia r na rys. 9.

6. Uwagi końcowe

W podsumowaniu należy zwrócić uwagę na pewne technologiczne i ekonomiczne aspekty odnoszące się do warstwowych walcowych zbiorników ciśnieniowych. Zastosowanie powłok skurczowych jest ograniczone do małych średnic i małych długości powłoki. Zapewnienie precyzyjnych wcisków rzędu kilkuset μm wymaga ostrego reżimu technologicznego, który nie zawsze może być dotrzymany. Niezbędne są również odpowiednie piece do nagrzewania płaszcza skurczowego.

Powłoki nawijane wykonuje się według technologii opracowanej przez J. Schrierenbecka, którą wprowadziła firma BASF. Rura rdzeniowa może być cienkościenna i powinna zapewnić szczelność powłoki. Na podstawie praktycznych wniosków ocenia się, że jej grubość powinna mieć 10% docelowej grubości powłoki. Tolerancja grubości nawijanej taśmy nie może przekraczać 0,2%. Dla średnicy wewnętrznej, jak w przykładzie obliczeniowym, stosuje się taśmy o szerokości 80 mm i o grubości 6 mm. Długość taśmy powinna wystarczyć na co najmniej jedną warstwę; w przeciwnym razie należy taśmy zespawać, a spoinę obrobić. W zależności od materiału taśmę nagrzewa się do temperatury 575–750°C. Zwykle stosuje się grzanie elektryczne prądem o natężeniu ok. 6000 A i napięciu 30–40 V. Szybkość nawijania wynosi ok. 5 m/min. Po nawinięciu taśma jest chłodzona natryskiem wodnym.

Powłoki warstwowe spawane są produkowane przez firmy A.O. Smith Co. Milwaukee (USA), oraz Krupp Maschinenfabrik i Rhein Stahl Hüttenwerke (Niemcy). Używa się blach o grubości 6–8 mm, zwijanych w półcylindryczne płaty. W praktyce nie stosuje się naciągu warstw przy spawaniu, który jest kłopotliwy w realizacji. Dwie spoiny każdej warstwy wykonuje się równocześnie automatycznie metodą TIG z kontrolą przetopu, stosując wstępne podgrzanie do ok. 150°C (schładzanie ok. 3°C/s) i odpowiednie elektrody. Dla wszystkich spoin przyjmuje się jednakowy odstęp $\Delta l_{i+1} = 1,6$ mm. Najlepsze efekty można uzyskać dla 4 ściegów, w tym 2 licowych. Po wykonaniu spoin lica podlegają obróbce. W ten sposób technologia zostaje uproszczona, lecz wprowadzone do ścianki naciski wstępne odbiegają od analitycznego rozkładu optymalnego (6). Okazuje się jednak, że również taka metoda powoduje obniżenie wyężenia zbiornika o 15% w warunkach pracy. Zaletą metody jest możliwość wykonania tego rodzaju powłoki o znacznej długości i średnicy, o czym decyduje prosta technologia oraz fakt, że nie jest wymagana obróbka cieplna.

Technologia roztlaczania, oparta na polskim patencie [14], nie została rozwinięta w skali przemysłowej. Jako jeden z bardziej istotnych powodów można wymienić trudność z zapewnieniem szczelności w kolejnych etapach procesu roztlaczania, przy zmieniającej się grubości ścianki. Podczas sukcesywnego dokładania warstw należy każdorazowo wprowadzić nową warstwę do wnętrza wykonywanej części płaszcza, uszczelnić płaszcz i wywołać odpowiednie ciśnienie do jej roztlóczenia. W dalszej kolejności instalacja podlega rozszczelnieniu i po założeniu następnej warstwy – ponownemu uszczelnieniu. Liczba tych operacji rośnie z liczbą warstw. Metoda wymaga również pomp o wysokiej wydajności, która jest niezbędna do wytwarzania bardzo wysokich ciśnień w przypadku obiektów o dużych wymiarach.

7. Wnioski

Porównanie maksymalnych wartości naprężeń zastępczych σ_0 dla warstwowych ścianek zbiorników z wprowadzonymi wstępnymi naciskami z grubościennym zbiornikiem litym bez dodatkowych zabiegów technologicznych prowadzi do wniosku, że tą drogą można osiągnąć znaczne zmniejszenie obciążenia ścianki naczynia podczas pracy. Pojawia się więc możliwość zastosowania tańszego materiału o odpowiednio niższych własnościach wytrzymałościowych.

