



**POLITECHNIKA
RZESZOWSKA**
im. IGNACEGO ŁUKASIEWICZA



**WYDZIAŁ
BUDOWY MASZYN
I LOTNICTWA**
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

Połączenia gwintowe

dr inż. Michał Batsch

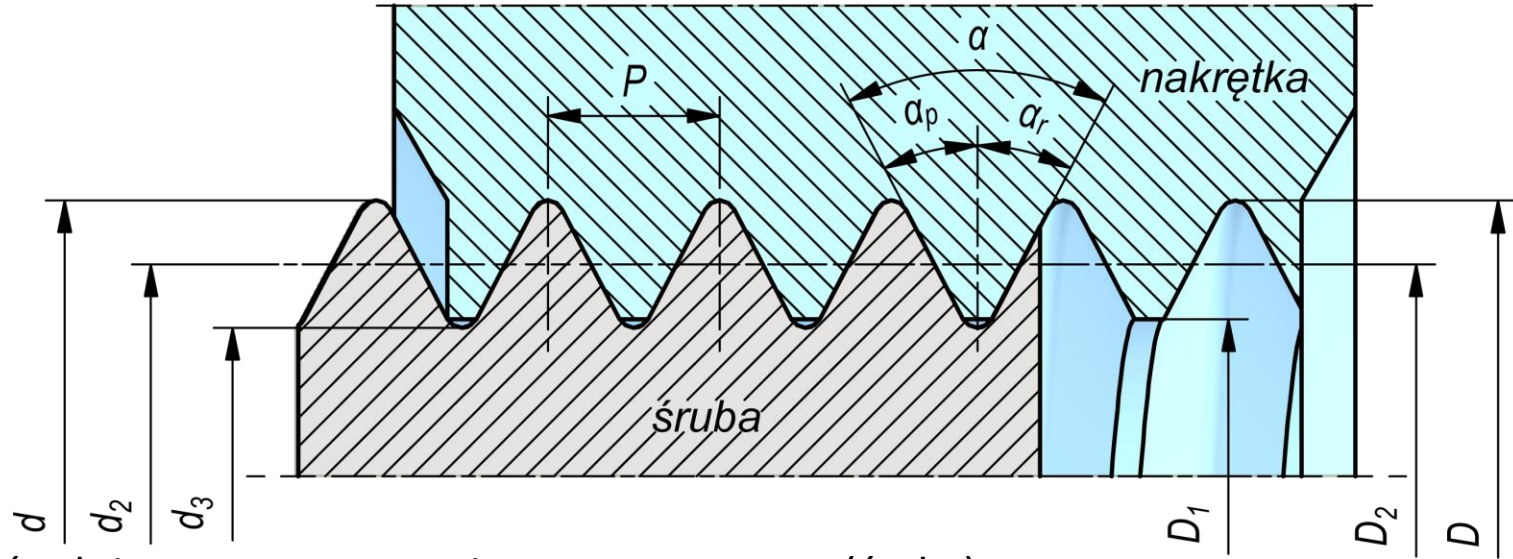
Połączenia gwintowe - wprowadzenie

Połączenia gwintowe należą do grupy połączeń rozłącznych kształtowych. Łącznikami są gwinty - występy i wgłębienia wykonane wzdłuż linii śrubowej na walcu lub stożku.

Wśród odmian gwintów można wyróżnić gwinty:

- trójkątne (typowy gwint spoczynkowy złączny),
- trapezowe (symetryczny/niesymetryczny stosowany w połączeniach ruchowych),
- okrągłe (różne odmiany np.: gwint Edisona),
- prostokątne (stosowany w połączeniach ruchowych).

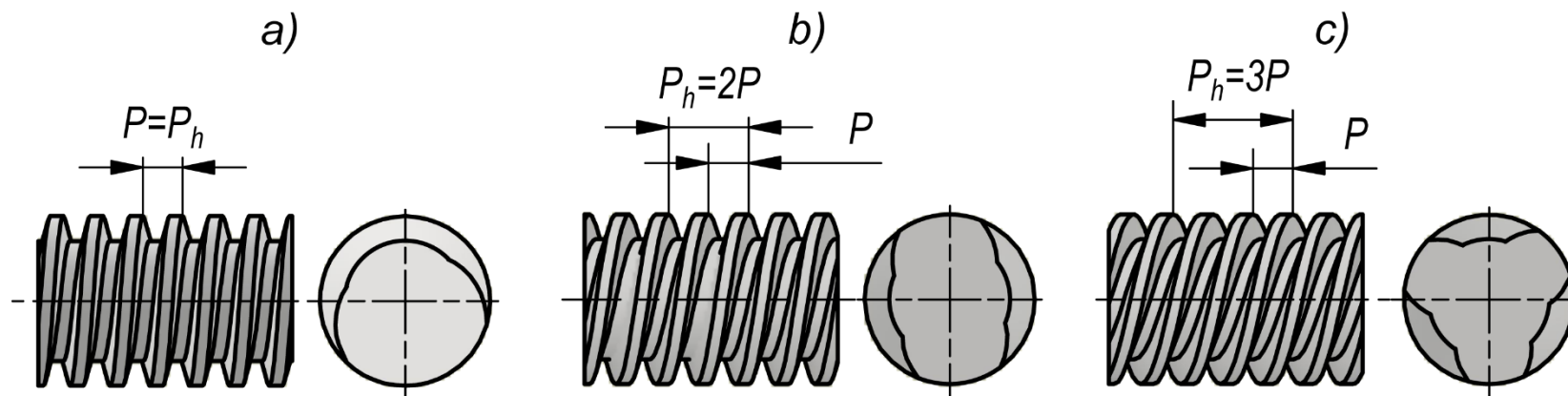
Połączenia gwintowe - parametry



- d - średnica zewnętrzna gwintu zewnętrznego (śruby),
- d_1 - średnica wewnętrzna gwintu zewnętrznego,
- $d_2 = D_2$ - średnica podziałowa gwintu zewnętrznego,
- d_3 - średnica wewnętrzna gwintu zewnętrznego (rdzenia śruby),
- D - średnica zewnętrzna gwintu wewnętrznego (nakrętki),
- D_1 - średnica wewnętrzna gwintu wewnętrznego,
- $D_2 = d_2$ - średnica podziałowa gwintu,
- P - podziałka gwintu,
- α - kąt gwintu,
- α_r - roboczy kąt boku,
- α_p - pomocniczy kąt boku,
- $t_n = (d - D_1)/2$ - wysokość nośna gwintu.

Połączenia gwintowe – krotność gwintu

Krotność gwintu (liczba z) określa liczbę zwojów gwintu. W istniejącym gwincie liczbę zwojów (krotność) najłatwiej zidentyfikować od czoła gwintu.



Połączenia gwintowe – linia gwintu

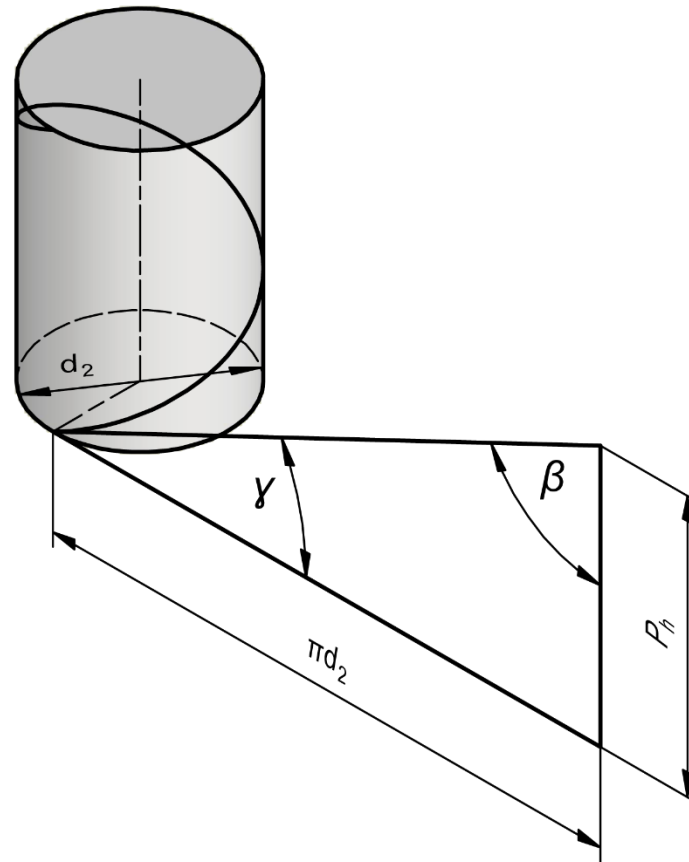
Linia gwintu jest linia śrubowa. Jest to krzywa przestrzenna, którą zakreśla punkt poruszający się ze stałą prędkością po tworzącej walca lub stożka jednocześnie obracającego się wokół własnej osi ze stałą prędkością kątową. Linie śrubowe można utworzyć w wyniku "nawinięcia" trójkąta na walec.

Kąt wzniosu:

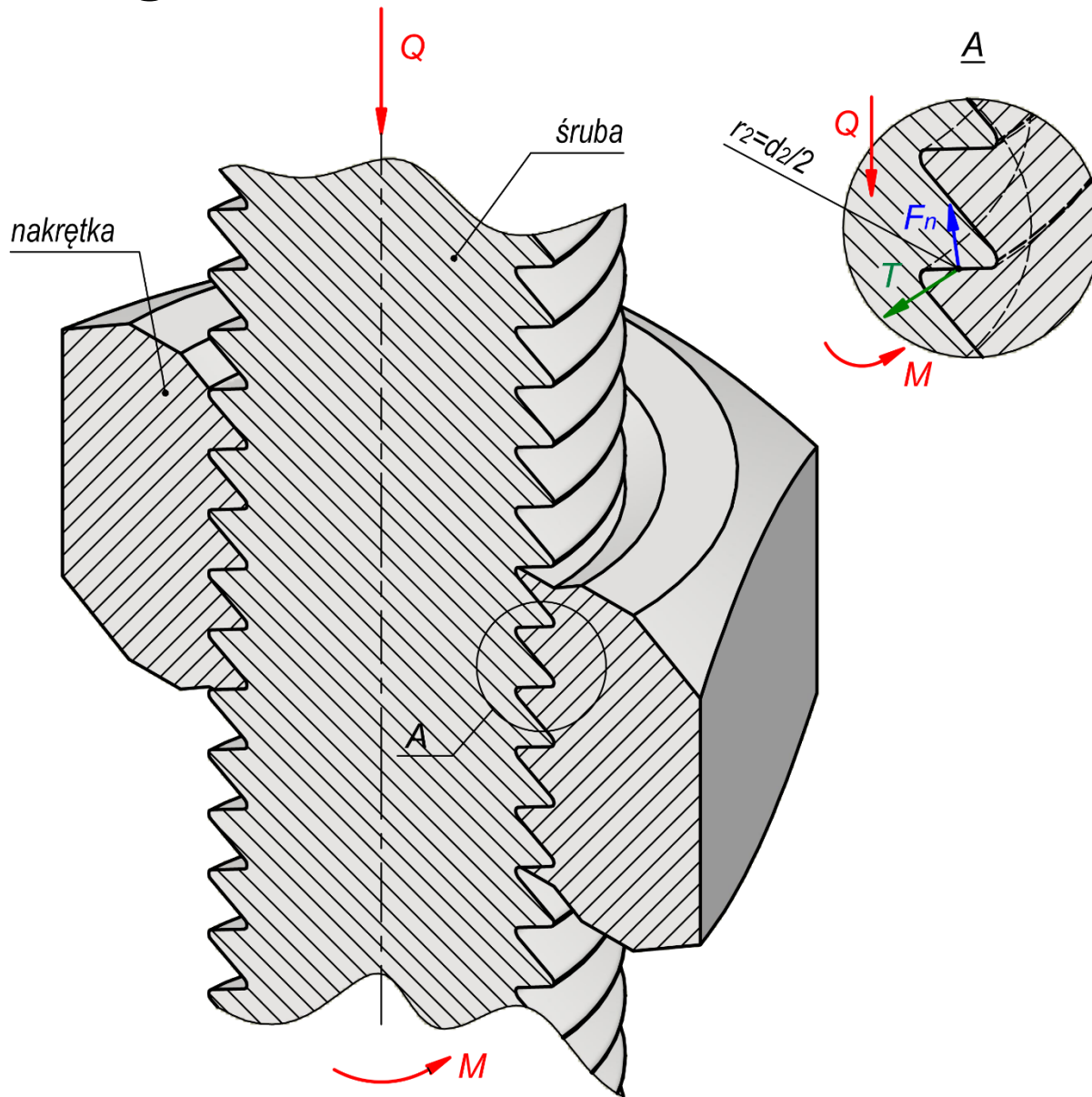
$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_h}{\pi d_2}$$

