

Jan CZEPEŁAK

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
Politechniki Śląskiej

ANALIZA PORÓWNAWCZA RÓŻNYCH STOPNI UPROSZCZEŃ MODELU WYTRZYMAŁOŚCIOWEGO ELEMENTÓW CIŚNIENIOWYCH

Streszczenie. Rozpatrzono szereg modeli wytrzymałościowych elementów ciśnieniowych na przykładzie najprostszego elementu ciśnieniowego jakim jest rurociąg obciążony na powierzchni wewnętrznej równomiernym ciśnieniem statycznym. Uwzględniono również naprężenia termiczne.

1. Wprowadzenie i zakres analizy porównawczej

Metody obliczeń elementów ciśnieniowych są wprawdzie stale doskonalone w wyniku badań w trakcie eksploatacji, istnieje jednak duża różnorodność w podejściu do zagadnienia, wynikająca między innymi z możliwości przyjęcia mniej lub bardziej złożonego modelu wytrzymałościowego i uwzględnienia lub pominięcia pewnych uproszczeń.

W pracy przeanalizowano szereg modeli wytrzymałościowych prostego elementu ciśnieniowego jakim jest rura obciążona na powierzchni wewnętrznej ciśnieniem. Rura tak obciążona, w przekrojach odległych od elementów powodujących spiętrzenie naprężeń (dna, otwory, króćce, kołnierz itp.) stanowi szczególny przypadek kołowo-symetrycznej powłoki ciśnieniowej. W każdym punkcie przekroju ścianki rury występuje przestrzenny stan naprężeń. Określają go następujące naprężenia główne (ich kierunki pokrywają się z osiami symetrii): promieniowe (σ_r), obwodowe (σ_t) i osiowe (σ_z). Znajomość tych naprężeń pozwala na określenie wytrzymałości materiału wg przyjętej hipotezy wytrzymałościowej. Wśród szeregu hipotez służących do określenia naprężeń zredukowanych w elementach wykonanych z materiałów elastoplastycznych, wytrzymałości materiału najlepiej definiują hipoteza największej energii odkształcenia postaciowego (Huber) oraz hipoteza największego naprężenia stycznego (Tresca, Mohr), przy czym (co wynika z licznych badań) najbliższa rzeczywistości jest ta pierwsza.

W rozważaniach uwzględniono:

- geometrię elementu ciśnieniowego,

- stan obciążenia,
- stan odkształcenia.

Ze względu na geometrię elementu ciśnieniowego uwzględniono dwa typy powłok: cienkościenne i grubościenna. Charakterystycznym parametrem, którego wartość klasyfikuje element ciśnieniowy do jednego z powyższych typów powłok jest stosunek średnic $u = R_z/R_w$ (lub stosunek grubości powłoki do jej średnicy zewnętrznej g/D_z). Przyjmuje się, że gdy u jest dostatecznie małe ($u \leq 1,1$) element ciśnieniowy można traktować jak powłokę cienkościenną.

Naprężenia w ściance rury mogą powstać w wyniku różnych czynników. W pracy wzięto pod uwagę przede wszystkim naprężenia pochodzące od ciśnienia wewnątrz rury a także wynikające z istnienia gradientu temperatury na ściance rury (co bardzo często ma miejsce w technice cieplnej).

W zależności od wartości obciążeń zewnętrznych, gradientów temperatury na ściance elementu oraz temperatury pracy w rozpatrywanym elemencie mogą wystąpić różne stany odkształcenia. W pracy rozpatrzono i porównano przebieg naprężeń w następujących stanach odkształceń:

- odkształcenia sprężyste,
- odkształcenia sprężysto-plastyczne,
- odkształcenia plastyczne,
- pełzanie ustalone.

2. Naprężenia w rurze w stanie sprężystym

2.1. Naprężenia wywołane obciążeniem powierzchniowym

Uśrednione na grubości ścianki naprężenia w powłoce cienkościennej pochodzące od ciśnienia wewnętrznego, wyznaczone na podstawie warunków równowagi przedstawiają poniższe zależności:

$$\sigma_r = -\frac{p}{2}; \quad \sigma_t = \frac{p}{u-1}; \quad \sigma_z = \frac{p}{u^2-1} \quad (1)$$

gdzie

$$u = \frac{R_z}{R_w} = \frac{D_z}{D_w}$$

Zależność dla σ_z można przekształcić, zakładając że u niewiele różni się od 1 ($u \approx 1$) do postaci:

$$\sigma_z = \frac{p}{2(u-1)} \quad (2)$$

Naprężenie zredukowane (stałe na grubości rury) wyznaczone zgodnie z hipotezą wyczerpania Hubera z zależności:

$$\sigma_{red} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2} \quad (3)$$

jest równe:

$$\sigma_{red} = p \frac{\sqrt{u^2 + u + 1}}{2(u-1)} \quad (4)$$

Ponieważ naprężenia określone powyżej zostały wyznaczone jedynie na podstawie warunków równowagi sił, zależności te słuszne są zatem zarówno dla stanu sprężystego jak i dla stanów sprężysto-plastycznego, plastycznego i pełzania.

