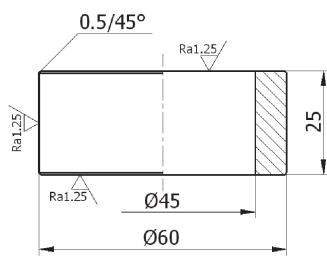


Rys. 3. Geometria uszczelki



Rys. 4. Geometria gniazda

gością H . Dla dwóch uszczelki przyjęto $H = 12,5$ mm, dla dwóch pozostałych $H = 25$ mm. Geometrię gniazd przedstawiono na rys. 4.

Celem badań był pomiar odkształceń obwodowych i osiowych na wewnętrznej powierzchni uszczelki w funkcji siły osiowej. Do pomiaru wykorzystano oporowe tensometry foliowe. Na badanych uszczelkach o większej wysokości umieszczono po jednej listwie z 6 tensometrami zorientowanymi obwodowo i 6 tensometrami zorientowanymi osiowo oraz dwa pojedyncze tensometry: obwodowy i osiowy w przekroju środkowym (szczegół A na rys. 3). W przypadku uszczelki o mniejszej wysokości zastosowano listwy z 3 tensometrami. Listwy tensometryczne i pojedyncze tensometry były przesunięte względem siebie o kąt $\pi/2$.

Program badań przewidywał obciążenie każdego z czterech kompletów uszczelki i gniazd na maszynie wytrzymałościowej. Podczas stopniowego narastania siły od 0 do 200 kN mierzono i rejestrowano co 25 kN odkształcenia w uszczelkach. Po odciążeniu zmierzono szerokość strefy kontaktu plastycznie odkształconych gniazd. Dodatkowo zostały wykonane badania materiałowe uszczelki oraz gniazda.

Analizy modelowanie połączenia

Wyniki pomiarów odkształceń zostały porównane z obliczeniami analitycznymi wykonanymi w oparciu o uproszczony model powłokowy i grubościenny model pierścieniowy. Szczegóły związane z analitycznym opisem uszczelki są zawarte w pracy [2].

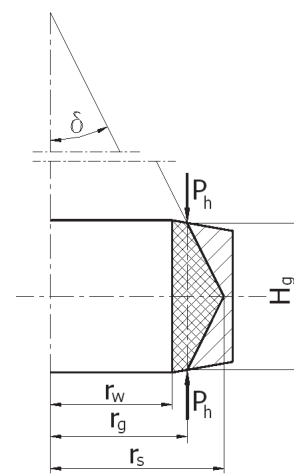
Na powierzchni kontaktu zostało uwzględnione tarcie suche o współczynniku μ_1 . Wymaga to ustalenia warunków, w których wystąpi obciążenie poprzeczne uszczelki. Analiza rozkładu sił na krawędzi gniazda i stożkowej powierzchni roboczej uszczelki nachylonej pod kątem α prowadzi do wniosku, że wystąpienie siły poprzecznej w uszczelce, obciążonej tylko siłą montażową, zależy od relacji między kątem α i kątem tarcia $\rho = \tan \mu_1$. Warunkiem na pojawienie się siły poprzecznej jest $\rho < \alpha$. W przypadku praktycznie stosowanych kątów α pochylenia powierzchni roboczej współczynnik tarcia na tej powierzchni musiałby być $\mu_1 < 0,18$. Ponieważ na krawędzi gniazda należy oczekiwać współczynnika tarcia o większej wartości, w warunkach montażu siła poprzeczna nie wystąpi.

Uszczelka jest obciążona liniowo rozłożoną siłą i określenie naprężenia ściskającego jako stosunku tej siły do całkowitego pola przekroju poprzecznego powodowałoby zaniżenie wartości naprężenia. Wymiary przekroju przenoszącego naprężenie ściskające bardziej odpowiadające rzeczywistości można oszacować metodą stożków wpływu, stosowaną w obliczeniach połączeń gwintowych [3].

