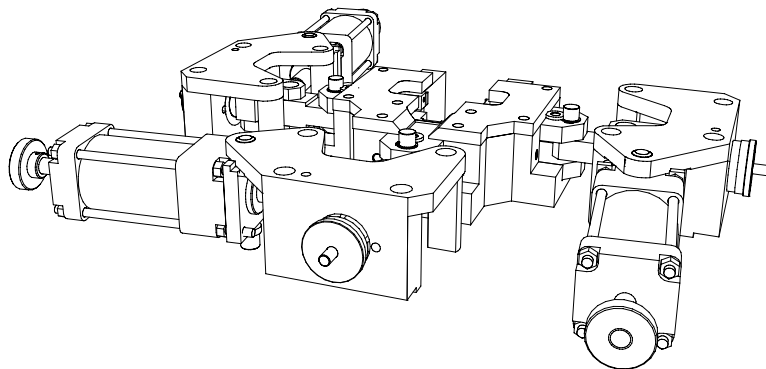




Materiały pomocnicze do projektowania
z przedmiotu:

Wprowadzenie do Techniki

Ćwiczenie nr 2

Przykład obliczenia

Opracował:
dr inż. Andrzej J. Zmysłowski ©
Katedra Podstaw Systemów Technicznych
Wydział Organizacji i Zarządzania
Politechnika Śląska w Gliwicach

Zadanie

Dla danych:

- ciśnienie nominalne w rurociągu $p_{nom} = \dots\dots\dots$
- średnica nominalna rurociągu $d_{nom} = \dots\dots\dots$
- temperatura płynu $t_p = \dots\dots\dots [^\circ\text{C}]$
- klasa własności mechanicznej $k_{wm} = \dots\dots\dots$

przeprowadzić obliczenia sprawdzające wytrzymałość śrub i wyznaczyć liczbę bezpieczeństwa wykorzystując aproksymację Sorensen'a.

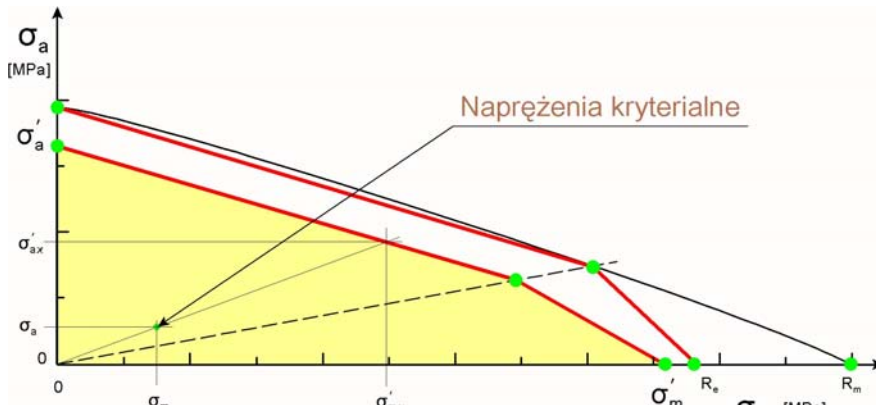
Imię Nazwisko studenta	
Uczelnia	
Wydział	
Kierunek	
Rodzaj studiów (D/W/Z)	
Miejsce (Katowice/Zabrze)	
Rok studiów	
Semestr	
Rok akademicki	
Nr grupy	

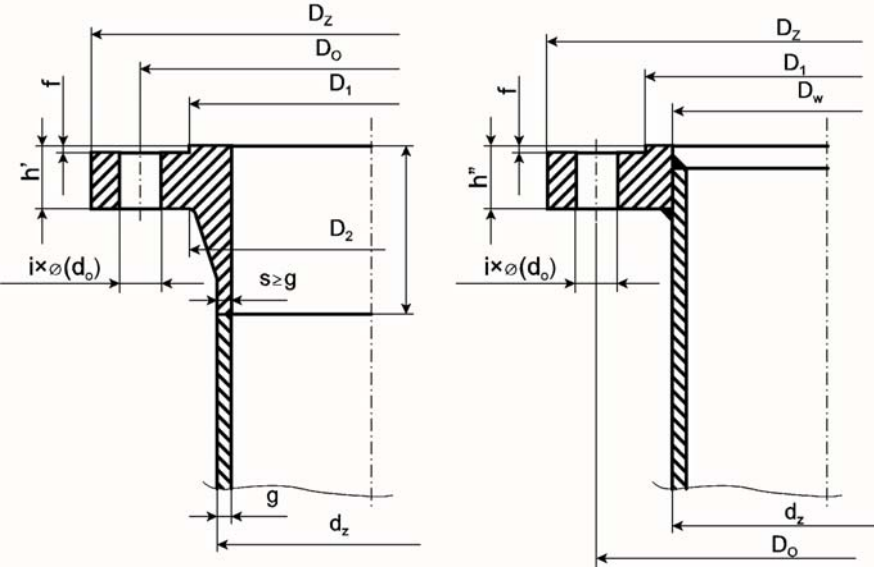
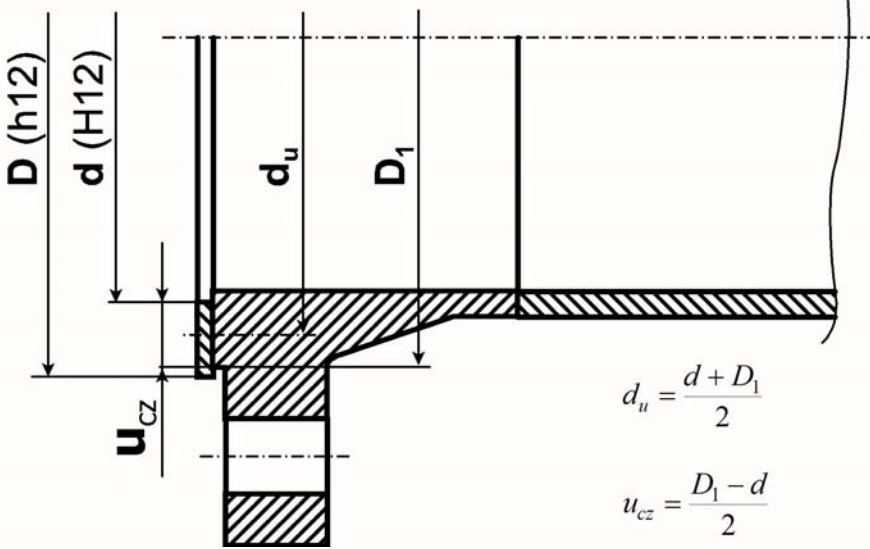
Zadanie przykładowe

