

Złożony stan naprężenia w gazociągu przesyłowym

Compound stress state in a gas transmission pipeline

Wojciech Kostowski, Natalia Kotuła, Ida Wilczek, Grzegorz Nowak^{*)}

Słowa kluczowe: gazociąg, naprężenia, modelowanie numeryczne

Streszczenie

W artykule przedstawiono złożony stan naprężenia w gazociągu przesyłowym wywołany czterema czynnikami: ciśnieniem gazu, zmianami temperatury, zginaniem na placu budowy oraz naciskiem gruntu. Wyniki obliczeń analitycznych porównano z modelem numerycznym. Zaobserwowano różnice w przypadku naprężeń termicznych obwodowych, które są mniejsze wg modelu MES niż wyznaczane analitycznie. Stosowane metody projektowe można uznać za bezpieczne, o ile nie występują dodatkowe oddziaływania na całej długości gazociągu. Wobec niepewności wyniku wskazana jest weryfikacja obliczeń różnymi metodami.

Keywords: pipeline, stress analysis, numerical modelling

Abstract

The paper presents the complex stress state in a gas transmission pipeline caused by four factors: gas pressure, temperature changes, on-site bending and the soil gravity. The results of the analytical calculations are compared with the numerical model. The differences concern the hoop component of the thermal stress, which is lower obtained from the Finite Element Method than from the analytical method. The current design methods can be considered safe as long as there are no additional impacts along the entire length of the gas pipeline. In view of some uncertainty in the results, it is advisable to always verify the calculations with different methods.

1. Wprowadzenie

W dotychczasowej literaturze gazowniczej zagadnieniom wytrzymałościowym poświęcano stosunkowo niewiele uwagi. K. Bąkowski [2] podaje zależności do obliczenia grubości ścianki wynikające z maksymalnych dopuszczalnych naprężeń obwodowych wywołanych ciśnieniem gazu. To samo podejście zastosowano w takich poradnikach jak Gas Pipeline Hydraulics (USA) [8] czy Plynárenská příručka (Czechy [13]). Jest ono także obowiązujące w polskim ustawodawstwie – zgodnie z Rozporządzeniem [12], grubość ścianki oraz warunki prób wytrzymałości również wyznacza się na podstawie tego składnika naprężeń.

Sytuacja ta ma uzasadnienie historyczne. W początkach rozwoju gazownictwa produkcja i dystrybucja paliwa (gazu węglowego) odbywała się przy niskim (a później średnim) ciśnieniu, przy czym głównym problemem inżynierskim było oczyszczenie gazu a następnie zapewnienie odpowiedniego ciśnienia odbiorcom. Słabsze konstrukcyjnie stale (St37, L290NB) i znaczne obliczeniowe nadatki na korozję generowały większe grubości rur, co w połączeniu ze średnicami nieprzekraczającymi DN500 zapewniało ich sztywność względem gruntu. Obecnie budowana sieć przesyłowa gazu ziemnego oraz perspektywiczna sieć przesyłowa wodoru budowana jest dla wysokich ciśnień roboczych (zwykle maksymalne ciśnienie robocze / *maximum operating pressure*/ MOP 8,4 MPa) w oparciu o duże średnice rur tj. DN700 i więcej. Równocześnie, bardziej wytrzymałe

stale do budowy gazociągów (L485M, L555M) pozwalają na stosunkowo małe grubości ścianki rur, co może stwarzać nowe, nieznanne wcześniej problemy związane z istotnym ograniczeniem sztywności rury. Przykładowo, w roku 2019 podczas budowy gazociągu DN700 wystąpiły deformacje ścianki rur po wykonaniu próby wodnej ciśnieniowej, co wymagało wymiany uszkodzonych odcinków. Sytuacja ta miała miejsce mimo faktu, że projekt wykonano zgodnie z obowiązującymi przepisami i sztuką inżynierską, a projektant uwzględnił wiele różnych oddziaływań mechanicznych.

Równocześnie, w dokumentacjach projektowych i literaturze spotyka się błędy grube. Wycofana norma PN-90/M-34502 [10] zawiera równanie nr (7) na grubość ścianki dla ciśnień powyżej 10 MPa tak skonstruowane, że ze wzrostem ciśnienia maleje grubość ścianki (!). Błędne równanie przepisano także w poradniku Rurociągi dalekiego zasięgu [9]. Ponadto, niektóre normy zawierały postaci wzorów na grubość ścianki lub naprężenia oparte o ciśnienie wyrażone w bar, podczas gdy właściwości materiału były w MPa. Powodowało to ryzyko poważnych błędów obliczeniowych. W jednej z analizowanych dokumentacji projektowych dla gazociągu przemysłowego wykonanego z tworzyw sztucznych wyznaczono maksymalne ciśnienie robocze MOP równe 6,2 MPa, podczas gdy prawidłowy wynik powinien wynosić 0,62 MPa – na szczęście rzeczywiste ciśnienie robocze jest jeszcze niższe a gazociąg jest bezpiecznie eksploatowany od 15 lat.

^{*)} **Wojciech Kostowski**, dr hab. inż. Prof. PŚ, Politechnika Śląska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, Katedra Techniki Ciepłej, e-mail: wojciech.kostowski@polsl.pl, **Natalia Kotuła**, inż., studentka, Politechnika Śląska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, kierunki studiów: (1) Modelowanie Komputerowe I st. oraz (2) Energetyka II st., e-mail: natakot529@student.polsl.pl, **Ida Wilczek**, mgr inż. absolwentka, Politechnika Śląska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, obecnie własna działalność, e-mail: ida1352@gmail.com, **Grzegorz Nowak**, prof. dr hab. inż. Politechnika Śląska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, Katedra Maszyn i Urządzeń Energetycznych, e-mail: grzegorz.nowak@polsl.pl

~~$$MOP = \frac{20 MRS}{C \cdot (SDR - 1) \cdot D_f}$$~~

Ciśnienie w bar
Naprężenia w MPa

Niespójne jednostki - zagrożenie błędów.