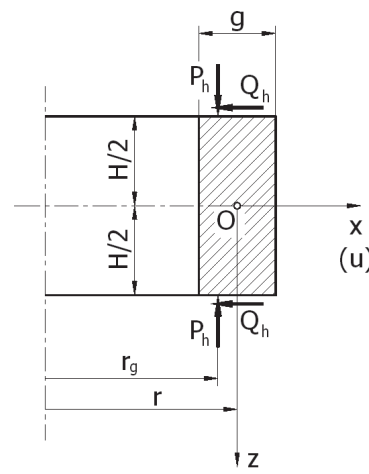
Dla rozpatrywanej uszczelki typu 2-delta najbardziej odpowiedni wydaje się model przedstawiony na rys. 5. Kąt pochylenia tworzącej stożka wpływu jest zazwyczaj przyjmowany z zależności $\tan \delta = 0,5$ ($\delta = 0,4636$ rad).

Uszczelki typu 2-delta charakteryzują się dużą grubościennością i małą wysokością, wobec czego przyjęty do analizy model powłokowy (Rys. 6) powinien być oparty o teorię zgięciową powłok krótkich. Przy założeniach jak dla krótkich cylindrycznych powłok osiowoosymetrycznych zagadnienie można rozwiązać w klasyczny sposób [4]. Analiza równowagi elementarnego wycinka powłoki prowadzi do równania różniczkowego drugiego rzędu, w którym z uwagi na symetrię względem osi x występują tylko dwie stałe całkowania. W pierwszym etapie

obciążania (dla swobodnej powierzchni zewnętrznej uszczelki) można je wyznaczyć z warunków brzegowych $M_h = -P_h(r - r_g)$ oraz $Q_h = 0$, które są zilustrowane na rys. 6. Po skasowaniu luzu pierwszy warunek brzegowy pozostaje bez zmian, a w miejsce drugiego należy wprowadzić $u(0) = 0$.



Rys. 5. Wymiary „stożka wpływu”



Rys. 6. Powłokowy model uszczelki

Największe naprężenie zredukowane występuje na wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni powłoki i zgodnie z hipotezą maksymalnej energii odkształcenia postaciowego (Hubera-Misesa-Hencky'ego) wynosi

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_\varphi^2 + \sigma_x^2 + \sigma_z^2 + \sigma_\varphi \sigma_x - \sigma_x \sigma_z - \sigma_\varphi \sigma_z} \Big|_{\max} \quad (1)$$

gdzie naprężenia σ_φ i σ_z można obliczyć w oparciu o momenty i siły przekrojowe wyrażające się znanymi wzorami, przy czym w warunkach montażu $p = 0$ i należy przyjąć $\sigma_x = 0$.

Bezpośrednie wykorzystanie teorii Lamego do opisu uszczelki typu 2-delta jest niemożliwe ze względu na sposób obciążenia na powierzchniach czołowych. Grubościenny model uszczelki, zbudowany w oparciu o zmodyfikowane wzory Lamego, został przedstawiony w [2]. W warunkach montażu ciśnienie $p = 0$ i jedynym obciążeniem jest siła montażowa F przyłożona na promieniu r_g . Powoduje ona wystąpienie w uszczelce, traktowanej jak pierścieni grubościenny, naprężenia ściskającego

$$\sigma_z = \frac{F}{\pi(r_s^2 - r_w^2)} \quad (2)$$

przy którego obliczaniu siłę montażową odniesiono do pola powierzchni podstawy stożka wpływu (Rys. 5). Naprężenie zredukowane wynosi natomiast $\sigma_{red} = |\sigma_z|$.

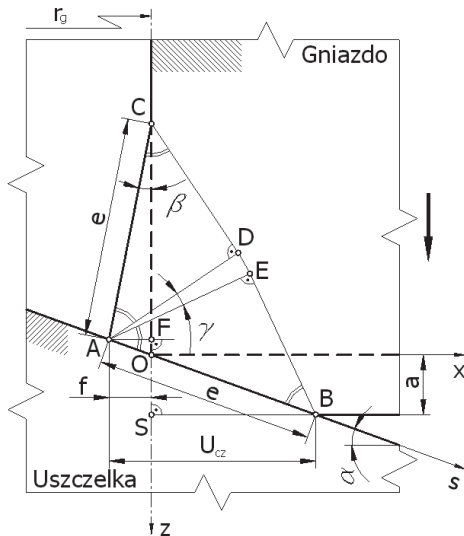
W analizie strefy kontaktu założono, że materiał uszczelki jest idealnie sztywny a gniazda sztywno-plastyczny. Pominięcie tarcia na powierzchni kontaktu umożliwia rozwiązanie zagadnienia w oparciu o znany problem ściskania plastycznego klina sztywnym stemplem [5]. Przyjęcie ponadto płaskiego stanu odkształcenia prowadzi do rozwiązania analitycznego z wykorzystaniem teorii linii poślizgu i metody charakterystyk [6]. Geometrię odkształconego plastycznie gniazda przedstawiono na rys. 7. Nacisk q na powierzchni współpracy można wyznaczyć metodą Lévy'ego

$$q = R_{eg}(1 + \gamma) \quad (3)$$

gdzie kąt γ tworzą linie poślizgu w trójkątach AEB i ADC, natomiast R_{eg} oznacza granicę plastyczności materiału gniazda.

