MECHANIKA
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
MECHANICS
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
3-M/2011
ZESZYT 5
ROK 108
ISSUE 5
YEAR 108

JAN RYŚ, PAWEŁ MALARA, MAREK BARSKI*

ANALIZA NUMERYCZNA WPŁYWU SZTYWNOŚCI USZCZELKI NA OBCIĄŻENIE ŚRUB W POŁĄCZENIU KOŁNIERZOWYM

NUMERICAL ANALYSIS OF THE GASKET STIFFNESS INFLUENCE ON THE BOLD LOAD IN FLANGED JOINTS

Streszczenie

Niniejszy artykuł poświęcony jest analizie numerycznej połączenia kołnierzowego typu kryzowego. Dla uszczelki wykonanej z twardego materiału zaobserwowano niekorzystne zjawisko spadku siły osiowej w śrubach złącznych pod wpływem ciśnienia roboczego. Zjawisko to nie występuje w przypadku zastosowania uszczelki z miękkiego materiału. W celu przeprowadzenia analizy numerycznej wykorzystano metodę elementów skończonych. Wyniki obliczeń porównano z rezultatami eksperymentalnymi, uzyskując dobrą zgodność.

Słowa kluczowe: śrubowe połączenie kołnierzowe, metoda elementów skończonych, obciążenie śrub

Abstract

The present paper is devoted to the numerical analysis of a bolted flanged joint. In case of the gasket made from stiff material, the value of axial force in the bolts decreases under internal pressure. This phenomena has negative influence on the tight of the investigated flanged joint. However, this effect is not observed in case of the gasket made from flexible material. The finite element method is used in order to perform numerical analysis. Obtained numerical results are confirmed by the experiment with good accuracy.

Keywords: bolted flanged joint, finite element method, bolt loading

* Prof. dr hab. inż. Jan Ryś, Paweł Malara, dr inż. Marek Barski, Instytut Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

1. Wstęp

Jednym z najczęściej stosowanych połączeń w konstrukcji rurociągów, zbiorników oraz reaktorów ciśnieniowych są śrubowe połączenia kołnierzowe. Połączenia tego typu mają wiele zalet, z których najważniejszą jest prostota montażu i/lub demontażu w przypadku konieczności wymiany lub kontroli okresowej danego fragmentu instalacji. W praktyce, w zależności od warunków pracy, głównie od rodzaju, ciśnienia oraz temperatury czynnika roboczego, stosowane są różne odmiany konstrukcyjne kołnierzy i uszczelek. Poprawnie zaprojektowane śrubowe połączenie kołnierzowe powinno przede wszystkim zapewnić szczelność przez cały, zakładany jako bezawaryjny, okres eksploatacji. Jednakże, pomimo wielu lat doświadczeń, problem utrzymania szczelności połączeń kołnierzowych wciąż jest aktualny.

Problem poprawnego projektowania połączeń kołnierzowych szeroko omówiono w literaturze polskiej i światowej. Z pozycji krajowych wymienić można podręczniki autorstwa Moszyńskiego [14], Dietricha [21] czy też Mazanka [22]. Z pozycji zagranicznych warto tutaj podać pracę Klappa [11]. We wspomnianych książkach podano również odpowiednie normy krajowe i zagraniczne. Procedura projektowania połączeń kołnierzowych składa się z kilku etapów. Etap pierwszy polega na doborze materiału, wymiarów oraz sposobu zabudowy uszczelnienia ze względu na typ czynnika roboczego oraz jego temperatury. Następnie, w zależności od ciśnienia, dobierany jest odpowiedni typ kołnierza, a wraz z nim liczba i rozmiar śrub. W kolejnym etapie należy obliczyć wielkość naciągu montażowego śrub z zapasem na pełzanie uszczelki w warunkach eksploatacji, gwarantującego deformację plastyczną uszczelki, a tym samym szczelność połączenia. Końcowy etap polega na wyznaczeniu obciążenia roboczego śrub w warunkach działania ciśnienia oraz temperatury. Proces projektowania kończy sprawdzenie wytrzymałości śrub i kołnierzy w warunkach montażu, jak i eksploatacji.

Powyżej opisany tok postępowania przy projektowaniu połączenia kołnierzowego daje jedynie przybliżone wyobrażenie o zjawiskach występujących w rzeczywistej konstrukcji. Z tego też powodu konieczna jest bardziej szczegółowa analiza pracy całego połączenia, zarówno w fazie montażu, jak i pod ciśnieniem roboczym. Do niedawna jedyną możliwą drogą dalszej analizy omawianej konstrukcji było przeprowadzenie odpowiednich badań eksperymentalnych. Badania doświadczalne podlegają, niestety, ograniczeniom, to znaczy praca nie wszystkich elementów może być rejestrowana bezpośrednio. Poza tym metoda ta jest dość kosztowna i badać można też tylko ograniczoną liczbę konstrukcji. Niemniej jednak badanie takie wciąż są prowadzone. Abid et al. [1, 4, 19] badali różne typy połączeń kołnierzowych poddanych działaniu ciśnienia roboczego, jak i dodatkowych obciążeń zewnętrznych w postaci osiowego rozciągania czy też zginania. Roos et al. [23] testował uszczelki przeznaczone do specjalnego typu kołnierzy, w których obciążenie pochodzące od naciągu montażowego śrub przejmowane jest zarówno przez kołnierz, jak i uszczelkę. W pracy Arghavani et al. [6] analizowano wpływ stanu powierzchni uszczelki oraz powierzchni przylgowych kołnierzy na szczelność połączenia. Natomiast praca Paunescu [20] poświęcona została zjawisku utraty szczelności połączenia kołnierzowego poddanego działaniu cyklicznie zmiennego ciśnienia roboczego.

W ostatnich latach pojawiła się jednak alternatywa w stosunku do eksperymentu. Jest nią mianowicie wykorzystanie systemów obliczeniowych, opartych na metodzie elementów skończonych (MES) [27], takich jak na przykład ANSYS, LSDYNA czy ABAQUS. Systemy te posiadają szerokie możliwości symulacji zjawisk kontaktu, wszelkiego rodzaju

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

nieliniowości geometrycznych i materiałowych, jak również sprzężeń zjawisk termicznych, mechanicznych czy elektromagnetycznych [5]. Ponadto, zwłaszcza w ostatnich kilku latach, wraz z pojawieniem się wielordzeniowych, 64-bitowych procesorów oraz pamięci operacyjnych (RAM) rzędu kilku lub kilkunastu GB, nastąpiła rewolucja, jeśli chodzi o możliwości obliczeniowe zwykłych komputerów osobistych.

W przypadku połączeń kołnierzowych zastosowanie symulacji opartej na MES stwarza szerokie możliwości szczegółowej analizy pracy poszczególnych elementów badanej konstrukcji. Na przestrzeni ostatnich 10 lat w literaturze światowej znaleźć można wiele przykładów wykorzystania MES do obliczeń tego rodzaju połączeń.

Estrada i Parsons [8] badali wytrzymałość, jak i możliwość wystąpienia nieszczelności w połączeniu złożonym ze stożkowo ukształtowanego przewodu ciśnieniowego, wykonanego z GFRP (ang. *glass fiber reinforced plastic*) oraz luźnego stalowego kołnierza. Autorzy rozważali dwa możliwe podejścia do modelowania MES rozważanej konstrukcji. Pierwsze z nich polega na stworzeniu uproszczonego, osiowo-symetrycznego modelu geometrii. Biorąc z kolei pod uwagę cykliczną symetrię połączenia w kierunku obwodowym, zaproponowano także przeprowadzenie obliczeń dla trójwymiarowego wycinka analizowanej konstrukcji. W obu modelach uwzględniono zjawisko kontaktu pomiędzy uszczelką i kołnierzem, jak i pomiędzy kołnierzem i przewodem. Wprowadzono także nieliniową charakterystykę materiału uszczelki. Napięcie montażowe śrub modelowano w postaci dodatkowego obciążenia zewnętrznego. Tak więc kwestia zmiany sił w śrubach złącznych pod ciśnieniem została tutaj całkowicie zaniedbana.