Rys. 1. Przykład wadliwie skonstruowanego wzoru dla gazociągów polietylenowych. Wzór zawiera niepotrzebne usztywnienie jednostek (mnożnik 20 zamiast 2) i wprowadza ryzyko błędu grubego.

Fig. 1. An example of an incorrect equation formulation for polyethylene pipes. The formula contains an unnecessary, rigid use of units (factor 20 instead of 2), posing a risk of a major computational error.

Celem niniejszego artykułu jest pokazanie złożoności problemu mechaniki gazociągów poddanych typowym oddziaływaniom oraz porównanie podstawowych obliczeń analitycznych oraz numerycznych.

2. Analityczne wyznaczenie naprężeń w gazociągu

Projektant rurociągu powinien przewidzieć, jakie oddziaływania będą powodować naprężenia w materiale. Do typowych oddziaływań uwzględnianych w dokumentacji projektowej należą:

1. ciśnienie gazu (P – ang. *pressure*);
2. naprężenia termiczne (T);
3. gięcie na zimno (B – ang. *bending*);
4. nacisk gruntu (G).

Każde z tych oddziaływań może wytwarzać naprężenia w jednym z trzech charakterystycznych kierunków:

1. obwodowym (t), oznaczenie t jest skrótem od tangential, w kierunku stycznym (w. j. ang. naprężenia obwodowe określa się jednak jako hoop stress)
2. osiowym (a) – axial
3. promieniowym (r) – radial

Jeżeli przyjąć, że te trzy kierunki tworzą układ naprężeń głównych [4], to wyznaczone naprężenia są naprężeniami normalnymi (rozciągającymi > 0 lub ściskającymi < 0), a naprężenia styczne nie występują. Tensor stanu naprężenia jest w tym przypadku opisany trzema niezerowymi składnikami, jednak każdy z tych składników jest sumą oddziaływań cząstkowych, wyszczególnionych w Tabeli 1.

Tabela 1 Składowe przestrzennego stanu naprężenia w rurociągu wywołane czterema najważniejszymi oddziaływaniami.

Table 1. Components of the spatial state of stress in a pipeline, caused by four major impacts

| | Obwodowy t | Osiowy a | Promieniowy r |
|-----------------------|--------------|--------------|-----------------|
| Od ciśnienia P | σ_t^P | σ_a^P | σ_r^P |
| Od temperatury T | σ_t^T | σ_a^T | σ_r^T |
| Zginanie wzdłużne B | σ_t^B | σ_a^B | σ_r^B |
| Nacisk gruntu G | σ_t^G | σ_a^G | σ_r^G |

Tensor stanu naprężenia ma postać:

$$\bar{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_t & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_a & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_r \end{bmatrix}, \quad (1)$$

a jego elementy na przekątnych oznaczają łączne naprężenia obwodowe, osiowe i promieniowe. Przykładowo, łączne naprężenia obwodowe są sumą czterech oddziaływań wyszczególnionych w Tabeli 1:

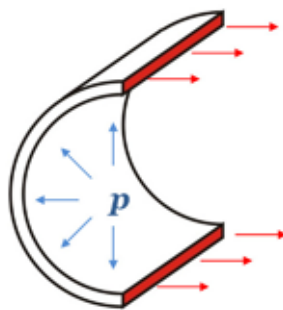
$$\sigma_t = \sigma_t^P + \sigma_t^T + \sigma_t^B + \sigma_t^G \quad (2)$$

Podobnie, przez odpowiednie sumowanie oddziaływań, oblicza się pozostałe składnik tensora (osiowe i promieniowe).

Analityczne obliczenie wymienionych oddziaływań jest w niektórych przypadkach możliwe wprost, w innych wypadkach stosowane są pewne modele uproszczone. W artykule odtworzono sposób obliczeń według zrealizowanego w Polsce projektu [5], w którym niektóre składowe są wyznaczane jako naprężenia wtórne, występujące prostopadle do naprężeń pierwotnych i związane z nimi współczynnikiem Poissona ν ; dla stali $\nu=0,3$. Kwestię tę poddano dalej szerszej dyskusji.

Naprężenia od ciśnienia gazu

Naprężenia od ciśnienia gazu są oddziaływaniem uwzględnianym w każdym przypadku. Ich wartość wynika z bilansu sił działających na odpowiednie przekroje gazociągu. W przypadku składowej obwodowej i osiowej, ciśnienie gazu oddziałuje na znaczną powierzchnię przekroju, a naprężenia w materiale utrzymują rurociąg w całości. Kształt rury powoduje powstanie swego rodzaju dźwigni, w którym (niestety) ciśnienie gazu przenoszone jest do materiału w sposób zwielokrotniony. Bilanse zestawia się przy założeniu powłoki cienkościennych, tzn. grubość ścianki jest mała względem średnicy rury, dzięki czemu można przyjąć $D_w \approx D_z \approx D$, jednak oczywiście $g \neq 0$. W praktyce jako ujednoczoną średnicę przyjmuje się średnicę zewnętrzną, gdyż wyznacza ona wyższe wartości naprężeń, bezpieczniejsze dla projektu.

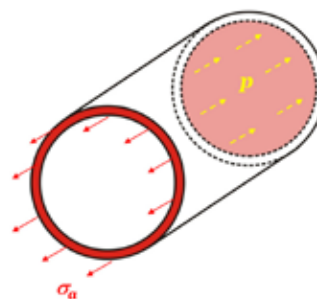


Rys. 2. Bilans sił w kierunku obwodowym. Wyobrażona połowa rury popychana jest lewo przez ciśnienie gazu, a naprężenia materiału równoważą tę siłę na znacznie mniejszej powierzchni przekroju materiału.

