

# AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA

im. St. Staszica w Krakowie

Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki  
Katedra Projektowania i Eksploatacji Maszyn

## ŚRUBOWY MECHANIZM NACIĄGOWY

### Założenia projektowe:

- urządzenie bardzo odpowiedzialne,
- montaż i eksploatacja w warunkach terenowych,
- jednostkowe wytwarzanie mechanizmu,
- zapewnienie możliwości regulacji siły napięcia w linie.

### Dane liczbowe:

- obciążenie mechanizmu (naciąg w linie)  $Q_{\max} = \dots\dots\dots$  [kN],
- kąt pochylenia liny  $\beta = \dots\dots\dots$  [°].

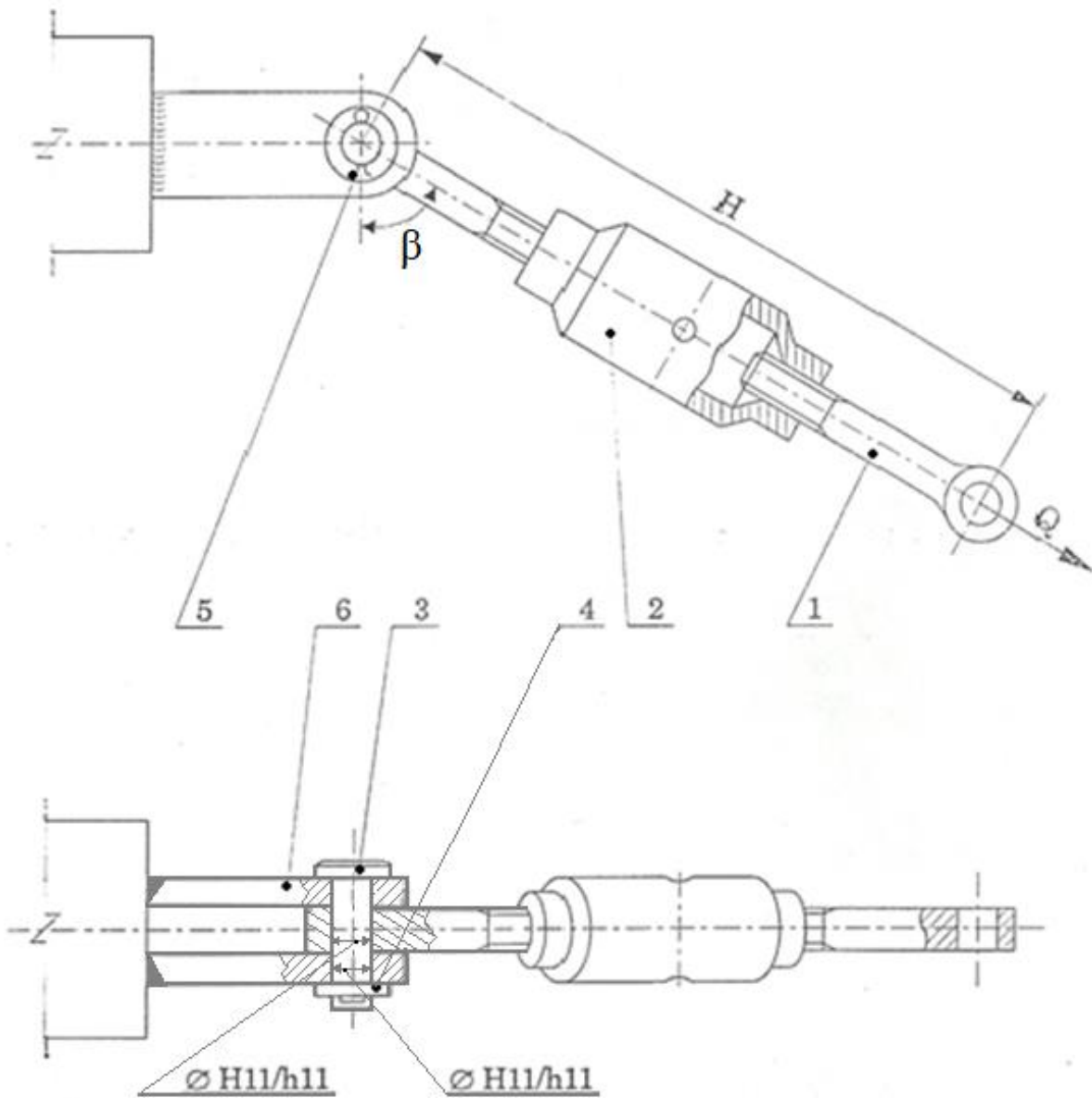
Nazwisko i imię wykonawcy/wykonawców projektu: .....

Wydział .....

Rok studiów .....

Semestr .....

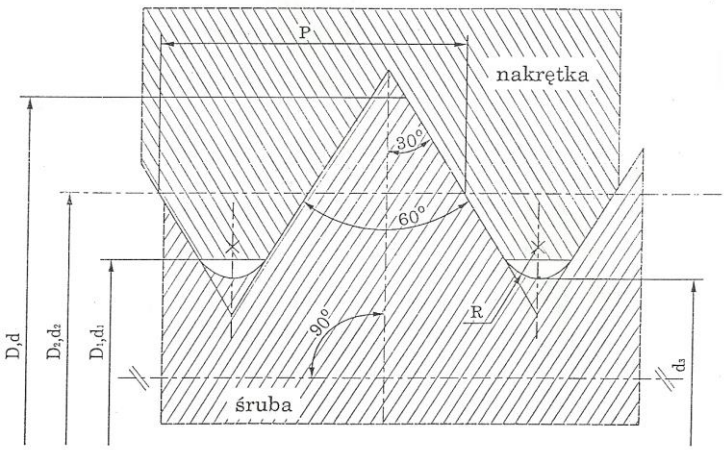
## Schemat poglądowy mechanizmu naciągowego



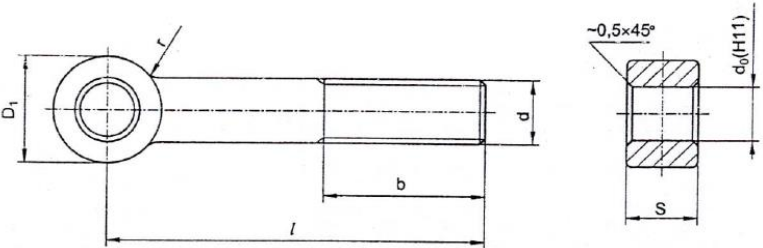
- 1 - śruba oczkowa, 2 - nakrętka napinająca rurowa,  
3 - sworzeń, 4 - podkładka, 5 - zawlecзка, 6 - widelki

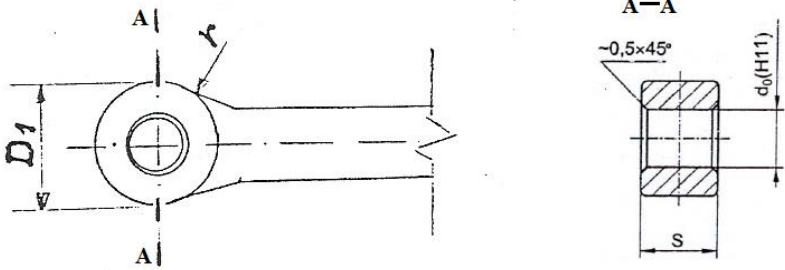
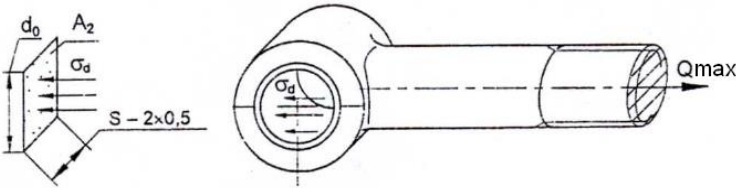
OBLICZENIA