W pracy Noda et al. [18] zaprezentowano projekt nowego typu kołnierzy, w których rolę uszczelki spełnia odpowiednio ukształtowany fragment owego kołnierza, zlokalizowany wokół otworu wewnętrznego. Autorzy zaprezentowali bardzo prosty model osiowo-symetryczny fragmentu połączenia obejmującego uszczelnienie. W modelu tym uwzględniono jedynie kontakt pomiędzy elementem spełniającym rolę uszczelnienia i kołnierzem. W pracy tej zamieszczono również wyniki badań doświadczalnych.

O wiele bardziej zaawansowany model 2D osiowo-symetryczny połączenia kołnierzowego zaproponowali Abid i Nash [2]. Autorzy badali dwa typy kołnierzy, mianowicie klasyczny wyposażony w uszczelkę oraz bez uszczelki typu *metal-to-metal*. W pierwszym wariancie zjawisko kontaktu zostało uwzględnione pomiędzy powierzchnią uszczelki i kołnierzami, natomiast w drugim wariancie pomiędzy powierzchniami styku kołnierzy. W obu przypadkach śrubę zamodelowano jako twór osiowo-symetryczny (ang. *bolt ring*), zakładając kontakt pomiędzy nakrętką a kołnierzem. Wprowadzenie śruby, nawet w tak uproszczony sposób, stanowi istotny postęp w stosunku do wymienionych powyżej prac. Ci sami autorzy w kolejnym artykule [3] optymalizowali kształt powierzchni styku kołnierzy bezuszczelkowych typu *metal-to-metal*. Wykorzystano tam ten sam model MES, jaki został zaprezentowany w poprzedniej pracy. Warto nadmienić, że według autorów rozwiązanie, w którym nie występuję uszczelka jako oddzielny element składowy, posiada wiele zalet, np.: mniejsze wymiary, mniejsza deformacja kołnierza. W przypadku lekko wypukłej powierzchni styku kołnierzy uzyskano najlepsze wyniki, jeśli chodzi o szczelność. Jednakże, śruby złączne należy wtedy napiąć siłą, która powoduje powstanie naprężenia osiowego $\sigma_r = 0{,}8 \times \sigma_0$, gdzie σ_0 oznacza granicę plastyczności.

Bardzo zaawansowany model MES zaprezentowano w publikacji Lin et al. [13]. W pracy tej badano połączenie kołnierzowe w zbiorniku ciśnieniowym reaktora nuklearnego. Co warte podkreślenia, autorzy uwzględnili sprzężenie efektów termicznych i me-

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

chanicznych, nieliniowości materiałowe oraz kontakt pomiędzy powierzchniami kołnierzy oraz nakrętkami i kołnierzami. Model numeryczny wycinka 3D zbudowano na podstawie modelu rzeczywistego reaktora wykonanego w skali 1:4. Model ten wykorzystano następnie w celu doświadczalnego potwierdzenia wyników obliczeń. Autorzy zrezygnowali z wykorzystania komercyjnych systemów MES i opracowali program. Przetestowany schemat obliczeń wykorzystano następnie do obliczeń rzeczywistej konstrukcji.

Zjawisku pełzania w warunkach podwyższonych temperatur elementów połączeń kołnierzowych, zwłaszcza śrub, jak i samych kołnierzy, poświęcone są dwie kolejne prace Nechache i Bouzid [16, 17]. W pracach tych opracowano analityczny model pełzania elementów połączenia, a następnie uzyskane wyniki zweryfikowano za pomocą symulacji MES, uzyskując zadowalającą zgodność. Zaproponowano uproszczony model 3D wycinka konstrukcji. W modelu MES nie uwzględniono zjawiska kontaktu.

Z kolei w pracy Joshi et al. [9] badano wpływ nieliniowości geometrycznych na dokładność rozwiązania numerycznego. Efekt ten badano przy wykorzystaniu modelu zarówno osiowo-symetrycznego, jak i wycinka 3D połączenia kołnierzowego typu *metal-to-metal* (bezuszczelkowego). W obu tych podejściach uwzględniono kontakt pomiędzy uszczelką i kołnierzem. Śruby zaś modelowano przy użyciu elementów belkowych. Wykazano tutaj fakt, że wpływ nieliniowości geometrycznych na dokładność rozwiązania jest pomijalny.

Wpływ sztywności uszczelki na szczelność połączenia kołnierzowego badano w pracy Murali Krishna et al. [15]. Autorzy posłużyli się zaawansowanym modelem 3D wycinka połączenia kołnierzowego. W obliczeniach wzięto pod uwagę trzy rodzaje uszczelek: z wypełnieniem azbestowym, grafitowym oraz uszczelkę wykonaną z teflonu. W symulacji uwzględniono nieliniowe charakterystyki uszczelek. Kontakt zdefiniowano pomiędzy powierzchnią kołnierzy a łbami śrub. W pracy tej zwrócono uwagę na fakt, że największy wzrost siły w śrubach pod obciążeniem obserwowano dla uszczelki miękkiej (teflon) zaś najmniejszy przyrost siły występował dla uszczelki twardej (z wypełnieniem grafitowym).

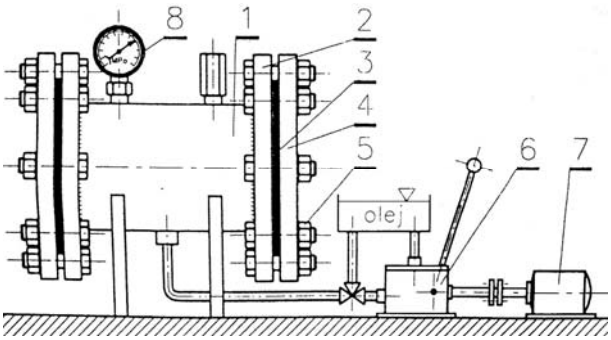
Głównym celem niniejszej pracy jest symulacja MES zjawiska, gdzie w przypadku zastosowania twardej uszczelki oraz kołnierza kryzowego (bez szyjki) obserwowany jest spadek siły osiowej w śrubach pod działaniem obciążenia. W tym celu zaproponowano model MES trójwymiarowego wycinka analizowanego połączenia kołnierzowego. Uzyskane wyniki obliczeń numerycznych porównano z rezultatami eksperymentu.

Wspomniane zjawisko spadku siły naciągu w śrubach pod obciążeniem ma niekorzystny wpływ na szczelność połączenia kołnierzowego. Zostało ono zaobserwowane po raz pierwszy w połowie lat 70. ubiegłego wieku. W wyniku poczynionych obserwacji w Laboratorium Instytutu Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Krakowskiej powstało stanowisko badawcze autorstwa Rysia [12], gdzie występuje wspomniany efekt. Wówczas zjawisko to próbowano wyjaśnić na drodze analitycznej, tworząc zastępczy model belkowy rozważanego połączenia kołnierzowego. Problemowi temu została także poświęcona praca doktorska Skrzyszowskiego [25].

2. Stanowisko doświadczalne

Podstawą do stworzenia modelu MES połączenia kołnierzowego stanowi wspomniane powyżej stanowisko badawcze w laboratorium Instytutu Konstrukcji Maszyn [12]. Na rys. 1 przedstawiono schemat owego stanowiska.

