

Łukasz FELKOWSKI<sup>1</sup>, Jan TALAGA<sup>2</sup>

e-mail: lukasz.felkowski@prozach.pl

<sup>1</sup> B.P. PROZACH Sp. z o.o. Oświęcim<sup>2</sup> Katedra Aparatury Przemysłowej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska, Kraków

## Obliczanie połączeń kołnierzowych w świetle norm PN-EN 13445 i specyfikacji technicznej WUDT-UC

### Wstęp

Zbiorniki ciśnieniowe oraz inne urządzenia służące do magazynowania czynników pod ciśnieniem, prowadzenia procesów cieplnych, chemicznych lub innych pokrewnych muszą spełniać szereg wymogów zapewniających bezpieczeństwo ich pracy. Urządzeń ciśnieniowych dotyczy Dyrektywa Parlamentu Europejskiego Rady 97/23/WE z dnia 29 maja 1997 roku w sprawie zbliżenia przepisów prawnych państw członkowskich dotyczących urządzeń ciśnieniowych [1]. Dyrektywa ta tworzona w myśl nowego podejścia, w odróżnieniu od dyrektywy starego podejścia, nie zawiera przykładów szczegółowych rozwiązań technicznych. Zostały one natomiast zawarte w normach z nią zharmonizowanych, które nie są obowiązkowe, ale ich stosowanie stwarza domniemanie spełnienia wymagań zasadniczych odpowiednich dyrektyw [2]. Taką normą jest PN-EN 13445, której trzecia część PN-EN 13445-3 dotyczy obliczeń wytrzymałościowych [3]. W Polsce przez wiele lat stosowano Warunki Urzędu Dozoru Technicznego – Urządzenia Ciśnieniowe – WUDT-UC [4], które mogą być bezpośrednio wykorzystywane przy projektowaniu i wytwarzaniu urządzeń ciśnieniowych podlegających dyrektywie 97/23/WE, dla których wymagane jest postępowanie według dobrej praktyki inżynierskiej.

Jak wykazało wieloletnie doświadczenie, wytyczne Dozoru Technicznego w dziedzinie projektowania i wytwarzania urządzeń ciśnieniowych oraz praktyka ich stosowania były właściwe i zapewniały odpowiedni poziom bezpieczeństwa, równorzędny z wymaganiami dyrektywy 97/23/WE [2, 5]. Dalsze ich stosowanie w zakresie dopuszczonym przez dyrektywę jest uzasadnione, należy jednak pamiętać, że akceptacja WUDT-UC, jako dokumentów odniesienia przez inne jednostki notyfikowane, jest pozostawiona do uznania tych jednostek. Dlatego projekty wykonane zgodnie ze znanymi w Europie normami PN-EN 13445 ułatwiają proces oceny zgodności w dowolnej europejskiej jednostce notyfikowanej.

### Przedmiot i cel pracy

Celem niniejszej pracy jest przedstawienie różnic między algorytmami obliczeń połączeń kołnierzowych zawartych w normie PN-EN 13445-3 i w specyfikacji technicznej WUDT-UC. Szczególną uwagę poświęcono w pracy omówieniu różnic związanych z obliczaniem naciągów śrub koniecznych dla zapewniania szczelnej pracy złącza.

Norma europejska zawiera dwie metody obliczeń połączeń kołnierzowych: tradycyjną opartą na dobrze znanej metodzie *Taylor's Forge's* [3, 6, 7] oraz bardziej rozbudowany algorytm obliczeń zawarty w załączniku G normy PN-EN 13445-3 i w normie PN-EN 1591 [8]. Powszechnie jest stosowana metoda tradycyjna, jako prostsza i dająca poprawne wyniki dla większości typów kołnierzy. Zasady te są zawarte między innymi w brytyjskich normach PD5500 [9] oraz w amerykańskich ASME [6].

Obliczenia oparte na metodzie *Taylor's Forge's* znajdują się w punkcie 11 normy PN-EN 13445-3. Główne zasady obliczeń przedstawione w normie znane są inżynierom od ponad 70 lat. W późniejszym okresie pojawiały się alternatywne sposoby obliczeń połączeń kołnierzowych, które pokazywały jej nieściśłości, ale była ona nadal dostępna w wielu normach urządzeń ciśnieniowych [10].