Dla izotropowej i liniowo-sprężystej powłoki grubościennnej równomiernie obciążonej na powierzchni wewnętrznej ciśnieniem statycznym składowe stany naprężenia wyznacza się z zależności podanych przez Lame'go:

$$\sigma_r = p \frac{1 - \left(\frac{R}{r}\right)^2}{u^2 - 1}$$

$$\sigma_t = p \frac{1 + \left(\frac{R}{r}\right)^2}{u^2 - 1} \quad (5)$$

$$\sigma_z = p \frac{1}{u^2 - 1}$$

a naprężenie zredukowane:

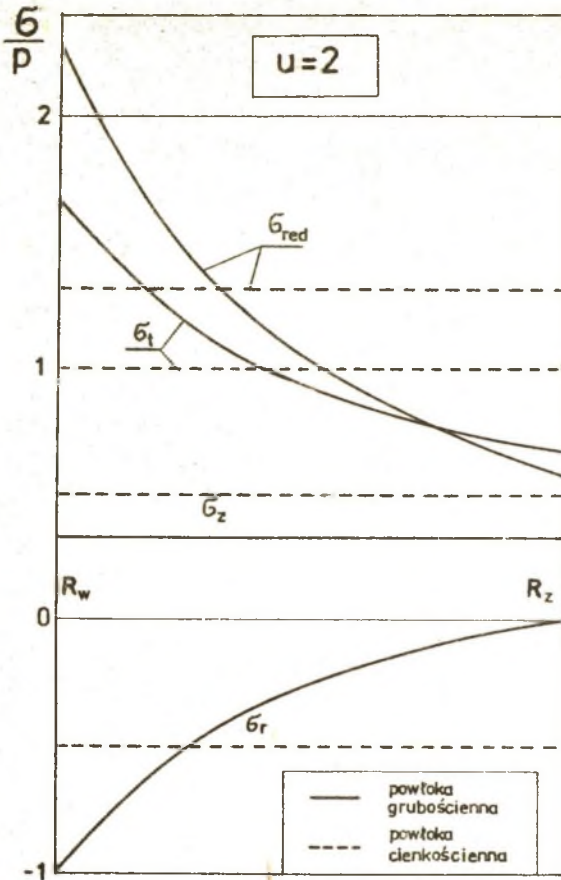
$$\sigma_{red} = \sqrt{3} p \frac{\left(\frac{R}{r}\right)^2}{u^2 - 1} \quad (6)$$

Naprężenia osiowe w pewnej odległości od krańców rury mają wartość stałą w całym przekroju rury a maksymalne wartości naprężenia promieniowego, obwodowe jak i naprężenia zredukowane przyjmują na średnicy wewnętrznej. Są one równe:

$$\sigma_r = -p; \quad \sigma_t = p \frac{u^2 + 1}{u^2 - 1}; \quad (7)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3} p \frac{u^2}{u^2 - 1} \quad (8)$$

Rozkład naprężeń w ściance rury dla $u = 2$ przedstawiono na rys. 1, przy czym naprężenie to odniesiono do wartości ciśnienia panującego wewnątrz rury.



Rys. 1. Rozkład naprężeń w ścianie rury w stanie sprężystym
 Fig. 1. Stresses distribution in the wall of the pipe in the elastic state

2.2. Ustalono naprężenia termiczne

Ustalono naprężenia termiczne w ścianie rury występują wówczas, gdy temperatura w poszczególnych punktach ścianki jest różna lecz nie ulega zmianom w czasie.

Rozkład naprężeń w ścianie rury przy ustalonym stanie cieplnym rury i osiowo-symetrycznym rozkładzie temperatur wyrażają zależności [1]:

$$\sigma_r = \frac{\alpha E}{2(1-\nu)} \frac{\Delta T}{\ln u} \left[-\ln\left(\frac{R_z}{r}\right) - \frac{1}{u^2 - 1} \left(1 - \left(\frac{R_z}{r}\right)^2\right) \ln u \right]$$

$$\sigma_t = \frac{\alpha E}{2(1-\nu)} \frac{\Delta T}{\ln u} \left[4 - \ln\left(\frac{R_z}{r}\right) - \frac{1}{u^2 - 1} \left(1 + \left(\frac{R_z}{r}\right)^2\right) \ln u \right] \quad (9)$$

$$\sigma_z = \frac{\alpha E}{2(1-\nu)} \frac{\Delta T}{\ln u} \left[1 - \ln \left(\frac{R}{r} \right) - \frac{2}{u^2 - 1} \ln u \right]$$

gdzie:

$$\Delta T = T_w - T_z.$$

Znak naprężeń termicznych zależy od znaku wynikającego ze znaku różnicy temperatur na grubość ścianki ΔT . W przypadku rurociągów strumień ciepła, w znakomitej większości przypadków przepływa w kierunku zewnętrznej powierzchni rury, tzn. $T_w > T_z$ i $T > 0$. Zatem naprężenia obwodowe i osiowe na wewnętrznej powierzchni rury mają znak "minus"; zatem są naprężeniami ściskającymi (podczas gdy te same naprężenia pochodzące od ciśnienia są rozciągające). Odwrotnie jest w przypadku rur ogrzewanych z zewnątrz (np. powierzchnie ogrzewalne kotłów), gdzie naprężenia osiowe i obwodowe zarówno pochodzące od ciśnienia, jak i gradientu temperatury są rozciągające i sumują się. W tym przypadku obecność naprężeń termicznych jest niekorzystna.

