

Analityczne i numeryczne badania wybranych metalowych uszczelki wysokociśnieniowych

Analytical and numerical investigations of certain high-pressure metal gaskets

ANDRZEJ TROJNACKI
MACIEJ KRASIŃSKI
BOGDAN SZYBIŃSKI*

DOI: 10.17814/mechanik.2016.8-9.333

Przedstawiono wyniki analizy wytrzymałości i szczelności metalowych uszczelki wysokociśnieniowych. W badaniach uszczelki typu B i 2-delta wykorzystano uproszczone podejście analityczne, którego wyniki porównano z obliczeniami MES i wynikami badań doświadczalnych. Rozważania teoretyczne zilustrowano przykładami numerycznymi. Pewne sugestie mogą być wykorzystane w procesie projektowania zamknięć wysokociśnieniowych.

SŁOWA KLUCZOWE: połączenia wysokociśnieniowe, uszczelki metalowe, analiza wytrzymałościowa, MES

The paper deals with the stress-strain analysis and investigations of leak tightness of high-pressure metal gaskets. The simplified analytical approach verified by FEM modelling and experimental tests is applied in the examinations of wave-ring and 2-delta gaskets. Theoretical considerations are illustrated by numerical examples. Some conclusions may be recommended in design procedures of the high-pressure closures with metal gaskets.

KEYWORDS: high-pressure closures, metal gaskets, stress-strain analysis, FEM

Współczesne instalacje energetyczne oraz urządzenia przemysłu chemicznego, pracujące niekiedy pod bardzo wysokim ciśnieniem, wymagają niezawodnych systemów uszczelniających. Do uszczelniania den zbiorników, połączeń rurociągów i dodatkowego osprzętu wykorzystywane są często uszczelki metalowe. Spełniają one z powodzeniem funkcje uszczelniające, a ponadto są odporne na korozję i mniej wrażliwe na zmiany temperatury niż uszczelki wykonane z tradycyjnych materiałów.

Wiele jest typów połączeń z wysokociśnieniowymi uszczelkami metalowymi. Przedstawiono wyniki analizy wytrzymałościowych i eksploatacyjnych własności metalowych uszczelki typu B i 2-delta. Uszczelki zostały zamontowane osiowo symetryczną powłoką walcową o średniej grubości i średnim promieniu, podpartą obwodowo na wewnętrznej powierzchni cylindra grubościennego symulującego gniazdo złącza. Badano wpływ geometrycznych, materiałowych i montażowych parametrów uszczelki na wytrzymałość oraz szczelność połączeń. Wyniki obliczeń analitycznych przykładowego złącza porównano z rozwiązaniem MES i wynikami badań doświadczalnych.

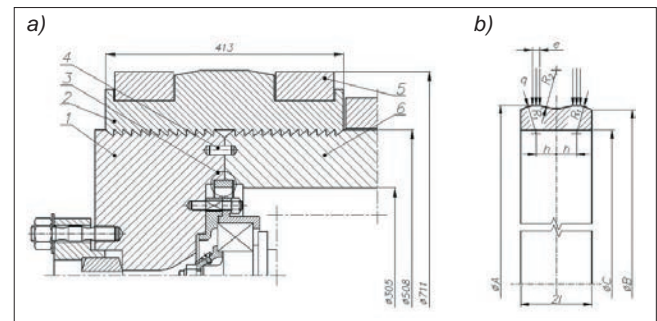
Opis rozwiązań konstrukcyjnych połączeń

Rozwiązanie konstrukcyjne połączenia z metalową uszczelką typu B pokazano na rys. 1a. Nadaje się ono zwłaszcza do uszczelniania złączy o dużej średnicy. Zasada działania tej uszczelki wymaga, aby granica

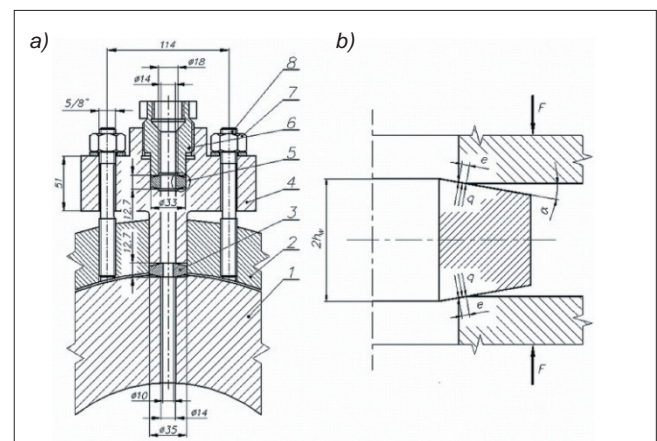
plastyczności $R_{0,2u}$ jej materiału była znacznie niższa od granicy plastyczności $R_{0,2g}$ materiału gniazda.