Norma PN-EN 13445-3 niesie ze sobą szereg nowych terminów, nieznanymi dotychczas użytkownikom wytycznych WUDT-UC. Jednym z takich określeń jest kołnierz integralny, który swoją nazwę zawdzięcza konstrukcji. Zgodnie z [7] są to kołnierze, których kryza i szyjka stanowią jednorodną, ciągłą strukturę z tego samego materiału lub są ze sobą połączone przez spawanie (z dwóch różnych lub tych samych materiałów). Odpowiednikiem tego terminu w specyfikacji technicznej WUDT-UC są kołnierze stałe, takie jak szyjkowe jednoczęściowe i spawane oraz kryzowe.

### Porównanie metod obliczeniowych kołnierzy opartych na normie PN-EN 13445-3 i WUDT-UC

Sposoby podejścia do obliczeń naciągów śrub w połączeniu kołnierzowym w obu przypadkach są podobne, jednak pewne różnice mogą w ostateczności rzutować na wartości końcowe naciągów, a tym samym na szczelność połączenia i obciążenie kołnierza. Obie metody stosowane są od wielu lat z dużym powodzeniem, mimo że mają pewne wady [11], do których można zaliczyć:

- brak uwzględnienia różnej rozszerzalności cieplnej śrub i kołnierza oraz obciążeń nie pochodzących od ciśnienia,
- brak szerszych procedur obliczeniowych dotyczących współpracy kołnierza z uszczelką np. rotacja kołnierza,
- brak szerszego uwzględnienia w algorytmach obliczeniowych zjawiska relaksacji i pełzania materiałów uszczelki i kołnierza.

Projektując połączenie kołnierzowe od podstaw należy uwzględnić szereg czynników wpływających na szczelną pracę połączenia. Na szczelność wpływają nie tylko właściwości materiału uszczelki, ale również współpraca poszczególnych elementów złącza. Rozważania analityczne prowadzą do określenia optymalnego modelu, który charakteryzuje się następującymi cechami: dużą podatnością uszczelki na naciski, dużą sztywnością śrub i kołnierza [7]. Taki model powoduje możliwie mały spadek naprężeń w uszczelce po obciążeniu złącza ciśnieniem.

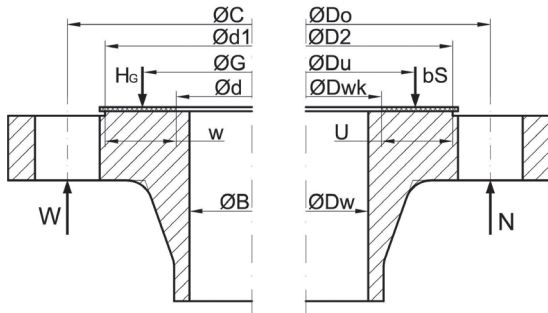
Algorytm obliczeń połączenia śrubowo-kołnierzowego sprowadza się do ustalenia w oparciu o określone procedury, zawarte w WUDT-UC i PN-EN 13445-3, sił w śrubach dla zapewnienia szczelności połączenia, a następnie sprawdzenia czy dana konstrukcja kołnierza, wytrzymała zadane obciążenia. Wytrzymałość połączenia kołnierzowo-śrubowego sprawdza się dla:

- warunków montażu, dla których uwzględnia się pracę bezciśnieniową złącza w temperaturze montażu,
- warunków ruchowych, dla których uwzględnia się pracę złącza przy obciążeniu ciśnieniem w temperaturze roboczej.

### Naciąg śrub w warunkach pracy bezciśnieniowej

Zgodnie z wytycznymi WUDT-UC jak i normą PN-EN 13445-3 w pierwszej fazie obliczeń należy określić wymaganą siłę naciągu śrub dla zapewnienia minimum szczelności złącza podczas bezciśnieniowej pracy aparatu.

Aby obliczyć wymagany naciąg śrub należy oszacować siłę  $N_{m1}$  wg WUDT-UC lub obciążenie  $W_A$  wg PN-EN 13445-3. Konstrukcje wzorów na  $N_{m1}$  i  $W_A$  wykazują znaczne podobieństwo do siebie, jednak wartości obliczeniowe będą się różnić ze względu na inne podejście do



Rys. 1. Konstrukcja kołnierza szyjkowego z przylgą typu B; oznaczenia wg PN-EN 13445 (lewa połowa rysunku) i wg WUDT-UC (prawa połowa)

wymiarów geometrycznych powierzchni uszczelnienia oraz naprężeń w uszczelce.

Dla lepszego zobrazowania różnicy w algorytmach obliczeń połączeń kołnierzowych, porównanie wzorów będzie odbywać się na przykładzie kołnierza szyjkowego z przylgą płaską typu B (zgodnie z PN-EN 1092-1) i uszczelką niemetalową (Rys. 1).