Dla dwuwarstwowej ścianki z warstwami o równej grubości maksymalne wyężenie zmniejsza się o 24%, a w przypadku 4 warstw o 36%. Okazuje się, że przyjęcie optymalnego podziału ścianki nie wpływa w znaczący sposób na spadek wyężenia, co uzasadnia stosowanie prostszej technologii przy produkcji zbiorników skurczowych. Podział ścianki na cieńsze warstwy i wprowadzenie wstępnych nacisków międzywarstwowych gęściej poprawia wyraźnie wytrzymałość ścianki. Z obliczeń wykonanych dla zbiorników nawijanych wynika, że maksymalne wyężenie zostało obniżone o 44%. W procesie nawijania siły naciągu warstw uzyskuje się w wyniku grzania taśmy i wykorzystania skurczu termicznego. W metodzie Smitha wstępne naciski międzywarstwowe są wprowadzone również dzięki skurczowi termicznemu, powstałemu wskutek stygnięcia spoin wzdłużnych. W obu przypadkach efektywność metody zależy od dokładności oszacowania wielkości tego skurczu.

Przy założeniu idealnie sprężysto-plastycznego schematu materiału oraz korzystając z analitycznego podejścia, można przypuszczać, że technologia roztlaczania nie umożliwia wprowadzenia wstępnych nacisków, dających zauważalny efekt wytrzymałościowy. W wyniku obliczeń stwierdzono, że tą metodą można osiągnąć spadek wyężenia co najwyżej o 4%. W metodzie numerycznej, wykorzystującej modelowanie MES, zostały uwzględnione: rzeczywista charakterystyka materiału, tarcie na powierzchniach styku warstw, zjawiska kontaktowe i efekt Bauschingera, a naprężenia zastępcze obliczono według hipotezy H-M-H. Przyjęcie realnych założeń w obliczeniach wykazało, że jest możliwość wprowadzenia do ścianki płaszcza zbiornika roztlaczanego nacisków wstępnych o znacznej wartości. Maksymalne naciski wstępne $q_{i \max}$ obliczone za pomocą MES są ponad dwukrotnie większe od nacisków hipotetycznych $q_{i \text{ hip}}$, określonych dla rozwiązania analitycznego bez uwzględnienia wzmocnienia materiału (rys. 10). Okazuje się więc, że ścianka rzeczywistego naczynia roztlaczanego ma duży zapas nośności, który można uruchomić przez wprowadzenie nacisków wstępnych MES $q_{i \max}$ (rys. 9), aplikując ciśnienia roztlaczania MES $P_{i \max}$. Jak widać na rys. 7, są one dużo mniejsze od analitycznie obliczonych ciśnień roztlaczania warstw $P_{i \text{ hip}}$, przy upraszczającym założeniu idealnie sprężysto-plastycznej charakterystyki materiału. Numeryczne rozwiązanie pokazało, że w realnym zbiorniku roztlaczanym z wprowadzonymi do ścianki hipotetycznymi naciskami wstępnymi $q_{i \text{ hip}}$ maksymalne wyężenie można obniżyć o 44%, a przyrost nośności wynosi 53%. Natomiast wykazany numerycznie maksymalny możliwy do uzyskania przyrost nośności rozpatrywanego zbiornika roztlaczanego z naciskami wstępnymi $q_{i \max}$ jest równy 101% (tab. 1).

Obliczenia analityczne, przeprowadzone przy tych samych założeniach jak dla zbiornika roztlaczanego, wykazały w odniesieniu do litej ścianki, przepięzonej i wstępnie uplastycznionej do promienia $r_{g \text{ opt}}$, że maksymalne wyężenie można zmniejszyć o 28%. Z obli-

czeń MES przy realnych założeniach wynika natomiast, że spadek wyężenia wynosi 33%, a przyrost nośności jest równy 101%, podobnie jak dla zbiornika rozłaczanego.