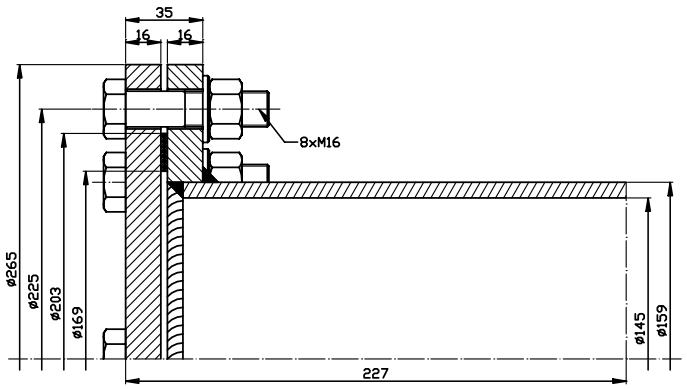
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 1. Schemat stanowiska do badania połączeń kołnierzowych [11] (opis w tekście)

Fig. 1. Diagram of the experimental set up [11] (description in text)

Stanowisko to składa się z rury (1), do której końców przyspawano proste kołnierze kryzowe (2). Kołnierze te wraz z uszczelkami (3) oraz pokrywami (4) tworzą badane połączenia kołnierzowe. Jedno z połączeń uszczelnione jest płaską uszczelką twardą (polonit), zaś drugie miękką (guma). Obciążenie połączeń kołnierzowych (2) realizowane jest poprzez olej, którego ciśnienie wewnątrz zbiornika (1) reguluje pompa olejowa (6), napędzana silnikiem (7). Manometr (8) wskazuje aktualne ciśnienie panujące wewnątrz zbiornika. Obie pokrywy (4) połączone są z kołnierzami (4) za pomocą 16 śrub M16, po 8 z każdej strony. Na 4 śrubach z każdej strony zainstalowano tensometry oporowe. Tensometry te umożliwiają precyzyjny pomiar odkształceń śrub, a co za tym idzie wyznaczenie wartości sił osiowych i momentów gnących działających na śruby podczas montażu i obciążenia ciśnieniem roboczym.



Rys. 2. Przekrój analizowanego połączenia kołnierzowego wraz z wymiarami

Fig. 2. Investigated bolted flanged joint with geometrical dimensions

Na rys. 2 przedstawiono rozważane połączenie kołnierzowe wraz z wymiarami geometrycznymi. W tabeli 1 zebrano własności materiałów, z których wykonano poszczególne elementy składowe badanego połączenia kołnierzowego. W przypadku materiałów uszcze-

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

lek przyjęto liniową charakterystykę σ – ε. Jest to jednak uproszczenie, ponieważ dla większości materiałów, z których produkowane są uszczelki, zależności σ – ε są nieliniowe. Przykłady takich charakterystyk materiałów znaleźć można na przykład w pracach [8, 15, 16]. Ze względu na to, że głównym celem pracy jest symulacja zmian obciążenia śrub, zdecydowano, że liniowy opis zachowania materiału uszczelki pod obciążeniem jest wystarczający. Ponadto, zmierzone doświadczalnie odkształcenia w warunkach obciążenia ciśnieniem wskazują na całkowicie sprężysty „liniowy" charakter pracy badanego połączenia.

Tabela 1

Własności materiałów, z których wykonano poszczególne elementy połączenia kołnierzowego

Element	Materiał	Moduł Younga [MPa]	Stała Poissona
Rura	stal K10	2,06e5	0,30
Kołnierz, pokrywa	St3s	2,10e5	0,29
Śruby złączne	St5	2,05e5	0,30
Uszczelka miękka	guma	0,20e3	0,49
Uszczelka twarda	polonit	2,00e3	0,37

3. Model numeryczny

W celu przeprowadzenia obliczeń wykorzystano komercyjny system ANSYS 11.0 [5]. Jest to obecnie jeden z najbardziej zaawansowanych systemów MES na świecie. O jego popularności świadczy fakt, że prawie we wszystkich pracach wymienionych we wstępie wykorzystano ten system. Wyjątek stanowią prace Estrada et al. [8], Lin et al. [13] oraz Noda et al. [18]. System ten, prócz wielu innych zalet, posiada wygodny moduł preprocesora, który umożliwia parametryczny opis modelowanej konstrukcji. Cecha ta w niektórych przypadkach dramatycznie przyspiesza proces budowy siatki MES, a także pozwala na szybkie wprowadzanie zmian do istniejącej już siatki MES.

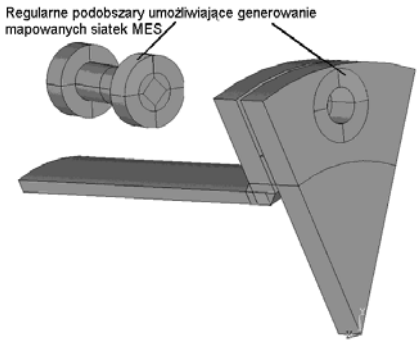
3.1. Siatka elementów skończonych

Z uwagi na cykliczną symetrię zamodelowano jedynie 1/8 rozważanego połączenia kołnierzowego. Na rys. 3 pokazano wygenerowane w systemie ANSYS objętości, na podstawie których w kolejnym kroku budowano siatki MES. W niektórych z tych objętości wydzielono dodatkowe, regularne podobszary. W podobszarach tych z uwagi na precyzję obliczeń generowano mapowane siatki elementów skończonych.

Na podstawie przygotowanych objętości wygenerowano dla poszczególnych części składowych (śruby, uszczelki, kołnierz wraz z przyspawaną rurą oraz pokrywa) siatkę elementów skończonych. Wykorzystano dostępny w systemie ANSYS 11.0, 20-węzłowy element bryłowy SOLID95 [5]. Element ten posiada kwadratowe funkcje kształtu oraz 3-przemieszczeniowe stopnie swobody (UX, UY, UZ) w każdym węźle. Na rys. 4 przedstawiono wygenerowane siatki dla a) śruby, b) otoczenia otworu wykonanego w kołnierzu i pokrywie, a przeznaczonego pod śrubę złączną, c) uszczelkę oraz d) złożenie wszystkich

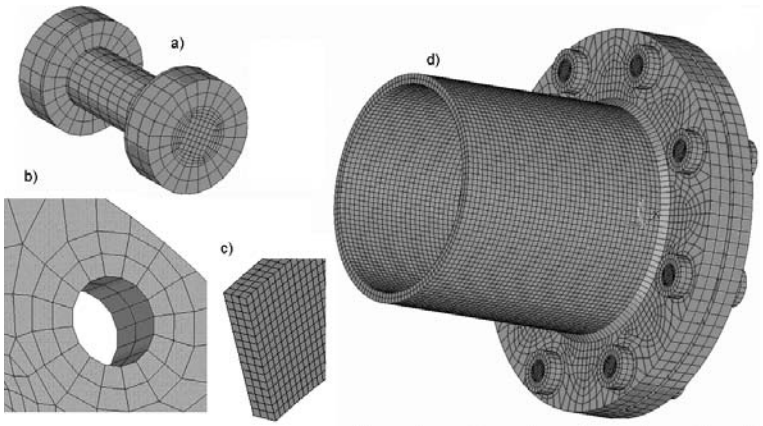
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

części składowych analizowanego połączenia. Siatkę pokazaną na rys. 3(d) wygenerowano przy wykorzystaniu funkcji dostępnej w preprocesorze ANSYS'a „CYCEXPAND", która umożliwia „sztuczne" powielenie analizowanego fragmentu konstrukcji w kierunku obwodowym. Obliczenia oczywiście prowadzone są dalej jedynie dla wycinka konstrukcji.