Oznaczenia lewej części kołnierza na rys. 1 są zgodne z PN-EN 13445-3, oznaczenia prawej części z WUDT-UC. Symbole  $W$  i  $N$  określają siły w śrubach niezależnie od warunków obciążenia (stan pracy lub stan montażu).

Tab. 1. Naciąg śrub dla pracy bezcisnieniowej złącza

WUDT-UC		Jedn.	PN-EN 13445-3	
$N_{m1} = \pi D_u U_{cz} \sigma_m$		[N]	$W = \pi b G y$	
$N_{m1}$	minimalny naciąg śrub dla warunków bezcisnieniowej pracy złącza	[N]	$W_A$	minimalny wymagany naciąg śrub dla stanu montażowego
$D_u$	średnia średnica uszczelnienia	[mm]	$G$	średnica, na której działa reakcja uszczelki (średnica reakcji uszczelki)
$U_{cz}$	czynna szerokość uszczelnienia	[mm]	$b$	efektywna szerokość osadzenia uszczelki lub połączenia
$\sigma_m$	naprężenia ściskające w uszczelce wywołane siłą $N_{m1}$	[MPa]	$y$	minimalny nacisk powierzchniowy na uszczelkę

W tab. 1 przedstawione są poszczególne składowe wzoru na naciąg  $N_{m1}$  i odpowiadające im w normie PN-EN 13445-3 składowe naciągu  $W_A$ .

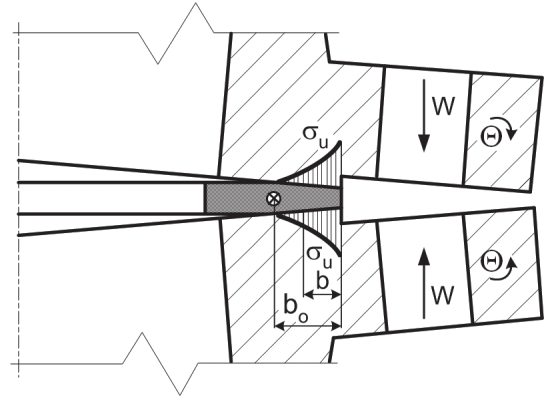
Sposób określenia średniej średnicy uszczelnienia  $D_u$  i średnicy reakcji uszczelki  $G$  różnią się od siebie. Rozważając przylgę jak na rys. 1 można odczytać z tab. 3 w WUDT-UC/WO-O/19, że średnica  $D_u = 0,5(D_{wk} + D_2)$  jest średnią średnicą powierzchni kontaktowych przyłgi z uszczelką, zależną ściśle od konstrukcji uszczelnienia. Średnica  $G$  jest natomiast zależna od podstawowej szerokości osadzenia uszczelki  $b_0$ , którą oblicza się jako:  $b_0 = 0,5w$  (gdzie  $w$  to szerokość stykowa uszczelki, ograniczona przez średnice uszczelki i powierzchnię przyłgową kołnierza). Dla rozważanego przykładu  $w = 0,5(d_1 - d)$ . Na tej podstawie zgodnie z PN-EN 13445-3 można określić średnicę  $G$ :

- a) gdy  $b_0 \leq 6,3$  mm to średnica  $G$  jest średnią średnicą powierzchni stykowej uszczelki z przylgą (czyli podobnie jak dla WUDT-UC średnica  $D_u$ ),
- b) gdy  $b_0 > 6,3$  mm to średnica  $G$  jest średnicą zewnętrzną powierzchni stykowej uszczelki pomniejszoną o  $2b$  (gdzie  $b$  to efektywna szerokość osadzenia uszczelki).

Wartość naciągu śrub jest zależna od czynnej szerokości uszczelnienia  $U_{cz}$  (wg WUDT-UC) oraz od efektywnej szerokości osadzenia uszczelki  $b$  (wg PN-EN 13445-3). Obie te wartości wyznacza się przy założeniu, że kołnierz pracuje podobnie jak belka, której obrót (wywołany naciągiem śrub) względem punktu podparcia (uszczelki) powoduje spadek nacisków w wewnętrznej części uszczelki i wzrost w części zewnętrznej. Uproszczoną współpracę kołnierza z uszczelką obrazuje rys. 2, na którym oznaczenia są zgodne z PN-EN 13445-3, a  $\theta$  jest kątem

Tab. 2. Sposób obliczenia średnicy  $D_u$  i  $G$

WUDT-UC		Jedn.	PN-EN 13445-3	
$D_u$	średnia średnica uszczelnienia	[mm]	$G$	średnica reakcji uszczelki
$D_u = 0,5(D_{wk} + D_2)$		[mm]	$b_0 \leq 6,3$	$G = 0,5(d + d_1)$
		[mm]	$b_0 > 6,3$	$G = d_1 - 2b$



Rys. 2. Współpraca złącza kołnierzowego z uszczelką

obrotu kołnierza względem uszczelki, który zależy od sztywności kołnierza i uszczelki.