Kąt γ określa się z warunku nieściśliwości (równość pól trójkątów OSB i AOC)

$$2 \sin(\alpha - \gamma)[\cos(\alpha - \gamma) + 2 \sin \alpha] - \sin 2\alpha = 0 \quad (4)$$



Rys. 7. Przemieszczanie się materiału i geometria odkształconego plastycznie gniazda przy ścisaniu sztywną uszczelką – fragment powierzchni współpracy

Przedstawione rozwiązanie ma praktyczne znaczenie w przypadku, gdy na podstawie doświadczeń eksploatacyjnych z uszczelkami typu 2-delta można dla panującego w instalacji ciśnienia p oszacować wymaganą szerokość e (lub U_{cz}) strefy kontaktu. Do wykorzystania jest wówczas równanie (3) na wielkość nacisku q na powierzchni styku uszczelki z gniazdem, przy czym kąt γ jest określony zależnością (4). Dla zadanego e siła montażowa powinna być równa

$$F_{an} = \pi(2r_g + e \cos \alpha - 2f) \left[eq \cos^2 \alpha + \frac{1}{4}(2r_g + e \cos \alpha - 2f)p \right] \quad (5)$$

gdzie została uwzględniona korekta dla warunków roboczych związana z ciśnieniem roboczym p .

Należy zwrócić uwagę, że stosowane w praktyce uszczelki typu 2-delta charakteryzują się małymi kątami α co powoduje, że kąt γ przyjmuje również niewielką wartość. W przykładowych uszczelkach z rys. 1a kąt $\alpha = 0,1745$ rad, co daje $\gamma = 0,0465$ rad. Wobec powyższego nacisk q liczony wzorem (3) tylko nieznacznie przekracza granicę plastyczności R_{eg} materiału gniazda.

Numeryczne modelowanie połączenia

Do numerycznego rozwiązania zagadnienia wykorzystano metodę elementów skończonych [7] posługując się programem ANSYS® [8]. W okolicy strefy kontaktu uszczelki i gniazd należy oczekiwać odkształceń sprężysto-plastycznych. Jest zatem konieczne uwzględnienie fizycznej nieliniowości materiałów.

Uszczelki oraz gniazda wykonano ze stali o potwierdzonych doświadczalnie własnościach materiałowych. Przebieg otrzymanych zależności $\sigma = f(\varepsilon)$ sugeruje wprowadzenie aproksymacji z liniowym wzmocnieniem plastycznym zgodnie z równaniami

$$\sigma = E_t \varepsilon \quad \text{dla} \quad \varepsilon \leq \varepsilon_{0,2}$$

$$\sigma = E_t(\varepsilon - \varepsilon_{0,2}) + R_{0,2} \quad \text{dla} \quad \varepsilon_{0,2} \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{\max} \quad (6)$$

gdzie moduł ścieczny $E_t = (R_m - R_{0,2})/(\varepsilon_{\max} - \varepsilon_{0,2})$. Materiał stempla i oprawy przyjęto jako idealnie sprężyste.

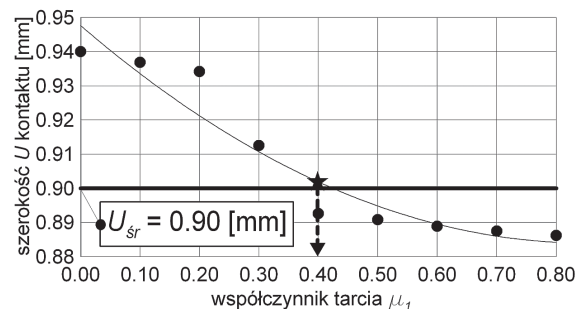
Nawiązując do rzeczywistej geometrii uszczelki i gniazd oraz sposobu obciążenia założono osiową symetrię kształtu badanych obiektów. Sprowadzenie problemu do zadania dwuwymiarowego pozwoliło na znaczącą redukcję rozmiaru zadania numerycznego.