Kąt pochylenia:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\pi d_2}{P_h}$$



Połączenia gwintowe – rozkład sił



Uproszczony model – kontakt punktowy

Połączenia gwintowe – rozkład sił

$$F_o = F_n \cos \alpha_r \cos \gamma$$

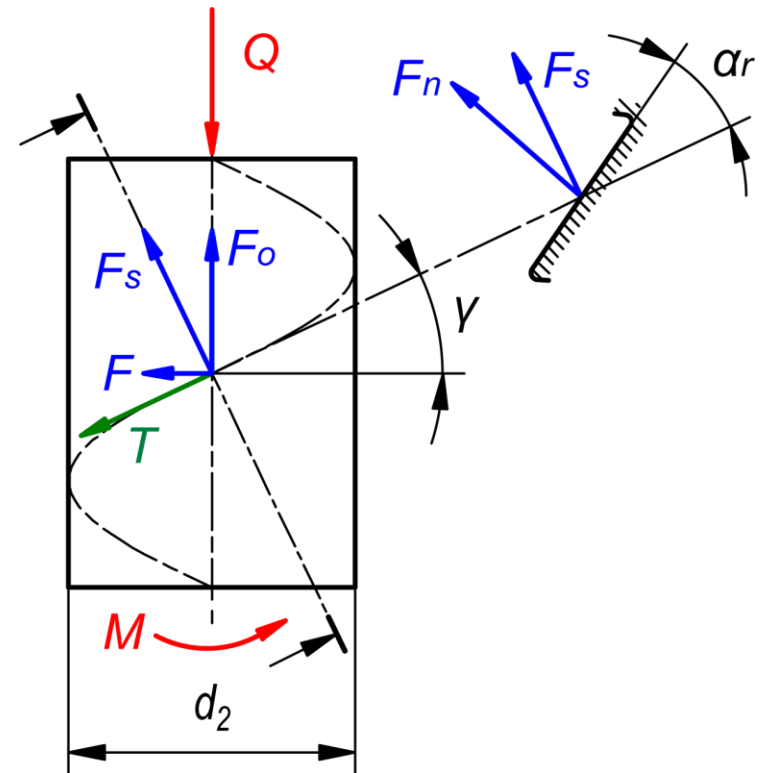
$$F_s = F_n \cos \alpha_r$$

$$F = F_n \cos \alpha_r \sin \gamma$$

$$\begin{cases} Q - F_o \pm T \sin \gamma = 0 \\ F \pm T \cos \gamma = 0 \\ M = (F \pm T \cos \gamma) r_2 \end{cases}$$

Górny znak – podnoszenie ciężaru

Dolny znak – opuszczanie ciężaru



$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{\mu}{\cos \alpha_r}$$

$$M = Q r_2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma \pm \operatorname{tg} \rho'}{1 \mp \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \rho'} = Q r_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma \pm \rho')$$

Połączenia gwintowe – samohamowność

Jeżeli podczas "opuszczania" ciężaru (dolny znak „-”) zachodzi nierówność $\gamma < \rho$ wówczas $\text{tg}(\gamma - \rho') < 0$ z czego wynika, że aby umożliwić ruch w dół należałoby zmienić kierunek momentu, tzn. że połączenie śruby z nakrętką jest samohamowne.

W przypadku gdy $\gamma > \rho'$ dowolne obciążenie poosiowe wywoła obrót śruby, a samohamowność nie wystąpi.

Wynika stąd, że równanie opisuje uzależnienie warunkowo jednostronne pomiędzy siłą Q , a momentem M . Brak obciążenia Q uniemożliwia przenoszenie momentu obrotowego M ale brak momentu M na śrubie niekoniecznie oznacza brak zdolności połączenia do przenoszenia siły poosiowej Q .

Samohamowność wykorzystywana jest w połączeniach spoczynkowych zabezpieczając je częściowo przed luzowaniem jak również ruchowych np. do utrzymywania ciężaru bez konieczności stosowania hamulców.

$$M = Qr_2 \cdot \frac{\text{tg } \gamma \pm \text{tg } \rho'}{1 \mp \text{tg } \gamma \text{tg } \rho'} = Qr_2 \cdot \text{tg}(\gamma \pm \rho')$$

Połączenia gwintowe – sprawność

Sprawność może być wyznaczona jako stosunek pracy użytecznej L_u do pracy włożonej L_w podczas jednego obrotu:

$$\eta = \frac{L_u}{L_w}$$

W przypadku zmiany ruchu obrotowego na postępowy podczas podnoszenia ciężaru $L_w = 2\pi M$ i $L_u = QP_h$ wówczas:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}$$

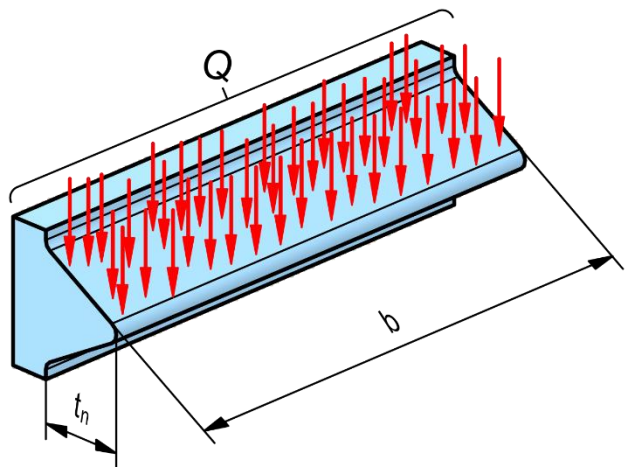
W przypadku zmiany ruchu postępowego na obrotowy podczas opuszczania ciężaru $L_w = QP_h$, $L_u = 2\pi M$ wówczas:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho')}{\operatorname{tg} \gamma}$$

Sprawność połączenia gwintowego w przypadku zachowania jego samohamowności nie przekroczy 50%.

Połączenia gwintowe – wytrzymałość

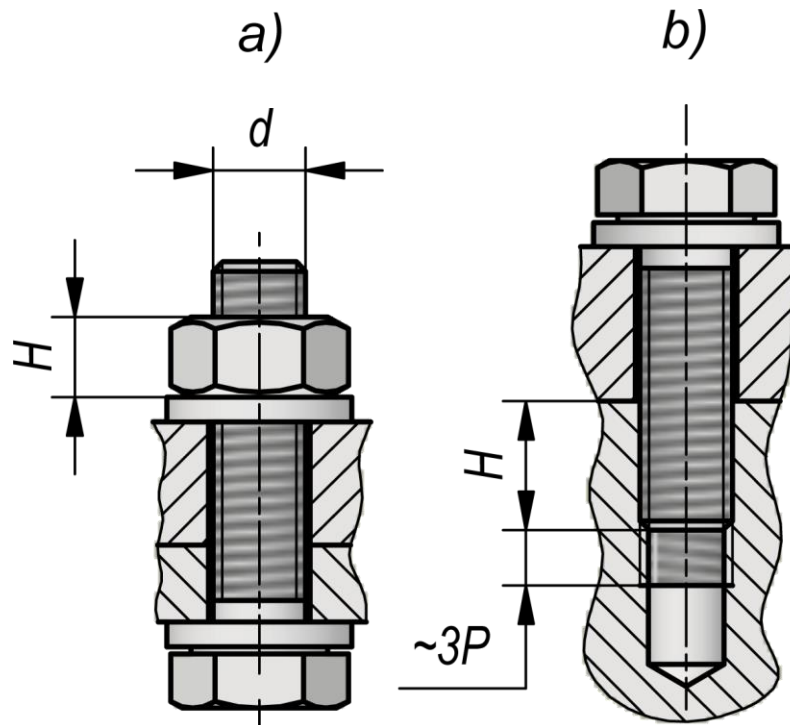
Gwint pracuje na nacisk, zginanie i ścinanie. W obliczeniach wytrzymałościowych przyjmuje się równomierny rozkład nacisków na powierzchni gwintu.



$$n = \frac{H}{P}$$

$$\sigma_o = \frac{Q}{A} \leq k_o$$

$$\frac{4Q}{\pi(d^2 - D_1^2)n} \leq k_o$$



Połączenia gwintowe – wytrzymałość

Naciski dopuszczalne w MPa dla połączeń gwintowych

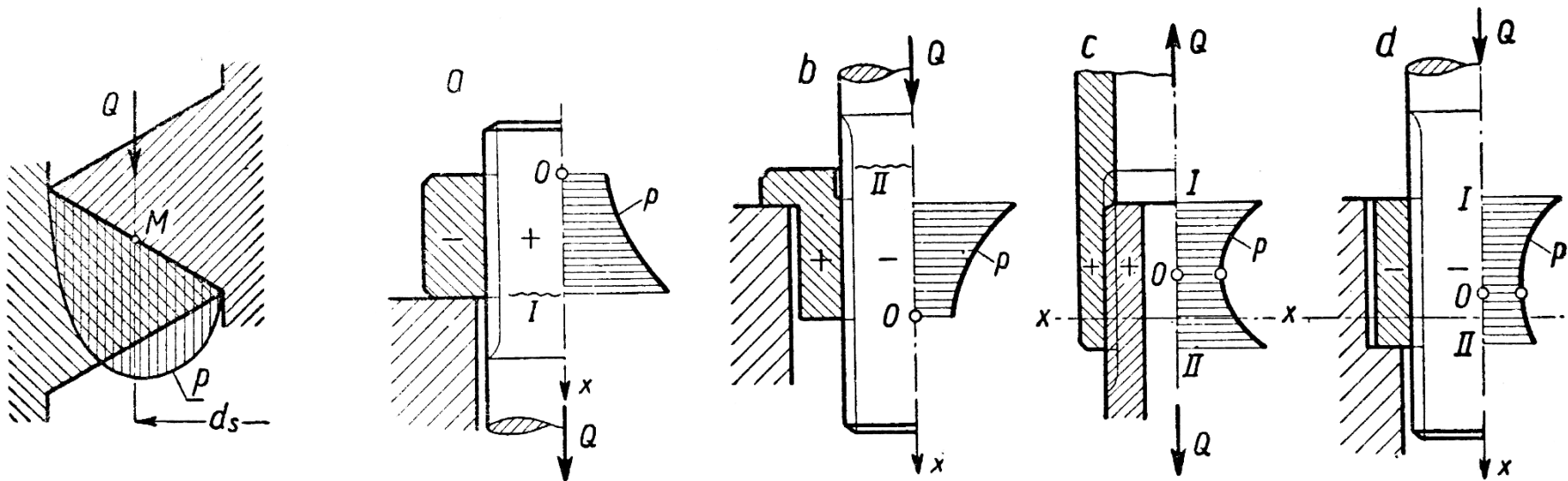
Materiał	Połączenie		
	spoczynkowe	półruchowe	ruchowe
Żeliwo:			
EN-G.JL-150	12÷15	8÷10	4÷5
EN-G.JL-200	16÷20	10÷13	6÷6.5
EN-G.JL-250	20÷25	13÷16	6.5÷8
Staliwo 200-400, 230-450, 270-480	25÷30	16÷20	8÷10
Stal E295, E335, E360	32÷40	22÷27	11÷13.5
Mosiądz	24÷28	15÷19	7.5÷9.5
Braz	32÷40	22÷27	11÷14

Głębokości wkręcenia

Materiał śruby/nakrętki	Zalecana głębokość wkręcenia
stal/stal	$0.8d \approx d$
stal/żeliwo	$(1.3 \div 1.5)d$
stal/stop aluminium	$(1.2 \div 2.2)d$
stal/mat. polimerowy	$2.5d$

Połączenia gwintowe – wytrzymałość

Nierównomierność rozkładu nacisków



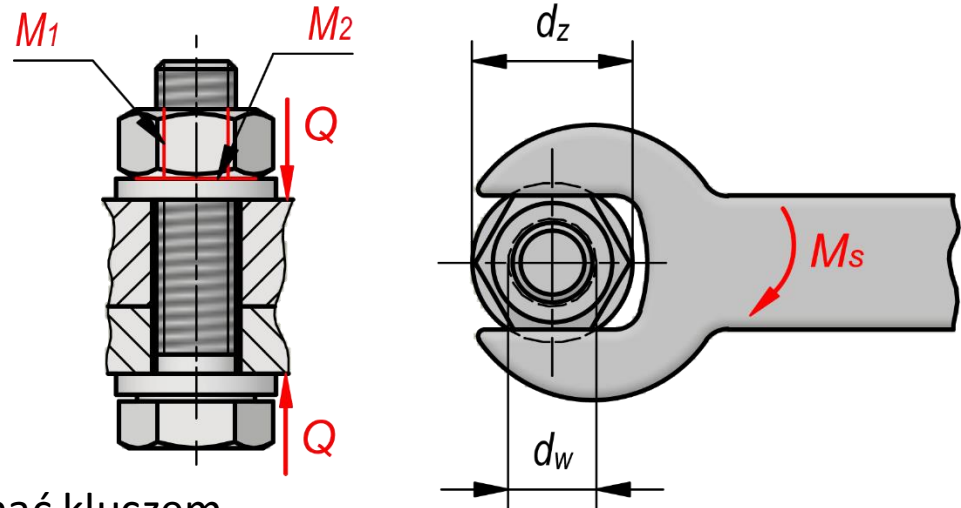
Połączenia gwintowe – moment dokręcania

W końcowej fazie dokręcania złącza gwintowego moment pochodzący od klucza M_s musi pokonać moment tarcia na gwincie M_1 (wywołany siłą Q) oraz moment tarcia pomiędzy nakrętką, a podkładką M_2 .

$$M_1 = 0.5Qd_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho')$$

$$M_2 = Q\mu \frac{1}{3} \cdot \frac{d_z^3 - d_w^3}{d_z^2 - d_w^2}$$

$$M_s = M_1 + M_2$$



$M_1 - M_2 > 0$ - łeb śruby należy przytrzymać kluczem,

$M_1 - M_2 < 0$ - możliwe jest napięcie śruby bez pomocniczego klucza.