W wyniku zastosowania określonego wcisku montażowego fala robocza powierzchnia uszczelki ulega deformacji na szerokości e i zostają tam wywołane wstępne naciski q (rys. 1b). Ciśnienie robocze p działające wewnątrz uszczelnianej przestrzeni wywołuje parcie na cylindryczną powierzchnię uszczelki o średnicy $\varnothing C$, powodując douszczelnienie połączenia.

W rozwiązaniach technicznych uszczelki typu 2-delta są szczególnie przydatne do montowania przyłączy o niewielkich średnicach. Mogą to być korpusy manometrów, króćce wlotów gazu, dozowniki katalizatora oraz osłony termopar lub elektrod reaktora. Przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne połączenia przedstawiono na rys. 2a. Metalowa uszczelka 5 jest założona z luzem do gniazda w kołnierzu 4 i dociśnięta złączem 6. Za pomocą połączenia gwintowego między kołnierzem i złączem uzyskuje



Rys. 1. Złącze z metalową uszczelką typu B: a) przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne połączenia części walcowej reaktora z kutym dnem: 1 – dno, 2 – obejmy dzielone, 3 – uszczelka typu B o kształcie jak na rys. 1b, 4 – kołek ustalający, 5 – zaciski łubkowe, 6 – część walcowa; b) rozkład nacisków montażowych w połączeniu oraz geometria badanej uszczelki



Rys. 2. Złącze z metalową uszczelką typu 2-delta: a) przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne zamocowania osłony elektrody: 1 – część walcowa, 2 – pierścień pod króćce, 3, 5 – uszczelki typu 2-delta o kształcie jak na rys. 2b, 4 – kołnierze, 6 – złącze, 7, 8 – nakrętka, śruba; b) rozkład nacisków montażowych w połączeniu oraz geometria badanej uszczelki

* Dr inż. Andrzej Trojnacki (atroj@mech.pk.edu.pl), dr inż. Maciej Krasinski (mkr@mech.pk.edu.pl), dr hab. inż. Bogdan Szybiński (boszyb@mech.pk.edu.pl) – Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Krakowskiej

się wstępny nacisk q na styku roboczych stożkowych powierzchni uszczelki i krawędzi gniazda.

W tym przypadku granica plastyczności $R_{0,2u}$ materiału uszczelki musi być znacznie wyższa od granicy plastyczności $R_{0,2g}$ materiału gniazda. Utwardzone powierzchnie robocze uszczelki są nachylone pod kątem α do płaszczyzny prostopadłej do osi (rys. 2b). W czasie montażu oba segmenty gniazda, pomiędzy którymi znajduje się uszczelka, są dociśnięte siłą montażową F . W efekcie gniazda mające ostrą, niestępną krawędź zostają wstępnie odkształcone na powierzchni o szerokości e i powstaje tam wstępny nacisk q .

Ciśnienie p działające wewnątrz instalacji na powierzchni uszczelnianych elementów powoduje z jednej strony spadek siły F i nacisku montażowego q . Nacisk ten ulega równocześnie zwiększeniu wskutek parcia na wewnętrzną cylindryczną powierzchnię uszczelki.

Uprozczone rozwiązanie analityczne połączeń

Kilka prostych analitycznych modeli uszczelki przedstawiono w [1, 4]. Porównanie wyników obliczeń analitycznych i otrzymanych z symulacji MES pozwoliło wybrać model opisujący z wystarczającą praktycznie dokładnością pracę uszczelki, możliwy do stosowania w obliczeniach inżynierskich.

Falistość zewnętrznej powierzchni roboczej uszczelki typu B o szerokości $2l$ jest nieznaczna (rys. 1b), co w przypadku grubości zmieniającej się w sposób ciągły uzasadnia potraktowanie uszczelki jako powłoki o stałej grubości g . Analiza wykazała ponadto, że wpływ zewnętrznych fragmentów uszczelki poza podporami (linia przerywana na rys. 3a) na rozwiązanie jest niewielki. Wobec tego do obliczeń analitycznych przyjęto model uszczelki będący jednoprzędziową cylindryczną powłoką o średnim promieniu r , średniej grubości g i długości $2h$, podpartą przegubowo na obwodzie w miejscu kontaktu z gniazdem.