Dane	Obliczenia	Wyniki
	<p>Zgodnie z wymaganiami do obliczeń przyjęto koncepcję rozwiązania konstrukcyjnego urządzenia w postaci śrubowego mechanizmu naciągowego.</p> <p>W pierwszym kroku można dokonać wstępnego doboru materiałów konstrukcyjnych na najważniejsze elementy projektowanego mechanizmu:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- <b>śruba oczkowa</b> – materiał dobieramy według własności mechanicznych stali, z których wykonywane są łączniki śrubowe (np. 4.8 lub 5.6)  <b>Przyjęto na śrubę oczkową stal o klasie własności mechanicznych .....</b>  <b>Re=.....[MPa]; Rm=.....[MPa],</b></li> <li>- <b>sworzeń</b> – dobieramy stal z grupy, z której te elementy są wykonywane (np. stal E335 lub C55)  <b>Przyjęto na sworzeń stal .....</b>  <b>Re=.....[MPa]; Rm=.....[MPa],</b></li> <li>- <b>widelki</b> – ze względu na fakt, że będą spawane wybieramy stal spawalną (np. S275 lub E295)  <b>Przyjęto na widelki stal .....</b>  <b>Re=.....[MPa]; Rm=.....[MPa].</b></li> </ul>	
<p>Naciąg w linie jest równy sile osiowej w mechanizmie naciągowym <math>Q_{max} = \dots\dots[N]</math>, która powoduje między innymi naprężenia rozciągające w rdzeniu śruby oczkowej</p>	<p>Wymiary mechanizmu naciągowego są uzależnione w głównej mierze od cech geometrycznych śruby oczkowej. Prognozowane wartości obciążeń śruby oraz cechy wytrzymałościowe materiału na śrubę, warunkują wartość średnicy rdzenia nagwintowanej części trzpienia śruby.</p> <p><b>I. Obliczenia wstępne śruby oczkowej</b></p> <p>Wstępne obliczenie średnicy rdzenia <math>d_3</math> śruby oczkowej przeprowadzono z warunku wytrzymałościowego na rozciąganie, uwzględniając fakt, że śruba będzie równocześnie skręcana podczas pracy.</p> <p>Dla złącza gwintowego narażonego na rozciąganie ze skręcaniem zaleca się, aby wartość prognozowanych naprężeń <math>\sigma_r</math> spełniała zależność:</p> $\sigma_r \leq (0,65 \div 0,85) k_r$ <p>Zatem dla wstępnego oszacowania wartości średnicy rdzenia <math>d_3</math> śruby wykorzystano warunek wytrzymałościowy na rozciąganie:</p> $\sigma_r = \frac{Q_{max}}{A} = \frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot d_3^2} \leq 0,75 \cdot k_r \quad (1)$ <p>A - pole powierzchni przekroju poprzecznego rdzenia śruby,</p>	

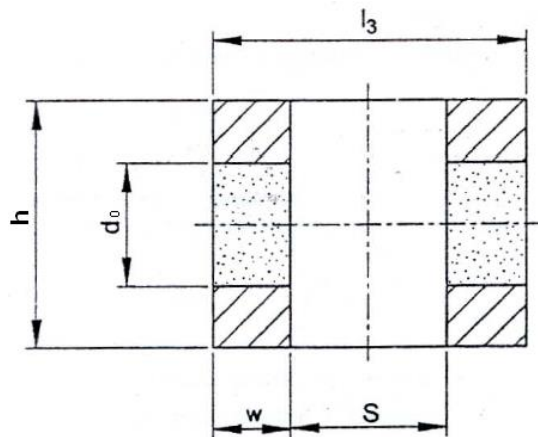
<p><math>X_Q=1,9 \div 2,9</math></p> <p><math>Q_{max} = \dots [N]</math> <math>k_r = \dots [MPa]</math></p>	<p><math>k_r</math> - naprężenie dopuszczalne na rozciąganie statyczne materiału śruby.</p> <p>Przyjęto śrubę stalową z materiału o klasie własności mechanicznych ....., dla której granica plastyczności <math>R_e = \dots [MPa]</math>.</p> <p>Przyjęto współczynnik bezpieczeństwa <math>X_Q = \dots</math> (np. 2,8 do obliczeń wstępnych dla urządzenia odpowiedzialnego). Stąd otrzymano:</p> $k_r = \frac{R_e}{X_Q} =$ <p>Po przekształceniu wzoru (1) średnica rdzenia śruby oczkowej <math>d_3</math>:</p> $d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot 0,75 \cdot k_r}}$ <p><math>d_3 \geq \dots [mm]</math></p> <p>Zaleca się dobierać wymiary gwintów z pierwszego szeregu wymiarowego według normy, tzn. te wymiary gwintów, które nie są umieszczone w nawiasach, dlatego z normy ..... przyjęto najbliższy większy gwint metryczny zwykły (nie drobnozwojny!). W tym przypadku jest to gwint metryczny oznaczony symbolem M..... (np. M30), którego średnica rdzenia spełnia warunek:</p> $d_3 = \dots \geq \dots [mm]$ <p>Pozostałe wymiary charakterystyczne gwintu odczytano z normy:</p> <p><math>D_1 = d_1 = \dots [mm]</math>,  <math>D_2 = d_2 = \dots [mm]</math>,  <math>D = d = \dots [mm]</math>,  <math>h = P = \dots [mm]</math> (skok gwintu),  <math>\alpha = \dots [^\circ]</math> (kąt rozwarcia zarysu gwintu).</p> 	<p><math>X_Q = \dots</math></p> <p><math>k_r = \dots [MPa]</math></p> <p><math>d_3 = \dots</math></p> <p><math>d_1 = \dots</math>  <math>d_2 = \dots</math>  <math>d = \dots</math>  <math>h = P = \dots</math>  <math>\alpha = \dots</math></p>
---	--	--

<p> <math>Q_{max} = \dots [N]</math>  <math>d_3 = \dots [mm]</math> </p> <p> <math>d_2 = \dots [mm]</math>  <math>h = \dots [mm]</math>  <math>\mu = \dots</math>, (ok. 0,15)  <math>\alpha_r = \dots [^\circ]</math>          (dla gwintu metrycznego <math>\alpha_r = 30^\circ</math>)       </p>	<p><b>II. Sprawdzenie przyjętych założeń i obliczeń wstępnych</b></p> <p>Prognozowane naprężenia normalne od rozciągania rdzenia śruby <math>\sigma_r</math> podczas pracy mechanizmu naciągowego można obliczyć ze wzoru (1):</p> $\sigma_r = \frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot d_3^2} =$ <p>Przy założeniu, że powierzchnię gwintu można potraktować jako maszynę prostą, a w szczególności jako równię pochyłą, prognozowany moment skręcający <math>M_s</math> w rdzeniu śruby wynika z analizy sił działających na masę poruszaną po równi pochyłej. Podczas analizy równię pochyłą (myślowo) opasano na trzpieniu śruby oczkowej, tworząc powierzchnię roboczą gwintu. Na tę powierzchnię może oddziaływać masa z siłą <math>Q_{max}</math>. Jako wzajemne oddziaływanie śruby i nakrętki przyjęto zadaną siłę naciągu w linii <math>Q_{max}</math>. Zatem wartość momentu skręcającego <math>M_s</math> niezbędnego do wywołania naciągu <math>Q_{max}</math> obliczamy z zależności:</p> $M_s = 0,5 \cdot Q_{max} \cdot d_2 \cdot tg(\gamma + \rho')$ $tg \gamma = \frac{h}{\pi \cdot d_2} =$ $\gamma =$ $tg \rho' = \frac{\mu}{\cos \alpha_r} =$ $\rho' =$ $tg(\gamma + \rho') =$ <p> <math>\gamma</math> – kąt nachylenia linii śrubowej,  <math>\rho'</math> – pozorny kąt tarcia,  <math>\mu</math> – współczynnik tarcia,  <math>\alpha</math> – kąt rozwarcia zarysu gwintu,  <math>\alpha_r</math> – kąt roboczy gwintu.       </p> <p>Po podstawieniu wartości liczbowych:</p> $M_s = 0,5 \cdot Q_{max} \cdot d_2 \cdot tg(\gamma + \rho') =$ <p>Prognozowane naprężenia styczne od skręcania w rdzeniu śruby oczkowej obliczamy ze wzoru:</p> $\tau_s = \frac{M_s}{W_o}$ <p><math>W_o</math> – biegunowy wskaźnik wytrzymałości na skręcanie (przekroju poprzecznego rdzenia śruby oczkowej)</p> $W_o = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16}$	<p><math>\sigma_r = \dots</math></p> <p><math>tg \gamma = \dots</math>  <math>\gamma = \dots</math>  <math>tg \rho' = \dots</math>  <math>\rho' = \dots</math>  <math>tg(\gamma + \rho') = \dots</math></p> <p><math>M_s = \dots</math></p>
---	---	---