Należy pamiętać aby moment dokręcania nie przekroczył wartości momentu dopuszczalnego. Moment dopuszczalny jest to moment, wywołujący w śrubie naprężenia (skręcanie + rozciąganie) zbliżone do wartości granicy plastyczności.

$$M_d = 1.06 \frac{d_3^2 P R_e}{1000k}$$

R_e (w MPa) - to granica plastyczności materiału śruby, P (w mm) - to skok gwintu, d_3 (w mm) - to średnica rdzenia gwintu, k - to współczynnik bezpieczeństwa ($k = 1:43$ dla obciążeń statycznych, $k = 1:67$ dla obciążeń dynamicznych)

Połączenia gwintowe – przykłady

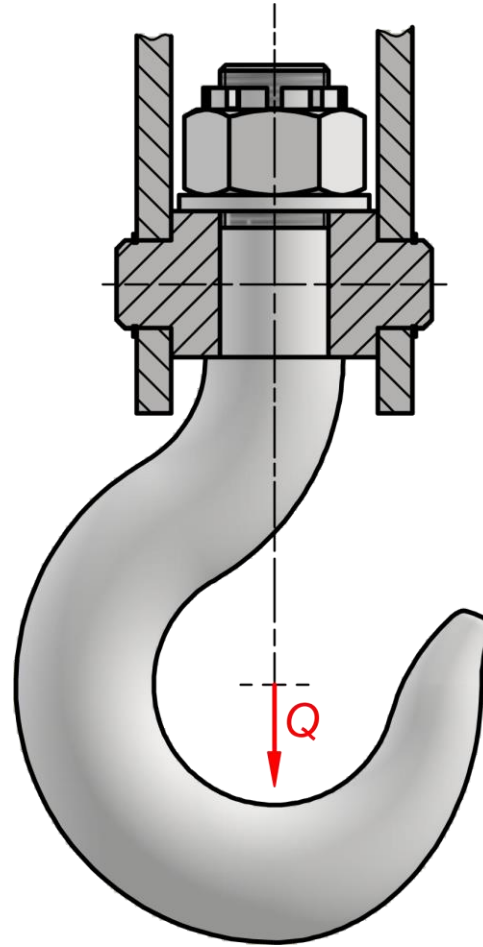
Hak

Rozciąganie

$$\sigma_r = Q/A \leq k_r$$

$$A = \pi d_3^2/4$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi k_r}}$$



Połączenia gwintowe – przykłady

Podnośnik śrubowy

Ściskanie

$$\sigma_c = Q/A \leq k_c$$

$$A = \pi d_3^2/4$$

Skręcanie

$$\sigma_t = \frac{M_1}{W_o} \leq k_s$$

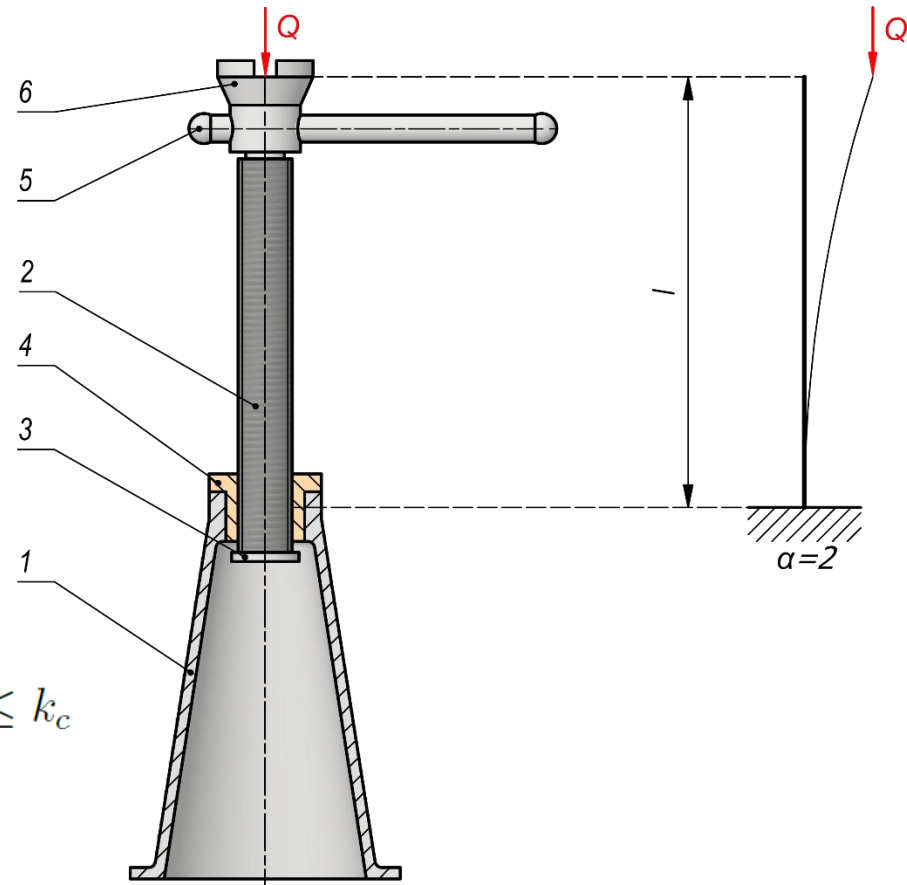
$$W_o = \frac{\pi d_3^3}{16}$$

Złożony stan naprężeń
(ściskanie + skręcanie)

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_c^2 + \left(\frac{k_c}{k_s} \sigma_t\right)^2} = \sigma_c \sqrt{1 + \left(\frac{k_c}{k_s} \kappa\right)^2} \leq k_c$$

$$d_3 \geq \sqrt[4]{\frac{4Q}{\pi k_c} \sqrt{1 + \left(\frac{k_c}{k_s} \kappa\right)^2}}$$

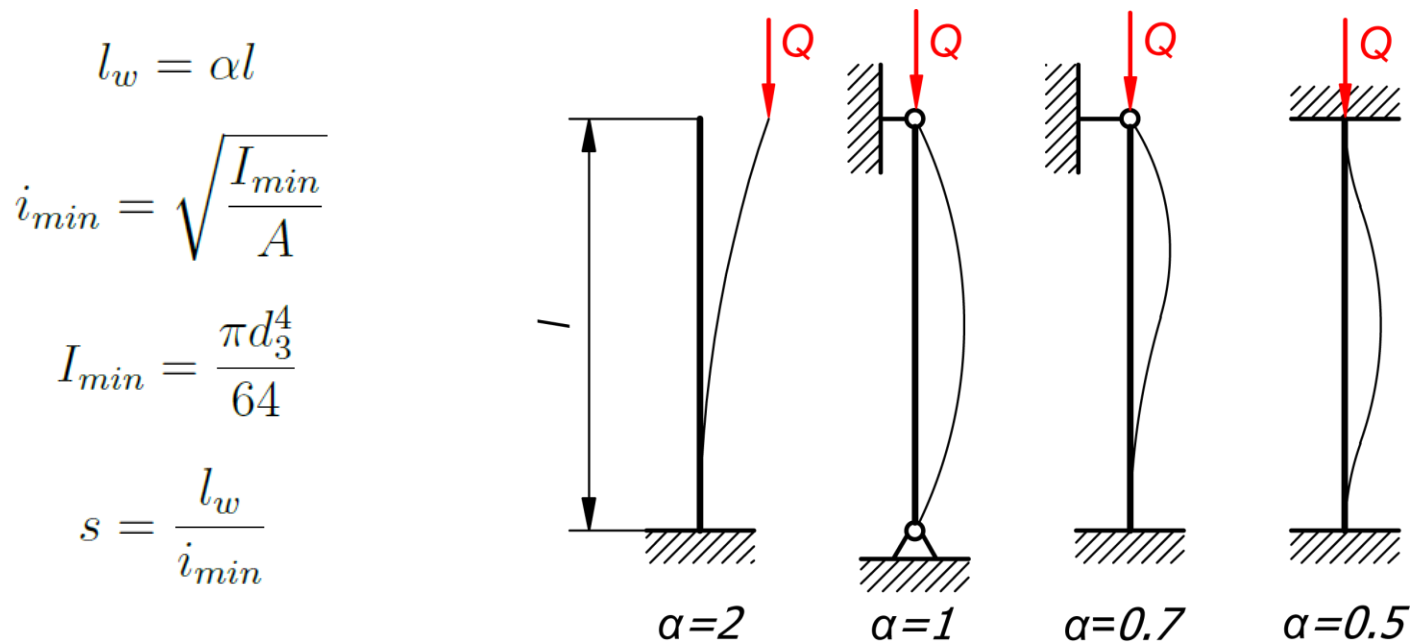
$$\kappa = \frac{2d_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho')}{d_3}$$



Połączenia gwintowe – przykłady

Podnośnik śrubowy

Wyboczenie – zjawisko polegające na utracie stateczności pręta ściskanego



Połączenia gwintowe – przykłady

Podnośnik śrubowy

Wyboczenie

$$s \geq 100$$

Oblicza się siłę krytyczną
(wzór Eulera)