Rys. 3. Model 3D wycinka połączenia kołnierzowego

Fig. 3. Mode 3D of the analysed bolted flanged joint



Rys. 4. Siatki elementów skończonych dla poszczególnych części składowych (opis w tekście)

Fig. 4. Finite element meshes created for the particular parts (description in text)

W tabeli 2 zamieszczono liczbę elementów przypadających na poszczególne części składowe modelu. Ze względu na fakt, że deformacja uszczelki miękkiej pod obciążeniem zarówno montażowym, jak i roboczym, jest o kilka rzędów wielkości większa niż deformacja stalowych części połączenia, konieczne jest znaczne zwiększenie rozmiaru elementów skończonych opisujących uszczelkę (rozgęszczenie siatki). Przy zastosowaniu porównywalnego rozmiaru elementów skończonych dla kołnierza, pokrywy oraz uszczelki miękkiej, uzyskanie zbieżnego rozwiązania jest znacznie utrudnione. Z kolei deformacja uszczelki twardej jest już daleko mniejsza. Stąd też wynika dysproporcja (patrz tabela 2) w ilości elementów przypadających na uszczelkę twardą i miękką.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Jak pokazano dalej, zaproponowana konstrukcja siatek MES zapewnia zgodność wyników symulacji numerycznej z rezultatami eksperymentu.

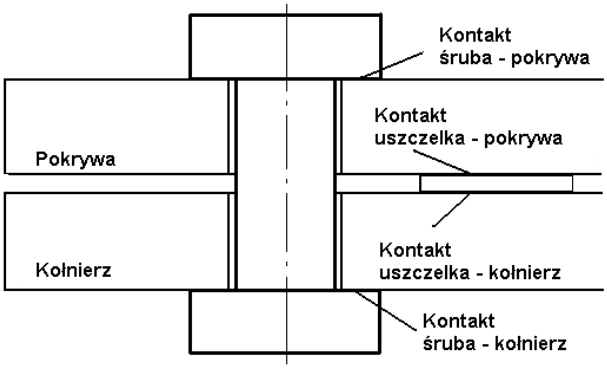
Tabela 2

Liczba elementów SOLID95 przypadająca na poszczególne części składowe modelu

Część składowa	Liczba elementów
Rura wraz z kołnierzem	1964
Pokrywa	740
Śruba złączna	2400
Uszczelka twarda	3792
Uszczelka miękka	80

3.2. Powierzchnie kontaktu

Wszelkie interakcje pomiędzy częściami składowymi analizowanego połączenia uwzględniono przez wprowadzenie dodatkowych elementów kontaktowych typu STS (ang. *surface-to-surface*). Na rys. 5 zaznaczono założone 4 niezależne powierzchnie kontaktu.



Rys. 5. Niezależne powierzchnie kontaktowe

Fig. 5. Independent contact surfaces

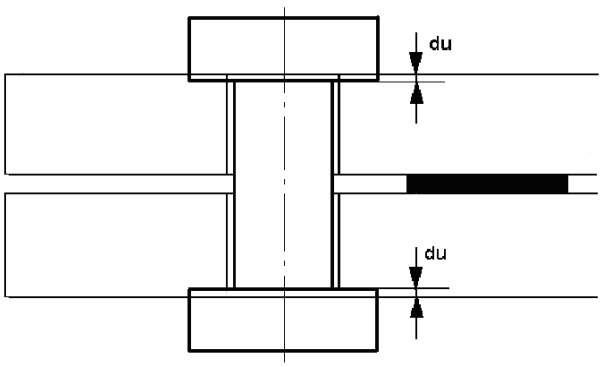
Do modelowania zagadnienia kontaktu wykorzystano elementy TARGET170 oraz CONTACT174, przy czym powierzchnie należące do kołnierza i pokrywy przyjęto jako TARGET, zaś te, należące do uszczelki i śruby, jako CONTACT [5]. W celu poprawy zbieżności dla wszystkich powierzchni kontaktu przyjęto współczynnik tarcia równy $\mu = 0{,}15$. Do analizy kontaktu użyto algorytmu AL (ang. *Augmented Lagrangian* [5]). Algorytm ten jest dostępny w systemie ANSYS jako domyślny dla kontaktu typu STS. W prezentowanej pracy nie przeprowadzano oddzielnej analizy błędu rozwiązania zagadnienia kontaktowego, chociaż jest to możliwe. Jedynym kryterium poprawności zaproponowanego tutaj modelu MES jest zgodność uzyskanych wyników obliczeń z rezultatami eksperymentu. Metody szacowania błędu rozwiązania problemu kontaktowego przy użyciu

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

algorytmu funkcji kary, a także zależność błędu od przyjętych wartości sztywności kontaktu, omówiono w publikacji Barlam, Zahavi [7]. Jednym z przykładowych zagadnień kontaktowych rozważanych w tej publikacji jest połączenie kołnierzowe. W odróżnieniu od prac wspomnianych we wstępie, w zaproponowanym tutaj modelu MES uwzględniono 4 niezależne pary powierzchni kontaktu. Spowodowane jest to brakiem symetrii konstrukcji (współpraca kołnierza z pokrywą).

3.3. Śruba złączna

Ze względu na to, że podstawowym celem prezentowanej pracy jest określenie zmian siły osiowej w śrubach, istotnym problemem jest przyjęcie możliwie najlepszego modelu numerycznego śruby. W pracy Kim et al. [10], dotyczącej modelowania połączeń śrubowych, rozważano różne sposoby modelowania takiego połączenia. Autorzy wykazali, że najlepszą zgodność z wynikami eksperymentalnymi uzyskano dla pełnego modelu 3D śruby wraz z uwzględnieniem zjawiska kontaktu pomiędzy łbem śruby i powierzchni zewnętrznej złącza. Takie samo podejście wykorzystano również w pracy Yourgun et al. [26] oraz Shi et al. [24], przy czym tutaj do budowy modelu śruby zastosowano elementy czworo ścienne.



Rys. 6. Schemat wstępnego napięcia śrub, gdzie *du* – wielkość wstępnego zachodzenia

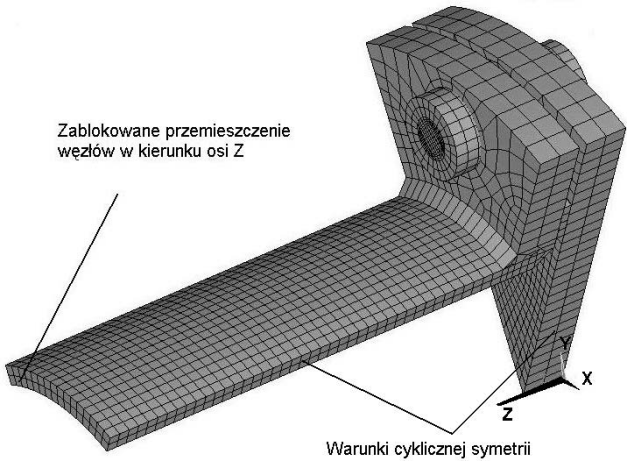
Fig. 6. Diagram of initial bolt loading, where *du* – magnitude of initial overlap

Proces analizy numerycznej podzielono na dwa etapy. W pierwszym kroku śruby złączne obciążane są napięciem montażowym. Następnie konstrukcja poddawana jest działaniu ciśnienia wewnętrznego. Napięcie montażowe śrub realizowane jest przez zadanie wstępnego zachodzenia łba śruby i nakrętki w kołnierz oraz pokrywę. Schematycznie pokazano to na rys. 6. Wielkość owego zachodzenia dobrano w taki sposób, aby wartość siły osiowej w śrubie, uzyskana z obliczeń numerycznych (polecenie FSUM [5]), była równa wartości określonej na podstawie pomiarów tensometrycznych. Z uwagi na fakt, że w przypadku połączenia z uszczelką twardą i miękką wielkość napięcia montażowego śrub jest inna, wielkość owego zachodzenia należy za każdym razem określić na nowo.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

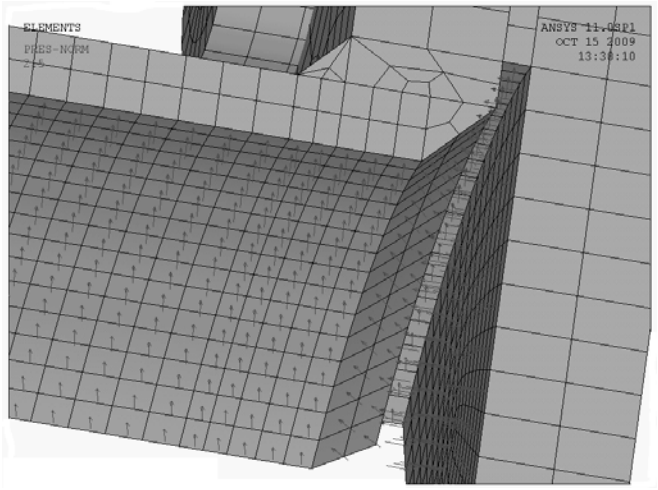
3.4. Podparcie

W celu wyeliminowania możliwości ruchu sztywnego rozważanej konstrukcji wystarczy zablokować przemieszczenie w kierunku równoległym do osi rury (przemieszczenie UZ w globalnym układzie współrzędnych). Pokazane to zostało na rys. 7. Zadane na pozostałych krawędziach warunki cyklicznej symetrii uniemożliwiają sztywny ruch konstrukcji.