- ciśnienie nominalne w rurociągu $p_{nom} = 0,6 \text{ MPa}$
- średnica nominalna rurociągu $d_{nom} = 125 \text{ mm}$
- temperatura płynu $300 \text{ [} ^\circ\text{C]}$
- klasa własności mechanicznej $k_{wm} = 6.8$

przeprowadzić obliczenia sprawdzające wytrzymałość śrub i wyznaczyć liczbę bezpieczeństwa wykorzystując aproksymację Sorensen'a.

Imię Nazwisko studenta	
Uczelnia	
Wydział	
Kierunek	
Rodzaj studiów (D/W/Z)	
Miejsce (Katowice/Zabrze)	
Rok studiów	
Semestr	
Rok akademicki	
Nr grupy	

Dane:	Obliczenia:	Wyniki:														
	Obliczenia sprawdzające śrub złącza kołnierzowego  Rys. 1 Wykres Sorensen'a; obszar naprężeń dopuszczalnych; sposób wyznaczania liczby bezpieczeństwa. Dla danych: $p_{nom} = 0,6 \text{ MPa}$ $d_{nom} = 125 \text{ mm}$ $t_p = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$ należy sprawdzić warunek nieograniczonej trwałości oraz wyznaczyć liczbę bezpieczeństwa δ. Warunek nieograniczonej trwałości jest spełniony, gdy punkt o współrzędnych $(\sigma_m; \sigma_a)$ na wykresie Sorensen'a mieści się wewnątrz zacieniowanego pola, jak pokazano na Rys. 1. Liczba bezpieczeństwa δ dana jest wzorem (1), $\delta = \frac{\sigma'_{m\kappa} + \sigma'_{a\kappa}}{\sigma_m + \sigma_a} \tag{1}$ gdzie: σ_m, σ_a – naprężenia kryterialne śruby, $\sigma'_{m\kappa}, \sigma'_{a\kappa}$ – naprężenia krytyczne elementu dla ustalonej wartości liczby κ (odczytane z wykresu na Rys. 1).															
	1 Podstawowe parametry geometryczne złącza kołnierzowego. Na podstawie PN-EN 1092-1:2007 podstawowe wymiary kołnierza typu Z dla $p_{nom} = 0.6 \text{ MPa}$ wynoszą: Tablica 1 Podstawowe wymiary połączenia kołnierzowego <table><tr><th>d_{nom}</th><th>d_z</th><th>g</th><th>h'</th><th>D_1</th><th>i</th><th>gwint</th></tr><tr><td>125</td><td>133</td><td>4</td><td>18</td><td>178</td><td>8</td><td>M16</td></tr></table>	d_{nom}	d_z	g	h'	D_1	i	gwint	125	133	4	18	178	8	M16	
d_{nom}	d_z	g	h'	D_1	i	gwint										
125	133	4	18	178	8	M16										

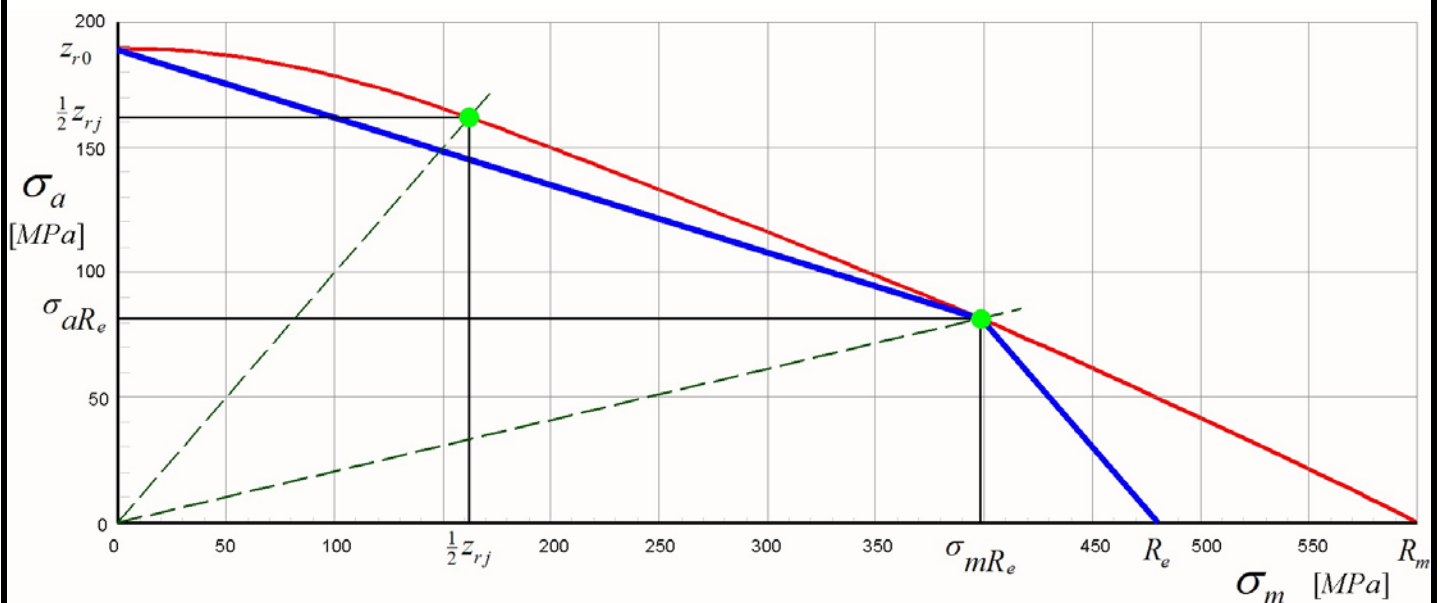
Dane:	Obliczenia:	Wyniki:
	oznaczenia w Tablicy 1 wyjaśnia rysunek Rys. 2.  Rys. 2 Podstawowe wymiary kołnierzy przypawanych z szyjką.	
	1.1 Podstawowe wymiary uszczelki Na podstawie PN-EN 12756:2004 wymiary główne uszczelnienia odpowiednio do Rys. 3, Rys. 4 są następujące:  Rys. 3 Wymiary główne uszczelnień dla przyłgi zgrubnej typu z. $d = 141 \text{ mm}$ – średnica wewnętrzna uszczelki $D = 182 \text{ mm}$ – średnica zewnętrzna uszczelki $g = 2,5 \text{ mm}$ – grubość uszczelki Dobrano uszczelnienie aluminiowe ze stopu AK10. Moduł Yonga stopu aluminium wynosi $E = 0,7 \cdot 10^5 \text{ MPa}$	