Geometrię i sposób obciążenia modelu uszczelki typu 2-delta przyjęte do analizy przedstawiono na rys. 3b. Kąt α nachylenia czołowych stożkowych powierzchni roboczych jest niewielki (rys. 2b). Uzasadnione wydaje się więc zastąpienie powłoki o rzeczywistym trapezowym przekroju ścianki powłoką modelową o przekroju prostokątnym. Wprowadza to do obliczeń niewielki błąd, natomiast zasadniczo upraszcza rozwiązanie zagadnienia.

W przypadku obu uszczelki do obliczeń analitycznych wybrano prosty model powłokowy. W teorii powłok sprężystych zastosowane podejście analityczne i dopuszczalne uproszczenia zależą od proporcji wymiarowych rozważanego obiektu. Zgodnie z oszacowaniem [10]

przyjęte modele uszczelki należy rozwiązywać na gruncie teorii zgięciowej powłok krótkich, w której nie można pominąć niektórych członów w rozwiązaniu równania ugięcia w .

Przy takich założeniach, jak dla krótkich cylindrycznych powłok, obciążonych ciśnieniem roboczym p , zagadnienie można łatwo rozwiązać w klasyczny sposób. Analiza równowagi elementarnego wycinka powłoki prowadzi do równania różniczkowego drugiego rzędu:

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + a \frac{d^2 w}{dx^2} + b^4 w = c \quad (1)$$

gdzie:

$a = \nu/r^2$, $b = \sqrt[4]{12(1-\nu^2)/r^2 g^2}$, $c = 12p(1-\nu^2)/Eg^3$ natomiast ν i E oznaczają odpowiednio liczbę Poissona i moduł Younga.

Z uwagi na symetrię względem osi z w rozwiązaniu (2) równania (1) występują tylko dwie stałe całkowania C_1 i C_2 :

$$w(x) = C_1 \cosh\left(\frac{b}{\sqrt{2}}x\right) \cos\left(\frac{b}{\sqrt{2}}x\right) + C_2 \sinh\left(\frac{b}{\sqrt{2}}x\right) \sin\left(\frac{b}{\sqrt{2}}x\right) + w_p \quad (2)$$

gdzie: $w_p = pr^2/Eg = \text{const}$.

Można je wyznaczyć z warunków brzegowych jak dla swobodnego podparcia dla uszczelki typu B (rys. 3a) lub na podstawie znajomości momentów P_h ($r - r_g$) i sił poprzecznych Q_x w przekrojach skrajnych dla uszczelki typu 2-delta (rys. 3b). W dalszej kolejności można wyrazić naprężenia główne σ_z , σ_φ i σ_x w powłokach w zależności od parametrów powłok modelujących uszczelki i ciśnienia roboczego p . Największe naprężenie zredukowane zgodnie z hipotezą Hubera-Misesa-Hencky'ego wynosi:

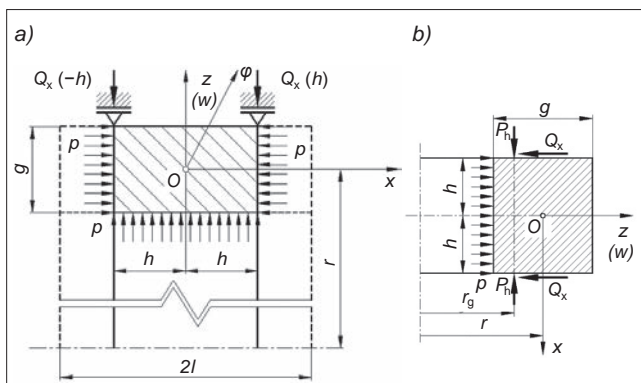
$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_z^2 + \sigma_\varphi^2 + \sigma_x^2 - \sigma_z \sigma_\varphi - \sigma_\varphi \sigma_x - \sigma_x \sigma_z} \quad (3)$$

i występuje w warstwach skrajnych w środkowym przekroju tych symetrycznych uszczelki.

Numeryczne modelowanie połączeń

Do numerycznego rozwiązania zagadnienia wykorzystano modelowanie MES i program ANSYS. Rozpatrywany problem należy traktować jak zadanie kontaktowe [9]. Pomiędzy stykające się części złącza wprowadzono elementy kontaktowe typu TARGE169 i CONTAC172, przystosowane do zadań płaskich i osiowoosymetrycznych.