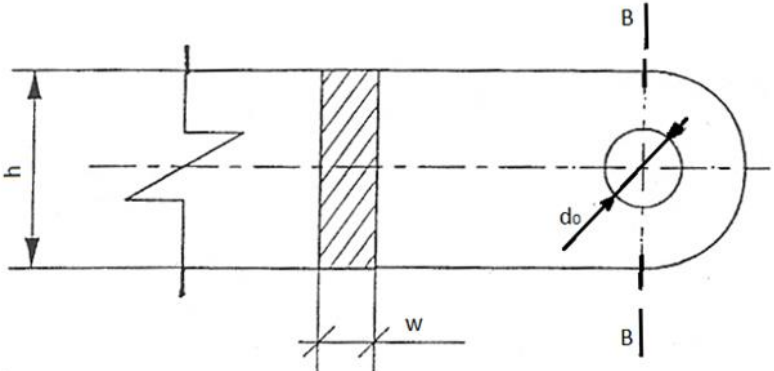
<p> <math>d_3 = \dots</math> [mm]  <math>M_s = \dots</math> [Nm] </p> <p> <math>\sigma_r = \dots</math> [MPa]  <math>\tau_s = \dots</math> [MPa] </p> <p> <math>\sigma_z = \dots</math> [MPa]  <math>k_r = \dots</math> [MPa] </p> <p> <math>R_e = \dots</math> [MPa]  <math>\sigma_z = \dots</math> [MPa] </p> <p> klasa  własności  mechanicznych  materiału  śruby .....  rodzaj gwintu  M..... </p>	<p>Po podstawieniu:</p> $\tau_s = \frac{16 \cdot M_s}{\pi \cdot d_3^3} =$ <p>Prognozowane naprężenie zastępcze w rdzeniu śruby według hipotezy H-M-H obliczamy ze wzoru:</p> $\sigma_z = \sqrt{\sigma_r^2 + 3 \cdot \tau_s^2} =$ <p>Sprawdzenie czy spełniony jest warunek wytrzymałościowy:</p> $\sigma_z \leq k_r$ <p>Jeśli warunek nie jest spełniony należy przyjąć śrubę o większej średnicy rdzenia <math>d_3</math> i powtórzyć obliczenia.</p> <p>Rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa dla nagwintowanej części trzpienia śruby oczkowej M.... wynosi:</p> $X_{Q_{rz}} = \frac{R_e}{\sigma_z} =$ <p>Dobór z normy ..... śruby oczkowej M..... i jej wymiary charakterystyczne:</p> <p> <math>d_0 = \dots</math> [mm],  <math>S = \dots</math> [mm],  <math>D_1 = \dots</math> [mm],  <math>d = \dots</math> [mm],  <math>l = \dots</math> [mm],  <math>b = \dots</math> [mm]. </p> 	<p> <math>\tau_s = \dots</math> </p> <p> <math>\sigma_z = \dots</math> </p> <p> <math>X_{Q_{rz}} = \dots</math> </p>
	<p><b>III. Sprawdzenie naprężeń rozciągających w uchu śruby oczkowej</b></p> <p>Obliczenia przeprowadzamy dla przekroju niebezpiecznego ucha. Założono, że przekrój niebezpieczny ucha będzie usytuowany w miejscu zaznaczonym płaszczyzną tnącą A-A (pole powierzchni na przekroju A-A). Materiał w tym przekroju będzie narażony głównie na naprężenia od rozciągania.</p>	

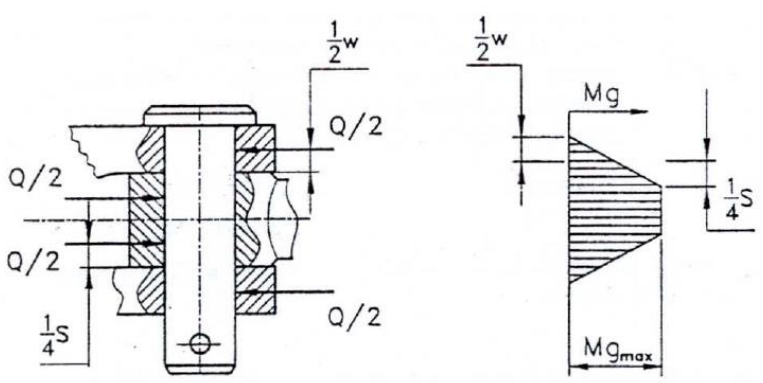
<p> <math>d_0 = \dots</math> [mm]  <math>S = \dots</math> [mm]  <math>D_1 = \dots</math> [mm] </p> <p> <math>Q_{max} = \dots</math> [N]  <math>A_1 = \dots</math> [mm<sup>2</sup>] </p> <p> <math>\sigma_r = \dots</math> [MPa]  <math>k_r = \dots</math> [MPa] </p>	 <p>Warunek wytrzymałościowy ucha śruby na rozciąganie wyraża wzór:</p> $\sigma_r = \frac{Q_{max}}{A_1} \leq k_r$ <p><math>A_1</math> - pole powierzchni rozciąganego przekroju poprzecznego:  <math>A_1 \approx D_1 \cdot S - d_0 \cdot S =</math></p> <p>Prognozowana wartość naprężeń <math>\sigma_r</math> w przekroju A-A:</p> $\sigma_r = \frac{Q_{max}}{A_1} =$ <p>Sprawdzenie czy spełniony jest warunek:</p> $\sigma_r \leq k_r$ <p>Jeśli warunek nie jest spełniony należy przyjąć większą śrubę i przeprowadzić obliczenia ponownie.</p>	<p><math>A_1 = \dots\dots\dots</math></p> <p><math>\sigma_r = \dots\dots\dots</math></p>
<p> <math>d_0 = \dots</math> [mm]  <math>S = \dots</math> [mm] </p>	<p><b>IV. Sprawdzenie nacisków powierzchniowych między uchem śruby i sworzniem</b></p> <p>Warunek wytrzymałościowy ma postać:</p> $\sigma_d = \frac{Q_{max}}{A_2} \leq p_{dop}$ <p><math>A_2</math> - rzut wewnętrznej powierzchni ucha śruby narażonej na docisk powierzchniowy ze sworzniem:  <math>A_2 = d_0 \cdot (S - 2 \cdot 0,5) =</math></p>  <p>Dopuszczalne naciski powierzchniowe <math>p_{dop}</math> przyjmujemy dla materiału słabszego ze współpracującej pary śruba-sworzni. Jeśli według dokonanego doboru materiałem słabszym jest</p>	<p><math>A_2 = \dots\dots\dots</math></p>