Rys. 7. Warunki brzegowe

Fig. 7. Boundary conditions



Rys. 8. Fragment konstrukcja obciążonej ciśnieniem wewnętrznym

Fig. 8. Part of investigated structure subjected to internal pressure

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

3.5. Obciążenie robocze

Jak już wspomniano powyżej, proces analizy podzielono na dwa etapy. Po osiągnięciu odpowiedniej wartości wstępnego napięcia śrub, połączenie obciążono ciśnieniem roboczym. Warto tu nadmienić, że w przypadku pojawienia się szczeliny pomiędzy uszczelką a pokrywą lub uszczelką a kołnierzem, fakt penetracji powstałej szczeliny przez ciśnienie wewnętrzne nie jest rozważany. Wynika to z ograniczeń użytego systemu ANSYS. Jednakże, w pracy Estrada, Parsons [8] w modelu osiowo-symetrycznym, autorzy uwzględnili w swoich obliczeniach wpływ tego zjawiska. Na rys. 8 przedstawiono fragment konstrukcji obciążonej ciśnieniem wewnętrznym.

4. Porównanie wyników badań doświadczalnych z rezultatami obliczeń numerycznych

Budowa stanowiska badawczego (rys. 1) umożliwia jednoczesne badanie połączenia z uszczelką twardą i miękką. Aby oba połączenia zachowywały szczelność podczas trwania eksperymentu, konieczne jest wprowadzenie różnej wartości naciągu montażowego śrub złącznych. Dla uszczelki twardej wartość napięcia musi być znacznie większa niż dla uszczelki miękkiej. Fakt ten uniemożliwia bezpośrednie porównanie wyników (wielkość ugięcia pokrywy i kołnierza, wartości nacisków wywieranych przez kołnierz i pokrywę na uszczelki, etc.) analizy MES wykonanej dla uszczelki miękkiej i twardej. Ponadto, celem prezentowanej tutaj pracy jest weryfikacja eksperymentalna opracowanego modelu MES oraz potwierdzenie zjawiska spadku siły osiowej w śrubach złącznych dla uszczelki twardej. Stąd też wyniki uzyskane dla uszczelki twardej i miękkiej omówiono niezależnie.

4.1. Połączenie kołnierzowe z uszczelką twardą

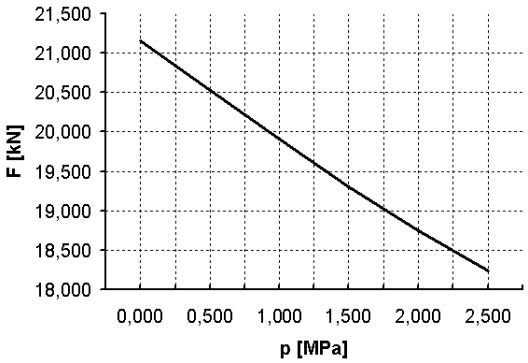
W tabeli 3 porównano wartości siły osiowej w śrubie, wyznaczone odpowiednio na podstawie wykonanych pomiarów tensometrycznych oraz symulacji MES. W przypadku MES wykorzystano standardowo dostępne polecenie systemu ANSYS „FSUM" [5]. Zadaną wartość napięcia wstępnego uzyskano przy du = 0,092 mm (rys. 6). Następnie rozważane połączenie obciążono ciśnieniem wewnętrznym równym p = 1,5 MPa oraz p = 2,5 MPa. Wyniki wykazują dużą zgodność z eksperymentem, co świadczy o poprawności zaproponowanego modelu MES rozważanego połączenia kołnierzowego. Na rysunku 9 pokazano zależność siły osiowej w śrubie złącznej od zadanego ciśnienia roboczego. Zależność ta wykazuje charakter liniowy.

Tabela 3

Wartość siły osiowej w śrubie złącznej wyznaczona eksperymentalnie i numerycznie (MES)

Lp.	Ciśnienie robocze [MPa]	Wartość siły osiowej w śrubie [N]		Błąd [%]
		eksperyment	model MES	
1	montaż	21174,93	21158,37	0,078
2	1,5	19201,77	19304,95	0,537
3	2,5	18318,72	18236,11	0,451

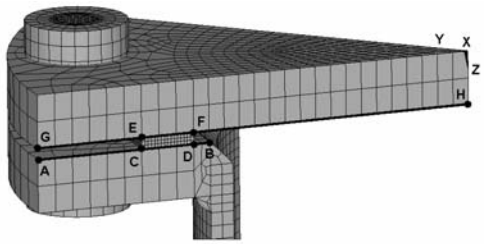
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 9. Wartość siły osiowej w śrubie w zależności od ciśnienia roboczego. Uszczelka twarda

Fig. 9. Relationship between bolt axial force and internal pressure. Stiff gasket

Na rysunku 11 przedstawiono wykresy ugięcia (przemieszczenie w kierunku Z) kołnierza, linia A–B, oraz pokrywy, linia G–H. Zależności te wykonano wzdłuż odcinków pokazanych na rys. 10. Jak widać, wraz ze wzrostem obciążenia wzrasta też deformacja wspomnianych elementów konstrukcji. Przemieszczenia w punktach A i G nie zależą od przyłożonego obciążenia i od momentu napięcia montażowego śrub pozostają stałe. Z kolei, na rysunku 12 pokazano rozkład nacisków kontaktowych pomiędzy kołnierzem i uszczelką (linia CD), oraz uszczelką i pokrywą (linia EF). Na rys. 10 rozwarcie kontaktu (fragment wykresu, gdzie wartość nacisków spada do zera) pojawia się już na etapie montażu. Pod wpływem obciążenia szczelina powiększa się i jednocześnie zaobserwować można stopniowy spadek maksymalnej wartości nacisku zlokalizowanej na zewnętrznej krawędzi uszczelki. Warto tutaj zauważyć, że wielkość, a także rozkład nacisków wzdłuż odcinków CD i EF, jest bardzo podobna pomimo braku symetrii struktury.