Z uwagi na specyfikę złączy w najbardziej wyężonych obszarach niektórych elementów należy oczekiwać przekroczenia granicy plastyczności materiału i odkształceń sprężysto-plastycznych. Konieczne jest zatem uwzględnienie fizycznej nieliniowości materiału. Elementy połączeń zostały wykonane ze stali o własnościach wytrzymałościowych potwierdzonych w próbach statycznego jednoosiowego rozciągania (tablica). Charakter otrzymanych zależności siły od przemieszczenia $P = f(\Delta l)$ dla stali poddanych normalizacji sugeruje paraboliczną aproksymację krzywej rozciągania $\sigma = f(\epsilon)$ powyżej prostoliniowej zależności w zakresie sprężystym. Parabola została sporządzona w ten sposób, że zawiera punkt o współrzędnych $(\epsilon_{0,2}, R_{0,2})$, a jej wierzchołek znajduje się w punkcie o współrzędnych $(\epsilon_{\text{max}}, R_m)$.



Rys. 3. Uproszczony model powłokowy uszczelki: a) typu B, b) typu 2-delta pod obciążeniem ciśnieniem roboczym p . Oznaczenia reakcji: Q_x – siła poprzeczna, P_h – czynna siła osiowa

TABLICA. Własności wytrzymałościowe materiałów uszczelki i gniazda

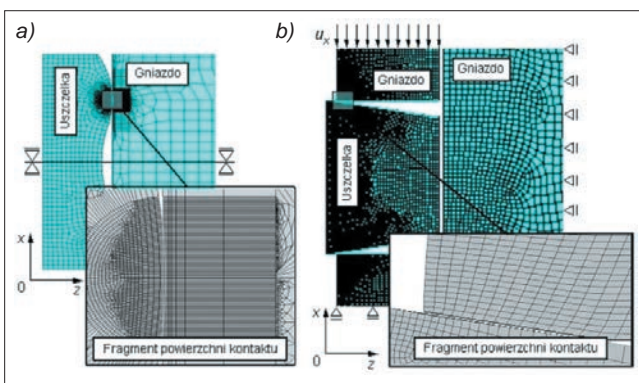
Element	Stal	$E \times 10^{-5}$ MPa	$R_{0,05}$ MPa	$R_{0,2}$ MPa	R_m MPa	$\epsilon_{0,05}$ %	$\epsilon_{0,2}$ %	ϵ_{max} %
Uszcz. typu B	25CrMo4 (N)	2,014	253,59	260,30	523,38	0,185	0,359	15,34
Uszcz. typu 2-delta	40H2MF (T)	2,065	565,98	705,43	968,00	0,323	0,542	2,412
Gniazda	42CrMo4 (T)	2,064	809,12	812,46	918,50	0,460	0,711	8,802

Na potrzeby szczegółowych obliczeń numerycznych zastąpiono parabolę kilkoma odcinkami o różnym nachyleniu, ale o jednakowej długości w rzucie na oś ϵ . Taka aproksymacja umożliwia bezpośrednie wprowadzenie do pakietu ANSYS nieliniowych własności materiału. Ponadto przyjęto założenie, że relacja między naprężeniem zastępczym σ_{red} i odkształceniem zastępczym ϵ_{red} w złożonym stanie obciążenia $\sigma_{red} = f(\epsilon_{red})$ jest taka sama jak w przypadku jednoosiowego rozciągania $\sigma = f(\epsilon)$ [10].

Liczne eksperymenty numeryczne doprowadziły do otrzymania ostatecznych siatek elementów skończonych, które dla obu połączeń przedstawiono na rys. 4. Przy wyborze kryterium do oceny błędów aproksymacji kierowano się porównaniem bezwzględnej wartości maksymalnego naprężenia promieniowego $\sigma_{z,max}$ i maksymalnego nacisku powierzchniowego q_{max} . Ostatecznie zostały zaakceptowane siatki elementów skończonych, dla których błąd nie przekraczał 5% na każdym kroku iteracji [5].

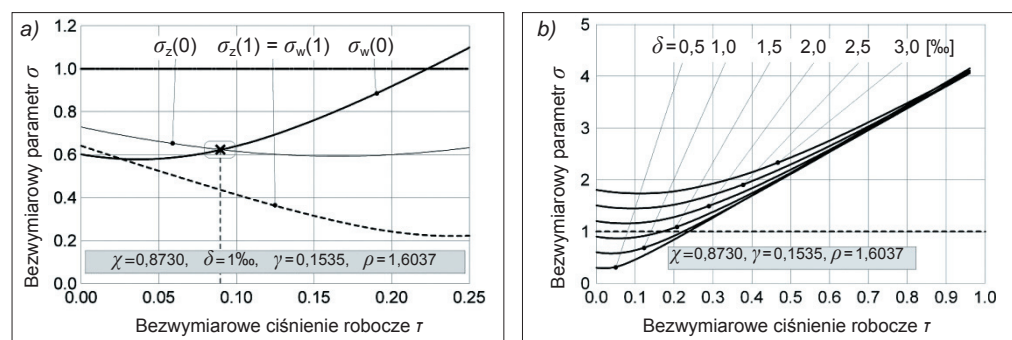
Zadany wcisk montażowy δ uszczelki typu B był w obliczeniach numerycznych realizowany metodą rozprężną (MES 1) i ponadto drugą metodą – w wyniku włączania części złącza (MES 2). W pierwszym przypadku na siatkę elementów skończonych uszczelki nałożono przed montażem odpowiednie pole temperatury. W drugim przypadku uszczelkę wciskano w gniazda w warunkach tarcia suchego z przyjętym współczynnikiem tarcia.