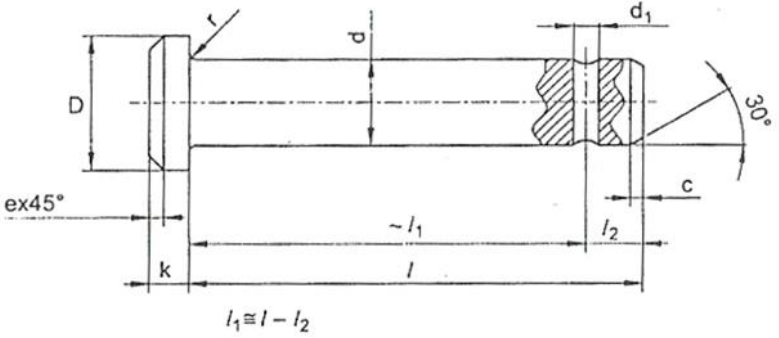
<p>własności mechaniczne materiału śruby .....,  <math>Re=.....[MPa]</math></p> <p><math>Q_{max}= .....[N]</math>  <math>A_2=....[mm^2]</math></p> <p><math>p_{dop}=..... [MPa]</math>  <math>\sigma_d=.....[MPa]</math></p>	<p>materiał śruby, to wartość naprężeń dopuszczalnych na ściskanie statyczne <math>k_c = k_r = R_e/X_Q</math> przyjmujemy dla materiału śruby.</p> <p>Projektowane połączenie będzie miało charakter spoczynkowy ze zmiennymi obciążeniami a w takich przypadkach <math>p_{dop}</math> zaleca się przyjmować:</p> $p_{dop} = 0,5 \cdot k_c =$ $\sigma_d = \frac{Q_{max}}{A_2} =$ <p>Sprawdzenie warunku:</p> $\sigma_d \leq p_{dop}$ <p>Jeśli warunek spełniony można uznać, że śruba jest poprawnie dobrana – spełnia warunki wytrzymałościowe.</p> <p>Do dalszych obliczeń przyjmujemy śrubę oczkową M..... o długości <math>l= .....[mm]</math> z łbem o średnicy <math>D_1</math> według normy....., stalową o klasie własności mechanicznych ....., z otworem o średnicy <math>d_0</math> w tolerancji H11.</p>	<p><math>p_{dop}=.....</math></p> <p><math>\sigma_d=.....</math></p>
<p>Śruba oczkowa M.....</p>	<p><b>V. Dobór znormalizowanej nakrętki napinającej</b></p> <p>Dla śruby oczkowej M..... dobrano nakrętkę napinającą M..... o długości <math>L=.....</math> według normy .....</p>	
	<p><b>VI. Obliczenie szerokości widełek z warunku na naciski powierzchniowe w połączeniu widełek i sworznia</b></p> <p>Przyjęto, że widełki będą wykonane ze stali ....., dla której <math>Re=.....[MPa]</math>.</p> <p>Powierzchnia współpracy sworznia i widełek przyjmowana jest do obliczeń jako rzut ich rzeczywistej powierzchni współpracy - <math>A_3</math> (powierzchnia zakropkowana na rysunku)</p> $A_3 = 2 \cdot w \cdot d_0$	





<p>dla przyjętego materiału widełek Re=..... [MPa]</p> <p>p<sub>dop</sub> =.....[MPa] d<sub>0</sub> = .....[mm] Q<sub>max</sub>= .....[N] S= .....[mm]</p>	<p>Warunek wytrzymałościowy ma postać:</p> $\sigma_d = \frac{Q_{max}}{A_3} \leq p_{dop}$ $\sigma_d = \frac{Q_{max}}{2 \cdot w \cdot d_0} \leq p_{dop}$ <p>Zakładamy, że sworzeń będzie wykonany z lepszego materiału niż widełki więc wartość dopuszczalnych naprężeń na naciski powierzchniowe <math>p_{dop}</math> przyjmujemy dla materiału słabszego – w tym skojarzeniu dla materiału widełek. Połączenie spoczynkowe ze zmiennymi obciążeniami:</p> $p_{dop} = 0,5 \cdot k_c =$ $k_c = k_r = R_e/X_e$ <p>Po przekształceniu warunku wytrzymałościowego:</p> $w \geq \frac{Q_{max}}{2 \cdot d_0 \cdot p_{dop}} =$ <p>Jeżeli uzyskana z obliczeń wartość szerokości widełek <math>w</math> jest mniejsza od <math>0,5 \cdot S</math> to zaleca się zwiększyć ją do wartości całkowitej przynajmniej równej lub większej od <math>0,5 \cdot S</math>.</p> <p>Przyjęto ostatecznie szerokość widełek <math>w = \dots\dots\dots</math> [mm]</p>	<p>w = .....</p>
	<p><b>VII. Obliczenie wysokości widełek z warunku na rozciąganie</b></p> <p>Wymaganą wysokość widełek <math>h</math> obliczamy z warunku na ich rozciąganie w przekroju niebezpiecznym (B-B) osłabionym otworem pod sworzeń o średnicy <math>d_0</math>.</p>  <p>Warunek wytrzymałościowy ma postać:</p> $\sigma_r = \frac{Q_{max}}{2 \cdot w \cdot (h - d_0)} \leq k_r$	

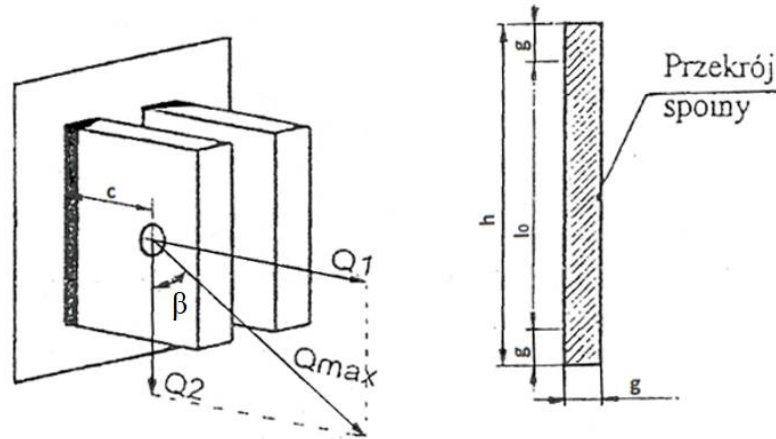
<p>w =.....[mm]  d<sub>0</sub> ..... [mm]  Q<sub>max</sub>= .....[N]  dla przyjętego materiału widełek  Re =.... [MPa]  k<sub>r</sub> =.....[MPa]</p>	<p>k<sub>r</sub> - naprężenia dopuszczalne na rozciąganie dla materiału widełek: <math>k_r = R_e/X_e</math></p> <p>Po przekształceniu warunku wytrzymałościowego:</p> $h \geq \frac{Q_{max}}{2 \cdot w \cdot k_r} + d_0 =$ <p>Przyjęto wysokość widełek h = .....[mm]</p>	<p>h = .....</p>
<p>w =.....[mm]  d<sub>0</sub> ..... [mm]  Q<sub>max</sub>= .....[N]  S= .....[mm]  dla materiału sworznia  k<sub>g</sub> = .....[MPa]</p>	<p><b>VIII. Sprawdzenie sworznia z warunku na zginanie</b></p> <p>Średnica sworznia wynika wstępnie ze średnicy otworu śruby oczkowej, która wynosi d<sub>0</sub> =..... [mm]. Jeśli dobrany sworznień o tej średnicy zgodnie z przyjętymi wstępnie materiałami jest z lepszego materiału niż śruba i widełki to nie trzeba go sprawdzać na naciski powierzchniowe.</p> <p>Ze względu na zastosowane w tym rozwiązaniu luźne pasowanie sworznia i śruby (np. H11/h11) oraz sworznia i widełek (np. H11/h11) sworznień należy sprawdzić z warunku na zginanie. Przyjmowany rozkład sił i wykres momentu zginającego w takim połączeniu sworzniowym przedstawia rysunek.</p>  <p>Warunek wytrzymałościowy przyjmuje postać:</p> $\sigma_g = \frac{M_{gmax}}{W_g} \leq k_g$ <p>W<sub>g</sub> – wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie – dla przekroju okrągłego – sworznień o średnicy d<sub>0</sub>:</p> $W_g = \frac{\pi \cdot d_0^3}{32} \approx 0,1 \cdot d_0^3 =$ <p>Maksymalny moment zginający:</p> $M_{gmax} = 0,5 \cdot Q_{max} \left( \frac{1}{2} \cdot w + \frac{1}{4} \cdot S \right) =$	<p>W<sub>g</sub> = .....</p> <p>M<sub>gmax</sub> = .....</p>