Ze względu na duży nacisk wstępny w miejscu współpracy powstaje strefa koncentracji naprężeń. Problem należy więc traktować jak zadanie kontaktowe [9]. Pomiedzy stykające się części połączenia wprowadzo

dzono elementy kontaktowe TARGE169 i CONTAC172 przystosowane do zadań płaskich i osiowo-symetrycznych. Na powierzchni współpracy złącza (pomiędzy uszczelką i gniazdami) przyjęto współczynnik tarcia μ_1 . Elementy kontaktowe oraz współczynnik tarcia μ_2 zastosowano również pomiędzy uszczelką i oprawą. Okazało się bowiem, że przemieszczenia promieniowe uszczelki są pod obciążeniem większe niż luz w zastosowanym tam pasowaniu ruchowym. Gęstość siatek elementów skończonych dobierano tak, aby przy podwójnym jej zagęszczeniu naprężenia zastępcze (wg HMM) obliczane dla obu siatek różniły się o mniej niż 5% [10].

Numeryczna weryfikacja przyjętych założeń

Przed wykonaniem finalnych obliczeń analitycznych i numerycznych została ustalona wartość współczynnika tarcia μ_1 na powierzchni styku uszczelki z gniazdem. Za miarodajne kryterium uznano zgodność zmierzonych szerokości strefy kontaktu U z odpowiednim wymiarem otrzymanym w obliczeniach MES. Wyniki obliczeń MES, sporządzone dla różnych wartości μ_1 , porównano na rys. 8 z otrzymaną doświadczalnie średnią szerokością $U_{sr} = 0,90$ mm.



Rys. 8. Szerokość U strefy kontaktu w funkcji współczynnika tarcia μ_1 . Linia ciągła gruba – wartość U_{sr} otrzymana doświadczalnie, ● – U MES

Ostatecznie do dalszych obliczeń analitycznych i MES przyjęto $\mu_1 = 0,40$, dla którego szerokość U jest najbardziej zbliżona do wyników badań.

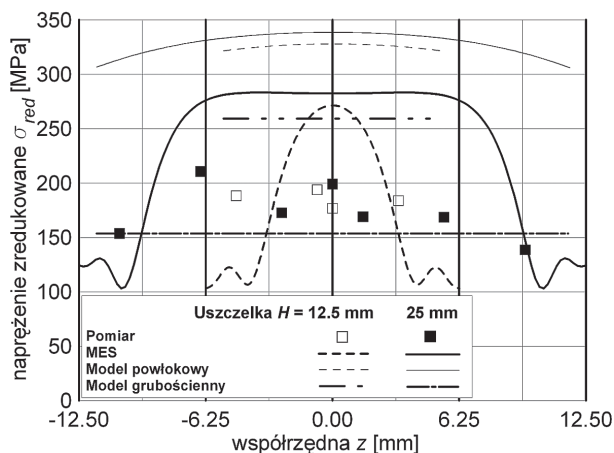
Otrzymane doświadczalnie rozkłady naprężeń obwodowych σ_φ i osiowych σ_z w funkcji siły montażowej F dla uszczelki o wysokości $H = 25$ mm świadczą o tym, że pod obciążeniem ok. 150 kN został skasowany luz między uszczelką i oprawą. Dla obciążenia przekraczającego 150 kN naprężenia obwodowe przestały przyrastać, natomiast przyrost naprężeń osiowych uległ wyraźnemu zahamowaniu. Powyższy efekt został uwzględniony w obliczeniach zarówno analitycznych jak i numerycznych poprzez stosowną zmianę warunków brzegowych dla uszczelki oraz przyjęcie współczynnika tarcia $\mu_2 = 0,20$ na powierzchniach kontaktu oprawy z uszczelką, gniazdem i stemplem. Wyniki pomiarów dla uszczelki o wysokości $H = 12,5$ mm nie wykazały istotnych zaburzeń w całym zakresie obciążenia, wobec czego obliczenia w tym przypadku zostały wykonane dla swobodnych powierzchni zewnętrznych uszczelki, gniazda i stempla.