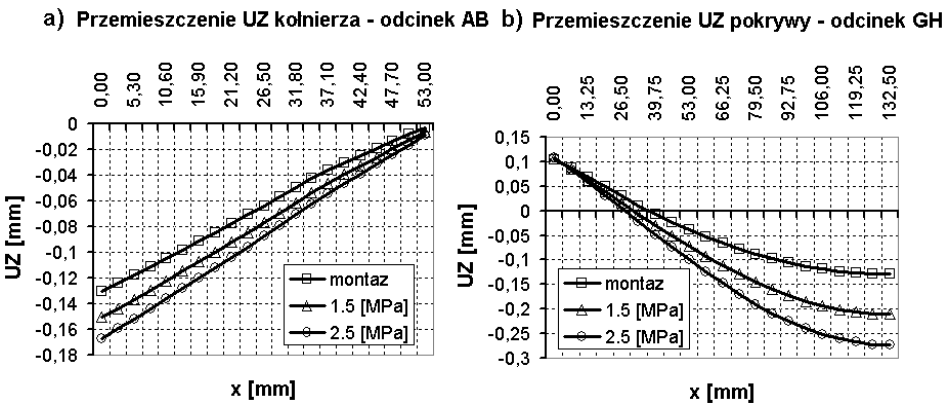
Rys. 10. Odcinki, wzdłuż których pokazano naciski i przemieszczenia

Fig. 10. Line segments along which the contact pressure and deformation is shown on diagrams

Rozkład nacisków pomiędzy nakrętką a pokrywą, w sytuacji, gdy połączenie obciążone jest ciśnieniem p = 2,5 MPa, zaprezentowano na rysunku 13.

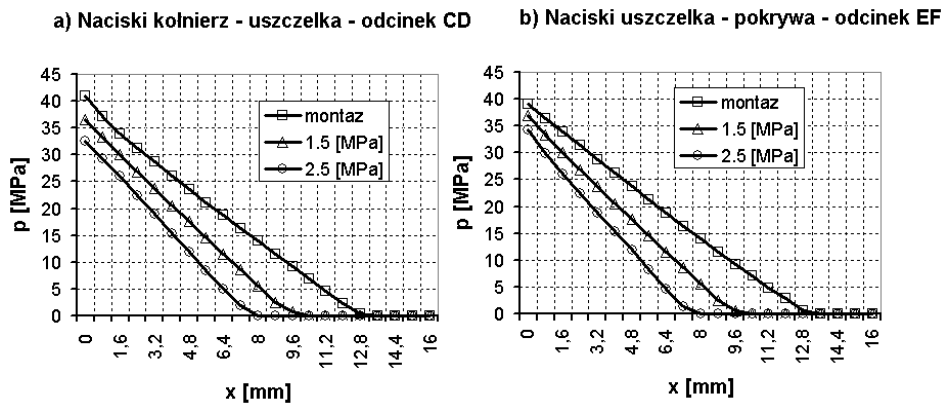
Rozkład ten jest bardzo nierównomierny, przy czym maksymalne wartości nacisków, około 100 MPa, zaobserwować można od strony wewnętrznej. Z tego powodu modelowanie śruby poprzez zadanie jedynie obciążenia zewnętrznego, jak uczyniono to w pracy [8] w modelu osiowo-symetrycznym, obarczone jest dużym błędem. Rozkład nacisków po przeciwnej stronie, to znaczy pomiędzy kołnierzem i łbem śruby, jest niemal identyczny.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 11. Deformacja a) kołnierza, b) pokrywy pod ciśnieniem roboczym. Uszczelka twarda

Fig. 11. Deformation of a) flange, b) cover under internal pressure. Stiff gasket

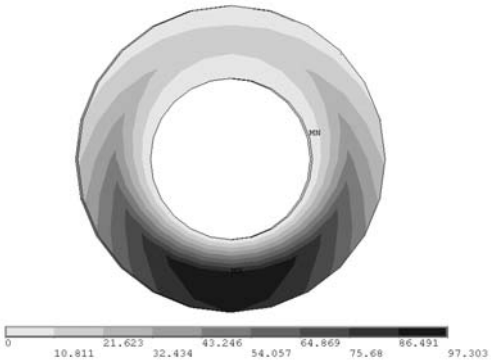


Rys. 12. Rozkład nacisków kontaktowych pomiędzy a) kołnierzem i uszczelką, b) uszczelką i pokrywą. Uszczelka twarda

Fig. 12. Distribution of contact pressure between a) flange gasket, b) gasket and cover. Stiff gasket

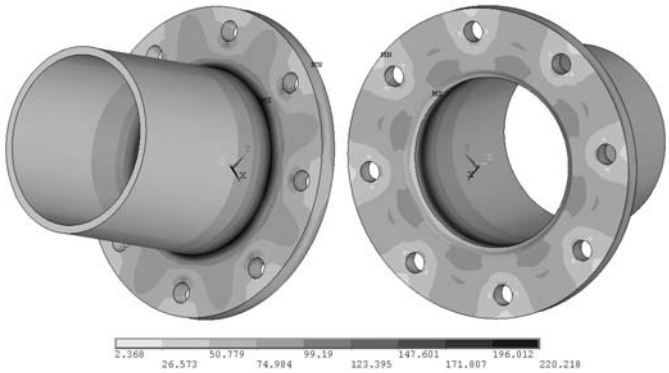
Na rysunku 14 pokazano rozkład wytężenia w sensie hipotezy HMH w kołnierzu wraz z fragmentem przyspawanej rury zaś na rysunku 15 wytężenie pokrywy. Oba rysunki wykonano w przypadku obciążenia p = 2,5 MPa. Maksymalne wartości wytężenia, ponad 220 MPa, zaobserwować można w otoczeniu spoiny pachwinowej łączącej kołnierz z rurą. Natomiast w pokrywie maksymalna wartość wytężenia nie przekracza 180 MPa.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



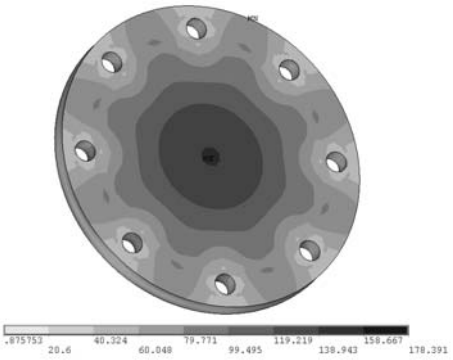
Rys. 13. Rozkład nacisków pomiędzy nakrętką a pokrywą dla p = 2,5 MPa. Uszczelka twarda

Fig. 13. Distribution of contact pressure between nut and cover under p = 2,5MPa. Stiff gasket



Rys. 14. Rozkład wytężenia w kołnierzu i rurze pod obciążeniem p = 2,5 MPa. Uszczelka twarda

Fig. 14. Distribution of stress intensity in flange and pipe under pressure p = 2,5 MPa. Stiff gasket



Rys. 15. Rozkład wytężenia w pokrywie pod obciążeniem p = 2,5 MPa. Uszczelka twarda

Fig. 15. Distribution of stress intensity in cover under pressure p = 2,5 MPa. Stiff gasket

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

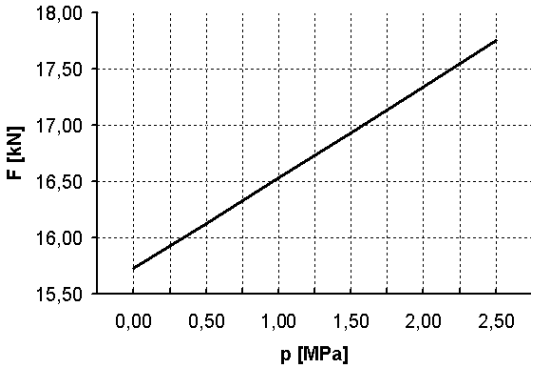
4.2 Połączenie kołnierzowe z uszczelką miękką

W tabeli 4 zebrano wartości siły osiowej w śrubie złącznej wyznaczone na podstawie pomiaru tensometrycznego oraz uzyskane z rozwiązania MES. W tym przypadku zakładaną wartość napięcia wstępnego uzyskano przy du = 0,162 mm (rys. 6). W kolejnym kroku badaną konstrukcję obciążono ciśnieniem p = 1,5 MPa, a następnie p = 2,5 MPa. Podobnie jak poprzednio, wyniki eksperymentalne oraz numeryczne wykazują dużą zgodność, co ponownie świadczy o poprawności opracowanego modelu MES połączenia kołnierzowego. Na rysunku 16 pokazano zmiany wartości siły osiowej w funkcji zadanego obciążenia. Także i teraz prezentowana zależność posiada charakter liniowy, przy czym wartość obciążenia śrub złącznych rośnie wraz ze wzrostem ciśnienia wewnętrznego. Zjawisko tego typu jest obserwowane w powszechnie stosowanych połączeniach kołnierzowych, projektowanych na podstawie obowiązujących norm i zaleceń. Podobne wyniki opublikowano w pracy [15].