$\sigma_g = \dots$ [MPa] $k_g = \dots$ [MPa]	$\sigma_g = \frac{M_{gmax}}{W_g} =$ $k_g = \dots$ <p>Sprawdzenie warunku:</p> $\sigma_g \leq k_g$ <p>Jeśli warunek spełniony to sworzeń o średnicy <math>d_0</math> jest odpowiedni. Jeśli nie, należy przyjąć śrubę z większym otworem w oczku co zmieni średnicę sworznia oraz wartość <math>S</math> i należy powtórzyć odpowiednio obliczenia.</p>	
$d_0 = \dots$ [mm]	<p><b>IX. Dobór podkładki do sworznia</b></p> <p>Do sworznia o średnicy <math>d_0</math> dobieramy podkładkę o średnicy wewnętrznej <math>d_0 = \dots</math> i średnicy zewnętrznej <math>D = \dots</math> oraz grubości <math>g = \dots</math> [mm] według normy .....</p>	
$S = \dots$ [mm] $w = \dots$ [mm] $g = \dots$ [mm] $d_1 = \dots$ [mm]	<p><b>X. Dobór długości sworznia</b></p> <p>Długość sworznia (na rysunku odmiana B) obliczamy wykorzystując cechy geometryczne: łba śruby, widełek, podkładki i otworu pod zawleczkę w sworzniu o danej średnicy.</p>  <p>Uwzględniając minimalny luz poosiowy sworznia o wartości <math>d_1/2</math> długość obliczeniową można wyznaczyć jako:</p> $l_{obl} \approx 2 \cdot w + S + g + d_1 + l_2 =$ <p>Na podstawie <math>l_{obl}</math> dobieramy długość znormalizowaną sworznia <math>l</math> z normy .....</p> $l \geq l_{obl}$ <p>Dobrano długość sworznia <math>l = \dots</math> [mm] a pozostałe wymiary charakterystyczne wynoszą: <math>D = \dots</math>, <math>k = \dots</math>, <math>c = \dots</math></p>	$l = \dots$
$d_1 = \dots$ [mm]	<p><b>XI. Dobór zawleczki do sworznia</b></p> <p>Na podstawie średnicy otworu pod zawleczkę <math>d_1</math> w sworzniu dobieramy zawleczkę według normy ..... o średnicy <math>d = \dots</math> i długości .....</p>	

## XII. Obliczenie połączenia spawanego

Polega na sprawdzeniu naprężeń w spoinach łączących ramiona widełek z płytą mocującą cały napinacz. Należy dokonać wyboru rodzaju spoin, które będą łączyły ramiona widełek z płytą – spoiny czołowe lub spoiny pachwinowe, a następnie przeprowadzić odpowiednie obliczenia.

**1. Jeśli zastosowane zostaną spoiny czołowe** (dwie spoiny), sytuację w sposób poglądowy przedstawia rysunek.



w = .....[mm]  
h = ..... [mm]  
dla materiału widełek  
Re = ..... [MPa]  
kr = .....[MPa]

Należy przyjąć do obliczeń wartości współczynników  $z_0$  (wsp. statycznej wytrzymałości spoiny zależny od rodzaju obciążenia np.  $z_0 = 0,8$ ) oraz  $z$  (wsp. jakości spoiny np.  $z = 1$ ).

Grubość każdej spoiny będzie równa szerokości widełek:

$$g = w =$$

$g = \dots\dots\dots$

- obliczenie naprężeń dopuszczalnych dla spoiny czołowej:

$$k'_g = z \cdot z_0 \cdot k_r =$$

$k'_g = \dots\dots\dots$

$k_r$  – naprężenia dopuszczalne przy rozciąganiu dla materiału widełek

- obliczenie długości obliczeniowej jednej spoiny:

$$l_0 = h - 2g =$$

$l_0 = \dots\dots\dots$

- obliczenie naprężeń normalnych od rozciągania spoiny  $\sigma'_r$  powodowanych składową  $Q_1$ :

$$\sigma'_r = \frac{Q_{max} \cdot \sin\beta}{2 \cdot A_4} = \frac{Q_{max} \cdot \sin\beta}{2 \cdot g \cdot l_0} =$$

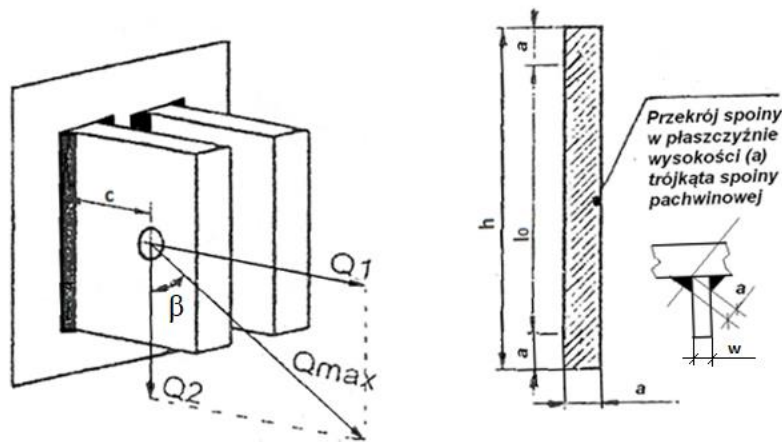
$\sigma'_r = \dots\dots\dots$

$A_4$  – przekrój prostokątny jednej spoiny czołowej

- obliczenie naprężeń normalnych od zginania spoiny  $\sigma'_g$  powodowanych składową  $Q_2$ :

kąt pochylenia mechanizmu  
 $\beta = \dots[^\circ]$   
 $Q_{max} = \dots[N]$

<p>D<sub>1</sub> = .....[mm] c = .....[mm]</p> <p>k<sub>g</sub>' = ..... σ<sub>z</sub>' = .....</p>	$\sigma'_g = \frac{M_g}{2 \cdot W_g}$ <p>moment zginający spoiny: <math>M_g = Q_{max} \cdot \cos\beta \cdot c</math></p> <p>c – ramię działania siły składowej Q<sub>2</sub> powodującej moment zginający – przyjąć tak aby pomiędzy otworem w widelkach i płytą mieścił się łeb śruby oczkowej (można przyjąć: D<sub>1</sub> &lt; c &lt; 2D<sub>1</sub>)</p> <p>wskaznik wytrzymałości przekroju prostokątnego pojedynczej spoiny czołowej na zginanie:</p> $W_g = \frac{g \cdot l_0^2}{6}$ <p>po podstawieniu:</p> $\sigma'_g = \frac{M_g}{2 \cdot W_g} = \frac{3 \cdot Q_{max} \cdot \cos\beta \cdot c}{g \cdot l_0^2} =$ <p>- obliczenie naprężeń stycznych od ścinania spoiny τ'<sub>t</sub> powodowanych składową Q<sub>2</sub>:</p> $\tau'_t = \frac{Q_{max} \cdot \cos\beta}{2 \cdot A_4} = \frac{Q_{max} \cdot \cos\beta}{2 \cdot g \cdot l_0} =$ <p>Obliczenie naprężeń zastępczych w spoinach czołowych:</p> $\sigma_z = \sqrt{(\sigma'_r + \sigma'_g)^2 + 3 \cdot \tau'^2_t} =$ <p>Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego:</p> $\sigma_z \leq k'_g$ <p>Jeśli warunek spełniony spoiny czołowe łączące widelki z płytą są odpowiednie. Jeśli nie to można zwiększyć wysokość widelków h i spoiny będą dłuższe.</p> <p><b>2. Jeśli przyjęto, że zastosowane będą spoiny pachwinowe</b> można rozważyć przypadek gdy są dwie lub gdy są cztery spoiny. Należy przeprowadzić odpowiednie obliczenia sprawdzające dla spoin pachwinowych (niezależnie od obciążenia liczone są zawsze na umowne ścinanie, wsp. z<sub>0</sub> =0,65). Dla czterech spoin (każde ramię widelków przyspawane jest dwoma spoinami) sytuację poglądowo przedstawia rysunek.</p>	<p>σ<sub>g</sub>' = .....</p> <p>τ<sub>t</sub>' = .....</p> <p>σ<sub>z</sub>' = .....</p>
---	---	---