Doświadczalna weryfikacja obliczeń wytrzymałościowych i szczelności

Podstawowym celem analizy wytrzymałościowej elementów konstrukcyjnych jest lokalizacja najbardziej wyężonych miejsc i ograniczenie występujących tam naprężeń zredukowanych do wartości dopuszczalnej. W rozpatrywanej uszczelce typu 2-delta największe naprężenie zredukowane σ_{red} występuje na powierzchni wewnętrznej dla $z = 0$, zarówno dla warunków montażowych jak i roboczych.

Wyniki pomiarów przyjęto jako średnie arytmetyczne dla uszczelki o tej samej wysokości i porównano z obliczeniami pod obciążeniem

siłą $F = 200$ kN (Rys. 9). Z obliczeń MES wynika, że w przypadku uszczelki $H = 25$ mm maksymalna wartość σ_{red} jest zawyżona w stosunku do maksymalnej wartości otrzymanej z pomiarów o 34%, natomiast model powłokowy daje zawyżenie o 61%. Dla uszczelki $H = 12,5$ mm różnice są nieco większe i wynoszą odpowiednio 40 i 69%. Naprężenie zredukowane liczone za pomocą modelu grubościennego jest mniejsze o 27% dla uszczelki $H = 25$ mm oraz większe o 34% dla uszczelki $H = 12,5$ mm od odpowiednich wartości doświadczalnych.



Rys. 9. Naprężenie σ_{red} na powierzchni wewnętrznej uszczelki w funkcji współrzędnej z

Porównanie wyników pomiarów z analitycznym opisem strefy kontaktu z uwzględnieniem odkształceń plastycznych oraz z obliczeniami MES jest przedstawione w tab. 1. Wysokość f wypłynięcia uplastycznionego materiału gniazda na zewnątrz początkowej powierzchni obliczona MES jest zbliżona do otrzymanej w pomiarach, a w podejściu analitycznym uzyskano ponad dwukrotnie większą wartość. Przemieszczenie gniazda a nie było mierzone w czasie eksperymentu, natomiast obliczenia analityczne są również ponad dwukrotnie zawyżone w stosunku do obliczeń MES.

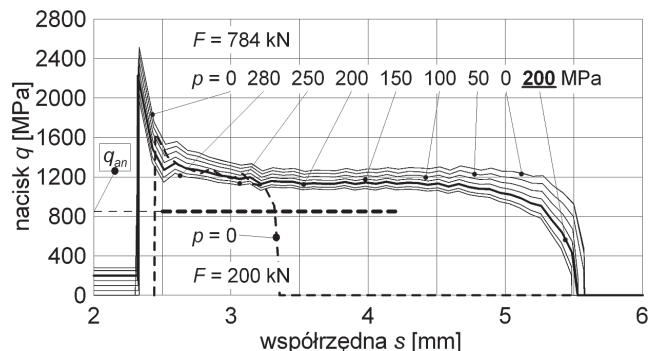
Tab. 1. Porównanie pomiarów z analitycznym opisem kontaktu i z obliczeniami MES

Źródło	a [mm]	f [mm]	U [mm]
Pomiar (wartość średnia)	–	0,09	0,90
Obliczenia analityczne	0,2525	0,2133	1,6704
MES (po odciążeniu od siły $F = 200$ kN)	0,1136	0,0907	0,8923

Najbardziej istotnym geometrycznym parametrem uszczelnianej powierzchni jest wymiar U , gdyż wpływa on bezpośrednio na poprawne funkcjonowanie złącza. Wyniki otrzymane dla modelu analitycznego są zawyżone w stosunku do pomiarów o 86%. Wartość U obliczona MES jest równa doświadczalnej, co wynika z przyjęcia wartości współczynnika tarcia μ_1 w oparciu o kryterium zgodności szerokości uplastycznionej strefy. Duże różnice między wynikami analitycznymi a pomiarami i MES są do wytłumaczenia inną schematyzacją krzywej rozciągania materiału gniazda oraz pominięciem tarcia w analitycznym opisie strefy kontaktu. W podejściu analitycznym wielkości: a , f oraz U są ponadto funkcjami jedynie geometrii połączenia i obciążenie montażowe nie ma wpływu na ich wartości. Inaczej jest w rzeczywistym połączeniu i w obliczeniach numerycznych, gdzie wzrost siły F powoduje ich zwiększenie.