Specyfikacja techniczna WUDT-UC i norma PN-EN 13445-3 w różny sposób definiują czynne szerokości uszczelnienia, co ma znaczący wpływ na wartości sił  $N_{m1}$  i  $W_A$ . Zgodnie z WUDT-UC wartość szerokości czynnej  $U_{cz}$  zależna jest od wartości rzeczywistej uszczelnienia  $U$ , która z kolei zależy od rodzaju konstrukcji uszczelnienia. Ograniczając się wyłącznie do uszczeltek płaskich (Rys. 1) można zauważyć, że szerokość  $U = 0,5(D_2 - D_{wk})$  jest wartością rzeczywistego styku powierzchni przyłgi do uszczelki. Natomiast szerokość czynna wg WUDT-UC wynosi:

- a) dla  $U \leq 12$  mm szerokość czynna  $U_{cz} = U$
- b) dla  $U > 12$  mm szerokość czynna  $U_{cz} = 3,47\sqrt{U}$

Wartością odpowiadającą rzeczywistej szerokości uszczelnienia  $U$  jest wg normy PN-EN 13445-3 szerokość stykowa  $w$ . Szerokość stykowa uszczelki  $w$  nie decyduje jeszcze o wartości efektywnej szerokości osadzenia uszczelki  $b$ . Dopiero po obliczeniu podstawowej szerokości osadzenia uszczelki  $b_0$  można określić szerokość  $b$ . Ograniczając się wyłącznie do uszczeltek płaskich (Rys. 1)  $b_0 = w/2$ . Wartość  $b$  wg PN-EN 13445-3 wynosi:

- a) gdy  $b_0 \leq 6,3$  mm to  $b = b_0$
- b) gdy  $b_0 > 6,3$  mm to  $b = 2,52\sqrt{b_0}$

Tab. 3. Porównanie czynnych szerokości uszczelnienia

WUDT-UC		PN-EN 13445-3	
$w = U, b_0 = 0,5 = 0,5U$			
$U_{cz}$		[mm]	$b$
$U \leq 12$	$U_{cz} = U$	[mm]	$w \leq 12,6$ $b = 0,5w$
$U > 12$	$U_{cz} = 3,47\sqrt{U}$	[mm]	$w > 12,6$ $b = 2,52\sqrt{0,5w}$

W tablicy 3 zestawiono wzory na czynne szerokości uszczelnienia wg WUDT-UC i PN-EN 13445-3. Można zauważyć, że zakresy rzeczywistych szerokości uszczelnienia ( $w$  i  $U$ ), dla których czynne szerokości ( $U_{cz}$  i  $b$ ) ulegają zmianie, są porównywalne. Wartości  $b$  i  $U_{cz}$  mogą różnić się od siebie nawet dwukrotnie, przy czym  $b < U_{cz}$ . Ograniczając się tylko do analizy szerokości uszczelnienia można założyć, że ze względu na mniejsze wartości szerokości uszczelnienia  $b$ , z obliczeń wg PN-EN 13445 wynikać będą mniejsze siły naciągu śrub w celu zapewnienia szczelności połączenia. Takie rozważania mają sens tylko wtedy, gdy

naprężenia  $y$  i  $\sigma_m$  w uszczelce dla zapewnienia szczelności są sobie równe ( $y = \sigma_m$ ).

Wartości  $\sigma_m$  i  $y$  są naprężeniami wstępnymi w uszczelce zapewniającymi szczelność połączenia w warunkach pracy bezciśnieniowej (zwanych również stanem montażu). Aby osiągnąć wymaganą szczelność konieczne jest, aby wszystkie nieregularności powierzchni przylgi zostały wypełnione materiałem uszczelki. Wartości naprężeń uszczelki dla stanu montażu (dla odpowiednich materiałów) można odczytać z tablic zawartych w wytycznych *WUDT-UC* i *PN-EN 13445-3* (w zależności od wyboru normy obliczeniowej). Ze względu na różnorodność materiałów stosowanych na uszczelki, pożądane jest, aby producent w danych katalogowych umieszczał wartości  $\sigma_m$  i  $y$  dla swoich produktów (zapewniając tym samym gwarancję szczelności złącza – co ma już miejsce wśród znaczących producentów uszczelnienia w Polsce).