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EI_{min}}{(\alpha l)^2}$$

gdzie E to moduł Younga

Współczynnik bezpieczeństwa:

$$x = \frac{F_{kr}}{Q} \geq x_{dop}$$

$$s < 100$$

Oblicza się naprężenia krytyczne
(wzór interpolacyjny Tetmajera)

$$\sigma_{kr} = a - bs$$

gdzie a i b dobiera się wg tabeli 3.7

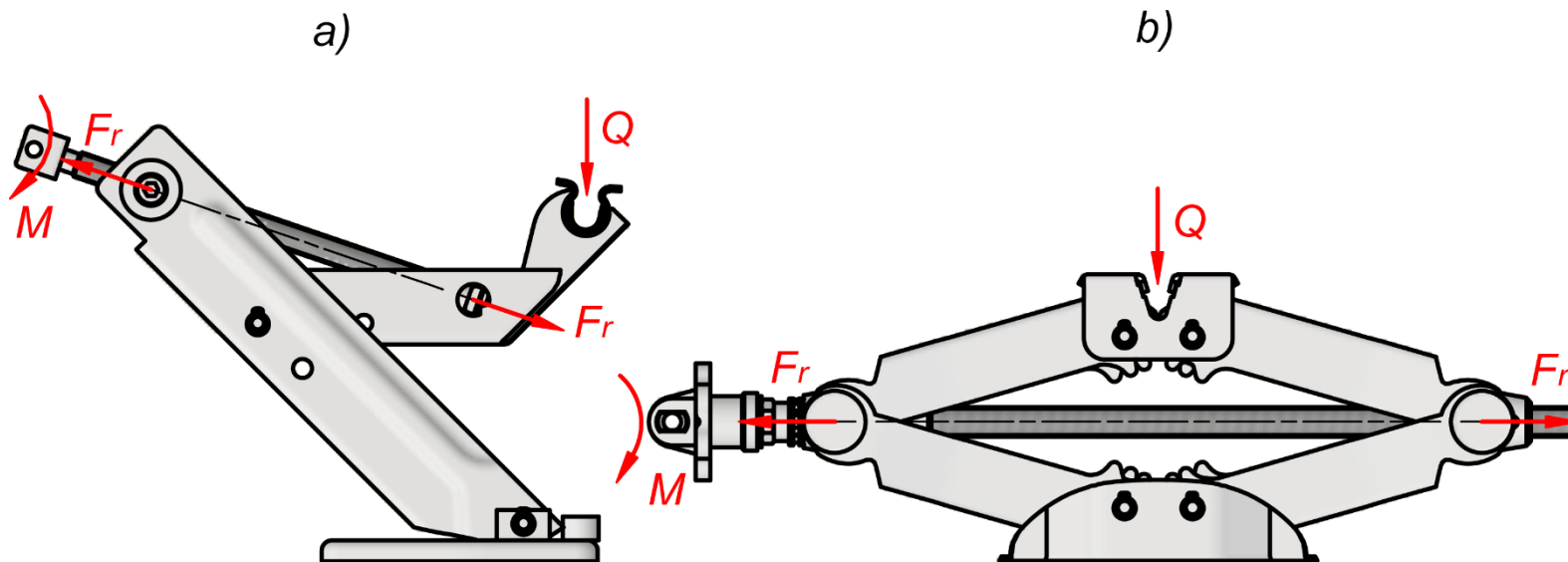
Współczynnik bezpieczeństwa:

$$x = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_c} \geq x_{dop}$$

Stal	S235	S275	E295	C35	C40	C45	C50
a , MPa	240	260	300	320	340	360	380
b , MPa	0.4	0.6	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8

Połączenia gwintowe – przykłady

Podnośnik śrubowy



Połączenia gwintowe – przykłady

Śruba pasowana

Ścinanie

$$\sigma_t = F/A \leq k_t$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} i n$$

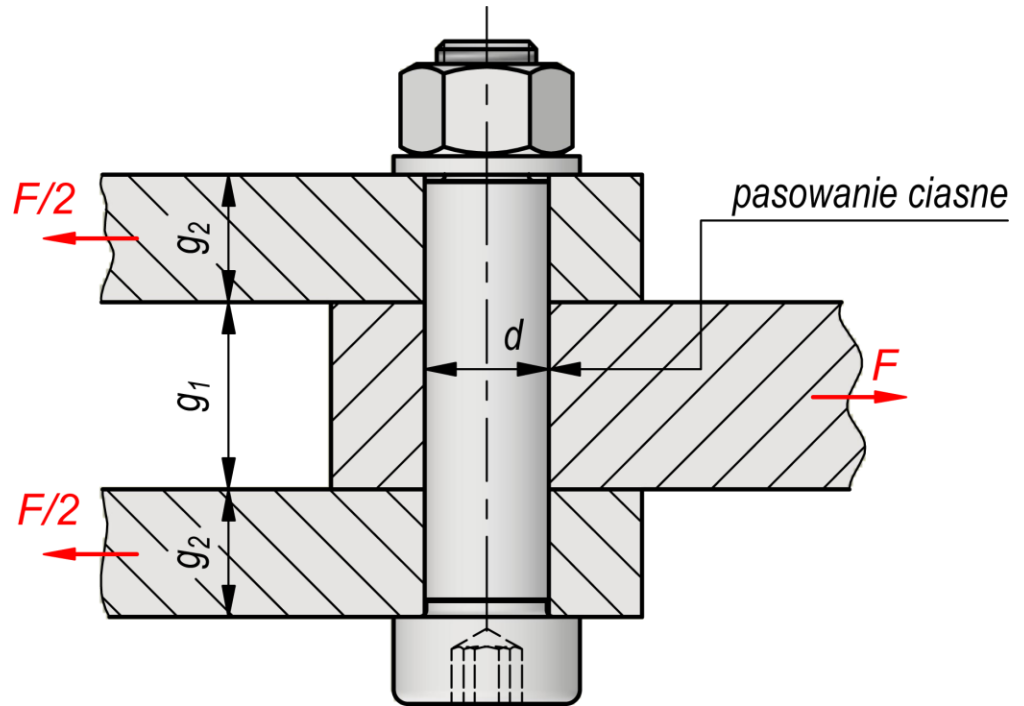
$$\frac{4F}{\pi d^2 i n} \leq k_t$$

Nacisk

$$\sigma_o = F/A \leq k_o$$

$$A = d g_2 i$$

$$\frac{F}{d g_2 i} \leq k_o$$



i – liczba śrub

n – liczba przekrojów ścinanych

Połączenia gwintowe – przykłady

Śruba pracująca na podobieństwo sworznia

Zginanie

$$M_{gmax} = \frac{F}{2} \left(\frac{g_1}{2} + \frac{g_2}{4} \right)$$

$$\sigma_g = \frac{M_{gmax}}{W_x} \leq k_g$$

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{gmax}}{\pi k_g}}$$

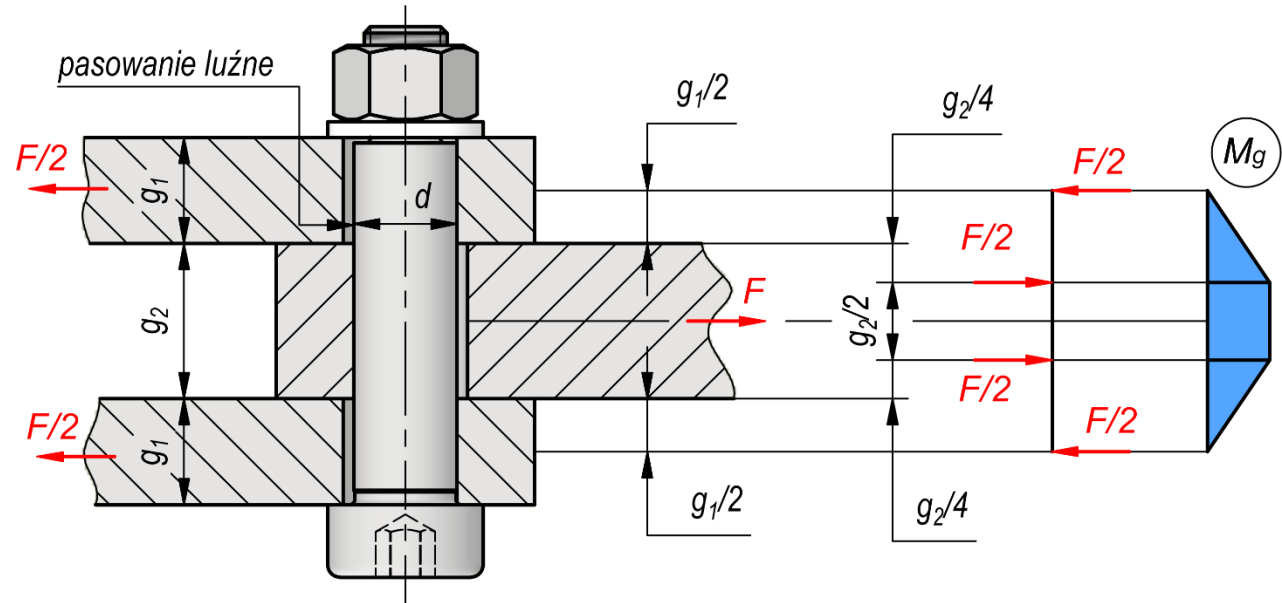
Nacisk

$$\sigma_{o1} = F/A_1 \leq k_o$$

$$\sigma_{o2} = F/A_2 \leq k_o$$

$$A_1 = 2dg_1$$

$$A_2 = dg_2$$



Połączenia gwintowe – przykłady

Śruba luźna

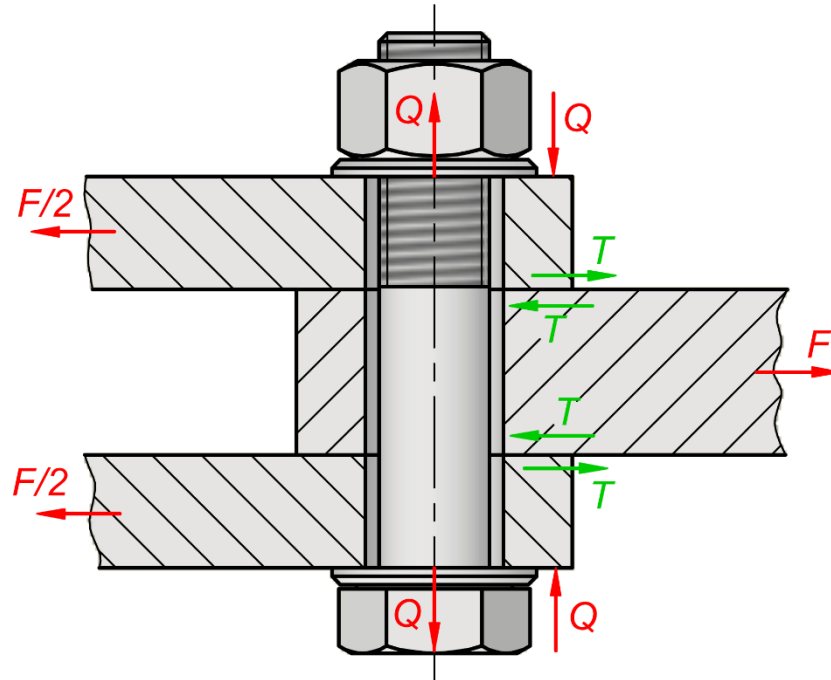
Tarcie przenosi siłę F

$$T = Q\mu in = F$$

$$Q = \frac{F}{\mu in}$$

Rozciąganie

$$\sigma_r = \frac{4Q}{\pi d_3^2} \leq k_r$$



i – liczba śrub

n – liczba par trących

Połączenia gwintowe – przykłady

Połączenie kołnierzowe

Wariant I (śruba pasowana)

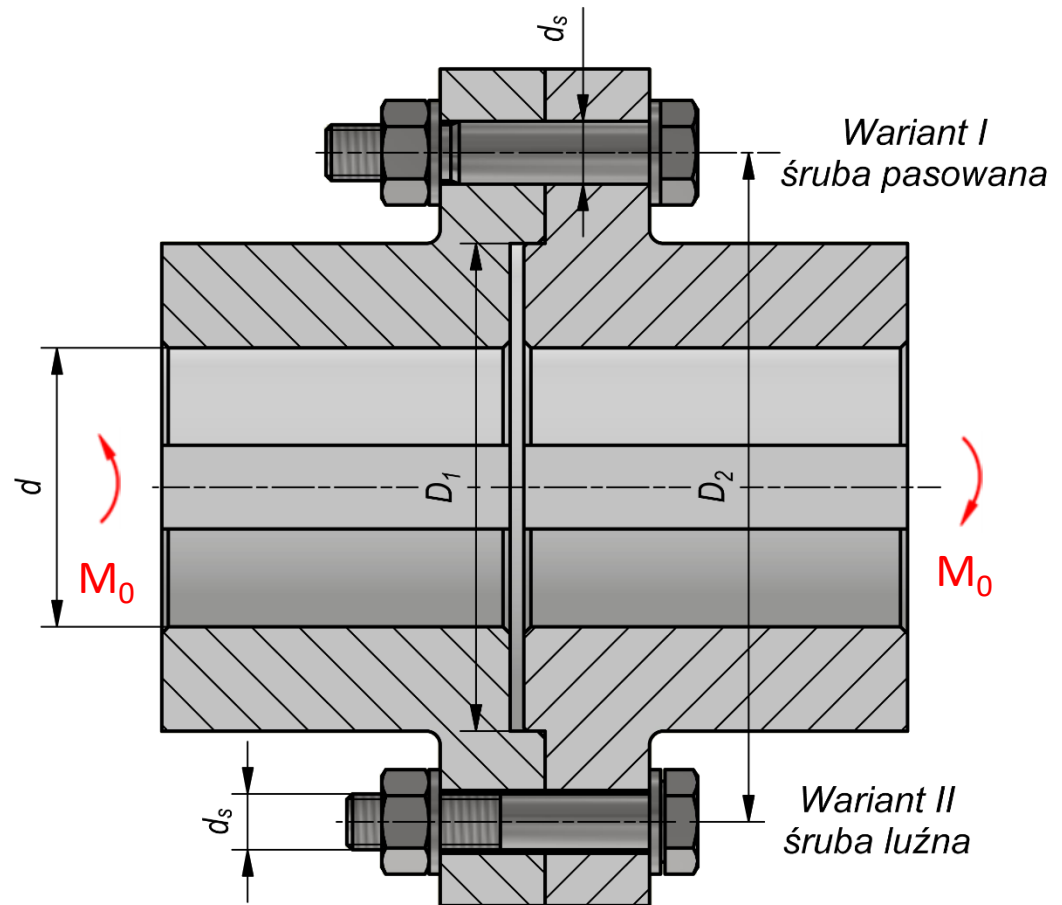
$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{\frac{2M_o}{D_2}}{n \frac{\pi d_s^2}{4}} \leq k_t$$