Maksymalne wartości naprężeń obwodowych i osiowych występują na powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej. Naprężenia promieniowe przyjmują wtedy wartość równą zero.

Dla powierzchni wewnętrznej:

$$\sigma_z = \sigma_t = \frac{\alpha E \Delta T}{2(1-\nu) \ln u} \left(1 - \frac{2 u^2}{u^2 - 1} \ln u \right) \quad (10)$$

Dla powierzchni zewnętrznej:

$$\sigma_z = \sigma_t = \frac{\alpha E \Delta T}{2(1-\nu) \ln u} \left(1 - \frac{2}{u^2 - 1} \ln u \right) \quad (11)$$

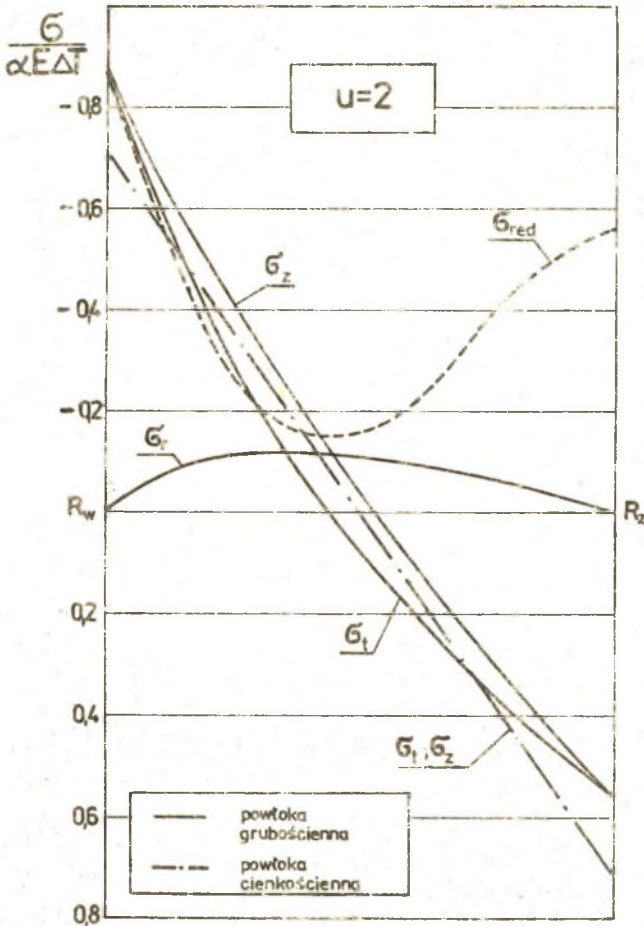
Dla powłoki cienkościennej można założyć liniowy rozkład temperatury na grubości ścianki. Wtedy dla powierzchni wewnętrznej [1]:

$$\sigma_z = \sigma_t = - \frac{\alpha E \Delta T}{2(1-\nu)} \quad (12)$$

dla powierzchni zewnętrznej:

$$\sigma_z = \sigma_t = \frac{\alpha E \Delta T}{2(1-\nu)} \quad (13)$$

Wszystkie powyższe zależności dotyczące naprężeń termicznych są słuszne przy założeniu, że różnice temperatur nie są zbyt duże i można utrzymać założenie niezmienności modułu Younga E i współczynnika Poissona ν . Rozkład naprężeń termicznych w ścianie rury dla $u = 2$ przedstawiono na rys. 2, przy czym ich wartość odniesiono do iloczynu $\alpha \cdot E \cdot \Delta T$.



Rys. 2. Rozkład naprężeń termicznych w ścianie rury w stanie sprężystym
Fig. 2. Thermal stresses distribution in the wall of the pipe in the elastic state

3. Naprężenia w rurze w stanie sprężysto-plastycznym

Zwiększenie ciśnienia p ponad wartość odpowiadającą stanowi sprężystemu powoduje powstanie odkształceń plastycznych w przekroju poprzecznym rury. Ciśnienie wywołujące odkształcenie plastyczne na wewnętrznej powierzchni rury [3]:

$$p' = \frac{u^2 - 1}{u^2} \frac{R_e}{\sqrt{3}} \quad (14)$$

a w całym przekroju

$$p'' = \frac{2}{\sqrt{3}} R_e \ln u' \quad (15)$$

Po przekroczeniu przez ciśnienie wartości p'' element ulega zniszczeniu (przy założeniu, że materiał pracuje bez umocnienia).

Jeżeli ciśnienie w rurze ma wartość $p' < p < p''$, to w części rury w zakresie promienia $R_w \leq r \leq \rho$ występuje stan plastyczny, a w pozostałej części rury stan sprężysty. Wartość promienia granicznego ρ (stanowiącego czoło obszaru plastycznego) można wyznaczyć z równania:

$$p = \frac{R_e}{\sqrt{3}} \left[2 \ln \frac{\rho}{R_w} + 1 - \left(\frac{\rho}{R_z} \right)^2 \right] \quad (16)$$