Fig. 2. Force balance in the circumferential direction. The imaginary half of the pipe is pushed to the left by the gas pressure, and the material stress balances this force on the much smaller cross-sectional area of the material.

Z bilansu sił wynika, że naprężenia obwodowe wynoszą:

$$\sigma_t^P = \frac{pD}{2g}, \quad (3)$$



Rys. 3 Bilans sił w kierunku osiowym. Wyobrażona część rury popychana jest w głąb przez ciśnienie gazu oddziałujące na dennicę od wewnątrz, a naprężenia materiału równoważą tę siłę na przekroju obwodu.

Fig. 3. Balance of forces in the axial direction. The imaginary part of the pipe is pushed inwards by the gas pressure acting on the bottom of the pipe from the inside, and the material stress balances this force at the circumferential section.

Podobny bilans zestawia się dla przekroju poprzecznego, przy czym zakłada się, że powierzchnia pierścienia jest w przybliżeniu równa πDg . Z bilansu sił wynika, że naprężenia obwodowe wynoszą:

$$\sigma_a^P = \frac{pD}{4g},$$

Jak można zauważyć, **naprężenia obwodowe** są dwukrotnie większe niż osiowe¹⁾.

Naprężenia osiowe rurociągu ułożonego w gruncie i utwierdzonego są mniejsze, a wyznacza się je jako wtórne względem obwodowych [10, 5].

1) Życie codzienne dostarcza przykład: ugotowana parówka pęka zawsze podłużnie a nie rozpada się poprzecznie na krótsze części.

$$\sigma_a^P = \nu \cdot \sigma_t^P, \quad (4)$$

$$\Delta y = \frac{1}{2} \frac{L^2}{R}, \quad (10)$$

W takim przypadku naprężenia osiowe wynoszą nie połowę, lecz 30% wartości naprężeń obwodowych.

Naprężenia promieniowe wynikają z bezpośredniego nacisku gazu na wewnętrzną powierzchnię rury, i w odróżnieniu od pozostałych składowych, mają one charakter ściskający. Naprężenia te występują tylko na powierzchni wewnętrznej (gdyby wewnątrz rurociągu była położona swobodna powłoka, to ulegałaby dociskowi ciśnieniem gazu).

$$\sigma_r^P = -p \quad (5)$$

Naprężenia termiczne

Przy wyznaczaniu naprężeń termicznych zakłada się, że pierwotnym kierunkiem powstania tych naprężeń jest kierunek osiowy. W wyniku zmian temperatury pomiędzy temperaturą minimalną a maksymalną w eksploatacji (np. w sytuacji pracy tłoczni) gazociąg uległby wydłużeniu, gdyby był ułożony swobodnie. Jednak z powodu jego usztywnienia na końcach (przez włączenie do innych obiektów w tym budynków) oraz tarcia pomiędzy rurociągiem a gruntem, wydłużenie to nie może być zrealizowane. Powoduje to, że w gazociągu powstają naprężenia ściskające, proporcjonalne do hipotetycznego wydłużenia termicznego.

$$\sigma_a^T = -\alpha E \Delta T, \quad (6)$$

gdzie α jest współczynnikiem rozszerzalności liniowej (dla stali $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5}$, E jest modułem Younga ($E = 203\,450$ MPa), a ΔT jest maksymalną możliwą różnicą temperatur w eksploatacji gazociągu (przyjęto 60°C).

Naprężenia termiczne w kierunku obwodowym wyznacza się jako wtórne poprzez współczynnik Poissona:

$$\sigma_t^T = \nu \cdot \sigma_a^T, \quad (7)$$

natomiast naprężenia promieniowe pomijają się jako małe.

Naprężenia przy gięciu na zimno

Zginanie materiału powoduje powstanie w nim dwu stref: strefy rozciągania ($\sigma > 0$) oraz strefy ściskania ($\sigma < 0$), pomiędzy którymi znajduje się oś obojętna wolna od naprężeń. Z tego względu, rozpatrując złożony stan naprężenia należy zawsze uwzględnić oba przypadki naprężeń dodatnich i ujemnych, które w różny sposób wpływają na złożony stan naprężenia. Wyznaczenie naprężeń wymaga ich scałkowania w przekroju poprzecznym i porównania z zewnętrznym momentem gnącym. Biorąc pod uwagę, że naprężenia zginające są liniową funkcją odległości od osi obojętnej y otrzymuje się:

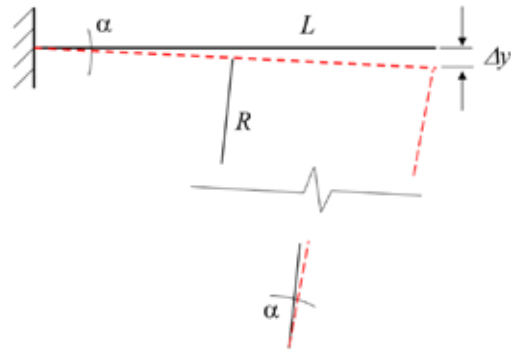
$$M = \frac{|\sigma_{\max}|}{y_{\max}} \int_A y^2 dA \quad (8)$$

Całka w wyrażeniu (8) jest momentem bezwładności J przekroju. Dla przekroju rury (pierścienia), moment ten wynosi:

$$J = \frac{\pi(D_2^4 - D_1^4)}{64} \quad (9)$$

W przypadku wykorzystywania naturalnej sprężystości rury do układania na placu budowy z łagodnym promieniem gięcia (np. $R = 800$ m), zachodzi zginanie profilu utwierdzonego z jednej strony, a z drugiej odsuniętego o odległość

co wynika z Rys. 4., w którym zachodzi podobieństwo trójkątów.



Rys. 4. Związek między strzałką ugięcia, długością zginanego obiektu i promieniem gięcia.
Fig. 4. Relationship between the deflection, the object length and the bending radius.