$w = \dots$  [mm]  
 $h = \dots$  [mm]  
 dla materiału  
 widełek  
 $Re = \dots$  [MPa]  
 $k_r = \dots$  [MPa]

Przyjmujemy wymiar obliczeniowy spoiny:

$$a = 0,42 \cdot w =$$

$a = \dots$

- obliczenie naprężeń dopuszczalnych dla spoiny pachwinowej:

$$k_t' = z \cdot 0,65 \cdot k_r =$$

$k_t' = \dots$

$k_r$  – naprężenia dopuszczalne przy rozciąganiu dla materiału widełek

- obliczenie długości obliczeniowej jednej spoiny:

$$l_0 = h - 2a =$$

$l_0 = \dots$

- obliczenie naprężeń ścinających od rozciągania spoin  $\tau_r'$  powodowanych składową  $Q_1$ :

$$\tau_r' = \frac{Q_{max} \cdot \sin\beta}{4 \cdot A_5} = \frac{Q_{max} \cdot \sin\beta}{4 \cdot a \cdot l_0} =$$

$\tau_r' = \dots$

$A_5$  – przekrój prostokątny jednej spoiny pachwinowej

- obliczenie naprężeń ścinających od zginania spoin  $\tau_g'$  powodowanych składową  $Q_2$ :

$$\tau_g' = \frac{M_g}{4 \cdot W_g}$$

moment zginający spoiny:  $M_g = Q_{max} \cdot \cos\beta \cdot c$

kąt pochylenia  
 mechanizmu  
 $\beta = \dots$  [°]  
 $Q_{max} = \dots$  [N]

$D_1 = \dots$   
 $c = \dots$

$c$  – ramię działania siły składowej  $Q_2$  powodującej moment zginający – przyjąć tak aby pomiędzy otworem w widełkach i płytą mieścił się łeb śruby oczkowej (można przyjąć:  $D_1 < c < 2D_1$ )

<p><math>k_t' = \dots\dots</math> <math>\sigma_z = \dots\dots</math></p>	<p>wskaźnik wytrzymałości przekroju prostokątnego pojedynczego ściegu spoiny pachwinowej na zginanie:</p> $W_g = \frac{a \cdot l_0^2}{6}$ <p>po podstawieniu:</p> $\tau_g' = \frac{M_g}{4 \cdot W_g} = \frac{6 \cdot Q_{max} \cdot \cos\beta \cdot c}{4 \cdot a \cdot l_0^2} =$ <p>- obliczenie naprężeń ścinających od ścinania spoin <math>\tau_t'</math> powodowanych składową <math>Q_2</math>:</p> $\tau_t' = \frac{Q_{max} \cdot \cos\beta}{4 \cdot A_5} = \frac{Q_{max} \cdot \cos\beta}{4 \cdot a \cdot l_0} =$ <p>Obliczenie naprężeń zastępczych w spoinach pachwinowych:</p> $\sigma_z = \sqrt{(\tau_r' + \tau_g')^2 + \tau_t'^2} =$ <p>Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego:</p> $\sigma_z \leq k_t'$ <p>Jeśli warunek spełniony spoiny pachwinowe łączące widełki z płytą są odpowiednie. Jeśli nie to można zwiększyć wysokość widełek <math>h</math> i spoiny będą dłuższe.</p>	<p><math>\tau_g' = \dots\dots</math></p> <p><math>\tau_t' = \dots\dots\dots</math></p> <p><math>\sigma_z = \dots\dots</math></p>
--	--	--

Poniżej zamieszczono materiały pomocnicze do wykonania projektu

Własności wytrzymałościowe niektórych gatunków stali oraz naprężenia dopuszczalne

Material	Znak stali stary/nowy	Stan obróbki cieplnej	Rm min. MPa	Re min. MPa	Naprężenia dopuszczalne w MPa								
					kr	k <sub>rj</sub>	k <sub>rc</sub>	kg	k <sub>gj</sub>	k <sub>go</sub>	ks	k <sub>sj</sub>	k <sub>so</sub>
Stal niestopowa konstrukcyjna ogólnego przeznaczenia. PN-EN 10025:2005 (U)	St0S/S185		320	195	100	55	30	120	65	40	65	44	23
	St3S/~S235JR		380	235	120	65	35	145	75	50	75	50	27
	St4S/S275		440	275	130	70	40	155	85	55	85	60	30
	St5/E295		490	295	145	80	45	170	95	60	90	65	35
	St6/E335		590	335	160	95	55	195	115	75	105	75	40
	St7/E360		690	365	175	110	60	210	130	85	115	85	45
Stal niestopowa do utwardzania powierzchniowego i ulepszenia cieplnego. PN-H-84019:1993	10/C10E	N <sub>3</sub> )	335	205	105	55	30	125	70	45	65	45	24
	15/C15E		375	225	115	65	35	140	75	50	75	50	27
	20/C22		410	245	125	70	40	150	85	55	80	60	30
	25/C25		450	275	140	80	45	170	90	60	90	65	33
	35/C35		530	315	155	85	50	185	100	65	100	70	36
	45/C45		600	355	170	95	55	205	115	75	110	80	40
	55/C55		650	380	185	105	60	225	125	80	120	85	45
	10/C10E	H <sub>1</sub> )	410	245	125	70	40	150	85	55	80	60	30
	15/-	H	490	295	150	85	45	180	100	65	95	70	35
	20/C22	H	540	355	180	95	50	215	110	70	115	75	40
	25/C25	T <sub>2</sub> )	500	320	150	85	45	180	100	65	95	70	35
	35/C35	T	600	380	180	95	50	215	110	70	115	75	40
	45/C45	T	650	430	200	105	60	240	125	80	130	85	45
	55/C55	T	750	490	225	120	65	270	140	90	145	95	50
Stal stopowa konstrukcyjna do nawęglania. PN-EN10084:2002	15H/~17Cr3	H	690	490	250	120	65	300	140	90	160	95	50
	20H/~20Cr4	H	780	640	325	135	75	390	160	105	210	110	55
	20HG/~20MnCr5	H	1080	740	375	185	105	450	220	140	240	150	80
	15HGM/~20NiCrMo2-2	H	930	780	400	160	90	480	190	120	255	130	70
Stal stopowa konstrukcyjna do ulepszenia cieplnego i hartowania powierzchniowego. PN-EN 10083-1:2006 (U)	30G2/~28Mn6	N	650	390	190	105	60	230	125	80	120	85	45
	45G2/~44SMn28	N	740	480	235	120	65	280	140	90	150	95	50
	30G2/~28Mn7	T	780	540	260	130	70	315	150	95	170	105	5
	45G2/~44SMn29	T	880	690	335	145	80	400	170	110	215	115	60
	30H/~34Cr4	T	880	740	355	145	80	430	170	110	230	115	60
	40H/~41Cr4	T	980	780	380	160	90	455	190	120	245	130	65
	50H/-	T	1080	930	450	175	100	545	210	135	290	145	75
	40HM/~42CrMo4	T	1030	880	430	165	95	515	200	130	275	135	70
	35HGS/-	T	1620	1280	620	265	145	745	310	200	395	215	110

$$k_c = k_r; k_{cj} = k_{rj}; k_t \approx k_s; k_{tj} \approx k_{sj}; k_{to} \approx k_{so}$$