Dane:	Obliczenia:	Wyniki:																					
$D_1 = 178 \text{ mm}$ $d = 141 \text{ mm}$	1.1.1 Wyznaczenie średnicy czynnej uszczelki – d_u. Czynna średnica uszczelki wynika z jej średnicy wewnętrznej d i średnicy zewnętrznej przyłgi kołnierza D_1, co przedstawia wzór (2). $d_u = \frac{D_1 + d}{2} \tag{2}$ Na podstawie Tablicy 1 średnica zewnętrzna przyłgi na wymiar $D_1 = 178 \text{ mm}$. Podstawiając do wzoru (2) odpowiednie wartości, otrzymuje się: $d_u = \frac{178 + 141}{2} = \underline{159,5 \text{ mm}} \tag{3}$	$d_u = 159,5 \text{ mm}$																					
$D_1 = 178 \text{ mm}$ $d = 141 \text{ mm}$	1.1.2 Wyznaczenie czynnej szerokości uszczelki – u_{cz}. Czynna szerokość uszczelki u_{cz} wynika z jej średnicy wewnętrznej d i średnicy zewnętrznej przyłgi kołnierza D_1, co przedstawia wzór (4). $u_{cz} = \frac{D_1 - d}{2} \tag{4}$ Na podstawie Tablicy 1 średnica zewnętrzna przyłgi na wymiar $D_1 = 178 \text{ mm}$. Podstawiając do wzoru (4) odpowiednie wartości, otrzymuje się: $u_{cz} = \frac{178 - 141}{2} = \underline{18,5 \text{ mm}} \tag{5}$	$u_{cz} = 18,5 \text{ mm}$																					
	1.2 Dobór elementów złącza śrubowego Zgodnie z wytycznymi w Tablicy 1 dobrano 8 śrub M16. Podstawowe wymiary gwintu zamieszczono w Tablicy 2. Tablica 2 Podstawowe wymiary gwintu M16 <table><tr><td>M</td><td>P</td><td>R</td><td>D</td><td>d₂</td><td>d₃</td><td>F_r</td></tr><tr><td>mm</td><td>mm</td><td>mm</td><td>mm</td><td>mm</td><td>mm</td><td>mm²</td></tr><tr><td>16</td><td>2</td><td>0,4</td><td>16</td><td>15,567</td><td>13,369</td><td>140,4</td></tr></table>	M	P	R	D	d ₂	d ₃	F _r	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm ²	16	2	0,4	16	15,567	13,369	140,4	
M	P	R	D	d ₂	d ₃	F _r																	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm ²																	
16	2	0,4	16	15,567	13,369	140,4																	

Dane:	Obliczenia:	Wyniki:
<i>1.2.1 Wyznaczenie długości czynnej śruby – l_0.</i> Długość czynna śruby wynika z wymiaru h' grubości kołnierza, z grubości podkładki g_p oraz grubości uszczelki g, co przedstawia wzór (6) $l_0 = 2 \cdot h' + g + g_p \quad (6)$ Grubość podkładki dokładnej dla gwintu M16 wynosi $g_p = 2,5 \text{ mm}$. Grubość uszczelki wynosi $g = 2,5 \text{ mm}$, a grubość kołnierza wynosi $h' = 18 \text{ mm}$. Podstawiając do wzoru (6), otrzymuje się: $h' = 18 \text{ mm}$ $g_p = 2,5 \text{ mm}$ $g = 2,5 \text{ mm}$	$l_0 = 2 \cdot 18 + 2,5 + 2,5 = \underline{41 \text{ mm}} \quad (7)$	<u>$l_0 = 41 \text{ mm}$</u>
<i>1.2.2 Dobór długości całkowitej śruby – l.</i> Długość całkowita śruby musi zapewnić pełne współdziałanie z nakrętką o wysokości W oraz nadmiar długości gwintu od 2 do 3 skoków P. Zatem, długość całkowitą śruby l wyznacza się ze wzoru (8). $l = l_0 + W + (2 \div 3) \cdot P \quad (8)$ Wysokość nakrętki normalnej dla gwintu M16 wynosi $W = 14 \text{ mm}$. Podstawiając do wzoru (8) otrzymuje się: $l_0 = 41 \text{ mm}$ $W = 14 \text{ mm}$ $l = 41 + 14 + (4 \div 6) \text{ mm} = \underline{(59 \div 61) \text{ mm}} \quad (9)$ Przyjęto śrubę: M16×60, średnio–dokładną, kwm = 6.8	$l = 59 \div 61 \text{ mm}$	<u>$l = 59 \div 61 \text{ mm}$</u>
	2 Budowa wykresu Sorensen’a naprężeń krytycznych tworzywa śruby Śruba klasy własności mechanicznych 6.8 może być wykonana ze stali węglowej normalizowanej, dla której granica doraźnej wytrzymałości musi spełnić warunek (10). $R_m \geq 600 \text{ MPa} \quad (10)$ Na podstawie [1], Tablica 19.14, s. 291, „Stale węglowe z $R_m \geq 600 \text{ MPa}$” przyjęto następujące zależności:	
Zmysłowski	Wprowadzenie do techniki – projektowanie – Ćwiczenie nr 2	Stronica 7 z 21