Z kolei związek strzałki ugięcia Δy z siłą wymaganą do zgięcia oraz momentem gnącym M wynika z rozwiązania równania Clebscha (por. [3]):

$$\Delta y = \frac{ML^2}{3EJ}, \quad (11)$$

po rozwiązaniu układu równań (8)–(11) z odpowiednią interpretacją fizyczną otrzymuje się naprężenia osiowe od zginania na zimno:

$$\sigma_a^B = \pm \frac{3ED_z}{4R} \quad (12)$$

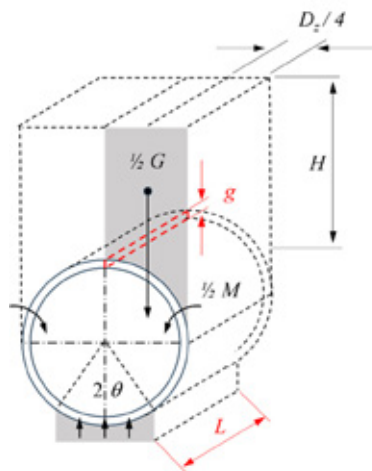
natomiast naprężenia obwodowe można wyznaczyć jako wtórne:

$$\sigma_t^B = \nu \cdot \sigma_a^B, \quad (13)$$

W równaniu (12) zawarty jest rzeczywisty promień gięcia na zimno, natomiast z warunku naprężeń dopuszczalnych można z tego równania wyznaczyć dopuszczalny minimalny promień gięcia. Biorąc pod uwagę złożoność stanu naprężenia, rzeczywisty promień gięcia powinien być znacznie większy.

Naprężenia od ciężaru gruntu

Stosunkowo prostą metodą wyznaczania naprężeń od ciężaru gruntu jest tzw. model Kubota [7], w którym wyznaczany jest uśredniony moment zginający wynikający z nacisku gruntu, osłabiony następnie współczynnikiem empirycznym. Nacisk gruntu zilustrowany jest na Rys. 5.



Rys. 5. Uproszczony schemat nacisku gruntu i reakcji podłoża
Fig. 5. A simplified scheme of the soil pressure and the ground support reaction

Nacisk gruntu na prawą połowę rury wynosi:

$$\frac{1}{2}G = \gamma HL \frac{D_z}{2} \quad (14)$$

gdzie γ jest ciężarem właściwym gruntu, a H jest średnią wysokością przykrycia (zob. Rys. 5).

Ciężar ten zgina prawą połowę rury na ramieniu $D_z/4$, zgodnie z Rys. 5. Biorąc pod uwagę, że z lewej strony występuje taki sam ciężar, łączny moment zginający wynosi:

$$M_{\max} = \gamma HL \frac{D_z^2}{4} \quad (15)$$

Moment taki występowałby, gdyby dwie ćwiartki rurociągu przedstawione na rysunku nie były stabilizowane przez dolną część rurociągu i przez reakcję gruntu w dolnej części. Zgodnie z modelem Kubota, moment ten ulega obniżeniu o współczynnik k_f zależny od kąta podparcia na podłożu. Po rozwiązaniu momentu bezwładności i wskaźnika wytrzymałości przekroju $g \cdot L$, otrzymuje się naprężenia obwodowe:

$$\sigma_t^G = \pm \frac{k_f \gamma H D_z^2 / 4}{g^2 / 6} \quad (16)$$

Mają one charakter ściskający w pozycji kątowej „na godzinie 12⁰⁰ i 6⁰⁰”, natomiast rozciągający na godzinie 3⁰⁰ i 9⁰⁰. Współczynnik k_f zależy od jakości podsypki: im gorszej jakości podsypka, tym mniejszy jest kąt podparcia i większa wartość współczynnika. W przypadku braku podsypki gazociąg opierałby się niemal punktowo na twardym podłożu przy kącie mniejszym niż 60°.

Tabela 2. Współczynnik momentu zginającego od ciężaru gruntu wg badań firmy Kubota [7].

Table 2. Coefficient of moment due to earth cover according to the Kubota company [7]

| | Niezagęszczona | Lekko zagęszczona | Zagęszczona |
|----------------------------------|----------------|-------------------|-------------|
| Kąt podparcia 2θ | 60° | 90° | 120° |
| Współczynnik k_f na górze rury | 0,132 | 0,120 | 0,108 |
| Współczynnik k_f na dole rury | 0,223 | 0,160 | 0,122 |

Projektant budowanego w Polsce gazociągu [5] przyjął najbardziej niekorzystną wartość 0,223.

Naprężenia osiowe można wyznaczyć jako wtórne:

$$\sigma_a^G = \nu \cdot \sigma_t^G, \quad (17)$$

Natomiast naprężenia promieniowe na godzinie 12⁰⁰ obwodu są naprężeniami ściskającymi bezpośrednio równymi naciskowi gruntu:

$$\sigma_r^G = -\gamma H \quad (18)$$

Wartość σ_r^G jest bardzo mała. Podobnie jak w przypadku ciśnienia gazu, bezpośredni (promieniowy) nacisk na ściankę rury jest mały, a istotne jest dopiero oddziaływanie przez całą powierzchnię rury, która (niekorzystnie dla stanu rurociągu) pracuje na zasadzie dźwigni.

3. Przestrzenny stan naprężenia a wytrzymałość materiału

Rolą inżyniera jest upewnienie się, że materiał wytrzyma obciążenie wywołane danymi warunkami. Wiedza na ten temat pocho-

dzi z wykonanych prób – przede wszystkim *próby wytrzymałości na rozciąganie* a także innych (np. uderności, twardości).