Wariant II (śruba luźna)

$$F = \frac{2M_o}{D_2} = T = \mu Q n$$

$$Q = \frac{2M_o}{D_2 \mu n}$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi k_r}}$$



n – liczba śrub

Połączenia gwintowe – przykłady

Śruba napędowa

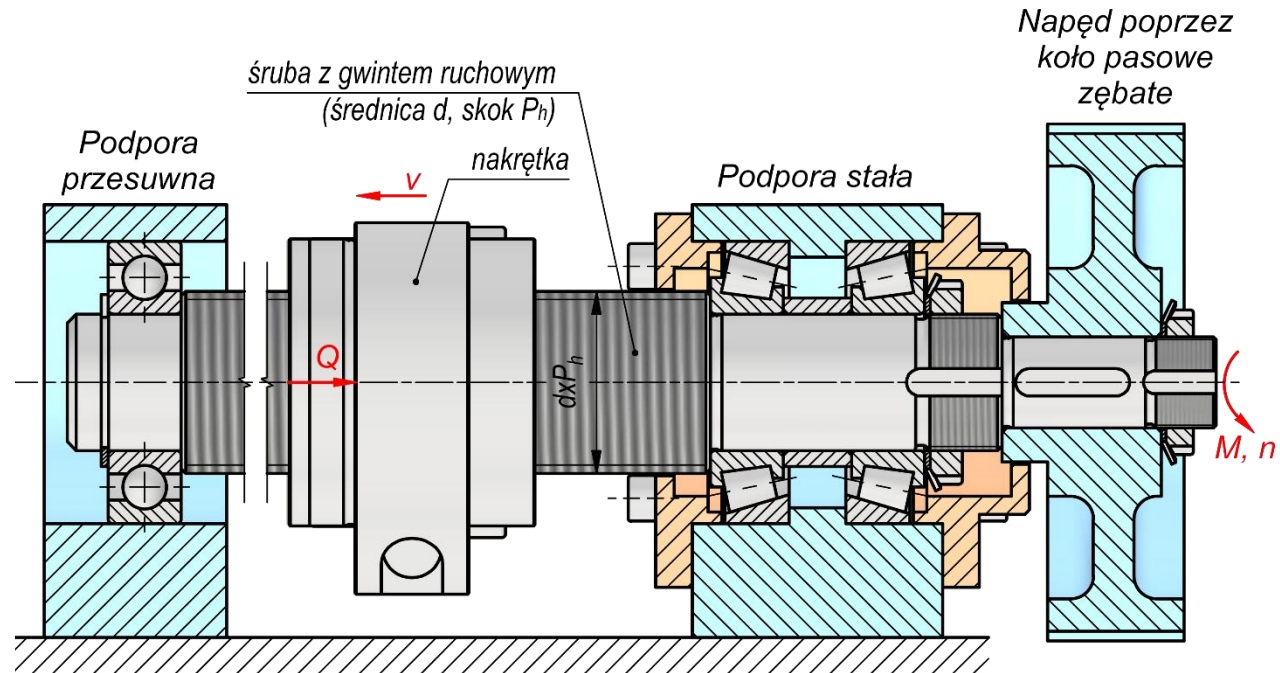
$$v = P_h n$$

$$\sigma_c = \frac{Q}{A} \leq k_c$$

$$\sigma_t = \frac{M}{W_o} \leq k_s$$

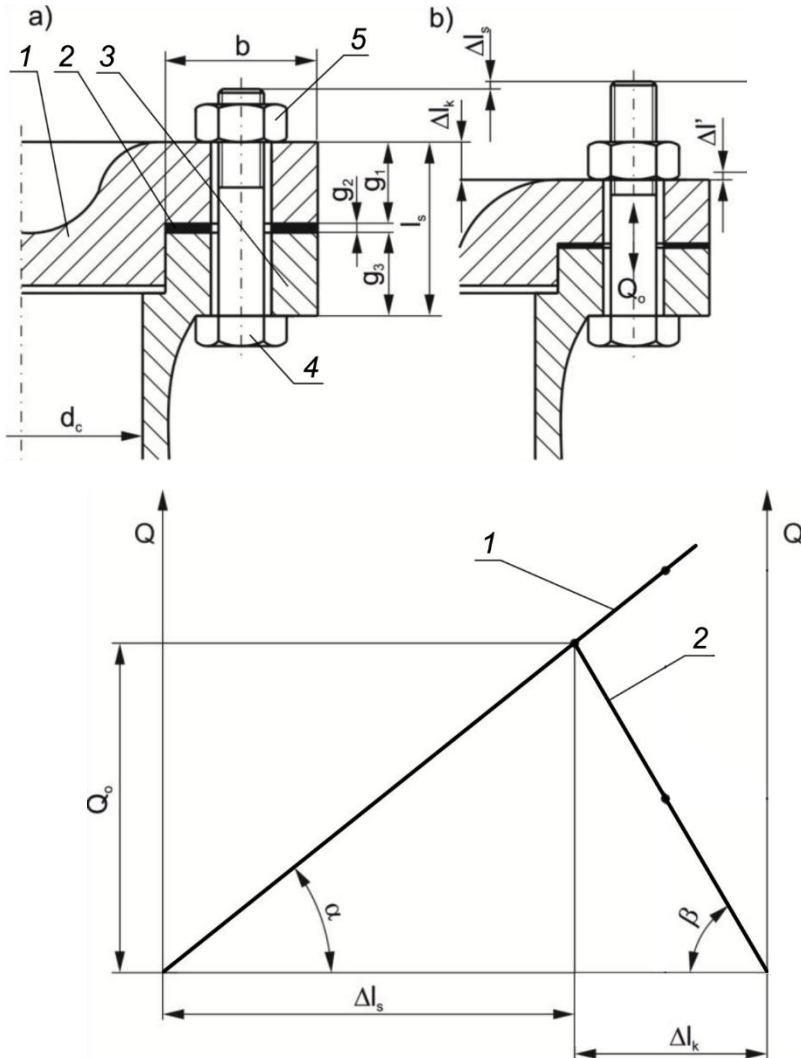
$$M = 0.5 Q d_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho')$$

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_c^2 + \left(\frac{k_c}{k_s} \sigma_t\right)^2} \leq k_c$$



Połączenia gwintowe – przykłady

Połączenie gwintowe z napięciem wstępnym



$$\Delta l_s = \frac{Q_0 l_s}{E_s A_s}$$

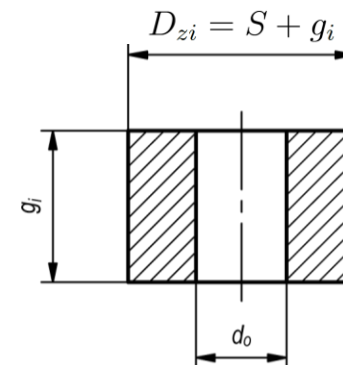
$$C_s = \operatorname{tg} \alpha = \frac{Q_0}{\Delta l_s}$$

$$\frac{1}{C_s} = \frac{l_s}{E_s A_s}$$

$$\Delta l_k = \frac{Q_0 g_1}{E_1 A_1} + \frac{Q_0 g_2}{E_2 A_2} + \frac{Q_0 g_3}{E_3 A_3} =$$

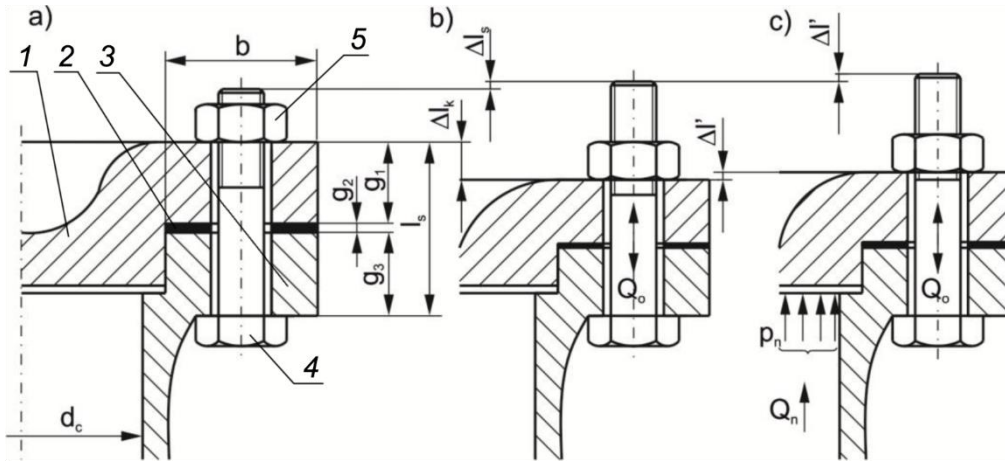
$$= Q_0 \left(\frac{1}{C_{k1}} + \frac{1}{C_{k2}} + \frac{1}{C_{k3}} \right) = \frac{Q_0}{C_k}$$