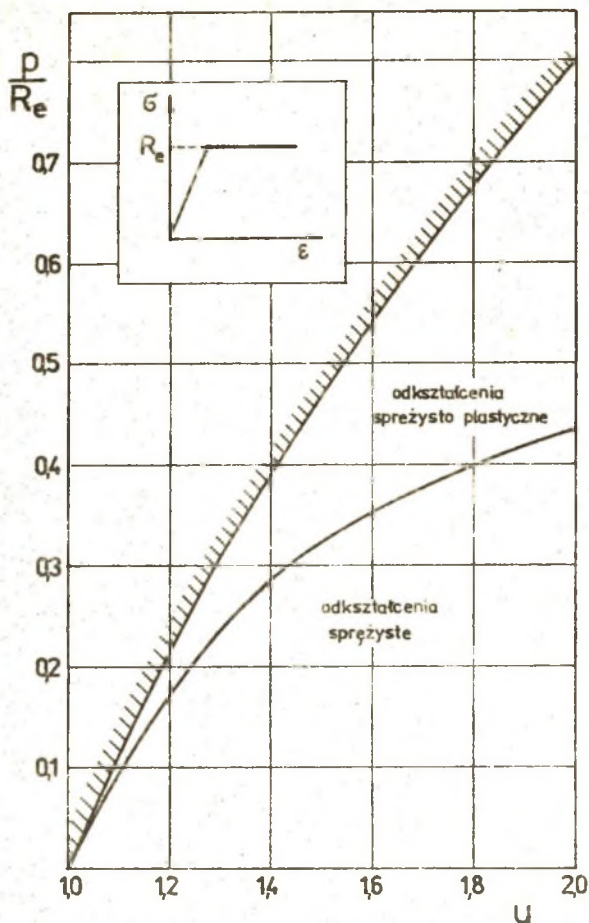
Zmienność obszarów odkształceń sprężystych i sprężysto-plastycznych w funkcji u przedstawiono na rys. 3.

Rozkład naprężeń w ścianie rury wyrażają zależności:

- dla obszaru plastycznego $R_w \leq r \leq \rho$

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{R_e}{\sqrt{3}} \left[2 \ln \frac{r}{\rho} - 1 + \left(\frac{\rho}{R_z} \right)^2 \right] \\ \sigma_t &= \frac{R_e}{\sqrt{3}} \left[2 \ln \frac{r}{\rho} + 1 + \left(\frac{\rho}{R_z} \right)^2 \right] \\ \sigma_z &= \frac{R_e}{\sqrt{3}} \left[2 \ln \frac{r}{\rho} + \left(\frac{\rho}{R_z} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (17)$$

$$\sigma_{red} = R_e \quad (18)$$



Rys. 3. Zmienność zakresu obszarów odkształceń sprężystych i sprężysto-plastycznych w zależności od u

Fig. 3. Variations of the range of areas of elastic and elasto-plastic deformations and as functions of u

- dla obszaru sprężystego $\rho < r < R_z$

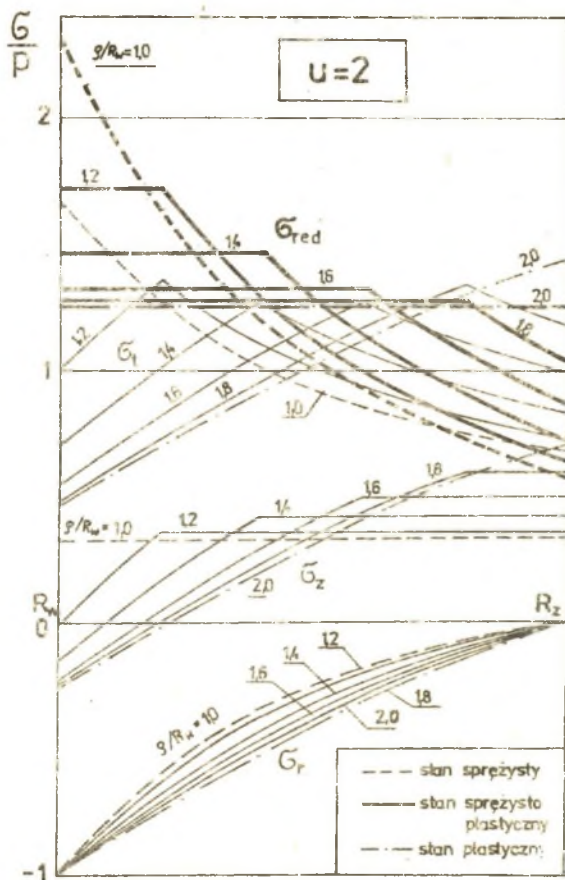
$$\sigma_r = \frac{Re}{\sqrt{3}} \left(\frac{\rho}{R_z} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{R_z}{r} \right)^2 \right]$$

$$\sigma_t = \frac{Re}{\sqrt{3}} \left(\frac{\rho}{R_z} \right)^2 \left[1 + \left(\frac{R_z}{r} \right)^2 \right] \quad (19)$$

$$\sigma_z = \frac{Re}{\sqrt{3}} \left(\frac{\rho}{R_z} \right)^2$$

$$\sigma_{red} = Re \left(\frac{\rho}{r} \right)^2 \quad (20)$$

Rozkład naprężeń w ścianie rury (dla $u = 2$) będącej w stanie sprężysto-plastycznym dla kilku wartości stosunku ρ/R_w przedstawiono na rys. 4, przy czym wartości naprężeń odniesiono do ciśnienia wewnątrz rury, o takiej wartości (wyznaczonej z równania 16), że powoduje powstanie w obszarze $R_w \leq r \leq \rho$ odkształceń plastycznych. Dla porównania pokazano również przebieg naprężeń sprężystych. Z porównania tych naprężeń wynika, że występuje pewne wyrównanie naprężeń. W miejscach odkształceń plastycznych naprężenia maleją, a wzrastają w obszarze odkształceń sprężystych.