Sposób wyznaczania wartości  $\sigma_m$  i  $y$  opiera się na metodach doświadczalnych, bazujących na odpowiednich standardach i normach, które określają klasę szczelności uszczelnienia. Dla przykładu w tab. 4 zostały przedstawione wartości  $\sigma_m$  i  $y$  dla różnych materiałów (tego samego producenta [12]):

Tab. 4. Parametry  $\sigma_m$  i  $y$  dla wybranych uszczelkek

Materiał uszczelki	$\sigma_m$ [MPa]	$y$ [MPa]
Uszczelka na bazie włókien aramidowych oraz nieorganicznych napelniaczy z elastomerem jako środkiem wiążącym	26,5	30,34
PTFE z wypełnieniem z włókna szklanego	26,5	26,20
Uszczelka z grafitu o czystości przemysłowej i gęstości 1,0 g/cm <sup>3</sup> , nie zawierająca jakichkolwiek innych komponentów metalowych	18,3	17,93

#### Przykład obliczeniowy 1

Dane:

- Konstrukcja uszczelnienia jak na rys. 1.
- Kołnierz szyjkowy typ 11, przylga B, DN200PN10 wg *PN-EN 1092-1*.
- Uszczelka na bazie włókien aramidowych oraz nieorganicznych napelniaczy z elastomerem jako środkiem wiążącym [12], wymiary zgodne z *PN-EN 1514-1* (typ IBC).

Tab. 5. Wyniki obliczeń naciągów śrub dla stanu pracy bezciśnieniowej

<i>WUDT-UC</i>		Jedn.	<i>PN-EN 13445-3</i>	
$N_{m1} = \pi D_u U_{cz} \sigma_m$		[N]	$W_A = \pi G b y$	
$D_2$	268	[mm]	$d_1$	268
$D_{wk}$	220	[mm]	$d$	220
$U$	$U = 0,5(268 - 220)$ $U = 24$	[mm]	$b_0$	$w = 0,5(268 - 220)$ $w = 24$ $b_0 = 0,5 \cdot 24 = 12$
$U_{cz}$	$U > 12$ $U_{cz} = 3,47 \sqrt{24}$ $U_{cz} = 17,00$	[mm]	$b$	$b_0 > 6,3$ $b = 2,52 \sqrt{12}$ $b = 8,73$
$D_u$	$D_u = 0,5(268 + 220)$ $D_u = 244$	[mm]	$G$	$G = 268 - 2 \cdot 8,73$ $G = 250,54$
$\sigma_m$	26,5	[MPa]	$y$	30,34
$N_{m1}$	$N_{m1} = 345155$	[N]	$W_A$	$W_A = 208371$

Wyniki naciągu śrub wyznaczonego zgodnie z oboma porównywanymi algorytmami obliczeń przedstawiono w tab. 5. Wartości naciągów  $N_{m1}$  i  $W_A$  różnią się od siebie, przy czym  $N_{m1} > W_A$ . Dla tego samego materiału uszczelki można założyć, że wartości naprężeń  $\sigma_m$  i  $y$  będą podobne dla tej samej klasy szczelności, stąd wpływ na wartości naciągów  $N_{m1}$  i  $W_A$  mają przede wszystkim szerokości uszczelnienia:  $b$  i  $U_{cz}$ . Ponieważ z reguły  $b < U_{cz}$ , dlatego norma *PN-EN 13445-3* umożliwia

zastosowanie mniejszych naciągów śrub w połączeniu w przypadku bezciśnieniowej pracy złącza.

#### Ruchowy naciąg śrub

Oszacowanie naciągów  $N_r$  i  $W_{op}$  dla warunków ruchowych jest kolejnym krokiem w celu wyznaczenia rzeczywistej siły montażowego naciągu śrub, dla zapewnienia szczelności połączenia po obciążeniu go ciśnieniem. Wzory na  $N_r$  i  $W_{op}$  – przedstawione w tab. 6 – są zbliżone do siebie, przy czym wartości obliczeniowe będą różnić się ze względu na inne podejście do określenia szerokości uszczelnienia, średnicy uszczelnienia oraz inne wartości współczynnika  $m$  wprowadzonego w normie *PN-EN 13445* i wielokrotności ciśnienia obliczeniowego  $p_o$  wg *WUDT-UC* (Tab. 7). Wartość  $m$  i wielokrotność ciśnienia  $p_o$  zależą – podobnie jak  $\sigma_m$  i  $y$  – od materiału uszczelki oraz od klasy szczelności uszczelnienia [12].