Numeryczna analiza szczelności

Otrzymany za pomocą MES nacisk q na powierzchni roboczej uszczelki $H = 25$ mm obciążonej siłą $F = 200$ kN, przedstawiono na rys. 10 (linia przerywana) w funkcji współrzędnej s . Oś s jest zdefiniowana na rys. 7, a jej początek pokrywa się z wewnętrzną krawędzią



Rys. 10. Nacisk q w funkcji współrzędnej s pod obciążeniem siłą $F = 200$ i 784 kN

uszczelki. Rozkład nacisku wykazuje nieliniowy spadek na szerokości strefy kontaktu od maksymalnej wartości na jej początku.

Największa wartość $q = 1641$ MPa pojawia się w punkcie $s = 2,4475$ mm, zmniejszając się do $q = R_{eg} = 812$ MPa w punkcie $s = 3,3205$ mm i maleje do zera w punkcie $s = 3,3540$ mm. Całkowita szerokość strefy kontaktu wynosi $e = 0,9064$ mm ($U = 0,8926$ mm). Nacisk q przekraczający granicę plastyczności $R_{0,2}$ materiału gniazda jest osiągnięty na szerokości $e_{cz} = 0,8730$ mm ($U_{cz} = 0,8597$ mm). Obliczony analitycznie wzorem (3) nacisk $q_{an} = 850$ MPa występuje na szerokości $e_{an} = 1,6962$ mm ($U_{an} = 1,6704$ mm).

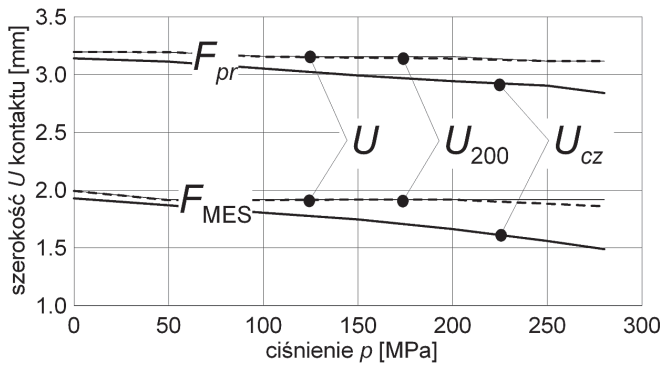
Przedstawiony rozkład nacisku q na powierzchni styku elementów połączenia jest otrzymany dla warunków montażowych. Nałożenie na układ ciśnienia roboczego p powoduje zmianę rozkładu. W projektowaniu tego typu uszczelnień stosuje się praktyczne podejście, nawiązujące pośrednio do przepisów UDT. Wymaga ono znajomości wartości czynnej szerokości U_{cz} uszczelki, gwarantującej szczelność złącza obciążonego ciśnieniem roboczym. Dobiera się ją na podstawie doświadczeń eksploatacyjnych. Określenie naciągu montażowego metodą podaną przez UDT dla metalowych uszczeltek płaskich nie prowadzi do celu z uwagi na małą szerokość strefy kontaktu uszczelki z gniazdem. Naprężenie σ_r , występujące we wzorze na naciąg ruchowy jest funkcją ciśnienia obliczeniowego p_o i gdy osiąga ono wartość kilkuset MPa, naprężenie σ_r kilkakrotnie przekracza granicę plastyczności R_{eg} materiału gniazda. Wobec powyższego naprężenie σ_r do obliczenia praktycznej siły montażowej F_{pr} przyjmuje się równe granicy plastyczności R_{eg} .

Rozpatrywana w pracy uszczelka ma proporcje wymiarowe i własności materiałowe podobne do stosowanych w reaktorze (Rys. 1a), dla którego ciśnienie obliczeniowe $p_o = 280$ MPa. Zakładając dla niej praktycznie przyjmowaną wartość $U_{cz} = 1,5$ mm otrzymuje się siłę montażową $F_{pr} = 784$ kN, zbliżoną do $F_{an} = 779$ kN – wzór (5), podczas gdy bezpośrednio wykorzystanie wzorów UDT prowadzi do blisko dwukrotnie większej wartości $F_{UDT} = 1454$ kN.

Rozkłady nacisku q dla siły montażowej F_{pr} są zamieszczone na rys. 10. Obliczenia wykonano w nawiązaniu do praktycznie realizowanego reżimu obciążania złącza, który zakłada najpierw obciążenie aparatury do ciśnienia obliczeniowego p_o , następnie całkowite odciążenie i ponowne obciążenie do ciśnienia roboczego p .