$$C_k = \operatorname{tg} \beta = \frac{Q_0}{\Delta l_k}$$



Połączenia gwintowe – przykłady

Połączenie gwintowe z napięciem wstępnym



$$Q_n = \frac{1}{i} \frac{\pi}{4} d_c^2 p_{n_{max}}$$

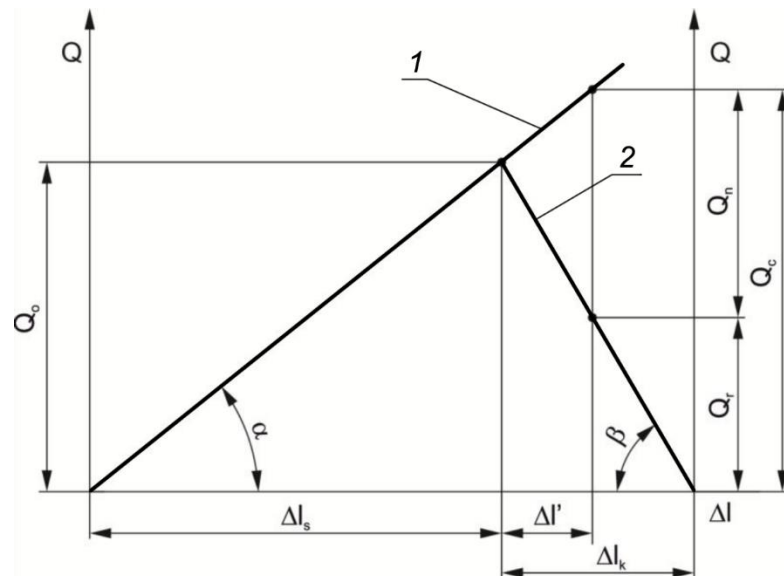
$$Q_r = (0.2 \div 0.6) Q_0$$

$$\Delta l' = \frac{Q_0 - Q_r}{C_k}$$

$$\Delta l' = \frac{Q_c - Q_0}{C_s}$$

$$Q_c = Q_r + Q_n$$

$$Q_0 = Q_r + \frac{Q_n}{1 + C_s/C_k}$$



$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4Q_c}{\pi k_r}}$$

Połączenia gwintowe – przykłady

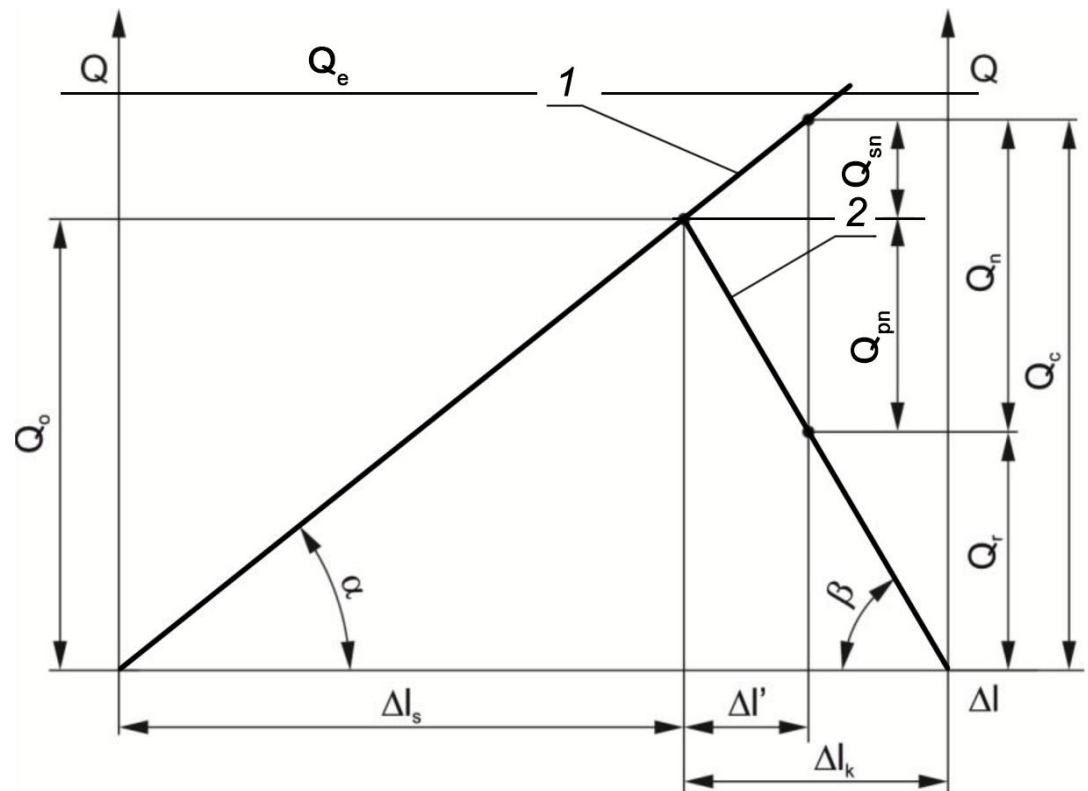
Połączenie gwintowe z napięciem wstępnym

Obliczenia zmęczeniowe

Śrubę sprawdza się na zmęczenie tylko dla części obciążenia powyżej napięcia wstępnego Q_0 :

$$Q_{sn} = Q_c - Q_0$$

Duże napięcie wstępne (w okolicy granicy plastyczności np. $90\%R_e$) zmniejsza obciążenia zmienne Q_{sn} i zwiększa wytrzymałość zmęczeniową.

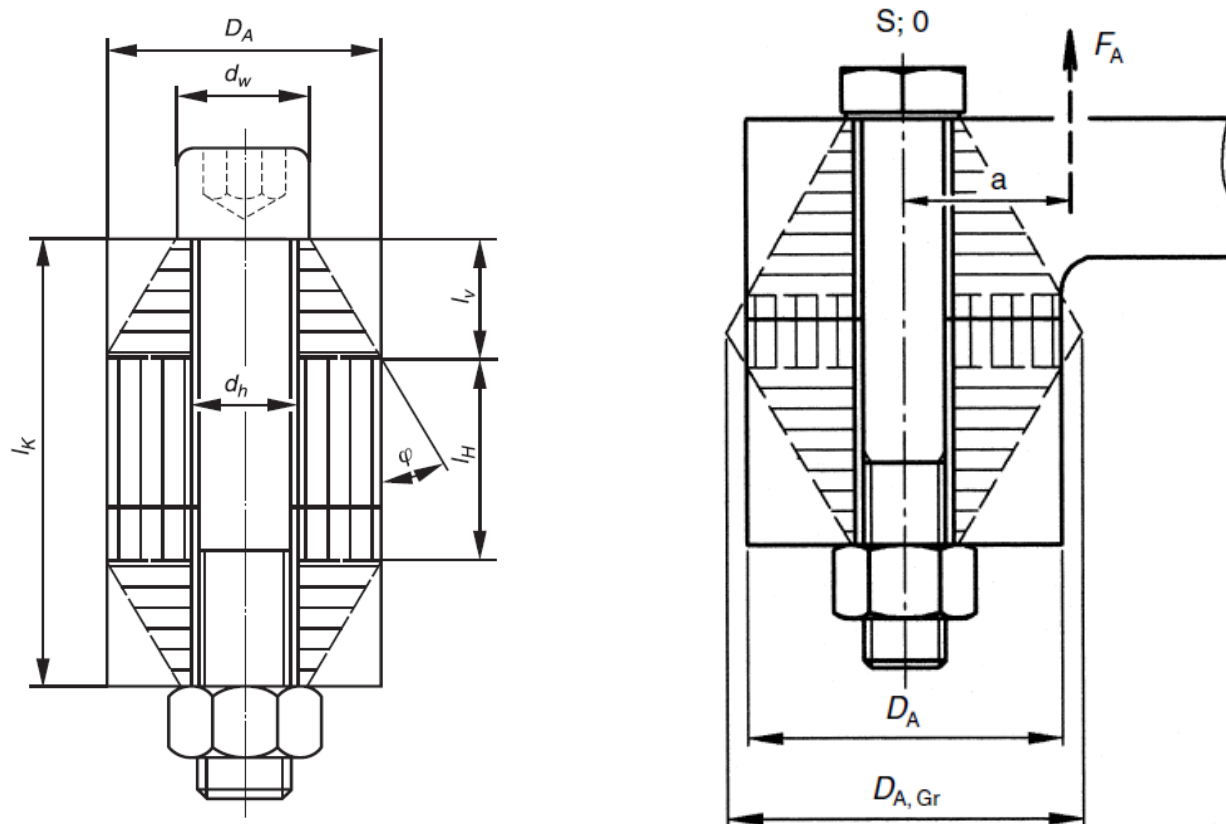


Im kąt nachylenia prostej 1 (kąt α) jest mniejszy (większy stosunek $\Delta l_s / \Delta l_k$) tym mniejszy wpływ na obciążenie śruby ma obciążenie zewnętrzne Q_n . Dlatego korzystnym z uwagi na wytrzymałość zmęczeniową jest stosować więcej śrub o mniejszej średnicy.

Połączenia gwintowe – przykłady


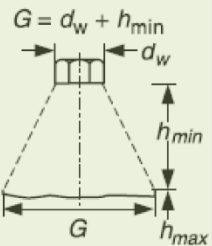
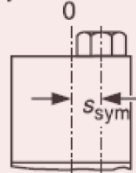
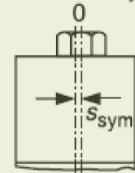
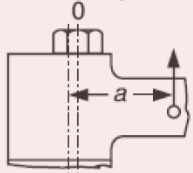
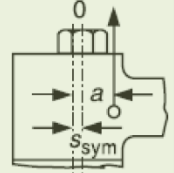
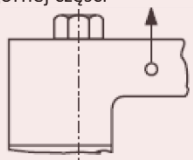
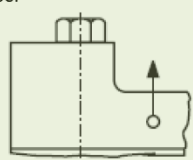
Połączenie gwintowe z napięciem wstępnym

Szczegółowe wytyczne do projektowania połączeń z napięciem wstępnym opisano w normie **VDI 2230**. Uwzględnia ona dokładniejsze modele obliczeniowe bazujące na tzw. stożku nacisków jak również wpływ przyłożonego obciążenia.



Połączenia gwintowe – przykłady

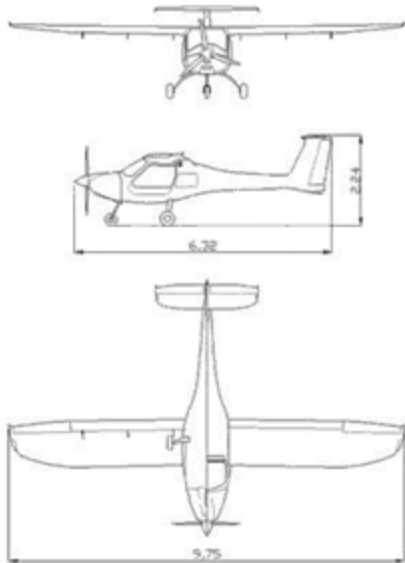
Połączenie gwintowe z napięciem wstępnym – wytyczne do projektowania wg VDI2230

Wytyczne	Niekorzystnie	Korzystnie
<p>Napięcie wstępne możliwie wysokie:</p> <ul style="list-style-type: none"> wysoka klasa wytrzymałości dokładna metoda dokręcania mały współczynnik tarcia 	<p>Małe napięcie wstępne</p>	<p>Wysokie napięcie wstępne z dokładną techniką napinania</p>
<p>Stosunek sztywności:</p> <ul style="list-style-type: none"> sztywność łączonych elementów powinna być większa od sztywności śruby 	<p>Cienkościenne walec</p> 	<p>Wystarczająca średnica walca</p> 
<p>Mimośrodowe położenie śruby:</p> <ul style="list-style-type: none"> Mimośrodowość położenia śruby powinna być jak najmniejsza 	<p>Duża mimośrodowość</p> 	<p>Mała mimośrodowość</p> 
<p>Mimośrodowe przyłożenie siły:</p> <ul style="list-style-type: none"> Mniejsza mimośrodowość obciążenia prowadzi zazwyczaj do mniejszego obciążenia śruby 	<p>Duża mimośrodowość</p> 	<p>Mała mimośrodowość</p> 
<p>Punkt przyłożenia siły:</p> <ul style="list-style-type: none"> Siła powinna znajdować się jak najbliżej powierzchni kontaktu łączonych elementów 	<p>Siła przyłożona w górnej części</p> 	<p>Siła przyłożona w dolnej części</p> 

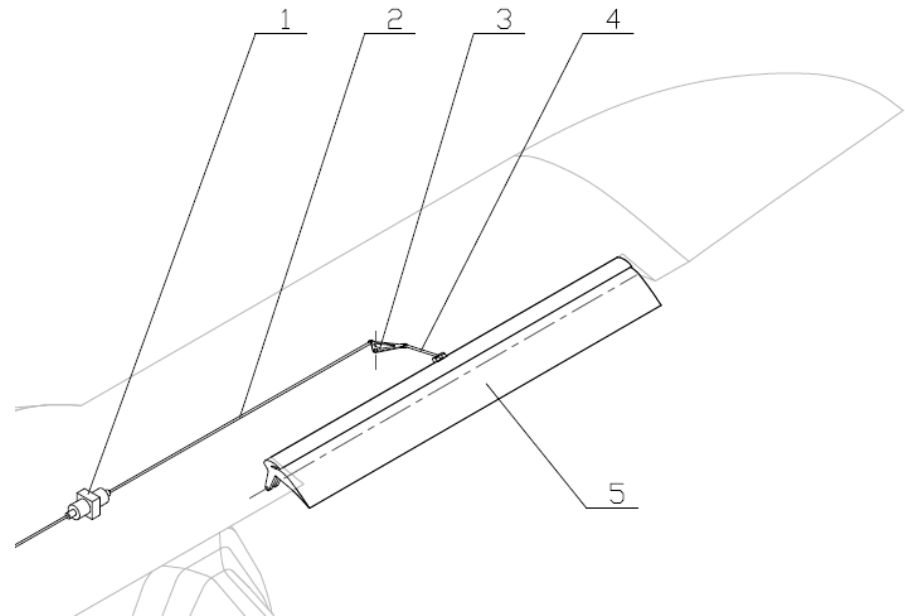
Połączenia gwintowe – przykłady w lotnictwie

Napęd klap samolotu bezzałogowego

Samolot ultralekki MP-02 „Czajka”