- 1) H - nawęglanie i hartowanie
- 2) T - ulepszenie cieplne (hartowanie i wysokie odpuszczanie)
- 3) N - normalizowanie
- 4) Stale do wytwarzania nitów; ich własności wytrzymałościowe są w przybliżeniu takie same jak własności odpowiednich stali niestopowych konstrukcyjnych ogólnego przeznaczenia wg PN-EN 10025:2002
- 5) Wartości nacisków dopuszczalnych ko przyjmuje się wg odrębnych tablic. W pozostałych elementach maszyn
 
$$k_o \approx 0,8k_c; k_{oj} \approx k_{cj}; k_{oo} \approx 0,4k_{cj}$$



Wybrane własności mechaniczne śrub i wkrętów  
badanych w temperaturze 293 K według PN-82/M-82054/03\*

\* Norma archiwalna. Polski Komitet Normalizacyjny nie odpowiada za aktualność zawartych informacji.

Klasy własności mechanicznych	Wytrzymałość na rozciąganie $R_m$ , MPa		Granica plastyczności $R_e^{3)}$ , MPa		Umowna granica plastyczności $R_{p0,2}$ , MPa	
	nom	min	nom	min	nom	min
3.6 <sup>1)</sup>	300	330	180	190	--	--
4.6 <sup>1)</sup>	400	400	240	240	--	--
4.8	400	420	320	340	--	--
5.6 <sup>1)</sup>	500	500	300	300	--	--
5.8	500	520	400	420	--	--
6.6 <sup>1)</sup>	600	600	360	360	--	--
6.8	600	600	480	480	--	--
8.8 $d \leq M16$	800	800	--	--	640	640
8.8 $d > M16$ <sup>2)</sup>	800	830	--	--	640	640
10.9	1000	1040	--	--	900	940
12.9	1200	1220	--	--	1080	1100

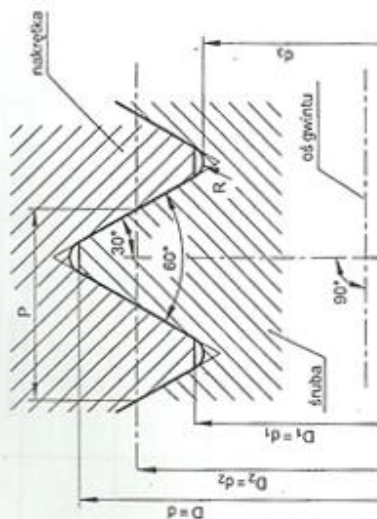
<sup>1)</sup> Śruby i wkręty o własnościach mechanicznych klas: 3.6, 4.6, 5.6, 6.6 dostarcza się tylko po uzgodnieniu zamawiającego z wytwórcą.

<sup>2)</sup> Dla śrub do konstrukcji stalowych  $d \geq M12$ .

<sup>3)</sup> W przypadku gdy nie można wyznaczyć granicy plastyczności  $R_e$ , dopuszcza się zastąpienie jej umowną granicą plastyczności  $R_{p0,2}$ .

**Charakterystyczne wymiary zarysu gwintu metrycznego zwykłego według PN-83/M-02013 oraz PN-ISO 724:1995**

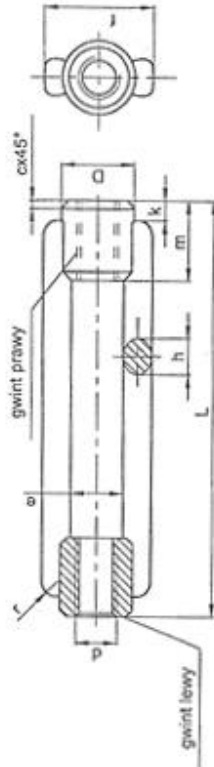
Norma archiwalna. Polski Komitet Normalizacyjny nie odpowiada za aktualność zawartych informacji.



Średnica znamionowa $D = d$	Podziałka $P$	Średnica podziałowa $D_2 = d_2$	Średnica wewnętrzna $D_1 = d_1$	Średnica rdzenia $d_3$
6	1	5,350	4,917	4,773
8	1,25	7,188	6,647	6,466
10	1,5	9,026	8,376	8,160
12	1,75	10,863	10,106	9,853
16	2	14,701	13,835	13,546
20	2,5	18,376	17,294	16,933
24	3	22,051	20,752	20,319
30	3,5	27,727	26,211	25,706
36	4	33,402	31,670	31,093
42	4,5	39,077	37,129	36,479
48	5	44,752	42,587	41,866
56	5,5	52,428	50,046	49,252
64	6	60,103	57,505	56,639
72	6	68,103	65,505	64,639

Uwaga! Powyżej umieszczono jedynie te wymiary charakterystyczne gwintów, które mogą współpracować z nakrętkami napinającymi otwartymi (PN-57M-82269).  
Przykład oznaczenia gwintu metrycznego zwykłego o średnicy znamionowej 16 mm: M16.

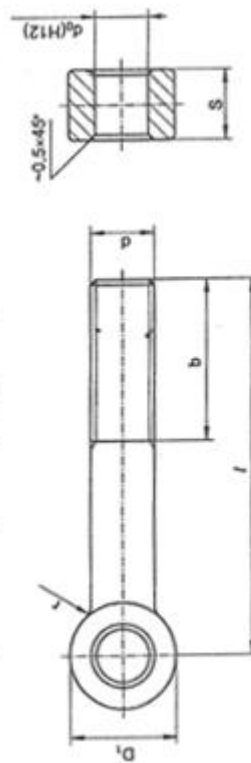
**Nakrętki napinające otwarte według PN-57M-82269**



gwint lewy i prawy	L	f	e	D	h	m	k	c	r	Masa 100 sztuk nakrętek, kg
M6	100	28	14	18	10	15	3,7		5	16,3
M8								3		15,7
M10	120	32	16	20	11	20	5		6	22,6
M12										21,5
M16	160	42	20	28	14	30	7,5		7	51,5
M20	200	52	24	34	18	40	10		9	91,8
M24										213
M30	250	70	34	45	22	55	13,7		12	198
M36	290	85	40	54	26	60	15		15	323
M42	330	100	48	62	34	70	17,5	4	17	589
M48	360	120	55	72	42	80	20			814
M56	380	135	65	85	50	90	22,5		25	1040
M64										2010
M72	420	155	80	112	55	110	27,5			1880

Zalicyzny materiał: S03S według PN-88/1-84020, wykonanie zgrubne według PN-70/M-82051, na czole nakrętki z gwintem lewym wymagane jest umieszczenie znaku zgodnie z PN-54/M-82081.  
Przykład oznaczenia nakrętki napinającej otwartej z gwintami M16 – prawym i lewym: Nakrętka napinająca M16 PN-57M-82269.