Dane:	Obliczenia:	Wyniki:
	$z_{g0} = 0,45 \cdot R_m = 0,45 \cdot 600 = \underline{270 MPa} \quad (11)$ $z_{r0} = 0,7 \cdot z_{g0} = 0,7 \cdot 270 = \underline{189 MPa} \quad (12)$ $z_{rj} = 1,2 \cdot z_{g0} = 1,2 \cdot 270 = \underline{324 MPa} \quad (13)$	$z_{g0} = 270 MPa$ $z_{r0} = 189 MPa$ $z_{rj} = 324 MPa$
	2.1 Wyznaczenie równania krzywej Haigh'a Krzywa Haigh'a musi przechodzić przez cztery punkty oraz jej pochodna dla $x = 0$ musi być równa 0. Stąd, krzywą Haigh'a można zapisać jako wielomian rzędu 4 postaci (14) $y = ax^4 + bx^3 + cx^2 + dx + e \quad (14)$ Pochodna krzywej Haigh'a posiada postać (15) $y' = 4ax^3 + 3bx^2 + 2cx + d \quad (15)$ Jeżeli $x = 0$, wtedy $y' = 0$, stąd wniosek że $d = 0$. Wtedy wielomian Haigh'a przyjmuje postać (16) $y = ax^4 + bx^3 + cx^2 + e \quad (16)$ Wielomian Haigh'a w postaci (16) posiada cztery nieznanne współczynniki a, b, c, e. Współczynnik e wyznacza się z warunku, że dla $x = 0$ wielomian Haigh'a jest równy z_{r0}. Stąd wynika, że $e = z_{r0} \quad (17)$ Pozostałe trzy współczynniki a, b, c wylicza się rozwiązując układ równań (18) $\begin{vmatrix} \left(\frac{1}{2}z_j\right)^4 & \left(\frac{1}{2}z_j\right)^3 & \left(\frac{1}{2}z_j\right)^2 \\ \left(\omega R_e\right)^4 & \left(\omega R_e\right)^3 & \left(\omega R_e\right)^2 \\ R_m^4 & R_m^3 & R_m^2 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} a \\ b \\ c \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{1}{2}z_j - z_{r0} \\ (1 - \omega)R_e - z_{r0} \\ -z_{r0} \end{vmatrix} \quad (18)$ Mnożąc lewostronnie równanie (18) przez macierz odwrotną,	

Dane:	Obliczenia:	Wyniki:
	otrzymuje się wartości współczynników a, b, c w funkcji parametru ω. Wartość parametru $\omega = 0,83$ zapewnia poprawną postać krzywej Haigh'a. Zatem, rozwiązanie przyjmuje postać (19) $\begin{vmatrix} \left(\frac{1}{2}z_j\right)^4 & \left(\frac{1}{2}z_j\right)^3 & \left(\frac{1}{2}z_j\right)^2 \\ \left(\omega R_e\right)^4 & \left(\omega R_e\right)^3 & \left(\omega R_e\right)^2 \\ R_m^4 & R_m^3 & R_m^2 \end{vmatrix}^{-1} \cdot \begin{vmatrix} \frac{1}{2}z_j - z_{r0} \\ (1 - \omega)R_e - z_{r0} \\ -z_{r0} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a \\ b \\ c \end{vmatrix} \quad (19)$ Ostatecznie, po wyliczeniu współczynników a, b, c, krzywa Haigh'a przyjmuje postać (20) $\sigma_a = -1,684E-09 \cdot \sigma_m^4 + 2,4331E-06 \cdot \sigma_m^3 - 1,379E-03 \cdot \sigma_m^2 + 189 \quad (20)$ Wykres krzywej Haigh'a i aproksymację Sorensen'a pokazano na Rys. 5.	



Rys. 5 Wykres Haigh'a i aproksymacja Sorensen'a dla tworzywa śruby.