W obliczeniach numerycznych wprowadzono do pakietu ANSYS tarcie suche na powierzchniach kontaktu. Dla uszczelki typu B przyjęto współczynnik tarcia $\mu = 0,25$, a dla uszczelki typu 2-delta ustalono współczynnik tarcia $\mu = 0,40$ [2, 8].



Rys. 4. Podział modelu złącza na obszary, siatka elementów skończonych oraz ilustracja wprowadzonych warunków brzegowych: a) uszczelka typu B, b) uszczelka typu 2-delta

Rys. 5. Parametr σ : a) w czterech charakterystycznych punktach uszczelki w funkcji τ , b) w funkcji τ dla różnych wartości δ



Porównanie wyników obliczeń analitycznych, numerycznych i doświadczalnych

Szczegółowe obliczenia zostały wykonane dla połączeń o wymiarach przyjętych w [3, 6]. W nawiązaniu do wykonanych badań doświadczalnych dla uszczelki typu B (rys. 1b) przyjęto $\varnothing A = 125$ mm, $\varnothing C = 105$ mm, $R_1 = 14$ mm, $2h = 20$ mm i $2l = 35$ mm. W podejściu analitycznym otrzymano $g = 8,73$ mm i $r = 56,87$ mm. Grubość g powłoki modelowej ustalono jako średnią arytmetyczną z jej trzech grubości w przekrojach o współrzędnych $x = 0$, h i l (rys. 1b), a promień r wynikał z grubości g i promienia gniazda $\varnothing A/2$. Ponadto założono, że gniazda wykonano w ściankach o maksymalnej dopuszczalnej grubości $\beta = 2$.

W celu uogólnienia wyników obliczenia analityczne przeprowadzono na wielkościach bezwymiarowych [7]. Do oceny wytrzymałości uszczelki typu B wprowadzono na promieniu wewnętrznym w przekroju $x = 0$ parametr σ , który nie powinien przekraczać wartości 1:

$$\sigma = \sigma_{red}/R_{0,2u} \quad (4)$$

Wytrzymałość i szczelność uszczelki badano w funkcji bezwymiarowego ciśnienia roboczego:

$$\tau = p/R_{0,2u} \quad (5)$$

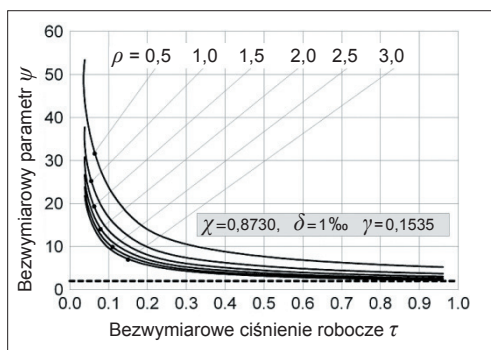
lub w zależności od bezwymiarowej współrzędnej:

$$\xi = x/h \quad (6)$$

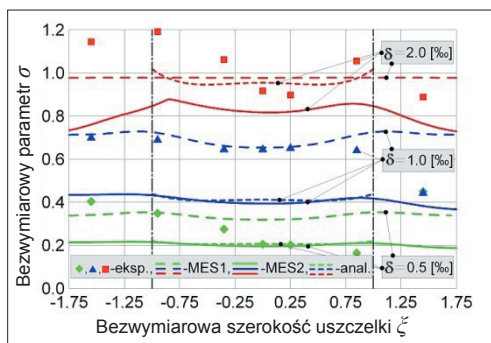
O szczelności połączenia decydują naciski q na roboczej toroidalnej powierzchni uszczelki (rys. 1b). Na podstawie sprawdzonych praktycznie zaleceń, stosowanych w wysokociśnieniowych urządzeniach dla przemysłu chemicznego, uznano, że szczelność zapewnią naciski o wartości większej od $R_{0,2u}$ i dodatkowo dwukrotnie przewyższającej ciśnienie robocze p . Po uwzględnieniu tych zaleceń oceny szczelności dokonywano za pomocą parametru: $\psi = q_{sr}/2p$, gdzie ze względu na przybliżone oszacowanie rozkładu nacisków w strefie kontaktu $q_{sr} = 2q_{max}/3$ jest średnią wartością nacisków jak dla sprężystego rozkładu według teorii Herta. Dodatkowo wprowadzono inne parametry, podlegające zmianie w trakcie analizy:

- $\chi = g/h$ – względna proporcja wymiarowa uszczelki,
- δ – promieniowy wcisk względny (w promilach),
- $\gamma = g/r$ – bezwymiarowa średnia grubość uszczelki,
- $\rho = R_1/g$ – bezwymiarowy promień powierzchni roboczej; ich poszczególne wymiary są zdefiniowane na rys. 1b i 3a.