Tabela 4

Wartość siły osiowej w śrubie złącznej wyznaczona eksperymentalnie i numerycznie (MES)

Lp.	Ciśnienie robocze [MPa]	Wartość siły osiowej w śrubie [N]		Błąd [%]
		eksperyment	model MES	
1	montaż	15815,75	15732,41	0,527
2	1,5	17027,64	16934,61	0,546
3	2,5	17575,74	17753,17	1,001



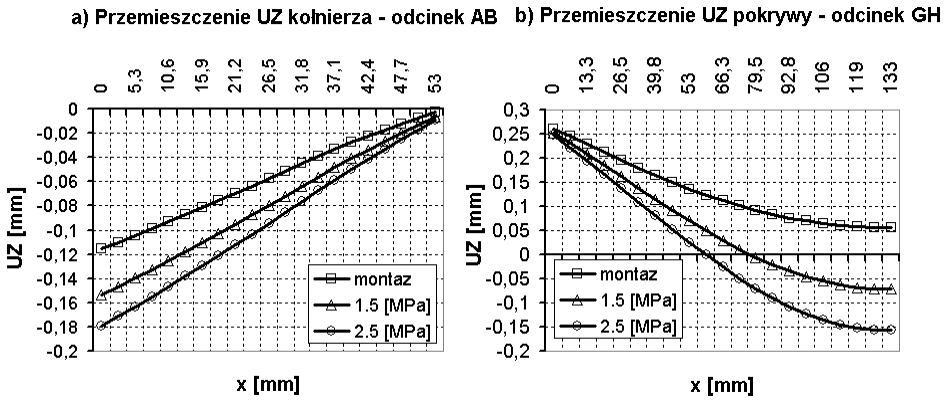
Rys. 16. Wartość siły osiowej w śrubie w zależności od ciśnienia roboczego. Uszczelka miękka

Fig. 16. Relationship between bolt axial force and internal pressure. Flexible gasket

Na rys. 17 zaprezentowano linie ugięcia a) kołnierza wzdłuż odcinaka A–B oraz b) pokrywy wzdłuż odcinka G–H, odpowiednio dla montażu, obciążenia ciśnieniem 1,5 MPa oraz 2,5 MPa. Położenie odcinków pokazano na rysunku 10. Przedstawione zależności jakościowo przypominają te, które znajdują się na rysunku 11. Jednakże, wartości ugięcia są całkowicie różne. Wraz ze wzrostem obciążenia rośnie ugięcie zarówno kołnierza, jak

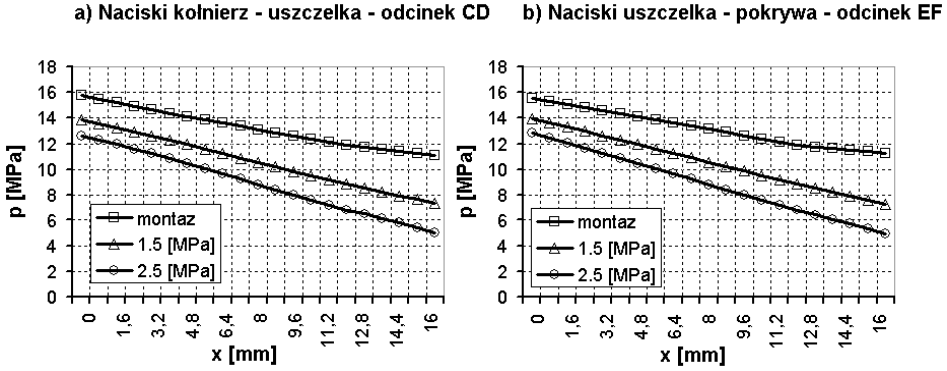
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

i pokrywy. Podobnie jak miało to miejsce poprzednio, przemieszczenie punktu A w przypadku kołnierza oraz G w przypadku pokrywy praktycznie nie zależy od obciążenia. Natomiast na rysunku 18 przedstawiono rozkład nacisków kontaktowych pomiędzy kołnierzem i uszczelką (odcinek CD) oraz uszczelką i pokrywą (odcinek EF). Jak można to zaobserwować, pod obciążeniem uszczelka miękka pozostaje cały czas w kontakcie z kołnierzem i pokrywą, zapewniając szczelność połączenia.



Rys. 17. Deformacja a) kołnierza, b) pokrywy pod ciśnieniem roboczym. Uszczelka miękka

Fig. 17. Deformation of a) flange, b) cover under internal pressure. Flexible gasket



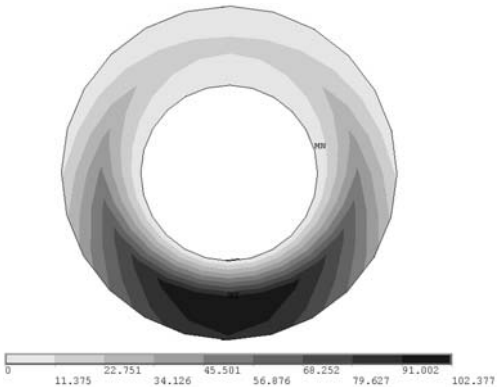
Rys. 18. Rozkład nacisków kontaktowych pomiędzy a) kołnierzem i uszczelką, b) uszczelką i pokrywą. Uszczelka miękka

Fig. 18. Distribution of contact pressure between a) flange and gasket, b) gasket and cover. Flexible gasket

Wartość nacisku na uszczelce spada równomiernie wzdłuż odcinków CD i EF. Zależności prezentowane na rysunku 18, pomimo braku symetrii konstrukcji, są niemalże identyczne. Ponadto, krzywe obrazujące rozkład nacisków na uszczelce miękkiej, wykazują w przybliżeniu charakter liniowy.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

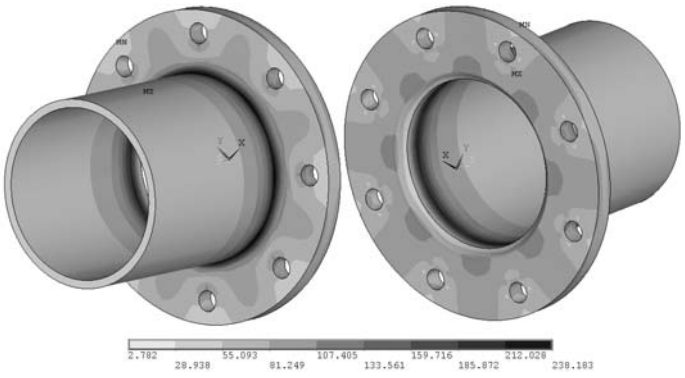
Nierównomierny charakter wykazuje także rozkład nacisków pomiędzy łbem śruby a pokrywą oraz nakrętką i kołnierzem. Zjawisko to zaobserwować można na rysunku 19, na którym pokazano rozkład nacisku pomiędzy łbem śruby a pokrywą dla ciśnienia $p = 2{,}5$ MPa. Maksymalna wartość nacisków nieznacznie przekracza 100 MPa.