Próba wytrzymałości na rozciąganie wykonywana jest w układzie jednoosiowym, przez co powstały stan naprężenia interpretowany jest jako jednowymiarowy. W wyniku próby otrzymuje się m.in.:

- umowną granicę plastyczności $R_{t0,5}$ – jest to naprężenie powodujące trwałe odkształcenie o 0,5%²⁾;
- granicę wytrzymałości na rozerwanie R_m , prowadzące do zniszczenia próbki.

Rzecz jasna, w eksploatacji dowolnej konstrukcji, a już zwłaszcza rurociągu do przesyłu medium palnego pod ciśnieniem, dopuszcza się, by materiał pracował w bezpiecznej odległości od granicy plastyczności, tzn. wyłącznie w zakresie sprężystym:

$$\sigma_{\text{dop}} = c \cdot R_{t0,5} \quad (19)$$

W polskim gazownictwie współczynnik bezpieczeństwa c wynosi od 0,4 do 0,72 zależnie od klasy lokalizacji ustalonej przez operatora.

W przypadku przestrzennego stanu naprężeń powstaje jednak problem, którą składową naprężeń należy porównać z dopuszczalnymi? W literaturze istnieje tu kilka hipotez, przy czym w gazownictwie stosowane są dwie:

1. **Hipoteza największych naprężeń normalnych:** Spośród składowych promieniowej, osiowej i obwodowej należy wybrać największą, i tylko tę wartość należy porównać z naprężeniami dopuszczalnymi:

$$\max(\sigma_a, \sigma_r, \sigma_t) < \sigma_{\text{dop}} \quad (20)$$

Ta hipoteza jest wykorzystana w Rozporządzeniu [12], w której analizuje się naprężenia obwodowe wywołane ciśnieniem gazu oraz ciśnieniem próby.

2. **Hipoteza naprężeń równoważnych Hubera-von Misesa,** opracowana w 1904 r. przez polskiego uczonego Maksymiliana T. Hubera, a rozwinięta przez R. von Misesa. Na Zachodzie hipoteza ta jest znana jedynie jako *von Mises yield criterion*. Hipoteza ta opiera się na energii odkształcenia postaciowego, w oparciu o którą wyznaczono zastępcze naprężenia zredukowane, stanowiące miarę tzw. *wyężenia materiału*. W przypadku układu naprężeń głównych w rurociągu (brak naprężeń stycznych), naprężenie zredukowane wyznacza się jako:

$$\sigma_{\text{red}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_t - \sigma_a)^2 + (\sigma_a - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2} < \sigma_{\text{dop}} \quad (21)$$

W praktyce, projektanci wyznaczają najpierw grubość ścianki wyłącznie z warunku dopuszczalnych naprężeń obwodowych od ciśnienia gazu (zgodnie z hipotezą największych naprężeń normalnych), a następnie weryfikują naprężenia zredukowane wywołane wieloma możliwymi oddziaływaniami.

4. Przykład obliczeniowy

Analizie poddano gazociąg DN700 wg projektu zrealizowanego w Polsce [5]. W rzeczywistości, gazociąg projektowano częściowo w I, a częściowo w III klasie lokalizacji, jednak w przedstawionym przykładzie wybrano tylko odcinek projektowany w I klasie lokalizacji. Dane do obliczeń przedstawiono w Tabeli 3.

2) W innych dziedzinach techniki stosowana jest raczej granica R0,2 odpowiadająca wydłużeniu 0,2%.

Tabela 3. Dane do przykładu obliczeniowego
Table 3. Data for the computational case study

| Parametr | Symbol | Wartość | Jednostka |
|--|-------------------|------------|-------------------|
| Średnica nominalna | DN | DN700 | mm |
| Średnica zewnętrzna | Dz | 711,0 | mm |
| Maksymalne ciśnienie robocze | MOP | 8,4 | MPa |
| Rodzaj stali | | L485ME | |
| Granica plastyczności | $R_{10,5}$ | 485 | MPa |
| Moduł Younga | E | 203 450 | MPa |
| Liczba Poissona | ν | 0,3 | |
| Współczynnik rozszerzalności temperaturowej | α | 0,000012 | 1/K |
| Temperatura maksymalna/ minimalna eksploatacji | T_{max}/T_{min} | +50 / - 10 | °C |
| Minimalny promień gięcia łuku | R | 800 | m |
| Głębokość przykrycia gruntem (obliczeniowa) | H | 2 | m |
| Ciężar właściwy gruntu | γ | 22,5 | kN/m ³ |
| Kąt podparcia (zgodnie z Rys. 5) | 2θ | 60 | ° |

W pierwszej kolejności wykonano podstawowe obliczenia grubości ścianki, których wyniki przedstawiono w Tabeli 4.

Tabela 4. Obliczenia grubości ścianki
Table 4. Wall thickness calculation.

| Parametr | Symbol | Wartość | Jednostka |
|--|-----------|---------|-----------|
| Współczynnik bezpieczeństwa wg klasy lokalizacji | c | 0,4 | |
| Naddatek na korozję | e_1 | 0,3 | mm |
| Naddatek technologiczny | e_2 | 1,5 | mm |
| Minimalna grubość ścianki | g_{min} | 17,193 | mm |
| Dobrana grubość ścianki | g | 17,5 | mm |

Tabela 5. Wyniki analitycznych obliczeń składowych naprężeń
Table 5. Results of analytical calculations of stress compounds.