	2.2 Aproksymacja Sorensen'a dla naprężeń krytycznych elementu σ'_m oraz σ'_a. Naprężenia krytyczne elementu medialne wylicza się ze wzoru (21), $\sigma'_m = R_e \cdot \epsilon_0 \quad (21)$ gdzie: ϵ_0 – liczba wpływu wielkości przedmiotu dla obciążeń stałych. Naprężenia krytyczne elementu amplitudalne wylicza się ze wzoru (22), (29),	
Zmysłowski	Wprowadzenie do techniki – projektowanie – Ćwiczenie nr 2	Stronica 9 z 21

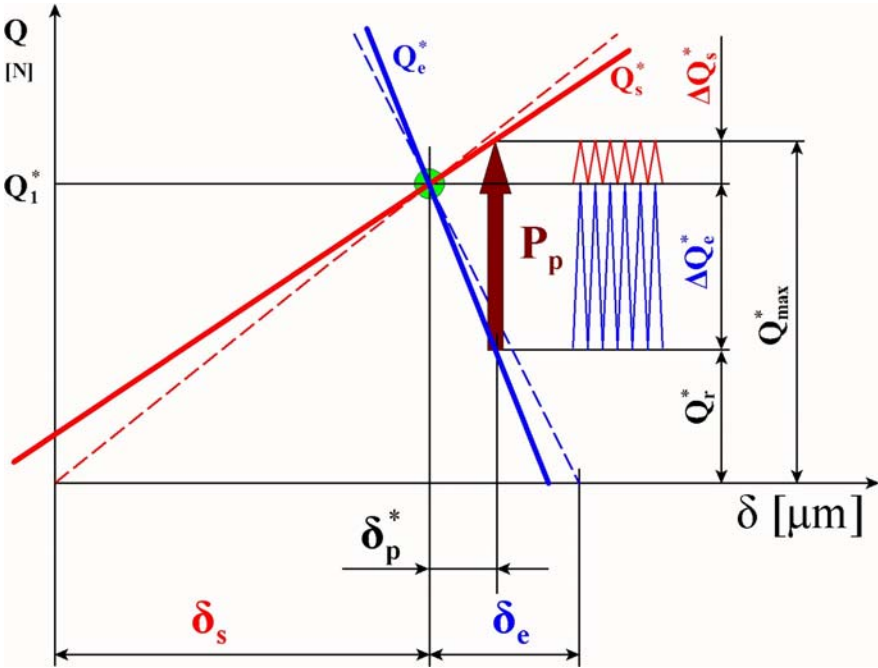
Dane:	Obliczenia:	Wyniki:
	$\sigma'_a = z_{r0} \cdot \epsilon \quad (22)$ gdzie: ϵ – liczba wpływu wielkości przedmiotu dla obciążeń zmiennych.	
	2.2.1 Wyznaczenie liczb wpływu wielkości elementu ϵ i ϵ_0. Liczbę wpływu wielkości elementu ϵ i ϵ_0 wyznacza się z wykresu na Rys. 3.87, str. 329, [2] na podstawie znanej wytrzymałości zmęczeniowej z_{g0} oraz wymiaru podstawowego d gwintu i nieznanej liczby kształtu α_k.	
$q = 0,4 mm$ $d = 13,4 mm$ $D = 16 mm$ $\frac{q}{d} = 0,03$ $\frac{D}{d} = 1,2$	2.2.1.1 Wyznaczenie liczby kształtu α_k. Liczbę kształtu α_k wyznacza się z nomogramu na podstawie [1], Rys. 18.44, str. 259. $\frac{q}{d} = 0,03 \quad (23)$ $\frac{D}{d} = 1,2 \quad (24)$ $\alpha_k = 2,3 \quad (25)$	$\frac{q}{d} = 0,03$ $\frac{D}{d} = 1,2$ $\alpha_k = 2,3$
$z_{g0} = 270 MPa$ $\alpha_k = 2,3$ $d = 16 mm$ $z_{g0} = 270 MPa$ $\alpha_k = 1$ $d = 16 mm$	2.2.1.2 Określenie wartości liczb wpływu wielkości elementu ϵ i ϵ_0. Na podstawie [2] z nomogramu (Rys. 3.87, str. 329) odczytuje się wartość: $\frac{1}{\epsilon} = 1,13 \quad (26)$ $\frac{1}{\epsilon_0} = 1,03 \quad (27)$	$\epsilon = 0,885$ $\epsilon_0 = 0,971$
Zmysłowski	Wprowadzenie do techniki – projektowanie – Ćwiczenie nr 2	Stronica 10 z 21

Dane:	Obliczenia:	Wyniki:
2.3 Obliczenie naprężeń krytycznych σ'_m oraz σ'_a. Podstawiając do wzoru (21) wielkości R_e oraz ϵ_0, otrzymuje się: $R_e = 480 MPa$ $\epsilon_0 = 0,971$ $\sigma'_m = 480 \cdot 0,971 = 466 MPa$ (28) oraz podstawiając do wzoru (22), (29) wielkości z_{r0} oraz ϵ otrzymuje się: $z_{r0} = 189 MPa$ $\epsilon_0 = 0,885$ $\sigma'_a = 189 \cdot 0,885 = 167,3 MPa$ (29)	$\sigma'_m = 466 MPa$ $\sigma'_a = 167,3 MPa$	
	2.4 Wyznaczenie obszaru naprężeń dopuszczalnych. Obszar naprężeń dopuszczalnych znajduje się poniżej skorygowanego wykresu Sorensen'a. Skorygowany wykres Sorensen'a przedstawiono na Rys. 6.	



Rys. 6 Skorygowany wykres Sorensen'a dla naprężeń krytycznych elementu; Obszar naprężeń dopuszczalnych zacieniowany.