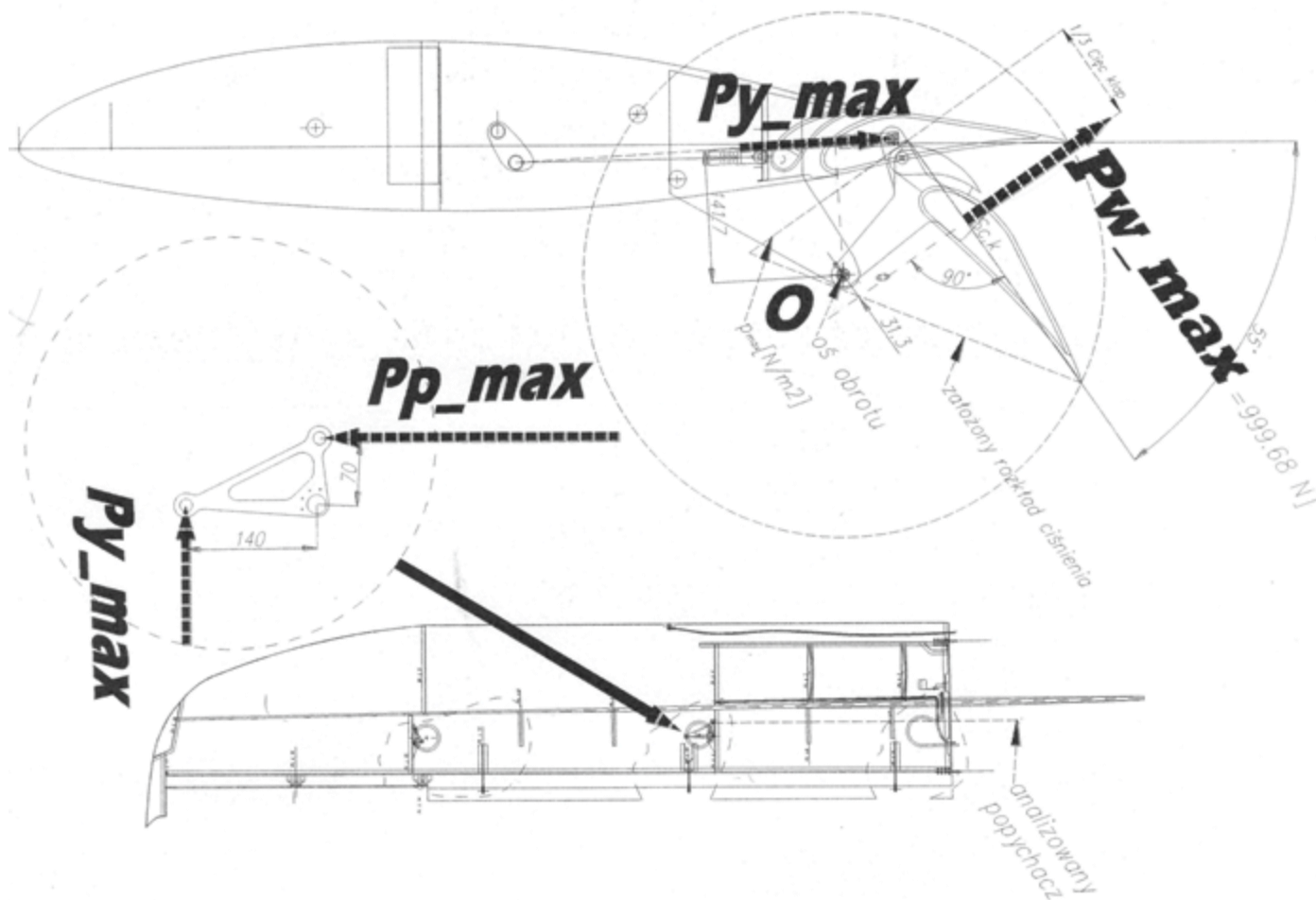
Układ sterowania klapami



Połączenia gwintowe – przykłady w lotnictwie

Napęd klap samolotu bezzałogowego

Siły wyznaczone w programie prób statycznych



Siła na popychaczu
od jednej kłapy:
 $P_{p_max} = 441.6 \text{ N}$

Po uwzględnieniu
wsp. bezpieczeństwa
 $x_b = 2.25$:
 $P_{p_wyp} = 993.7 \text{ N}$

Do obliczeń:
 $F = 1000 \text{ N}$

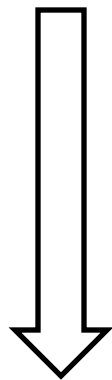
Połączenia gwintowe – przykłady w lotnictwie

Napęd klap samolotu bezzałogowego

Wyboczenie

$$F_{kr} \geq x_{dop} \cdot F$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EI_{min}}{l_w^2}$$

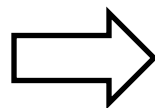


$$x_{dop} = 2$$

$$I_{min} = \frac{\pi d_3^4}{64}$$

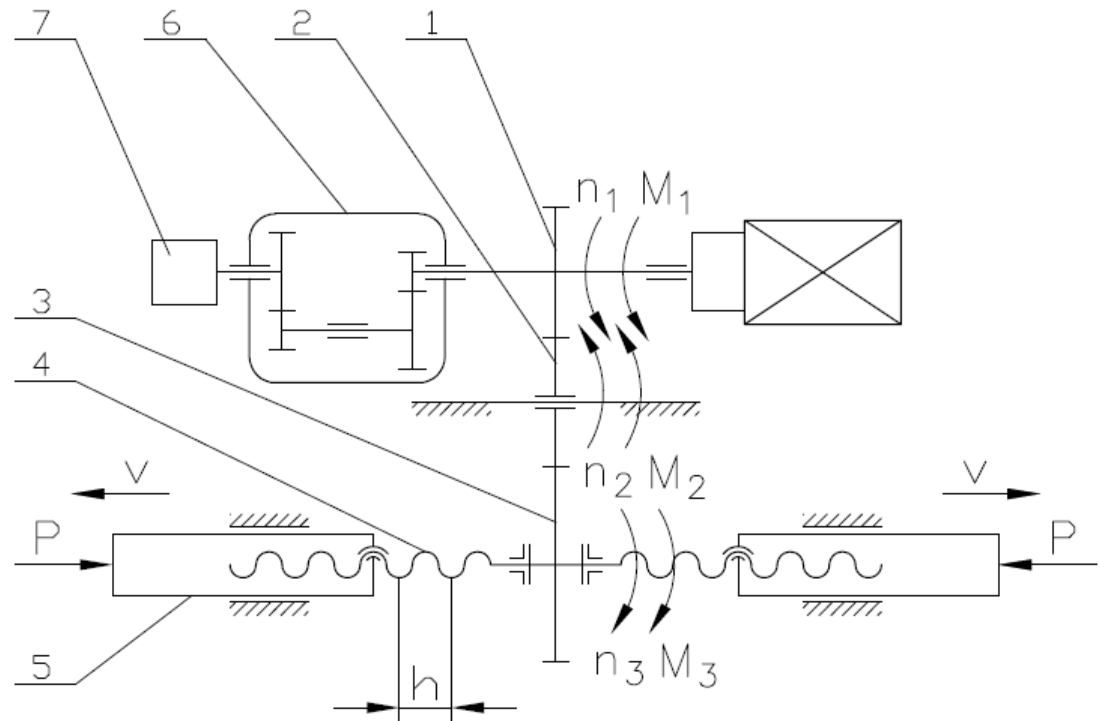
$$l = 131 \text{ mm}$$

$$d_3 \geq \sqrt[4]{\frac{64 x_{dop} F l_w^2}{\pi^3 E}} \approx 6,2 \text{ mm}$$



Gwint Tr10x2, dla którego $d_3 = 7.5 \text{ mm}$

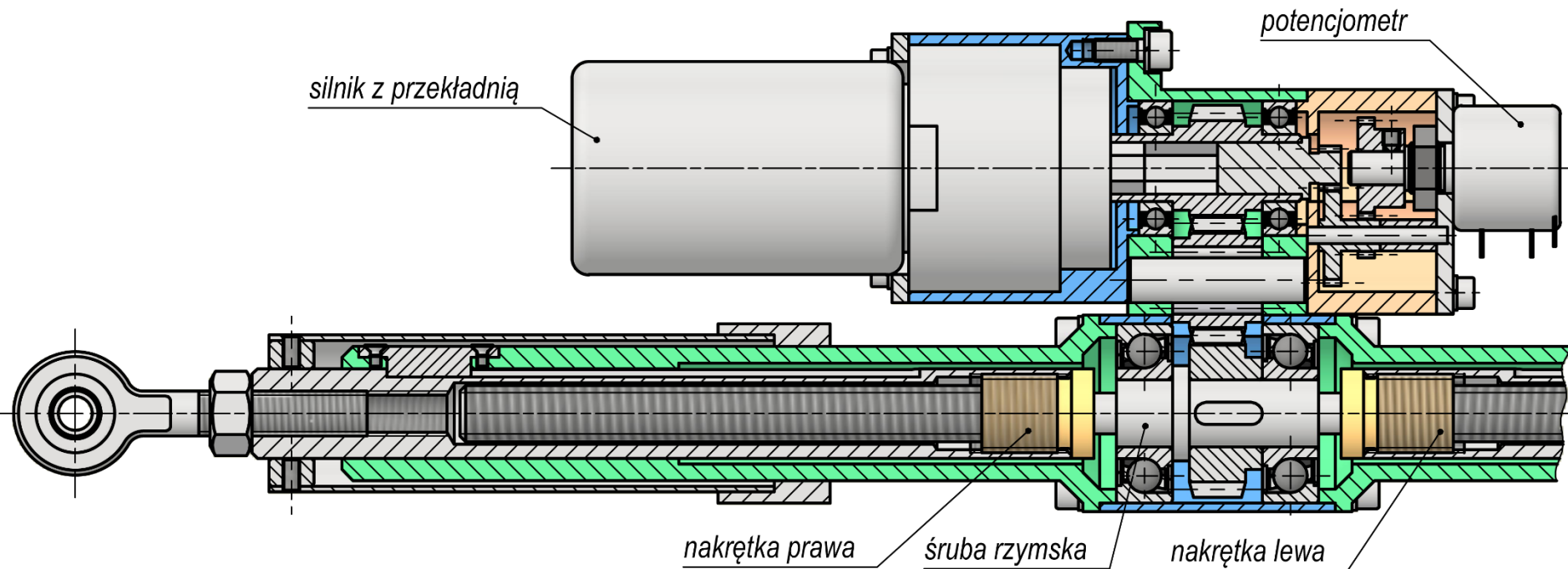
$$s = \frac{l_w}{i_{min}} = 139,74 > 100$$



Połączenia gwintowe – przykłady w lotnictwie

Napęd klap samolotu bezzałogowego

Konstrukcja



Połączenia gwintowe – przykłady w lotnictwie

Napęd klap samolotu bezzałogowego

Nacisk na gwincie

Gwint trapezowy Tr10x2

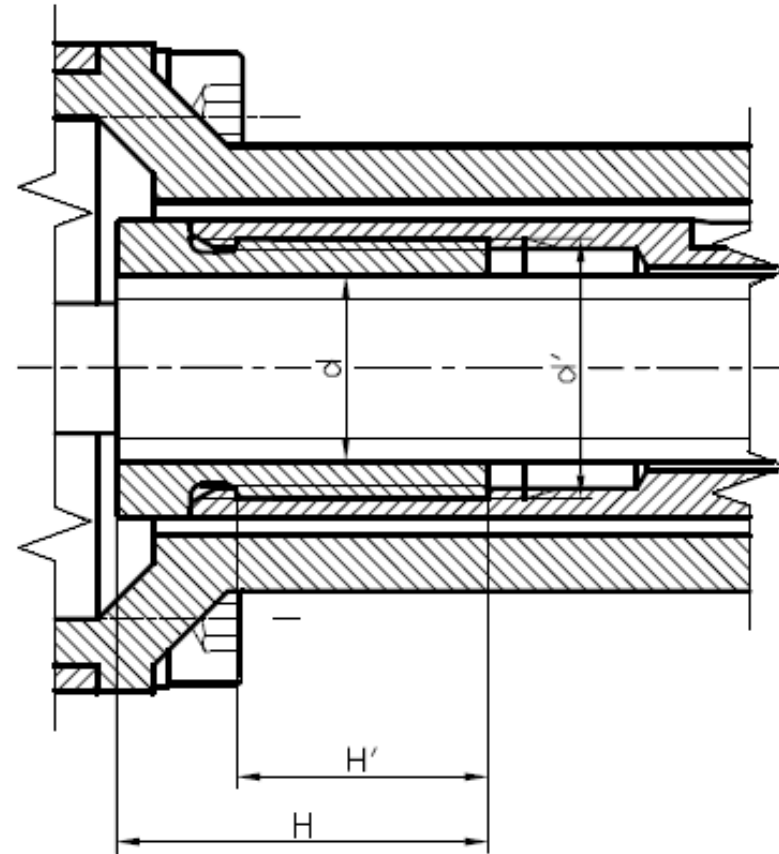
($H=20\text{mm}$, $P=2\text{mm}$, $d=10\text{mm}$, $D_1=8\text{mm}$)

$$\sigma_o = \frac{4FP}{\pi(d^2 - D_1^2)H} = 3,57\text{MPa} < k_o = 11\text{MPa}$$

Gwint metryczny M14x1

($H'=13.5\text{mm}$, $P'=1\text{mm}$, $d'=14\text{mm}$, $D_1'=12.9\text{mm}$)