| Wielkość | Symbol | Wynik zależnie kombinacji znaków ($\sigma_a^B \sigma_a^G$) | | | | Jednostka |
|--|----------------------|--|--------|--------|--------|-----------|
| | | ++ | - + | + - | -- | |
| Naprężenia od ciśnienia gazu σ^p | | | | | | |
| obwodowe | σ_t^p | 162,2 | 162,2 | 162,2 | 162,2 | MPa |
| osiowe | σ_a^p | 48,7 | 48,7 | 48,7 | 48,7 | |
| promieniowe | σ_r^p | -8,4 | -8,4 | -8,4 | -8,4 | |
| Naprężenia termiczne σ^T | | | | | | |
| obwodowe | σ_t^T | -43,9 | -43,9 | -43,9 | -43,9 | MPa |
| osiowe | σ_a^T | -146,5 | -146,5 | -146,5 | -146,5 | |
| promieniowe | σ_r^T | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | |
| Naprężenia od gięcia na zimno σ^B | | | | | | |
| obwodowe | σ_t^B | 40,7 | -40,7 | 40,7 | -40,7 | MPa |
| osiowe | σ_a^B | 135,6 | -135,6 | 135,6 | -135,6 | |
| promieniowe | σ_r^B | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | |
| Naprężenia od ciężaru gruntu σ^G | | | | | | |
| obwodowe | σ_t^G | 24,8 | 24,8 | -24,8 | -24,8 | MPa |
| osiowe | σ_a^G | 7,5 | 7,5 | -7,5 | -7,5 | |
| promieniowe | σ_r^G | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | |
| Naprężenia summaryczne | | | | | | |
| obwodowe | σ_t | 183,8 | 102,5 | 134,1 | 52,8 | MPa |
| osiowe | σ_a | 45,3 | -226,0 | 30,3 | -240,9 | |
| promieniowe | σ_r | -8,4 | -8,4 | -8,4 | -8,4 | |
| Naprężenia zredukowane, ocena projektu | | | | | | |
| Naprężenia zredukowane | σ_{red} | 171,8 | 289,4 | 127,7 | 268,3 | MPa |
| Dopuszczalne napr. obwodowe | σ_a^{dop} | 195,0 | 195,0 | 195,0 | 195,0 | |
| Dopuszczalne napr. wg PN-EN 1594:2014 [11] | σ_{red}^{dop} | 485,0 | 485,0 | 485,0 | 485,0 | |
| Spełnienie warunku | | OK | OK | OK | OK | |

Z założonego najbardziej niekorzystnego kąta podparcia wynika współczynnik $k_f=0,223$.

W obliczeniach poszczególnych składowych uwzględniono oddziaływania: od ciśnienia gazu, od różnicy temperatury, od zginania wzdłużnego w wyniku układania promieniem gięcia na placu budowy, od nacisku gruntu. Jako że oddziaływania zginające mają charakter mieszany (występuje strefa rozciągania i strefa ściskania), należy rozważyć 4 kombinacje znaków tych naprężeń. Wyniki obliczeń przedstawiono w Tabeli 5.

Obliczenia wykazują, że gazociąg poddany, nawet równocześnie, ekstremalnym oddziaływaniom od ciśnienia, różnicy temperatur, gięcia na zimno oraz ciężaru gruntu pracuje poprawnie poniżej granicy plastyczności, co oznacza formalne spełnienie warunku dopuszczalności projektu. Tym niemniej, naprężenia zredukowane w pewnych strefach gazociągu (związanych ze strefą ściskania przy gięciu na zimno na placu budowy, znak minus tych naprężeń) są większe niż 0,4 granicy plastyczności, co zaznaczono kolorem ostrzegawczym. Należy mieć bowiem na uwadze, że oprócz warunków projektowych gazociąg przechodzi również próbę wytrzymałości dla ciśnienia 1,5 MOP (w I klasie lokalizacji, w klasie III ciśnienie próby to 1,3 MOP). Podczas próby mogą występować dodatkowe, nieuwzględniane w projekcie naprężenia od ciężaru wody.

Weryfikacja numeryczna

Obliczenia analityczne pozwalają określić maksymalne wartości naprężeń. W przypadku obciążenia od ciężaru gruntu, wartości te obliczono wg modelu uproszczonego Kubota. W celu weryfikacji obliczeń, warto przeprowadzić symulacje numeryczne metodą elementów skończonych (MES), dostępną m.in. w pakiecie ANSYS.

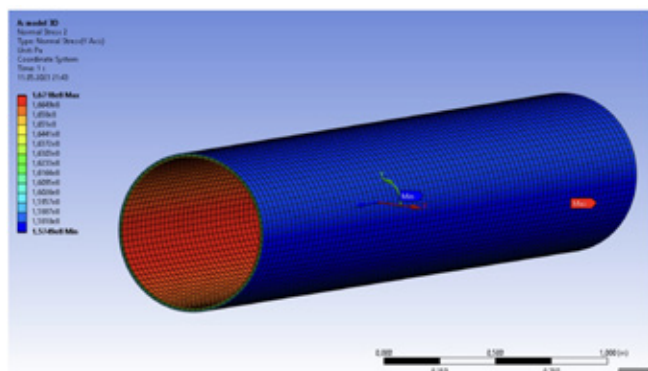
Ograniczeniem tej metody jest konieczność zawężenia rozmiaru modelu ze względu na siatkę obliczeniową. Budowa jakościowo

odpowiedniej siatki elementów skończonych przy dużych średnicach rurociągów i niewielkiej grubości ściany prowadzi do generacji dużej liczby elementów, co z kolei, skutkuje dużym kosztem obliczeniowym analizowanego modelu. Stąd, tutaj do obliczeń przyjęto odcinek o długości 4 m, przykryty 2-metrową warstwą gruntu. Założono, że rurociąg jest podparty w sposób sztywny na obu końcach, tj. zablokowano możliwość przemieszczeń osiowych oraz obrotów skrajnych przekrojów. Dodatkowo model podparto sprężysto od spodu symulując w ten sposób ułożenie w gruncie. Jako dane do obliczeń przyjęto: moduł Younga dla gruntu: 20 MPa, dla piasku: 40 MPa, dla obu tych ośrodków współczynnik Poissona $\nu=0,2$. Zgodnie z dokumentacją pakietu Ansys, podparcie sprężyste zadano poprzez parametr *Foundation stiffness* jako:

$$FS = E \cdot \frac{A}{L}, \text{ gdzie} \quad (22)$$

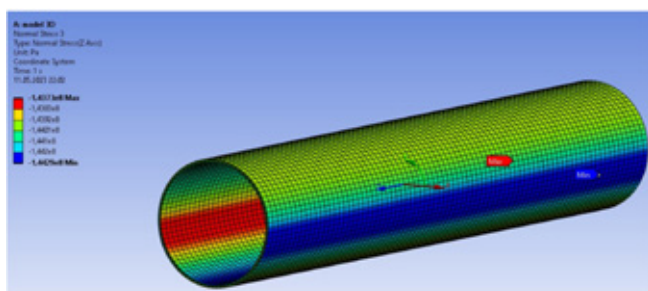
$$A = \pi \left(\frac{D_z^2 - D_w^2}{4} \right) - \text{pole przekroju pierścienia rury.}$$