	3 Naprężenia kryterialne w śrubie – σ_m i σ_a. Obciążenie złącza śrubowego ilustruje Rys. 7. Naprężenia kryterialne σ_m i σ_a wynikają z wartości sił medialnej Q_m i amplitu-	
Zmysłowski	Wprowadzenie do techniki – projektowanie – Ćwiczenie nr 2	Stronica 11 z 21

Dane:	Obliczenia:	Wyniki:
	dalnej Q_a, pola przekroju rdzenia gwintu F_r oraz liczby działania karbu β_k i liczby kształtu α_k.  Rys. 7 Wykres sił złącza śrubowego w złączu kołnierzowym. Naprężenia kryterialne σ_m wyznacza się ze wzoru (30), $\sigma_m = \frac{Q_m}{F_r} \cdot \alpha_k \quad (30)$ Naprężenia kryterialne σ_a wyznacza się ze wzoru (31). $\sigma_a = \frac{Q_a}{F_r} \cdot \beta_k \quad (31)$ Do wyliczenia naprężeń kryterialnych σ_m i σ_a należy wyznaczyć wartości sił Q_m i Q_a oraz wartość liczby działania karbu β_k.	
	3.1 Wyznaczenie sił obciążających śrubę Q_m i Q_a. Siłę Q_m wyznacza się ze wzoru (32) $Q_m = Q_1^* + \frac{1}{2} \cdot \Delta Q_s^* \quad (32)$	

Dane:	Obliczenia:	Wyniki:
	Natomiast siłę Q_a wyznacza się ze wzoru (33) $Q_a = \frac{1}{2} \cdot \Delta Q_s \quad (33)$ Wyznaczenie sił Q_m i Q_a wymaga wyznaczenia siły Q_1^* oraz ΔQ_s.	
	3.1.1 Wyznaczenie siły Q_1^*. Siłę Q_1^* wyznacza się ze wzoru (34) $Q_1^* = Q_r^* + \frac{k_e^*}{k_s^* + k_e^*} \cdot P_p \quad (34)$ gdzie: Q_r^* – obciążenie resztowe w uszczelce po zadziałaniu siły P_p, k_e^* – sztywność układu elementów po zadziałaniu siły P_p, k_s^* – sztywność układu śruby po zadziałaniu siły P_p, P_p – siła obciążenia zewnętrznego od ciśnienia p w rurociągu.	
$p = 0,6 \text{ MPa}$ $d_u = 159,5 \text{ mm}$ $u_{cz} = 18,5 \text{ mm}$	3.1.1.1 Obciążenie resztowe w uszczelce – Q_r^*. Siłę resztową w uszczelce wyznacza się ze wzoru (35) $Q_r^* = 1,8 \cdot p \cdot \pi \cdot d_u \cdot u_{cz} \quad (35)$ Po podstawieniu wartości do wzoru (35) otrzymuje się: $Q_r^* = 1,8 \cdot 0,6 \cdot \pi \cdot 159,5 \cdot 18,5 = \underline{10012 \text{ N}} \quad (36)$	$Q_r^* = 10012 \text{ N}$
	3.1.1.2 Obciążenie zewnętrzne P_p. Obciążenie zewnętrzne P_p wyznacza się ze wzoru (37).	

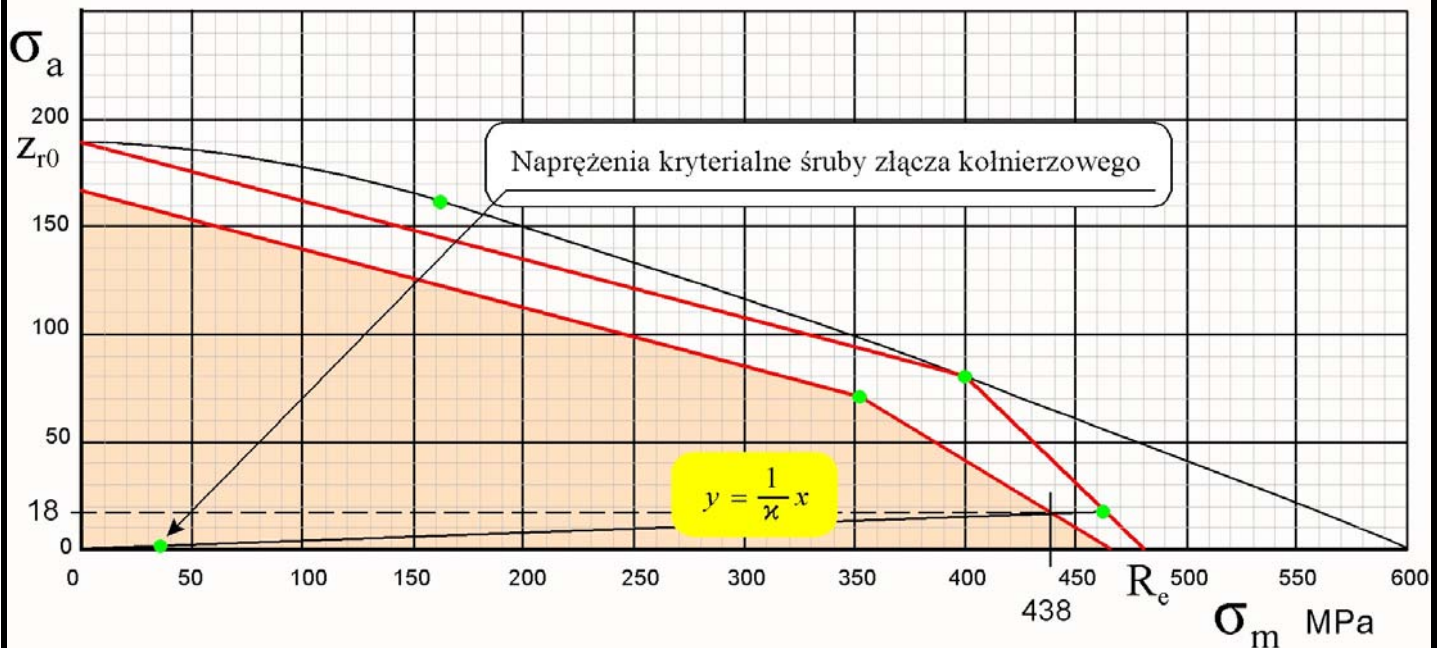
Dane:	Obliczenia:	Wyniki:
$p = 0,6 \text{ MPa}$ $d_u = 159,5 \text{ mm}$	$P_p = p \cdot \frac{\pi \cdot d_u^2}{4} \quad (37)$ Podstawiając znane wartości otrzymuje się: $P_p = 0,6 \cdot \frac{\pi \cdot 159,5^2}{4} = \underline{11988 \text{ N}} \quad (38)$	$\underline{P_p = 11998 \text{ N}}$
	3.1.1.3 Wyznaczenie sztywności układu elementów – k_e^*. Układ elementów składa się z dwóch kołnierzy i uszczelki, stanowiących szeregowy układ sztywności. Zakłada się w uproszczeniu, że kołnierze posiadają jednakową sztywność k_1 i k_2. Oznaczając sztywność uszczelki symbolem k_u, sztywność wypadkowa układu dana jest wzorem (39) $k_e^* = \left(\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_u} \right)^{-1} \quad (39)$ Sztywność dowolnego elementu wyraża się stosunkiem siły Q do odkształcenia δ, jakie siła wywołuje, co przedstawia wzór (40), $k = \frac{Q}{\delta} = \frac{E \cdot F_{cz}}{l_0} \quad (40)$ gdzie: E – oznacza moduł Young’a, F_{cz} – oznacza czynny przekrój poddany odkształceniu, l_0 – oznacza długość początkową przed odkształceniem. Zakłada się w uproszczeniu, że powierzchnia czynna odkształcenia F_{cz} we wzorze (40) jest równa czynnej powierzchni uszczelnienia F_u, danej wzorem (41) $F_u = \pi \cdot d_u \cdot u_{cz} \quad (41)$ Podstawiając znane wartości do wzoru (41), otrzymuje się: $F_u = \pi \cdot 159,5 \cdot 18,5 = \underline{9270 \text{ mm}^2} \quad (42)$	$\underline{F_u = 9270 \text{ mm}^2}$