Śruby oczkowe – wybrane wymiary według PN-77/M-82425



d	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36	M39
d <sub>0</sub>	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	27	30	32
S	6	8	10	12	14	17	19	22	24	27	30	32	36	38	41
D <sub>0</sub> , D <sub>1</sub>	10	12	14	18	20	24	28	32	34	38	42	46	52	55	64
k	9	10	13	15	18	22	24	24	28	34	36	38	44	46	54
r	1,5	1,5	2	2,5	3	4	4	4	4	5	5	6	6	7	8
f < 125	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	72	78
125 ≤ f ≤ 200	-	-	-	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72	78	84
f > 200	-	-	-	-	-	-	57	61	65	69	73	79	85	91	97

d	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36	M39
f	6,03														
30	6,77	10,1													
40	7,52	11,2													
45	8,26	12,3	21,1												
50	9	13,4	23	38											
55	9,76	14,4	25	41											
60	10,5	15,5	26,9	44	60										
65	16,6	28,8	47	64,4	88,9										
70	17,7	30,7	50	68,7	94,8	135									
75	18,7	32,6	53	73	101	143	173	204							
80	19,8	34,6	56,1	77,4	107	150	183	216	293						
85	36,5	59,1	81,7	113	158	193	228	267	391						
90	38,4	62,1	86	119	166	203	240	322	408	522					
95	40,3	65,1	90,5	124	174	213	252	337	426	545					
100	42,2	68,1	94,8	130	181	223	264	351	443	567	722				
110	74,2	103	142	197	243	289	381	478	611	777	925				
120	80,2	112	154	212	262	313	410	514	656	832	991	1300			
130	86,2	121	166	228	282	337	440	549	700	886	1057	1380	1520		
140	92,2	129	178	243	302	361	469	584	744	941	1123	1460	1610		
150		138	190	259	322	386	498	619	789	995	1189	1540	1700		
160		146	202	274	342	410	527	654	833	1050	1255	1620	1790		
180		163	226	304	380	458	585	724	921	1160	1387	1780	1980		
200			250	335	420	505	643	794	1009	1270	1520	1940	2170		
220				366	460	553	701	864	1097	1380	1650	2100	2360		
240				397	500	602	760	934	1185	1490	1780	2260	2550		
260															
280															
300															

Orzeczeniowa masa 1000 sztuk śrub stalowych, dokładnych, kg

Śruby śrub, których średnice d nie są umieszczone na przybliżonych polach, są zaliczane.

Zakresy średnic śrub w zależności od wykonania:

- śruby dokładne (I) d – M5 + M39,
- śruby średnio dokładne (II) d – M6 + M16,
- śruby zgrubne (III) d – M12 + M36,
- śruby mocujące d – M5 + M39.

Śruby śrub, których średnice d są umieszczone na szarych polach, nie są zaliczane.

Dla konkretnych średnic d śrub wskazano zalecane długości l śrub poprzez umieszczenie (w rubryce na skrajności wartości liczbowych: średnicy i długości śrub) orientacyjnej masy 1000 sztuk śrub ociekających. Przykład oznacza masę śrub ociekających z grzaniem (d) M16 i długości l = 220 mm, stalowej o własnościach mechanicznych klasy 4.8, zgrubnej (III), z otworem w tolerancji H11: Śruba oczkowa M16x220-4.8-III-H11 PN-77/M-82425.



cd. tablice z zawleczkami

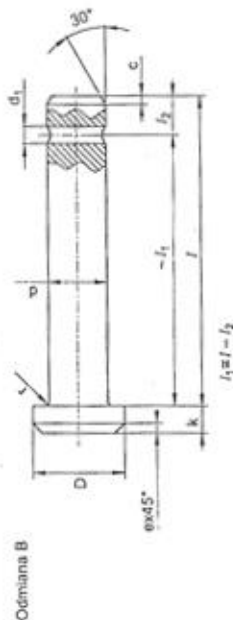
Długość zawleczki $l$	Orientacyjna masa 1000 sztuk zawleczek stalowych bez powłoki ochronnej, kg																			
	$d_0$	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10	13	16	20			
Średnica nominalna zawleczki <sup>1)</sup>																				
22						0,15	0,31	0,53	0,89	1,49	2,58	4,27								
25						0,17	0,34	0,59	0,99	1,65	2,83	4,66								
28						0,38	0,65	1,08	1,80	3,09	5,05									
32						0,43	0,72	1,21	2,01	3,42	5,58	9,79								
36				41,2		0,81	1,34	2,22	3,76	6,1	10,6									
40						0,88	1,47	2,43	4,1	6,62	11,5	19,8								
45							1,64	2,68	4,52	7,27	12,5	21,5	37,0							
50							1,80	2,94	4,94	7,92	13,6	23,3	39,8							

<sup>1)</sup> Średnica nominalna zawleczki  $d_0$  jest równa średnicy otworu pod zawleczkę.

Dla konkretnej średnicy ( $d_0$ ) zawleczki wskazano zalecane długości ( $l$ ) zawleczki poprzez umieszczenie (na skrzyżowaniu pola średnicy z polem zalecanej długości zawleczki) orientacyjnej masy 1000 sztuk zawleczek. Zawleczki o długościach innych niż zalecane, wykonywane są tylko na specjalne zamówienie uzgodnione z wytwórcą.

#### Sworznie odmianny B z łbem walcowym - wybrane wymiary według PN-90/M-83002\*

\* Norma archiwalna. Polski Komitet Normalizacyjny nie odpowiada za aktualność zawartych informacji.



$d$	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
$D$	5	6	8	10	14	18	20	22	25	28	30	33	36
$k$	1	1	1,6	2	3	4	4	4	4,5	5	5	5,5	6
$d_1$	0,8	1	1,2	1,6	2	3,2	3,2	4	4	5	5	5	6,3
$l_{\text{min}}$	1,6	2,2	2,9	3,2	3,5	4,5	5,5	6	6	7	8	8	9
$c_{\text{min}}$	0,5	0,5	1	1	1	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	2	2
$r$	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	1	1	1
$C_{\text{min}}$	1	1	2	2	2	2	3	3	3	3	3	4	4

$d$	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
$l$	Orientacyjna masa 1000 sztuk sworzni stalowych, kg												
6	0,47												
8	0,58	0,99											
10	0,69	1,18	2,03										
12	0,8	1,39	2,44	3,5									
14	0,91	1,59	2,75	3,94									
16	1,02	1,79	3,06	4,38	9,6								
18	1,13	1,99	3,37	4,85	10,4								
20	1,24	2,19	3,68	5,29	11,2	19,5							
22	1,35	2,39	3,99	5,75	12	20,7							
24	1,46	2,59	4,3	6,17	12,8	21,9	30,1						
26	1,57	2,78	4,61	6,61	13,6	23,1	31,9						
28	1,67	2,98	4,91	7,07	14,4	24,4	33,7	44,5					
30	1,78	3,18	5,22	7,51	15,2	25,6	35,5	47					
32		3,38	5,44	7,95	16	26,8	37,3	49,5	66,1				
35		3,67	5,96	8,62	17,2	28,7	39,9	53	70	90			
40		4,16	6,7	9,73	19,2	31,8	44,3	59	78	100	120		
45			7,44	10,8	21,2	34,9	48,8	65	86	110	132	165	
50			8,18	11,9	23,2	38	53,2	71	91	120	145	180	215
55				13	25,2	41,9	57,7	76	102	130	157	195	233
60					14,1	27,2	45,8	62,1	82	110	140	170	210
65						29,2	49,7	66,5	88	118	150	182	225
70						31,2	53,6	70,9	94	126	160	195	240
75						33,2	57,5	75,9	100	134	170	207	255
80						35,2	60,6	79,8	106	142	180	220	270
85							63,7	84,2	112	150	190	232	285
90							66,8	88,6	118	158	200	245	300
95							69,9	93	124	166	210	257	315

Dla konkretnej średnicy  $d$  sworznia wskazano zalecane długości  $l$  sworznia poprzez umieszczenie (w rubryce na skrzyżowaniu wartości liczbowych: średnicy i długości sworznia) orientacyjnej masy 1000 sztuk sworzni. Przekład oznaczenia sworznia z łbem walcowym, z otworem pod zawleczkę (odmianna B), o średnicy  $d = 14$  mm z polem tolerancji  $a11$ , długości  $l = 50$  mm, z powłoką ochronną cynkową o grubości 5 mikrometrów (FeZn5): Sworzni B 14x1x50 - FeZn5.