Projekt analizowano w cylindrycznym układzie współrzędnych, ze składową osiową z , promieniową x oraz obwodową y , o interpretacji zbliżonej do składowych przyjętych w części analitycznej. Wybrane wyniki obliczeń przedstawiono na Rys. 6–9.



Rys. 6. Naprężenia obwodowe od ciśnienia gazu: wynik ok. 158 MPa, wynik analityczny 162,2 MPa.

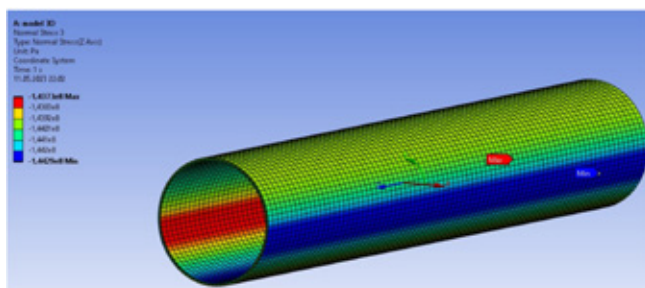
Fig. 6. Calculated hoop stress due to gas pressure: 158 MPa numerically, 162.2 MPa analytically.



Rys. 7. Naprężenia osiowe termiczne: wynik ok. -144 MPa, wynik analityczny -146,5 MPa.

Fig. 7. Calculated axial stress due to the temperature gradient: -144 MPa numerically, -146.5 MPa analytically

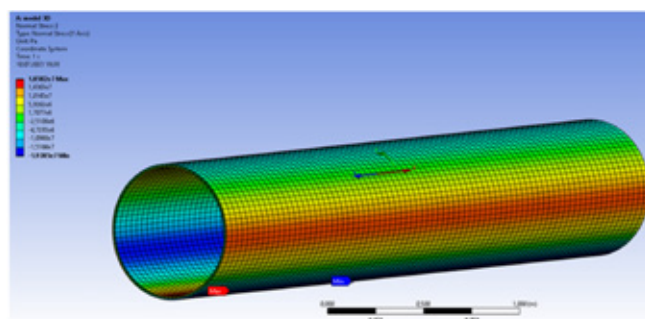
W przypadku składowej obwodowej naprężeń termicznych (w układzie analitycznym wyznaczanym jako składowa wtórna) występują znaczne różnice względem modelu teoretycznego. Różnica może wynikać z faktu, że koncepcja i sposób obliczeń naprężeń wtórnych $\sigma_y = \nu \sigma_x$ dla obiektów utwierdzonych może nie być prawidłową interpretacją przestrzennego zapisu prawa Hooke'a dla materiału izotropowego. W przypadku naprężeń termicznych, zakłada się np. że gazociąg uległby wydłużeniu proporcjonalnemu do współczynnika rozszerzalności temperaturowej α przyrostu



Rys. 8. Naprężenia obwodowe termiczne: ekstremalna wartość ok. -0,9 MPa, wynik analityczny ok. -43,9 MPa. Uwaga: przejście od wartości ujemnych do dodatnich wynika z interpretacji układu współrzędnych, a nie z charakteru ściskającego lub rozciągającego.

Fig. 8. Hoop thermal stress: extreme value is approx. -0.9 MPa, the analytical result is approx. -43.9 MPa. Note: the transition from negative to positive values is due to the interpretation of the coordinate system and not to the compressive or tensile nature of the stress.

temperatury i długości rury (αLAT) w kierunku osiowym. Niemożność tego wydłużenia skutkuje odkształceniem wywołującym naprężenie ściskające w kierunku osiowym. Wyznaczenie składowej obwodowej naprężeń termicznych wymagałoby natomiast niezależnego rozwiązania problemu 'w jakim stopniu rozszerzyłyby się obwód rury w wyniku zmian temperatury, gdyby rurociąg był swobodnie ułożony'. W przypadku rurociągu ułożonego w gruncie, grunt odpowiada swoją reakcją na nieznaczne zmiany przekroju rury wywołane rozszerzalnością termiczną, a zatem do układu równań prawa Hooke'a [3] należałoby wstawić niewielkie, lecz nieznanne odkształcenia wywołane temperaturą w kierunku obwodowym ϵ_t oraz promieniowym ϵ_r i dopiero na tej podstawie wyznaczyć wartości naprężeń we wszystkich kierunkach. Szczegółowe rozwiązanie tego problemu wymaga pogłębionej analizy mechaniki gruntów [6] i wykracza poza zakres niniejszego artykułu.



Rys. 9. Naprężenia obwodowe wywołane naciskiem gruntu. Wynik od 18,6 do 19,4 MPa. Uwaga: przejście od wartości ujemnych do dodatnich wynika z interpretacji układu współrzędnych, a nie z charakteru ściskającego lub rozciągającego. Rozwiązanie analityczne: 24,8 MPa.

Fig. 9. Hoop stress due to soil pressure. The FEM result ranges between 18.6 and 19.4 MPa. Note: the transition from negative to positive values is due to the interpretation of the coordinate system and not to the compressive or tensile nature of the stress. Analytical solution: 24.8 MPa.