Wytrzymałość uszczelki oraz szczelność złącza badano w funkcji τ w przedziale $0 \leq \tau \leq 1$. Analiza sprowadzała się do zmiany jednego z czterech zdefiniowanych geometrycznych i montażowych parametrów uszczelki χ , δ , γ i ρ w uzasadnionych technicznie granicach, mianowicie:



Rys. 6. Parametr ψ w funkcji τ dla różnych wartości ρ



Rys. 7. Parametr σ w funkcji ξ w warunkach montażu

$\chi = 0,6 \div 1,6$; $\delta = 0,5 \div 3,0\text{‰}$; $\gamma = 0,05 \div 0,30$; $\rho = 0,5 \div 3,0$. Pozostałe parametry były ustalone jako średnie z przyjętego zakresu. Nawiązują one do wymiarów połączenia zastosowanych w stanowiskach badawczych [3, 6]: $\chi = 0,8730$, $\delta = 1\text{‰}$, $\gamma = 0,1535$ i $\rho = 1,6037$.

Przekrojem niebezpiecznym jest środkowy przekrój uszczelki $\xi = 0$. Występuje tam największe wyężenie σ , co widać na rys. 5a, gdzie dla średnich wartości χ , δ , γ i ρ przedstawiono zmianę σ w funkcji τ w czterech punktach: na wewnętrznym (σ_w) i zewnętrznym (σ_z) promieniu oraz w środkowym ($\xi = 0$) i skrajnym ($\xi = 1$) przekroju. Gdy dominującą rolę w obciążeniu uszczelki odgrywają siły poprzeczne Q_x , a udział ciśnienia τ jest nieznaczny, największe wyężenie występuje wprawdzie w przekroju środkowym, lecz na promieniu zewnętrznym. Dopiero dla ciśnienia $\tau > 0,085$ największe wyężenie przesuwają się na promień wewnętrzny.

Wpływ wcisku montażowego δ na parametr σ przedstawiono na rys. 5b. Dla ustalonych pozostałych parametrów połączenia wzrost wcisku δ powoduje zmniejszenie ciśnienia τ , dla którego $\sigma \leq 1$. Ponadto okazuje się, że dla wcisków o dużej wartości, przekraczającej 2‰, już dla ciśnienia $\tau = 0$ niebezpiecznie wzrasta wyężenie w środkowym przekroju.

Wyraźny wpływ na wartość bezwymiarowego parametru ψ , który decyduje o szczelności złącza, ma parametr ρ . Tę zależność przedstawiono na rys. 6, z którego wynika, że w zakresie zmienności przyjętych parametrów szczelność złącza ψ znacznie przekracza wartość 2 uznaną za krytyczną. Zgodnie z definicją parametru szczelności dla $\psi = 2$ średnie ciśnienie q_{sr} liczone w oparciu o hipotetyczny idealnie sprężysty rozkład nacisków kontaktowych Herta czterokrotnie przewyższa ciśnienie robocze p .

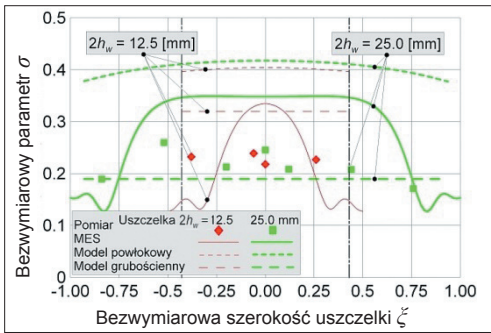
Z analizy rozkładów bezwymiarowego parametru wytrzymałościowego σ na szerokości uszczelki typu B (rys. 7) dla stanu montażowego ($\tau = 0$) wynika, że zmiana symulacji obciążenia uszczelki z termicznej (rozprężnej) MES 1 na wciskową MES 2, bardziej odpowiadającą realnym warunkom eksperymentu, nie spowodowała zbliżenia wyników obliczeń numerycznych do wyników doświadczenia. Dotyczy to zwłaszcza małych wartości wcisku $\delta = 0,5$ i $1,0\text{‰}$, gdzie większość punktów otrzymanych doświadczalnie jest zlokalizowana w pobliżu zależności uzyskanych na drodze symulacji MES 1. Rozkłady parametru σ otrzymane metodą MES 2 są zbliżone do rozkładów analitycznych oraz wyraźnie zaniżone wobec rozkładów MES 1 i doświadczalnych.