Dane:	Obliczenia:	Wyniki:
$E_{Al} = 0,7 E+05 \text{ MPa}$ $F_u = 9270 \text{ mm}^2$ $g = 2,5 \text{ mm}$	Sztywność uszczelki wylicza się ze wzoru (43), $k_u = \frac{E_{Al} \cdot F_u}{g} \quad (43)$ co po podstawieniu wartości otrzymuje się wartość k_u. $k_u = \frac{0,7 \cdot 10^5 \cdot 9270}{2,5} = \underline{259,56 \cdot 10^6 \text{ N/mm}} \quad (44)$ Sztywność kołnierza wylicza się ze wzoru (45), $k_1 = \frac{E_{st} \cdot F_u}{h'} \quad (45)$ co po podstawieniu wartości otrzymuje się wartość k_1. $k_1 = \frac{2,1 E+05 \cdot 9270}{18} = \underline{108,15 \text{ N/mm}} \quad (46)$ Podstawiając wyliczone wartości do wzoru (39) otrzymuje się wartość sztywności elementów k_e^*. $k_e^* = \left(\frac{1}{108 E+06} + \frac{1}{108 E+06} + \frac{1}{260 E+06} \right)^{-1} = \underline{44,71 E+06 \text{ N/mm}} \quad (47)$	$k_u = 260 E+06 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ $k_1 = 108 E+06 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ $k_e^* = 44,7 E+06 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$
	3.1.1.4 Wyznaczenie sztywności układu śruby k_s^*. Układ śruby składa się ze śruby o długości l_0 oraz podkładki o grubości g_p. Zakłada się w uproszczeniu, że śruba posiada gwint na całej długości. Jeżeli sztywność śruby wynosi k_s, sztywność podkładki wynosi k_p, wtedy sztywność zastępcza układu śruby k_s^* wyraża się wzorem (48). Liczba i we wzorze (48) oznacza liczbę śrub oraz podkładek, które tworzą równoległy układ sztywności, co powoduje zwielokrotnienie sztywności zespołu.	

Dane:	Obliczenia:	Wyniki:
$E_{st} = 2,1E+05 \text{ MPa}$ $F_r = 140,4 \text{ mm}^2$ $l_0 = 41 \text{ mm}$	$k_s^* = \left(\frac{1}{ik_s} + \frac{1}{ik_p} \right)^{-1} \quad (48)$ Przekształcając wzór (40) do wzoru na sztywność śruby k_s, otrzymuje się wzór (49), $k_s = \frac{E_{st} \cdot F_r}{l_0} \quad (49)$ gdzie: F_r – jest przekrojem rdzenia śruby, którego wartość znajduje się w Tablicy 2, l_0 – wyznaczono na stronie 7 ze wzoru (6). Podstawiając znane wartości do (49), otrzymuje się $k_s = \frac{2,1E+05 \cdot 140,4}{41} = 7,19E+05 \text{ N/mm} \quad (50)$	$k_s = 7,19E+05 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$
	Przekształcając wzór (40) do wzoru na sztywność podkładki k_p, otrzymuje się wzór (51), $k_p = \frac{E_{st} \cdot F_p}{g_p} \quad (51)$ gdzie: F_p – jest przekrojem czynnym podkładki wyznaczanym ze wzoru (52), gdzie $S = 24 \text{ mm}$ jest rozmiarem klucza. $F_p = \frac{\pi}{4} \cdot \left((S + g_p)^2 - d_0^2 \right) \quad (52)$	
	Podstawiając do wzoru (52) znane wartości otrzymuje się: $F_p = \frac{\pi}{4} \cdot \left((24 + 2,5)^2 - 17^2 \right) = 324,6 \text{ mm}^2 \quad (53)$ Po wyznaczeniu wartości przekroju czynnego podkładki F_p, podstawia się pozostałe znane wartości do wzoru (51), otrzymując:	$F_p = 324,6 \text{ mm}^2$
	$k_p = \frac{2,1E+05 \cdot 324,6}{2,5} = 272,7E+05 \text{ N/mm} \quad (54)$	$k_p = 273E+05 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$