Powłoki wielowarstwowe dzięki wprowadzeniu naprężeń wstępnych i wyrównanemu na grubości ścianki rozkładowi naprężeń zastępczych charakteryzują się lepszym wykorzystaniem materiału w porównaniu z powłokami jednowarstwowymi. Wykazują również wiele zalet technologicznych w stosunku do powłok jednowarstwowych. W przypadku dużych średnic i grubości ścianki ich produkcja jest łatwiejsza, nie wymaga bowiem stosowania kosztownych urządzeń kuźniczych i walcarek. Ocenia się, że ubytek materiału w czasie obróbki powłok warstwowych zostaje obniżony nawet o 80% w stosunku do ubytku notowanego w przypadku powłok litych, podlegających kuciu i obróbce skrawaniem.

Porównawcza ocena kosztów poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych jest trudna, gdyż produkcją zajmują się różne zakłady o zróżnicowanej organizacji, wyposażeniu technicznym i potencjale ludzkim. Orientacyjną ocenę kosztów można znaleźć w [5] dla aparatu o średnicy wewnętrznej $D_w = 1200$ mm, długości $L = 18$ m, na ciśnienie wewnętrzne $p_o = 32,5$ MPa. Zakładając, że koszt wykonania powłoki jednowarstwowej kutej wynosi 100 %, koszt wykonania powłoki nawijanej dla materiału o $R_e = 350$ MPa jest równy 82%, a dla materiału o $R_e = 600$ MPa obniży się do 59% (przy temperaturze grzania 350°C).

Ogólnie uważa się, że dla średnic $D_w < 400$ mm dobrym rozwiązaniem jest powłoka jednowarstwowa, gdyż zarówno koszty, jak i wyposażenie techniczne nie wybiegają poza normalne, a wykonawstwo nie wymaga szczególnie wysokich kwalifikacji. Dla średnic większych różnice są jednak duże, zwiększając się ze wzrostem wymiarów powłoki i ciśnienia.

Literatura

- [1] Galos M., Życzkowski M., *Analiza rozkładu naprężeń resztkowych w wielowarstwowych rozłaczanych zbiornikach ciśnieniowych*, Czas. Tech., z. 8-M (110), 1967, 5-11.
- [2] Gourd L.M., *Podstawy technologii spawalniczych*, WNT, Warszawa 1997.
- [3] Грибанов А.В., *Исследование напряженного состояния в гильзованных многослойных сосудах*, Хим. и нефт. машиностр, № 11, 1972, 4-6.
- [4] Jahed H., Farshi B., Karimi M., *Optimum autofrettage and shrink-fit combination in multi-layer cylinders*, Trans. of the ASME, J. of Pressure Vessel Technology, Vol. 128, May 2006, 196-200.
- [5] Korndorf B.A., *Hochdrucktechnik in der Chemie*, VEB Verlag Technik, Berlin 1956.
- [6] Krzys W., Stodulski M., Trojnecki A., *Analiza procesu formowania doświadczalnego wielowarstwowego zbiornika rozłaczanego*, Arch. Bud. Masz., t. XXIII, z. 4, 1976, 515-528.
- [7] Krzys W., Życzkowski M., *Sprężystość i plastyczność*, PWN, Warszawa 1962.
- [8] Pikoń J., Hehlmann J., *Wysokociśnieniowe powłoki wielowarstwowe. Część I*, Inż. i Ap. Chem., Nr 3/1977, 1977, 26-30.
- [9] Pikoń J., Hehlmann J., *Wysokociśnieniowe powłoki wielowarstwowe. Część II*, Inż. i Ap. Chem., Nr 4/1977, 1977, 18-22.
- [10] Пимштейн П.Г., *Прочность многослойных сосудов высокого давления*, Хим. и нефт. машиностр, № 7, 1968, 20-22.
- [11] Тарабасов Н.Д., Грибанов А.В., *Расчет на прочность многослойной цилиндрической части корпуса аппарата высокого давления*, Хим. и нефт. машиностр, № 7, 1972, 7-9.
- [12] Timoshenko S., Goodier J.N., *Teoria sprężystości*, Arkady, Warszawa 1962.

- [13] Życzkowski M., *Odształcenia plastyczne i wytrzymałość wielowarstwowych rozlaczanych walcowych zbiorników ciśnieniowych*, Arch. Bud. Masz., t. XI, z. 1, 1964, 83-96.
- [14] Patent Nr 42879 *Sposób wytwarzania wielowarstwowych zbiorników wysokociśnieniowych*. H. Kamocki (OBR PBUChem CEBEA, Polska), 1958.
- [15] US patent 2,337,247 *Method of making multilayer vessels*. W.R. Kepler (A.O. Smith Co. Milwaukee, USA), 1943.