Rys. 19. Rozkład nacisków pomiędzy nakrętką a pokrywą. Uszczelka miękka

Fig. 19. Distribution of contact pressure between nut and cover. Flexible gasket

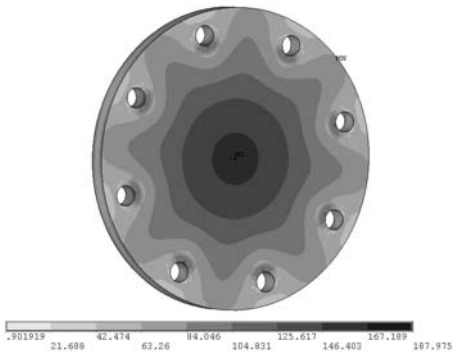
Rozkład wytężenia w sensie hipotezy HMH dla rury wraz z przyspawanym kołnierzem oraz pokrywy przedstawia odpowiednio rysunku 20 oraz rysunku 21. Analizowaną konstrukcję obciążono ciśnieniem $p = 2{,}5$ MPa. Podobnie jak to miało miejsce w przypadku połączenia z uszczelką twardą, także i tutaj maksymalne wartości wytężenia, dochodzące do około 240 MPa, występują w otoczeniu spoin pachwinowych łączących rurę z kołnierzem.



Rys. 20. Rozkład wytężenia w kołnierzu i rurze pod obciążeniem $p = 2{,}5$ MPa. Uszczelka miękka

Fig. 20. Distribution of stress intensity in flange and pipe under pressure $p = 2{,}5$ MPa. Flexible gasket

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 21. Rozkład wytężenie w pokrywie pod obciążeniem p = 2,5 MPa. Uszczelka miękka

Fig. 21. Distribution of stress intensity in cover under pressure p = 2,5 MPa. Flexible gasket

W pokrywie natomiast maksymalna wartość wytężenia nie przekracza 190 MPa. Najbardziej wytężony obszar pokrywy zlokalizowany jest w jej geometrycznym środku.

5. Wnioski

Główny cel pracy, jakim była symulacja MES zjawiska spadku siły osiowej w śrubach połączenia kołnierzowego pod ciśnieniem, udało się w pełni zrealizować. O poprawności zaproponowanego tutaj modelu numerycznego świadczyć może bardzo dobra zgodność wyników analizy MES z rezultatami eksperymentu. Wartości sił osiowych w śrubach wyznaczonych na drodze analizy MES, jak i pomiarów tensometrycznych pokrywają się z dokładnością około 1%, zarówno w przypadku uszczelki miękkiej, jak i twardej. Dzięki uwzględnieniu 4 niezależnych par kontaktu pomiędzy elementami połączenia, możliwe jest dokładne określenie wielkości i rozkładu nacisków między uszczelką a kołnierzem, jak również między nakrętką a kołnierzem. Opracowany parametryczny model geometrii może być wykorzystany do obliczeń połączeń kołnierzowych o innych wymiarach z uszczelkami wykonanymi z materiałów o innych własnościach.

Zjawisko spadku siły w śrubach złącznych pod obciążeniem nie jest obserwowane w praktyce codziennej zbyt często. Stosowanie kołnierzy i pokryw o dostatecznej sztywności skutecznie eliminuje to zjawisko. Niemniej jednak w przypadku specjalnie projektowanych połączeń kołnierzowych omawiany problem może wystąpić.

Wykorzystując stworzony tutaj model numeryczny połączenia kołnierzowego, warto w przyszłości przeprowadzić dodatkowe symulacje aż do powstawania nieszczelności. W tym celu należy wprowadzić kilka niezbędnych modyfikacji. W opinii autorów niniejszej pracy, jednym z najtrudniejszych zagadnień jest uwzględnienie oddziaływania ciśnienia wewnątrz powstającej szczeliny pomiędzy uszczelką a pokrywą lub kołnierzem.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Literatura

[1] Abid M., *Determination of gasketed and non-gasketed flanged pipe joints capacity subjected to combined loading: an experimental approach*, International Journal of Mechanics and Materials in Design, 2, 2005, 35-47.

[2] Abid M., Nash D. H., *Comparative study of the behaviour of conventional gasketed and compact non-gasketed flanged pipe joints under bolt up and operating conditions*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 80, 2003, 831-841.

[3] Abid M., Nash D. H., *A parametric study of metal-to-metal contact flanges with optimized geometry for safe stress and no-leak conditions*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 81, 2004, 67-74.

[4] Abid M., Nash D. H., *Structural strength: Gasketed vs non-gasketed flange joint under bolt up and operating condition*, International Journal of Solids and Structures, 43, 2006, 4616-4629.

[5] ANSYS 11.0 Help System, 2007.

[6] Arghavani J., Derenne M., Marchand L., *Effect of Surface Characteristics on Compressive Stress and Leakage Rate in Gasketed Flanged Joints*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 21, 2003, 713-732.

[7] Barlam D., Zahavi E., *The reliability of solution in contact problems*, Computers and Structures, 70, 1999, 35-45.

[8] Estrada H., Parsons I. D., *Strength and leakage finite element analysis of a GFRP flange joint*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 76, 1999, 543-550.

[9] Joshi D., Mahadevan P., Marathe A., Chatterjee A., *Unimportance of geometric nonlinearity in analysis of flanged joints with metal-to-metal contact*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 84, 2007, 405-411.

[10] Kim J., Yoon J., Kang B., *Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints*, Applied Mathematical Modeling, 31, 2004, 89-911.

[11] Klapp E., *Apparate- und Anlagentechnik*, Springer–Verlag, Berlin, Heidelberg, New York 1980.

[12] *Laboratorium podstaw konstrukcji maszyn*, praca zbiorowa pod redakcją J. Rysia i A. Trojnackiego, skrypt Politechniki Krakowskiej, Kraków 2001.

[13] Lin T., Li R., Long H., Ou H., *Three-dimensional transient sealing analysis of the bolted flange connections of reactor pressure vessel*, Nuclear Engineering and Design, 236, 2006, 2599-2607.

[14] Moszyński W., *Wykład Elementów Maszyn*, t. I, Państ. Wyd. Techniczne, Warszawa 1953.

[15] Murali Krishna M., Shunmugam M. S., Siva Prasad N., *A study on the sealing performance of bolted flange joints with gaskets using finite element analysis*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 84, 2007, 349-357.

[16] Nechache A., Bouzid A.-H., *Creep analysis of bolted flange joints*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 84, 2007, 185-194.

[17] Nechache A., Bouzid A.-H., *On the use of plate theory to evaluate the load relaxation in bolted flanged joints subjected to creep*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 85, 2008, 486-497.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

[18] Noda N.-A., Inoue A., Nagawa M., Shiraishi F., *The effect of material difference and flange nominal size on the sealing performance of new gasketless flanges*, International Journal of Pressure and Piping, 79, 2002, 807-818.
[19] Nash D.H., Abid M., *Combined external load tests for standard and compact flanges*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 77, 2000, 799-806.
[20] Paunescu M., *Experimental research regarding gaskets durability*, International Journal of Fatigue, 28, 2006, 1081-1086.
[21] *Podstawy konstrukcji maszyn*, praca zbiorowa pod redakcją M. Dietricha, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1999.
[22] *Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn*, praca zbiorowa pod redakcją E. Mazanka, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2005.
[23] Roos E., Kockelmann H., Hahn R., *Gasket characteristics for the design of bolted flange connections of metal-to-metal contact type*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 79, 2002, 45-52.
[24] Shi G., Shi Y., Wang Y., Bradford M.A., *Numerical simulation of steel pretensioned bolted end – plane connections of different types and details*, Engineering Structures, 30, 2008, 2677-2686.
[25] Skrzyszowski Z., *Określenie redystrybucji sił w ciśnieniowym połączeniu kołnierzowym powodowanej odkształceniem się kołnierza*, praca doktorska, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska, Kraków 1977.
[26] Yorgun C., Dalci S., Altay G.A., *Finite element modeling of bolted steel connections designed by double channel*, Computers and Structures, 82, 2004, 2563-2571.
[27] Zienkiewicz O.C., *The Finite Element Method*, McGraw-Hill, 1977.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