Dane:	Obliczenia:	Wyniki:
$i=8$ $k_s = 7,19E+05 \frac{N}{mm}$ $k_p = 273E+05 \frac{N}{mm}$	Zatem, podstawiając do wzoru (48) znane wartości otrzymuje się; $k_s^* = \left(\frac{1}{8 \cdot 7,19E+05} + \frac{1}{8 \cdot 273E+05} \right)^{-1} = \quad (55)$ $\underline{5,604E+06 N/mm}$	$k_s^* = 5,6E+06 \frac{N}{mm}$
$Q_r^* = 10012 N$ $P_p = 11998 N$ $k_e^* = 44,7E+06 \frac{N}{mm}$ $k_s^* = 5,6E+06 \frac{N}{mm}$	3.1.1.5 Obliczenie wartości siły Q_1^*. Podstawiając do wzoru (34) znane wartości, otrzymuje się: $Q_1^* = 10012 + \frac{44,7E+06}{44,7E+06 + 5,6E+06} \cdot 11998 \quad (56)$ $Q_1^* = \underline{20674 N}$	$Q_1^* = 20674 N$
$P_p = 11998 N$ $k_e^* = 44,7E+06 \frac{N}{mm}$ $k_s^* = 5,6E+06 \frac{N}{mm}$	3.1.1.6 Wyznaczenie przyrostu siły w śrubie ΔQ_s^*. Przyrost siły w układzie śruby po zadziałaniu siły P_p wyznacza się ze wzoru (57). $\Delta Q_s^* = \frac{k_s^*}{k_e^* + k_s^*} \cdot P_p \quad (57)$ Podstawiając znane wartości do (57), otrzymuje się: $\Delta Q_s^* = \frac{5,6E+06}{44,7E+06 + 5,6E+06} \cdot 11998$ $\Delta Q_s^* = \underline{1335,8 N}$	$\Delta Q_s^* = 1335,8 N$
	3.1.1.7 Obliczenie siły medialnej Q_m oraz amplitudalnej Q_a w śrubie. Podstawiając do wzoru (32) i (33) znane wartości otrzymuje się wartość siły medialnej Q_m oraz amplitudalnej Q_a	

Dane:	Obliczenia:	Wyniki:
	4 Sprawdzenie warunku nieograniczonej trwałości i wyznaczenie liczby bezpieczeństwa δ Warunek nieograniczonej trwałości sprawdza się przez umieszczenie punktu o współrzędnych (σ_m, σ_a) na wykres aproksymacji Sorensen'a. Wynik sprawdzania zamieszczono na Rys. 8	



Rys. 8 Sprawdzenie warunku nieograniczonej trwałości i wyznaczenie naprężeń krytycznych tworzywa przy ustalonej wartości liczby κ .

	4.1 Obliczenie liczby stałości naprężenia κ. Liczba stałości naprężenia wyraża się wzorem (64). $\kappa = \frac{\sigma_m}{\sigma_a} \quad (64)$ Podstawiając znane wartości naprężeń kryterialnych σ_m i σ_a, otrzymuje się: $\kappa = \frac{35}{1,4} = \underline{25} \quad (65)$	$\kappa = 25$
$\sigma_m = 35 \text{ MPa}$ $\sigma_a = 1,4 \text{ MPa}$		

Dane:	Obliczenia:	Wyniki:
$\kappa = 25$	4.2 Wyznaczenie naprężeń krytycznych elementu dla ustalonej wartości liczby κ. Jak pokazano na Rys. 8 linia o równaniu $y = \frac{1}{\kappa} \cdot x$ przecina aproksymację Sorensen'a o równaniu $y = -x + 480$. Rozwiązując układ równań (66), $\begin{vmatrix} 1 & -\frac{1}{\kappa} \\ 1 & 1 \end{vmatrix}^{-1} \cdot \begin{vmatrix} 0 \\ 480 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} y \\ x \end{vmatrix} \quad (66)$ otrzymuje się następujące wartości: $x = 461,5$ $y = 18,5$, co wprowadzone na wykres (Rys. 8) pozwala odczytać wartości naprężeń krytycznych tworzywa śruby dla ustalonej liczby κ. Naprężenia krytyczne elementu dla wartości $\kappa = 25$ wynoszą: $\begin{aligned} \sigma_{m\kappa} &= 438 \text{ MPa} \\ \sigma_{a\kappa} &= 18 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (67)$	$\sigma_{m\kappa} = 438 \text{ MPa}$ $\sigma_{a\kappa} = 18 \text{ MPa}$
$\sigma_{m\kappa} = 438 \text{ MPa}$ $\sigma_{a\kappa} = 18 \text{ MPa}$ $\sigma_m = 35 \text{ MPa}$ $\sigma_a = 1,4 \text{ MPa}$	4.3 Obliczenie liczby bezpieczeństwa δ. Podstawiając do wzoru (1) wyznaczone wartości otrzymuje się $\delta = \frac{438 + 18}{35 + 1,4} = \underline{\underline{12,53}}$ Osiem śrub M16x60 klasy własności mechanicznych 6.8, zastosowanych w złączu kołnierзовym z kołnierzami typu Z, dla ciśnienia nominalnego 0,6 MPa i średnicy nominalnej 125 mm: spełnia warunek nieograniczonej wytrzymałości.	$\delta = 12,5$

Dane:	Obliczenia:	Wyniki:
Literatura. 1. Niezgodziński M.E., Niezgodziński T.: <i>Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe</i>. PWN Warszawa 1973. 2. Dietrych J., Kocańda S., Korewa W.: <i>Podstawy konstrukcji maszyn</i>. Cz. I, wyd. IV. WNT Warszawa 1971.		