Do analizy wytrzymałości i szczelności połączenia z uszczelką typu 2-delta bezwymiarowy parametr σ został ustalony inaczej:

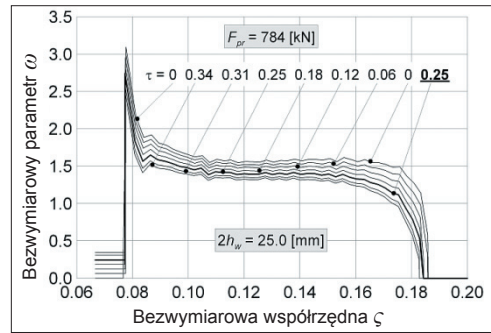
$$\sigma = \sigma_{red} / R_{0,2g} \quad (7)$$

a bezwymiarową współrzędną ξ odniesiono do wymiaru h_w :

$$\xi = x / h_w \quad (8)$$



Rys. 8. Parametr σ w funkcji ζ w warunkach montażu siłą $F = 200$ kN



Rys. 9. Bezwymiarowy parametr ω w funkcji ζ pod obciążeniem siłą $F_{pr} = 784$ kN

Ponadto wprowadzono dwie nowe bezwymiarowe wielkości:

- $\omega = q/R_{0,2g}$ – bezwymiarowy nacisk na powierzchni roboczej,
- $\zeta = s/r_z$ – bezwymiarowa współrzędna, przy czym początek osi s pokrywa się z wewnętrzną krawędzią uszczelki.

W uszczelce typu 2-delta największe naprężenie zastępcze występuje zarówno dla warunków montażowych, jak i roboczych na powierzchni wewnętrznej dla współrzędnej $\zeta = 0$. Wyniki obliczeń analitycznych i MES przedstawiono na rys. 8 dla siły montażowej $F = 200$ kN i porównano je z wynikami badań doświadczalnych, przyjętych jako średnie arytmetyczne dla uszczelki o tej samej wysokości $2h_w$. W warunkach montażowych analizowane były uszczelki o jednakowych promieniach skrajnych $(r-g/2) = 20$ mm i $(r+g/2) = 30$ mm, takim samym promieniu gniazda $r_g = 22,5$ mm, lecz różnych wysokościach: $2h_w = 25$ i $12,5$ mm (rys. 2b i 3b). W pierwszym przypadku maksymalna wartość bezwymiarowego parametru σ otrzymana z symulacji MES jest zawyżona w stosunku do maksymalnej wartości otrzymanej z pomiaru o 34%, natomiast w analitycznym modelu powłokowym jest zawyżona o 61%. Dla uszczelki o mniejszej wysokości różnice są nieco większe i wynoszą odpowiednio 40 i 69%. Naprężenie zastępcze liczone za pomocą modelu grubościennego jest mniejsze o 27% dla uszczelki o wysokości $2h_w = 25$ mm oraz większe o 34% dla uszczelki o wysokości $2h_w = 12,5$ mm od odpowiednich wartości doświadczalnych.

W pracach projektowych nad tego typu uszczelnieniami stosuje się podejście nawiązujące pośrednio do przepisów UDT. Wymaga ono znajomości czynnej szerokości U_{cz} uszczelki, gwarantującej szczelność złącza. Dobiera się ją na podstawie doświadczeń eksploatacyjnych. Określenie naciągu ruchowego metodą podaną przez UDT dla metalowych uszczelki płaskich nie prowadzi do celu z uwagi na małą szerokość strefy kontaktu z gniazdem uszczelki typu 2-delta. Naprężenie σ_r , występujące we wzorze na naciąg ruchowy według UDT, jest funkcją ciśnienia obliczeniowego p_0 i gdy osiąga wartość kilkuset MPa, naprężenie σ_r kilkakrotnie przekracza granicę plastyczności $R_{0,2g}$ materiału gniazda. Wobec tego do obliczenia praktycznej siły montażowej F_{pr} przyjmuje się naprężenie σ_r równe granicy plastyczności $R_{0,2g}$.