Rys. 4. Rozkład naprężeń w ścianie rury w stanie sprężysto-plastycznym
 Fig. 4. Distribution of stresses in the wall of the pipe in the elasto-plastic state

4. Naprężenia w rurze w stanie plastycznym

Całkowicie plastyczny stan rury uzyskuje się wówczas gdy czoło obszaru plastycznego osiągnie powierzchnię zewnętrzną rury, to znaczy gdy $\rho = R_z$. Ciśnienie wewnętrzne wywołujące całkowicie plastyczny stan wyznacza się z (15). Przez podstawienie w równaniach (17) $\rho = R_z$ uzyskuje się zależności na składowe stanu naprężenia w rurze będącej w stanie plastycznym.

$$\sigma_r = \frac{2 R_e}{\sqrt{3}} \ln \frac{r}{R_z}$$

$$\sigma_t = \frac{2 R_e}{\sqrt{3}} \left(1 + \ln \frac{r}{R_z} \right) \quad (21)$$

$$\sigma_z = \frac{2 R_e}{\sqrt{3}} \left(\frac{1}{2} + \ln \frac{r}{R_z} \right)$$

Naprężenie zredukowane jest oczywiście stałe w całym przekroju i wynosi

$$\sigma_{red} = R_e \quad (22)$$

5. Pełzanie ustalone grubościowej powłoki cylindrycznej

5.1. Naprężenia wywołane obciążeniem powierzchniowym

Rozkład naprężeń w rurze dla przypadku pełzania wyrażają zależności

$$\begin{aligned} \sigma_r &= p \frac{1 - \left(\frac{R_z}{r}\right)^{\frac{2}{n}}}{u^{\frac{2}{n}} - 1} \\ \sigma_t &= p \frac{1 + \frac{2-n}{n} \left(\frac{R_z}{r}\right)^{\frac{2}{n}}}{u^{\frac{2}{n}} - 1} \\ \sigma_z &= p \frac{1 - \frac{n-1}{n} \left(\frac{R_z}{r}\right)^{\frac{2}{n}}}{u^{\frac{2}{n}} - 1} \end{aligned} \quad (23)$$

a naprężeń zredukowanych:

$$\sigma_{red} = p \frac{\frac{\sqrt{3}}{n} \left(\frac{R_z}{r} \right)^{\frac{2}{n}}}{u^{\frac{2}{n}} - 1} \quad (24)$$

gdzie:

n - wykładnik potęgowy w równaniu opisującym zależność pomiędzy prędkością pełzania a naprężeniem w obszarze ustalonego pełzania:

$$\dot{\epsilon} = B \cdot \sigma^n$$

zależny od własności materiału i temperatury. Zazwyczaj dla stali niskostopowych w zakresie temperatur 450 - 550°C n zawiera się w granicach 3 - 7.

Maksymalne wartości osiągają składowe stanu naprężenia, jak i naprężenie zredukowane na powierzchni wewnętrznej i wynoszą:

$$\sigma_r = p \frac{1 - u^{\frac{2}{n}}}{u^{\frac{2}{n}} - 1}, \quad \sigma_t = p \frac{1 + \frac{2-n}{n} u^{\frac{2}{n}}}{u^{\frac{2}{n}} - 1}, \quad \sigma_z = p \frac{1 - \frac{n-1}{n} u^{\frac{2}{n}}}{u^{\frac{2}{n}} - 1} \quad (25)$$

$$\sigma_{red,m} = p \frac{\frac{\sqrt{3}}{n} u^{\frac{2}{n}}}{u^{\frac{2}{n}} - 1} \quad (26)$$

Przy $n = 1$ powyższe równania przyjmują postać (5) jak dla stanu sprężystego. Rozkład naprężeń na grubości rury podlegającej pełzaniu ustalonemu dla $u = 2$ i dla kilku wartości n przedstawiono na rys. 5. Z porównania rozkładu tych naprężeń z naprężeniem w stanie sprężystym (dla $n = 1$) wynika, że ich rozkład jest bardziej równomierny (zwłaszcza naprężeń zredukowanych) szczególnie dla wyższych wartości n .