Tab. 6. Naciąg śrub dla stanu roboczego (obciążenie ciśnieniem)

<i>WUDT-UC</i>		Jedn.	<i>PN-EN 13445-3</i>	
$N_r = P + bS$		[N]	$W_{op} = H + H_G$	
$P = \frac{\pi}{4}(D_u^2 p_o)$		[N]	$H = \frac{\pi}{4}(G^2 P)$	
$S = \pi D_u U_{cz} \sigma_r$		[N]	$H = \pi G \cdot 2b(mP)$	
$N_r$	siła ruchowego naciągu śrub	[N]	$W_{op}$	minimalne wymagane obciążenie śrub dla stanu roboczego
$P$	siła naporu płynu na połączenie	[N]	$H$	całkowita siła hydrostatyczna
$S$	siła nacisku na uszczelkę wywołująca w niej naprężenia $\sigma_r$	[N]	$H_G$	obciążenie ściskające uszczelkę dla zapewnienia szczelności
$b$	współczynnik zabezpieczający przed spadkiem siły $S$ na skutek pełzania materiału uszczelki	[-]	$m$	współczynnik potrzebny dla zapewnienia szczelności przy obciążeniu złącza ciśnieniem
$\sigma_r$	naprężenie w uszczelce wywołane siłą $S$	[MPa]	$mP$	nacisk na uszczelkę gwarantujący szczelność połączenia w warunkach roboczych
$p_o$	ciśnienie obliczeniowe	[MPa]	$P$	ciśnienie obliczeniowe

Pierwsze człony ( $P$  i  $H$ ) obu wzorów na  $N_r$  i  $W_{op}$  (Tab. 6) określają hydrostatyczne obciążenie ciśnieniem, które działa na efektywną średnicę uszczelnienia  $D_u$  i  $G$ . Drugie człony ( $bS$  i  $H_G$ ) obu wzorów określają reakcję uszczelki na pierścieniowej powierzchni o szerokości  $U_{cz}$  (wg *WUDT-UC*) i szerokości  $2b$  (wg *PN-EN 13445-3*). W przypadku *WUDT-UC* wartość siły  $S$  (która ma zapewnić naprężenia  $\sigma_r$  w uszczelce) jest obliczana przy założeniu, że szerokość uszczelnienia zapewniająca szczelność wynosi  $U_{cz}$ . Dla normy *PN-EN 13445-3* wartość tej szerokości jest podwojona, stąd wielkość  $2b$  we wzorze na wartość siły  $H_G$ . Mimo, że szerokość uszczelnienia nie została podwojona w przypadku obliczania siły  $S$  (co mogłoby zapewnić większe prawdopodobieństwo szczelności złącza), to jednak jej wartość jest mnożona o współczynnik  $b$  zabezpieczający przed jej spadkiem na skutek pełzania materiału uszczelki. Wartość współczynnika  $b$  w zależności od materiału i temperatury roboczej mieści się na ogół w zakresie 1–3 [12].

Wielkości  $N_r$  i  $W_{op}$  są siłami w śrubach (dla stanu pracy – przy obciążeniu kołnierza ciśnieniem wewnętrznym), które mają zapewnić, że siły ściskające uszczelkę  $bS$  i  $H_G$  nie spadną poniżej ustalonych wartości gwarantujących szczelność połączenia. Decydujący wpływ na siły  $S$  i  $H_G$  mają: wielokrotność ciśnienia  $p_o$  wg *WUDT-UC* oraz współczynnik  $m$  wg *PN-EN 13445-3*. Przeciek (nieszczelność) powstanie, gdy naciski na powierzchni uszczelki spadną poniżej pewnego minimalnego poziomu. Poziom ten jest zmienny i można założyć, że rośnie liniowo wraz ze wzrostem ciśnienia wewnętrznego. Teoretycznie połączenie będzie szczelne, gdy naciski na powierzchni uszczelki będą równe ciśnieniu wewnętrznemu, ale w praktyce (dla zapewnienia szczelności w każdych warunkach) przyjmuje się, że naciski muszą być większe od ciśnienia



działającego na złącze (Tab. 7). Wielokrotność ciśnienia  $p_o$  oraz współczynnik  $m$  można odczytać z katalogów producentów uszczelnienia, jak również można opierać się na wartościach podanych w *WUDT-UC* (dla wielokrotności ciśnienia  $p_o$ ) i normie *ASME* (dla współczynnika  $m$ ). Korzystanie z tabeli zawartej w *ASME* (przywołanej również w normie *PN-EN 13445-3*) wiąże się z pewnym ryzykiem, ponieważ prawidłowe wartości współczynnika  $m$  powinno wyznaczyć się dla konkretnych materiałów uszczelki w sposób doświadczalny, przewidziany stosownymi norm, aby zagwarantować odpowiednią klasę szczelności połączenia.