Rozpatrywana uszczelka typu 2-delta ma proporcje wymiarowe i własności materiałowe podobne do stosowanych w reaktorze (rys. 2b) na ciśnienie $\tau_0 = 0,3446$ ($p_0 = 280$ MPa). Zakładając dla niej praktyczną wartość $U_{cz} = 1,5$ mm, otrzymuje się – zgodnie z opisaną procedurą – siłą montażową $F_{pr} = 784$ kN, podczas gdy bezpośrednio wykorzystanie wzorów UDT prowadziłoby do dwukrotnie większej wartości $F_{UDT} = 1454$ kN. Określone numerycznie metodą MES rozkłady nacisku ω w funkcji ζ

dla siły montażowej $F_{pr} = 784$ kN przedstawiono na rys. 9. Obliczenia MES wykonano w nawiązaniu do praktycznie realizowanego reżimu obciążania złącza, który zakłada najpierw obciążenie aparatury do ciśnienia obliczeniowego τ_0 , a następnie całkowite odciążenie układu i ponowne obciążenie do ciśnienia roboczego τ .

Uwagi końcowe

Praca została wykonana w celu opracowania odpowiednich procedur obliczania i doboru połączeń wysokociśnieniowych z metalowymi uszczelkami typu B i 2-delta. Mimo że są one stosowane od dawna, brak w literaturze technicznej teoretycznych i eksperymentalnych opracowań na ich temat. Nie istnieją również sformalizowane metody ich projektowania (normy). W aktualnych zastosowaniach proporcje wymiarowe uszczelki, materiał elementów połączeń, technologia, warunki montażu i dozoru technicznego zależą zasadniczo od ciśnienia. Właściwy dobór tych parametrów opiera się w dużym stopniu na doświadczeniu zdobytym przy projektowaniu i eksploatacji funkcjonujących urządzeń. Aby potwierdzić poprawność zastosowanych rozwiązań, w każdym indywidualnym przypadku przemysłowego wykorzystania wymagane jest przeprowadzenie kosztownych obliczeń wytrzymałości i szczelności złączy, opartych na badaniach doświadczalnych.

Zaproponowane proste analityczne modele połączeń mogą być przydatne do wstępnego szacowania ich parametrów. Duża liczba nieskomplikowanych obliczeń może być przeprowadzona dla różnych geometrii złącza, własności materiałowych jego elementów oraz warunków montażu. Należy przy tym zwrócić uwagę, że modele analityczne dają wyniki zaniżone w stosunku do badań doświadczalnych. Ostateczne parametry złączy mogą być w dalszej kolejności ustalone dla wybranych wartości na podstawie szczegółowej, pracochłonnej analizy MES, która prowadzi do wyników bardziej zbliżonych do rzeczywistego połączenia.

LITERATURA

1. Krasieński M., Trojnecki A. „Model obliczeniowy metalowej wysokociśnieniowej uszczelki typu 2-delta”. *Czasopismo Techniczne*. Z. 3-M (2009): s. 31-58.
2. Krasieński M., Trojnecki A. „Doświadczalna weryfikacja obliczeń szczelności metalowej uszczelki typu 2-delta”. *Inżynieria i Aparatura Chemiczna*. Nr 6 (2010): s. 28-32.
3. Krasieński M., Trojnecki A. „Experimental investigations of metal high-pressure '2-delta' gasket”. *The Archive of Mechanical Engineering*. Vol. LVII, No. 4 (2010): pp. 355-381.
4. Ryś J., Szybiński B., Trojnecki A. „Model obliczeniowy metalowej wysokociśnieniowej uszczelki typu B”. *Czasopismo Techniczne*. Z. 11-M (2006): s. 63-87.
5. Stein E. „Error-controlled adaptive finite elements in solid mechanics”. West Sussex: John Wiley&Sons, Ltd, 2003.
6. Szybiński B., Trojnecki A. „Analytical and numerical solutions of metal high-pressure wave-ring gasket”. *The Archive of Mechanical Engineering*. Vol. LXII, No. 1 (2015): pp. 19-44.
7. Trojnecki A. „Druckstandfestigkeit und Betriebseigenschaften von Doppelwellendichtungen”. *Chemie Ingenieur Technik*. Vol. 83, No. 3 (2011): pp. 377-385.
8. Trojnecki A., Szybiński B. „Experimental investigations of metal high-pressure wave-ring gasket”. *Proc. of the 4th Int. Conf. on Integrity, Reliability and Failure*. Funchal, Portugal (2013): pp. 805-806.
9. Wriggers P. „Computational contact mechanics”. West Sussex: John Wiley&Sons, Ltd, 2002.
10. Życzkowski M. (red). „Wytrzymałość elementów konstrukcyjnych”. *Mechanika Techniczna*. T. IX. Warszawa: PWN, 1988.