5.2. Naprężenia termiczne

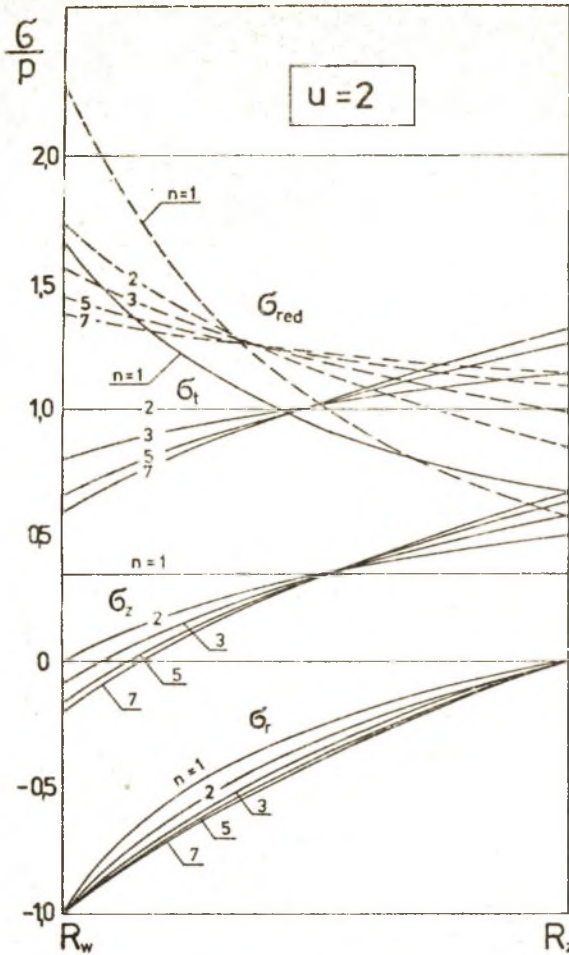
W przypadku gdy rura podlega pełzaniu, a temperatura wzdłuż grubości ścianki zmienia się zgodnie z równaniem:

$$T = \frac{T_w - T_z}{\ln u} \ln \left(\frac{R_z}{r} \right) + T_z \quad (27)$$

naprężenia σ_r , σ_t i σ_z można wyznaczyć wykorzystując zależności (23) (dla pełzania bez gradientu temperatury na ściance) zastępując n przez [2]:

$$n' = \frac{n}{1 + \frac{a(T_z - T_w)}{2 \ln u}} \quad (28)$$

gdzie: a - pewna stała materiałowa niezależna od temperatury.



Rys. 5. Rozkład naprężeń w ścianie rury w warunkach pełzania
 Fig. 5. Distribution of stresses in the wall of the pipe in the creep conditions

6. Przykładowe obliczenia, analiza przedstawionych modeli wytrzymałościowych

Dla zobrazowania różnic wynikających z przyjęcia poszczególnych modeli do wyznaczenia wyczerpania materiału rury przeprowadzono obliczenia wg wszystkich przedstawionych modeli dla dwóch rur o różnych wartościach u wykonanych ze stali 15 HM. Rura I o wymiarach $R_z = 0,016$ m, $R_w = 0,009$ m, $u = 1,778$ poddana ciśnieniu wewnętrznemu $p = 13,5$ MPa oraz rura II $R_z = 0,162$, $R_w = 0,1315$, $u = 1,236$ i $p = 11,0$ MPa.

Dane rury I odpowiadają węzownicy końcowego stopnia przegrzewacza pary kotła OP 650 a rura II to kolektor główny w kotłowni z kotłami OP-230. Do obliczeń przyjęto następujące wartości liczbowe własności wytrzymałościowych stali 15 HM w temperaturze 510°C: $R_g = 186$ MPa, $E = 171700$ MPa, $\alpha = 1,35 \cdot 10^{-5}$ m/mK, $\nu = 0,3$ a $\lambda = 0,082$. Wyniki obliczeń zamieszczono w tabelicy 1.

Tablica 1

Maksymalne wartości naprężeń zredukowanych obliczone wg przedstawionych modeli wytrzymałościowych

Rura I							u = 1,778		p = 13,5 MPa	
Typ	stan sprężysty			stan sprężysto- plastyczny		pozięcie ustalone				
	MPa			p'	p''	MPa				
	$\sigma_{red,m}$					$\sigma_{red,m}$				
powłoki	$\Delta T = 0$	$\Delta T = -10K$		MPa	MPa	$\Delta T = 0$	$\Delta T = -10K$			
cienko- ścienna	21,1	37,1		119,0	119,0	21,1	-			
grubo- ścienna	34,2	52,2		73,6	123,9	23,1	25,2			
Rura II							u = 1,236		p = 11,0 MPa	
cienko- ścienna	45,2	120,5		45,4	45,4	45,2				
grubo- ścienna	55,1	142,1		37,2	45,6	47,2	66,3			

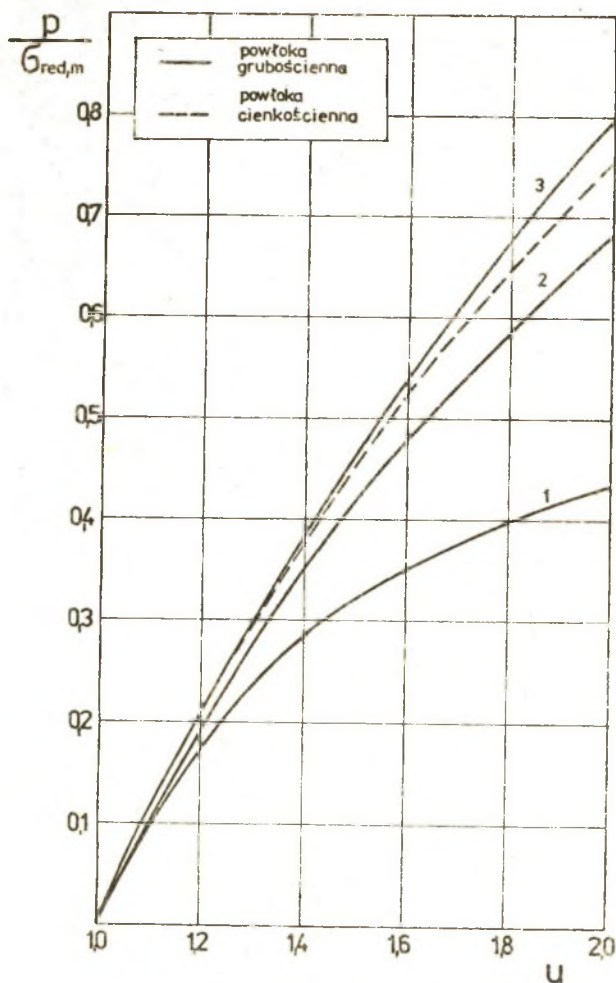
W obliczeniach uwzględniono wpływ gradientu temperatury w ściance rury na wytężenie materiału przyjmując $\Delta T = T_w - T_z = -10$ K, a zatem przypadek niekorzystny, kiedy naprężenia pochodzące od ciśnienia i różnicy temperatur w ściance rury sumują się.