Tab. 7. Parametry  $\sigma_r$  i  $m$  dla wybranych uszczelki

Materiał uszczelki	$\sigma_r$ [MPa]	$m$ (wg [12])
Uszczelka na bazie włókien aramidowych	$4p_o$	2
Materiał z PTFE napelniany włóknem szklanym	$5,5p_o$	2,75
Uszczelka z grafitu o czystości przemysłowej o gęstości $1,0 \text{ g/cm}^3$ , nie zawierająca jakichkolwiek innych komponentów metalowych	$4p_o$	2

### Przykład obliczeniowy 2 (dane jak dla przykładu 1)

Tab. 8. Wyniki obliczeń naciągów śrub dla stanu roboczego (obciążenie ciśnieniem)

<i>WUDT-UC</i>		Jedn.	<i>PN-EN 13445-3</i>	
$N_r = P + bS$		[N]	$W_{op} = H + H_G$	
$D_u$	244,00	[mm]	$G$	250,54
$p_o$	2	[MPa]	$P$	2
$b$	Dla $t_o = 100^\circ\text{C}$ wartość $b = 1,4$	[-]	-	-
$\sigma_r$	$\sigma_r = 4,0 \cdot 2 = 8$	[MPa]	$mP$	$mP = 2 \cdot 2 = 4$
$U_{cz}$	17,00	[mm]	$b$	8,73
$P = \frac{\pi}{4}(244^2 \cdot 2)$ $P = 93472$		[N]	$H = \frac{\pi}{4}(250,54^2 \cdot 2)$ $H = 98549$	
$S = \pi \cdot 244 \cdot 17,00 \cdot 8$ $S = 104198$		[N]	$H_G = 2\pi \cdot 250,54 \cdot 8,73 \cdot 4$ $H_G = 54943$	
$N_r = 93472 + 1,4 \cdot 104198$ $N_r = 239349$		[N]	$W_{op} = 98549 + 54943$ $W_{op} = 153492$	

Wielokrotność ciśnienia  $p_o$  i współczynnik  $m$  różnią się od siebie (Tab. 7). W zależności od materiału uszczelki (a także od producenta) dla większości przypadków współczynnik  $m$  jest dwa razy mniejszy niż wielokrotność ciśnienia  $p_o$ . Różnica ta wynika z podwojonej wartości szerokości uszczelnienia  $2b$  dla algorytmu obliczeń wg *PN-EN 13445-3*. Siła ściskająca uszczelkę po obciążeniu złącza ciśnieniem jest mniejsza dla *PN-EN 13445-3*, co wynika z innej interpretacji czynnej szerokości uszczelnienia ( $b \neq U_{cz}$ ) oraz uwzględnienia w algorytmie obliczeń wg *WUDT-UC* współczynnika  $b$  zabezpieczającego przed spadkiem siły  $S$  w wyniku pełzania uszczelki. Dla przedstawionego przykładu  $bS/H_G = 2,66$ . Wynika stąd, że siła ściskająca uszczelkę jest wg *WUDT-UC* prawie trzykrotnie większa od tej, jaka wymagana jest wg *PN-EN 13445-3* dla zapewnienia szczelności przy obciążeniu złącza ciśnieniem. Siła naciągu roboczego w śrubach  $N_r$  obliczona wg *WUDT-UC* jest 1,6 razy większa od siły  $W_{op}$  wyznaczonej wg *PN-EN 13445-3* (Tab. 8).

### Montażowy naciąg śrub

Przedstawione powyżej wartości naciągów śrub (wywołujące odpowiednie naprężenia w uszczelce) mają zapewnić szczelność połączenia dla dwóch stanów: przy braku obciążenia ciśnieniem i przy obciążeniu ciśnieniem. Jak wynika z przedstawionych wzorów, siły te nie są jeszcze wystarczające do oceny ostatecznego naciągu montażowego śrub. Przy braku kompletnych danych materiałowych złącza oraz gruntownej analizy współpracy poszczególnych elementów (z uwzględnieniem zjawisk takich jak: wysoka temperatura, duże ciśnienie, wielkość koł-

nierza), trudno jest oszacować wstępny naciąg śrub. Opierając się na uznanej praktyce inżynierskiej zakłada się, że naciąg wstępny (montażowy) jest równy maksymalnej wartości z obliczonych powyżej naciągów (Tab. 9).