Interesujące okazuje się porównanie szerokości strefy kontaktu U dla różnych wartości siły montażowej. Numeryczną analizę tego parametru szczelności wykonano dla siły F_{pr} oraz siły $F_{MES} = 460$ kN, dla której zgodnie z praktycznymi założeniami pod ciśnieniem p_o czynna szerokość uszczelki $U_{cz} = 1,5$ mm. Przez czynną szerokość rozumie się tutaj wymiar, gdzie nacisk przekracza granicę plastyczności materiału gniazda.

Z przedstawionej na rys. 11 zależności szerokości U kontaktu od ciśnienia p obciążającego złącze wynika, że dla siły F_{pr} przy ciśnieniu $p_o = 280$ MPa otrzymuje się blisko dwukrotnie większą niż zakładana wartość U_{cz} . Może to świadczyć o niepotrzebnym przeciążeniu złącza. Obliczona numerycznie siła F_{MES} , zapewniająca uzyskanie założonego parametru szczelności U_{cz} , jest znacznie niższa.

Rys. 11. Szerokość U strefy kontaktu w funkcji ciśnienia p w złączu

Jeśli uznać, że szczelność gwarantuje strefa kontaktu gdzie nacisk jest większy od ciśnienia roboczego, obliczenia dla siły montażowej F_{MES} dają $U_{200} = 1,9175$ mm. Szczegółowa numeryczna analiza szczelności połączenia z metalową uszczelką typu 2-delta jest przedstawiona w pracy [11].

Uwagi końcowe

W przypadku projektowania instalacji wysokociśnieniowej z licznymi uszczelkami typu 2-delta nie zawsze jest możliwe szybkie wykonanie pełnej numerycznej analizy wszystkich połączeń. Do wstępnej oceny ich wytrzymałości mogą być wykorzystane proponowane modele. Pozwalają one na wykonanie dużej liczby nieskomplikowanych obliczeń w wielu wariantach, dla zróżnicowanej geometrii złącza, różnych materiałów, warunków montażu oraz ciśnienia. Na tej podstawie można dokonać wyboru właściwych parametrów i przeprowadzić ostateczną weryfikację za pomocą MES.

Zasadniczym problemem jest zapewnienie wymaganej szczelności przez dobór odpowiedniej siły montażowej. Zagadnienie szczelności zostało w pracy rozwiązane z uwzględnieniem plastycznych odkształceń gniazda. Z obliczeń analitycznych otrzymuje się blisko dwukrotnie większą wartość szerokości U strefy kontaktu (Tab. 1) niż w przypadku obliczeń MES i pomiarów, co należy uwzględnić w obliczeniach wstępnych.

Na podstawie wyników MES można stwierdzić, że stosowane praktycznie naciągi montażowe są zawyżone (w przykładzie o 71%) w stosunku do naciągów, które zapewniają uzyskanie szczelności przy założonym parametrze szczelności U_{cz} złącza. Obniżenie naciągów montażowych miałyby znaczące skutki ekonomiczne, wynikające przede wszystkim z mniejszych wymiarów złącz śrubowych i niższych kosztów regeneracji gniazd.

LITERATURA

- [1] Raport TPP-5 Politechnika Krakowska, Kraków 2000.
- [2] M. Krasinski, A. Trojnecki: Czas. Techn., z. 3-M (2009).
- [3] K. Szewczyk: Połączenia gwintowe. PWN, Warszawa 1991.
- [4] S. P. Timoshenko, S. Woinowsky-Krieger: Teoria płyt i powłok. Arkady, Warszawa 1962.
- [5] W. Prager, P. G. Hodge, Jr.: Theory of perfectly plastic solids. J. Wiley & Sons, Inc., N. York 1951.
- [6] W. Szczepiński: Teoria obróbki plastycznej metali. PWN, Warszawa 1964.
- [7] K. J. Bathe: Finite element procedures in engineering analysis. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey 1982.
- [8] ANSYS. Release 8.0. Analysis System Inc., Swanson 2003.
- [9] P. Wriggers: Computational contact mechanics. JOHN WILEY&SONS, LTD, West Sussex 2002.
- [10] E. Stein: Error-controlled adaptive finite elements in solid mechanics. JOHN WILEY&SONS, LTD, West Sussex 2003.
- [11] M. Krasinski, A. Trojnecki: Acta Mech. et Autom., 3, nr 1 (2009).

Praca wykonana w ramach projektu badawczego 1353/T02 /2007/32.