W zakresie ciśnień dla których wykonano obliczenia, w ściankach rur nie powstają oczywiście odkształcenia plastyczne. Wartość ciśnień granicznych p' i p'' podano również w tabelicy 1.

Jak widać z zamieszczonych w tabelicy 1 wyników obliczeń, rozbieżności pomiędzy wartościami uzyskanymi na podstawie różnych modeli dla obu przypadków są znaczne.

Na rys. 6 i 7 przedstawiono zależność maksymalnych wartości naprężeń zredukowanych w postaci bezwymiarowej $p/\sigma_{red,m}$ w funkcji u dla rozpatrywanych modeli.

Biorąc pod uwagę skrajne krzywe odpowiadające stanom sprężystym i plastycznym odkształcenia różnica w określeniu $\sigma_{red,m}$ odniesiona do wartości naprężenia w stanie sprężystym $(\sigma_{red,m}^{pl} - \sigma_{red,m}^{spr}) / \sigma_{red,m}^{spr}$ wynosi przy $u = 1,1 - 9\%$ osiągając dla $u = 2 - 46\%$.

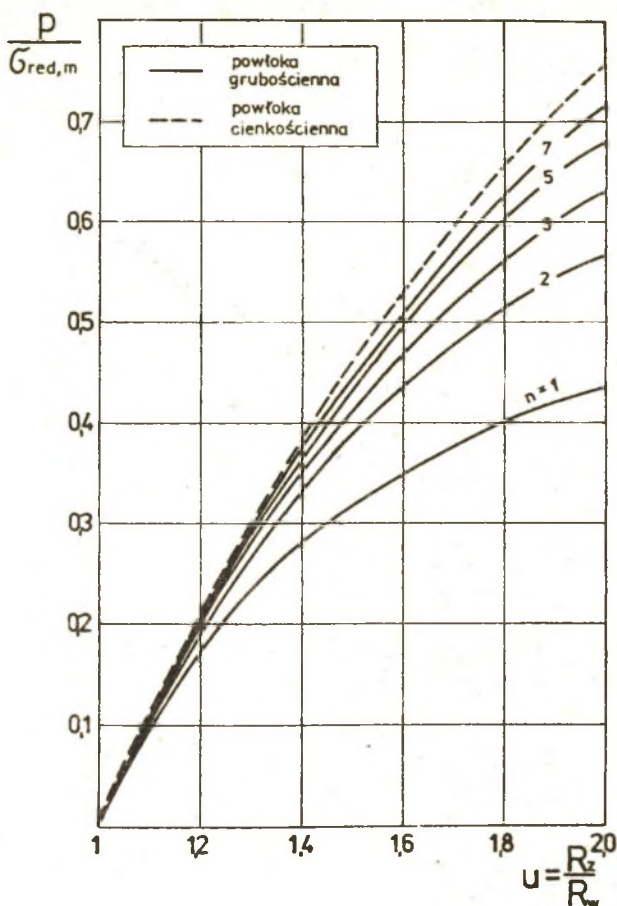


Rys. 6. Zależność $p/\sigma_{red,m}$ od u dla rury w stanach:

1 - sprężystym, 2 - sprężysto-plastycznym (gdy czoło obszaru odkształceń plastycznych osiąga 40% grubości ścianki), 3 - plastycznym

Fig. 6. Dependence of $p/\sigma_{red,m}$ on u for the pipe in the:

1 - elastic, 2 - elasto-plastic, 3 - plastic states



Rys. 7. Zależność $p/\bar{\sigma}_{red,m}$ od u i n dla rury w stanie ustalonego pełzania

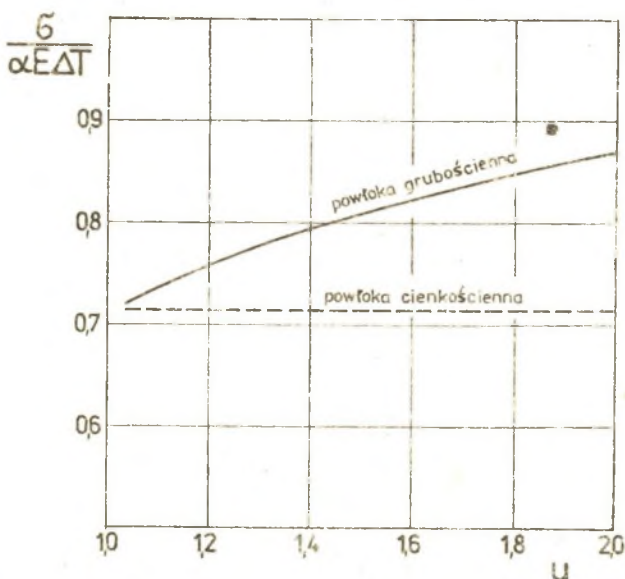
Fig. 7. Dependence of $p/\bar{\sigma}_{red,m}$ on u and n for the pipe of steady state creeping