W tab. 9 został porównany sposób oceny sił naciągu montażowego śrub w połączeniu kołnierзовym wg *PN-EN 13445-3* i *WUDT-UC*.

Tab. 9. Naciągi montażowe śrub  $N_m$  i  $Fb_{nom}$ 

<i>WUDT-UC</i>		Jedn.	<i>PN-EN 13445-3</i>
$N_m = \max(N_{m1}; N_{m2} = CN_r)$		[N]	$Fb_{onom} = \max(W_A; W_{op})$
$D_u \leq 500 \text{ mm}$	$C = 1,2$		
$D_u > 500 \text{ mm}$	$C = 1,4$		

Przy wysokich wartościach ciśnienia można spodziewać się, że naciąg dla warunków ruchowych  $W_{op}$  i  $N_r$  będą większe niż  $W_A$  i  $N_{m1}$ . W przypadku wytycznych *WUDT-UC* przy określaniu naciągu montażowego, siła  $N_r$  zostaje dodatkowo zwiększona w wyniku przemnożenia jej przez współczynnik  $C$  zależny od średniej średnicy uszczelnienia  $D_u$ .

W przypadku pracy bezciśnieniowej złącza, siły  $W_{op}$  i  $N_r$  osiągają wartość zerową, przez co nie mogą decydować o szczelności połączenia, a tym samym nie mogą stanowić wartości naciągów montażowych. Wówczas siłami gwarantującymi szczelną pracę złącza są  $N_{m1}$  i  $W_A$ , zapewniające wymaganą, minimalną wartość naprężenia w uszczelce.

Ocena siły montażowej przyjętej jak w tab. 9, zapewnia prawidłową pracę złącza. Dla sytuacji, gdy  $CN_r > N_{m1}$  lub  $W_{op} > W_A$  wartość siły naciągu montażowego jest większa niż wymagana dla rzeczywistych warunków. Wpływa to w pewnym stopniu na zabezpieczenie złącza przed utratą szczelności na skutek takich zjawisk jak: relaksacja naprężeń (w śrubach i uszczelce), pełzanie materiałów złącza podczas pracy w wysokich temperaturach [13], ale zarazem budzi zastrzeżenia co do obliczenia przekroju śruby, ze względu na brak możliwości oceny siły w śrubach po obciążeniu złącza ciśnieniem.

### Przykład obliczeniowy 3 (dane jak dla przykładu 1 i 2)

Tab. 10. Wyniki obliczeń naciągów montażowych śrub  $N_m$  i  $Fb_{nom}$ 

<i>WUDT-UC</i>		Jedn.	<i>PN-EN 13445-3</i>
$N_m = N_{m1} = 345155$		[N]	$Fb_{onom} = W_A = 208371$

## Podsumowanie

Algorytm obliczeń połączeń kołnierзовych wg *WUDT-UC* i *PN-EN 13445-3* jest słuszny dla większości przypadków. Niezależnie od przedstawionych różnic obliczeniowych obie metody są stosowane od wielu lat z powodzeniem. Należy jednak zaznaczyć, że rosnące wymagania dotyczące poziomu szczelności połączeń sprawiają, że opisane algorytmy zastępowane są coraz częściej bardziej złożonymi i dokładnymi metodami obliczeniowymi [8, 10, 11].

## LITERATURA

- [1] Dyrektywa 97/23/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 29 maja 1997.
- [2] Strona internetowa UDT (8.02.2011): <http://www.udt.gov.pl>
- [3] Norma *PN-EN 13445-3: 2009*.
- [4] Warunki Urzędu Dozoru Technicznego, Urządzenia Ciśnieniowe, 2003.
- [5] Materiały Centrum Bezp. Techn. (8.02.2011): <http://www.cbt.edu.pl>
- [6] Norma ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII, Division 1, 2001.
- [7] Modern Flange Design. Bulletin 502. G+W Taylor-Bonney Division. P.O. Box 999. Southfield, Michigan 48037.
- [8] Norma *PN-EN 1591-1: 2001*.
- [9] Norma *PD 5500: 2009*.
- [10] Union de Normalisation de la Mécanique. *EN 13445* Unfired pressure vessels. Background to the rules in Part 3 Design. Issue 2 – 20, August 2004.
- [11] K. Magnucki, M. Malinowski, T. Belica, D. Dębowski: Zagad. Eksploatacji Maszyn, 40, nr 4, 105 (2005).
- [12] Materiały firmy Spetech (8.02.2011): <http://www.spetech.com.pl>
- [13] J. Rządowski, R. Stęczyński: Rurociągi, 37, nr 4, 15 (2004).