Wartości wyznaczone metodą MES są mniejsze niż przewidywane modelem Kubota. Jednakże, w modelu Kubota założono brak zagęszczenia podsypki ($k_f=0,223$). Dla podsypki średnio zagęszczonej ($k_f=0,223$) wynik analityczny naprężeń obwodowych to 17,0 MPa, a zatem wartości wyznaczone wg modelu numerycznego są co do rzędu wartości zbliżone do wyników analitycznych, mimo że uzyskane zupełnie inną metodą.

Wnioski

Stosowane w literaturze i w projektach branżowych modele obciążone są zawsze różnymi założeniami upraszczającymi, takimi jak: brak naprężeń stycznych, model powłoki cienkościennej, jednorodna, uśredniona wartość obciążeń od ciężaru gruntu, zachowanie sztywności obwodowej rury, brak oddziaływań od ciężaru rury zwłaszcza przy próbie hydrostatycznej, brak naprężeń montażowych powstałych w procesie produkcji rury i przy montażu gazociągu.

Obliczenia numeryczne wykazują dobrą zgodność z wynikami analitycznymi, z wyjątkiem składnika obwodowego naprężeń termicznych. Dokładne wyznaczenie tych naprężeń wymagałoby dobrej znajomości rzeczywistego odkształcenia rurociągu w płaszczyźnie przekroju (zmiana średnicy zewnętrznej, wewnętrznej, grubości) w układzie swobodnym oraz w układzie współpracującym z gruntem o określonych właściwościach. Może to stanowić temat dalszych badań.

Modelowanie numeryczne pozwala wyznaczyć stan naprężenia materiału z większą dokładnością i bezsprzecznie będzie to podejście coraz częściej stosowane. Wykorzystanie narzędzi numerycznych wymaga jednak sporego doświadczenia, wiedzy i intuicji projektanta, aby uzyskane rezultaty odpowiadały rzeczywistości. Stosunkowo łatwo tu o nieprawidłowe zadanie warunków podparcia, czy obciążenia. Dodatkowe trudności w oszacowaniu obciążeń może wprowadzać tzw. "czynnik ludzki" w procesie budowy, pod postacią gięcia, spawania czy obciążania wodą na placu budowy. Istnieje ryzyko, że wielobarwne wykresy uzyskane za pomocą oprogramowania numerycznego stworzą złudzenie profesjonalizmu. W pokrewnej branży numerycznej mechaniki płynów CFD (*Computational Fluid Dynamics*) znany jest skrót CFD: *Colors For Directors*.

Przedstawiona analiza dotyczy tylko podstawowych oddziaływań, możliwych do identyfikacji lokalnie. Warto zwrócić uwagę, że gazociąg jest rozbudowanym układem, podlegającym często bardziej złożonym oddziaływaniom (np. wypór gruntu zawodnionego, napór ciężaru wody w trakcie próby hydraulicznej), które mogą być niebezpieczne dla konstrukcji jeżeli powstaje duże ramię oddziaływania danej siły.

Przyjęty sposób obliczeń dla maksymalnego ciśnienia roboczego (MOP) jest poprawny, jednak wskazane byłoby, aby projektant dodatkowo sprawdzał stan naprężenia w trakcie przeprowadzenia próby hydraulicznej pod jeszcze większym ciśnieniem. Znane są przypadki deformacji plastycznej materiału w trakcie takiej próby, gdyż warunki jej przeprowadzenia są wyznaczane w sposób ograniczony, tylko na podstawie naprężeń obwodowych od ciśnienia medium.

W projektowaniu gazociągów czy w ogóle wszelkich konstrukcji mechanicznych potrzebna jest nie tylko umiejętność schematycznego prowadzenia obliczeń, ale także wyobraźnia inżynierska, która powinna wskazać inżynierowi granice własnej wiedzy i konieczność konsultacji tematu ze specjalistą np. w zakresie mechaniki gruntów. ■

LITERATURA

- [1] ASCE. 2005. *Guidelines for the Design of Buried Steel Pipe*.
- [2] Bąkowski K. 2023. *Sieci i instalacje gazowe*. PWN Warszawa.
- [3] Biały W. 2021. *Wybrane zagadnienia z wytrzymałości materiałów*. WNT Warszawa.
- [4] Gawęcki A. 2003. *Mechanika materiałów i konstrukcji prętowych*. Alma Mater, Poznań.
- [5] *Gazociąg wysokiego ciśnienia 8.4 MPa od średnicy DN700 wraz z infrastrukturą towarzyszącą*. Projekt wykonawczy 2019, poufny.
- [6] Kliszczewicz B. 2014. *Weryfikacja numerycznego modelu układu grunt-rura na podstawie badań laboratoryjnych*. JCEEA t. XXXI z. 61 (3/I/14) :115-126.
- [7] *Kubota Ductile Iron Pipeline Design Manual*. Kubota Corporation. Japan 2007. <http://www.kubota.co.jp/>
- [8] Menon S. 2005. *Gas Pipeline Hydraulics*. Taylor & Francis, Boca Raton FL.
- [9] Michałowski W.S., S. Trzop. 1995. *Rurociągi Dalekiego Zasięgu*. Wyd. Fundacja Odysseum.
- [10] PN-90/M-34502 *Gazociągi i instalacje gazownicze. Obliczenia wytrzymałościowe*.
- [11] PN-EN 1594:2014-02 *Infrastruktura gazowa – Rurociągi o maksymalnym ciśnieniu roboczym powyżej 16 bar – Wymagania funkcjonalne*.
- [12] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 26 kwietnia 2013 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać sieci gazowe i ich usytuowanie*.
- [13] Svoboda A. (red.) 1997. *Plynárenská příručka*, GAS, Praha