Najpowszechniej stosowanym w obliczeniach wytrzymałościowych modelem jest model opisany równaniami Lamé'go (5) i (6). Stosowany jest on zarówno w tych przypadkach, gdy materiał rury znajduje się w stanie odkształceń sprężystych (tj. przy temperaturze pracy poniżej temperatury przejścia) jak i wtedy gdy materiał jest w stanie pełzania (powyżej temperatury przejścia) - stosując oczywiście odpowiednie wartości naprężeń dopuszczalnych. Prowadzi to - jak wynika z położenia krzywych odpowiadających pełzaniu (rys. 7) do zawyżonych wartości grubości rur (tym większych im wyższa jest dla materiału rury wartość wykładnika n).

Porównując naprężenia dla powłok cienkościennej i grubościennej można zauważyć, że krzywa odpowiadająca powłoce cienkościennej (rys. 6) leży w obszarze sprężysto-plastycznym tylko niewiele poniżej krzywej odpowiadającej stanowi plastycznemu, zatem błędy popełnione będą nieco mniejsze - odpowiednio 9% dla $u = 1,1$ i 42% dla $u = 2$. Stosowanie zatem tego modelu dla elementów ciśnieniowych przy $u > 1,1$ prowadzi do заниżonej grubości - materiał będzie pracował z częściowym uplastycznieniem.

Powszechnie obowiązujące wzory obliczeniowe elementów ciśnieniowych nie uwzględniają wpływu naprężeń termicznych wynikających z różnicy temperatur na grubości ścianki elementu. Na rys. 8 przedstawiono zależność maksymalnych termicznych naprężeń zredukowanych w postaci bezwymiarowej $\frac{\sigma}{\alpha \cdot E \cdot \Delta T}$ w funkcji u , a w tabeli 1 wpływ naprężeń termicznych przy $T = -10\text{ K}$ na wartość całkowitego naprężenia zredukowanego. Wpływ naprężeń termicznych jest istotny dla stanu odkształceń sprężystych. Dla przypadku pełzania wpływ ten jest znacznie mniejszy.

Dokładne określenie rzeczywistej wartości naprężeń występujących w elementach ciśnieniowych ma decydujące znaczenie dla określenia czasu pracy. Z przebiegu zależności wytrzymałości na pełzanie $R_z = f(T, t)$ lub granicy pełzania $R_1 = f(T, t)$ wynika, że niewielka zmiana naprężeń roboczych w elemencie znacznie wpływa na jego trwałość.



Rys. 8. Zależność maksymalnych termicznych naprężeń zredukowanych od u dla powłoki cienkościennej i grubościennej w sprężystym stanie naprężenia

Fig. 8. Dependence of maximal thermal reduced stresses on u for the thick and thin wall coatings in the elastic stresses state

Spis ważniejszych oznaczeń

E	- moduł sprężystości Younga, MPa,
n	- stała zależna od własności materiału,
p	- ciśnienie wewnątrz rury, MPa
r	- promień bieżący, m
R_w, R_z	- promień wewnętrzny i zewnętrzny rury, m
u	- stosunek promieni zewnętrznego do wewnętrznego R_z/R_w
T_w, T_z	- temperatura wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni rury, K
α	- współczynnik rozszerzalności liniowej materiału rury, m/mK
ΔT	- różnica temperatur na grubości ścianki rury $T_w - T_z$, K
ν	- liczba Poissona
ρ	- promień graniczny obszaru odkształceń plastycznych, m
$\sigma_r, \sigma_t, \sigma_z$	- naprężenia: promieniowe, obwodowe i osiowe, MPa
$\sigma_{red}, \sigma_{red,m}$	- naprężenia zredukowane, maksymalne naprężenia zredukowane, MPa

LITERATURA

- [1] Timoshenko S., Goodier J.N.: Teoria sprężystości. Arkady, Warszawa 1962.
- [2] Finnie I., Heller W.P.: Pełzanie materiałów konstrukcyjnych. WNT, Warszawa 1962.
- [3] Bączkowski W.: Rurociągi energetyczne, Cz|, I: Konstrukcja i obliczenie. WNT, Warszawa 1964.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Pietrzyk

Wpłynęło do redakcji w czerwcu 1987

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАЗНЫХ СТЕПЕНЕЙ УПРОЩЕНИЙ МОДЕЛИ
СОПРОТИВЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ДАВЛЕНИЯ

Р е з ю м е

Рассмотрен ряд моделей сопротивления элементов давления на примере самого простого элемента давления каким является трубопровод нагруженный на внутренней поверхности равномерным статическим давлением. Учтены также термические напряжения.

COMPARISON ANALYSIS OF DIFFERENT LEVELS
OF MODEL REDUCTION FOR PRESSURE ELEMENTS

S u m m a r y

A sequence of strenght models for pressure elements taking the simplest pressure element as an example. This element is a pipeline loaded on the inside surface by a static pressure. The thermal stresses are also taken into account.