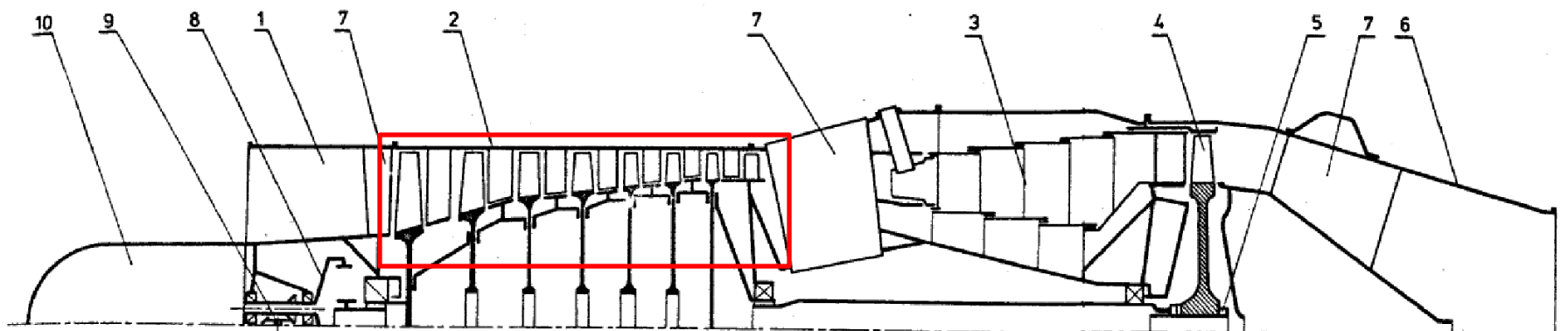
$$\sigma_o = \frac{4FP'}{\pi(d'^2 - D_1'^2)H'} = 3,23\text{MPa} < k_o = 12\text{MPa}$$



Połączenia gwintowe – przykłady w lotnictwie

Połączenie elementów nośnych wirnika w silniku turboodrzutowym

Schemat silnika SO-3



1 - wlot, 2 - sprężarka, 3 - komora spalania, 4 - turbina, 5 - śruba łącząca tarczę i wał turbiny, 6 - dysza wylotowa, 7 - żebro, 8 - przekładnia napędu prądnicy, 9 - przekładnia napędu agregatów, 10 - prądorozrusznik

Połączenia gwintowe – przykłady w lotnictwie

Połączenie elementów nośnych wirnika w silniku turboodrzutowym

Obciążenie przenoszone przez tarcie

$$M_t = M_s$$

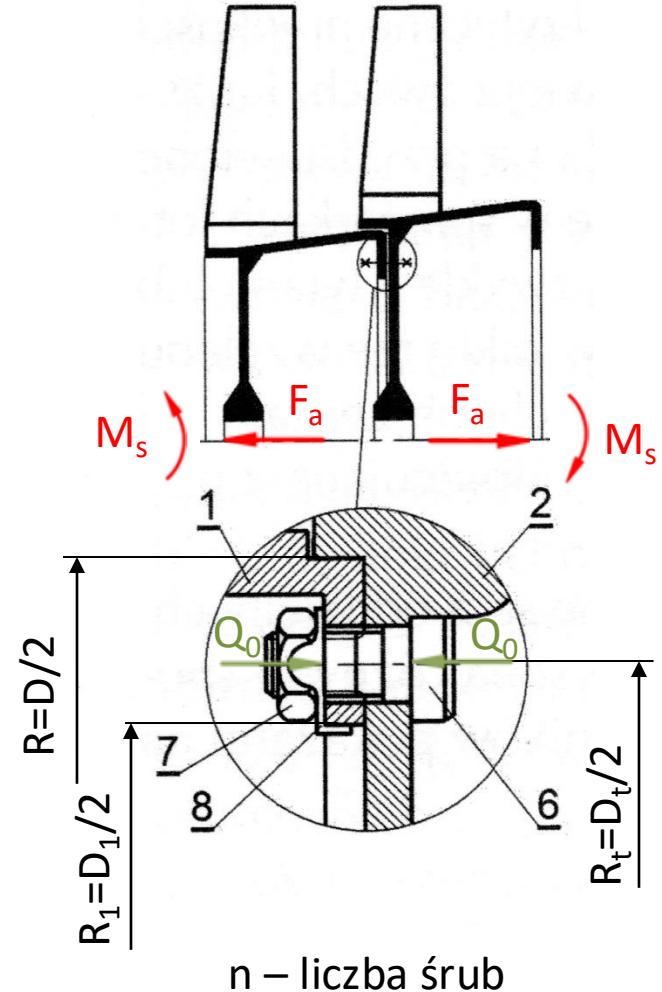
$$M_t = \frac{2\pi}{3} \mu \sigma_o (R^3 - R_1^3)$$

$$\sigma_o = \frac{3M_t}{2\pi\mu(R^3 - R_1^3)}$$

$$Q_r = \frac{3M_t(R^2 - R_1^2)}{2n\mu(R^3 - R_1^3)}$$

$$Q_n = \frac{F_a}{n}$$

$$Q_0 = Q_r + \frac{Q_n}{1 + C_s/C_k}$$



Połączenia gwintowe – przykłady w lotnictwie

Połączenie elementów nośnych wirnika w silniku turboodrzutowym

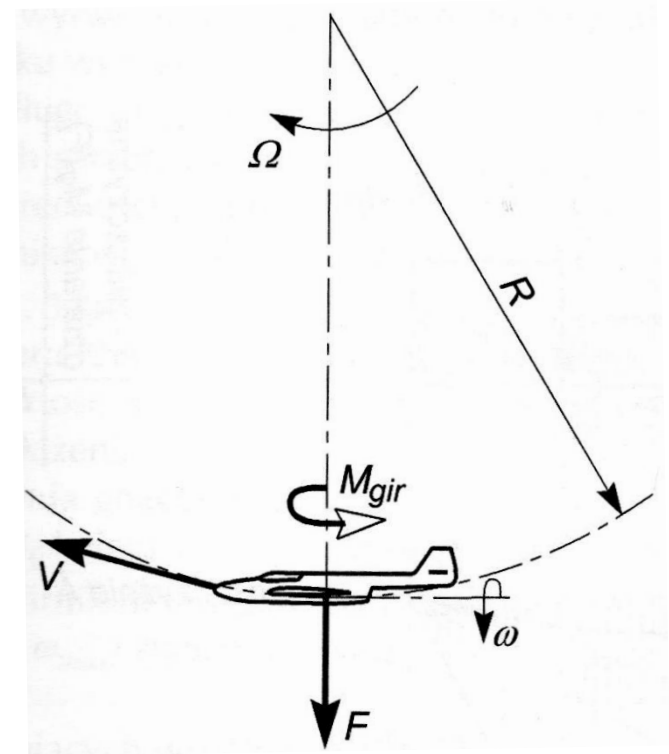
Dodatkowe obciążenie momentem żyroskopowym

Dwa przypadki w samolotach bojowych:

- wyrwanie z lotu nurkowego $\Omega=5-6\text{rad/s}$,
- wychodzenie z płaskiego korkociągu $\Omega=2.5-3\text{rad/s}$

$$M_{gir} = B_0 \omega \Omega$$

B_0 - masowy moment bezwładności tarczy wirnika



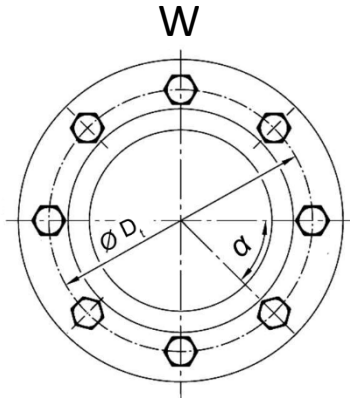
Połączenia gwintowe – przykłady w lotnictwie

Połączenie elementów nośnych wirnika w silniku turboodrzutowym

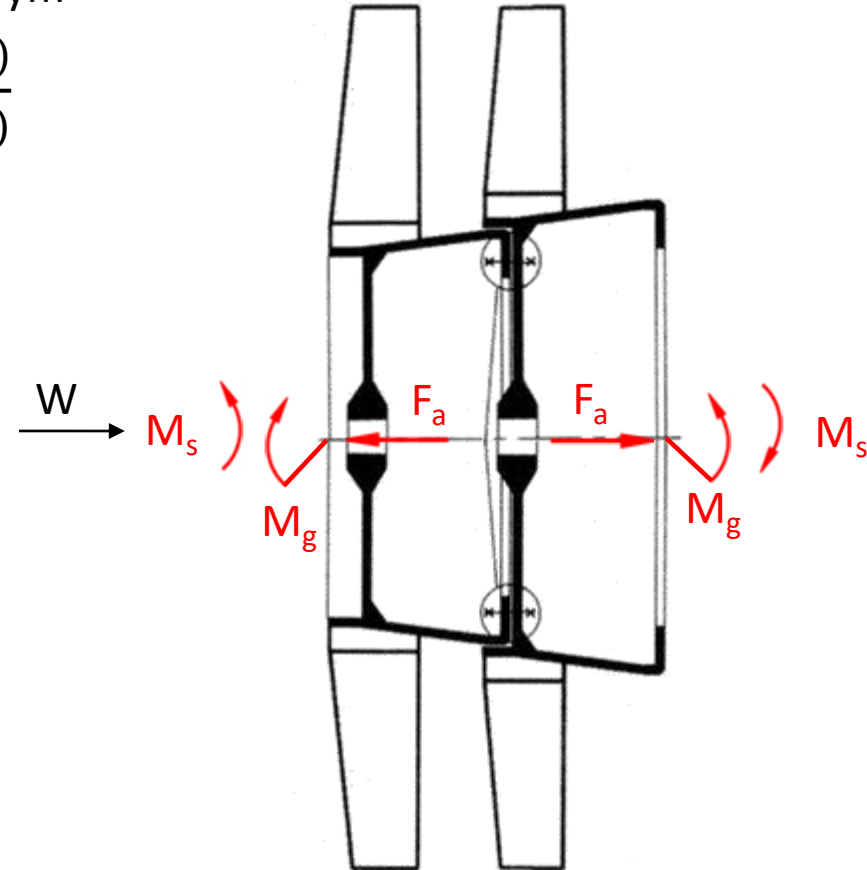
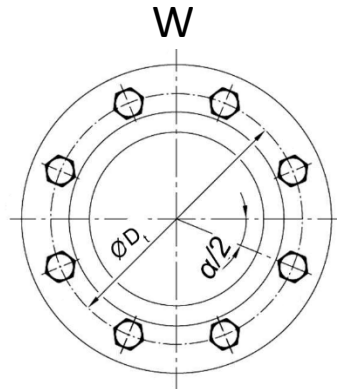
Dodatkowe obciążenie momentem żyroskopowym

$$M_t = M_s \quad M_g = M_{gir} \quad Q_r = \frac{3M_t(R^2 - R_1^2)}{2n\mu(R^3 - R_1^3)}$$

$$Q_n = \frac{F_a}{n} + 4 \frac{M_g}{nD_t}$$



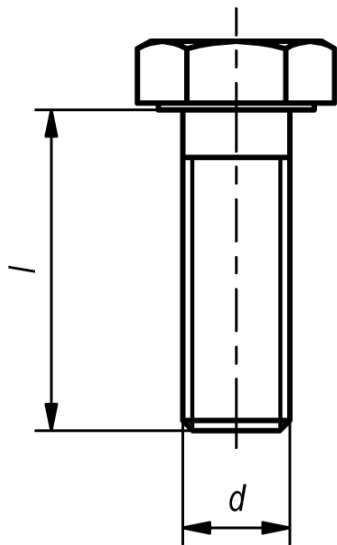
$$Q_n = \frac{F_a}{n} + 4 \cos \alpha \frac{M_g}{nD_t}$$



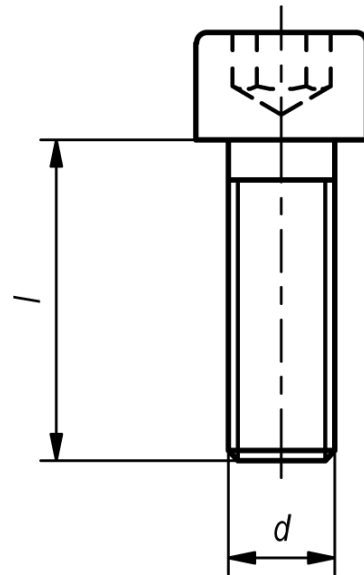
Łączniki gwintowe

Typy i klasa wytrzymałości

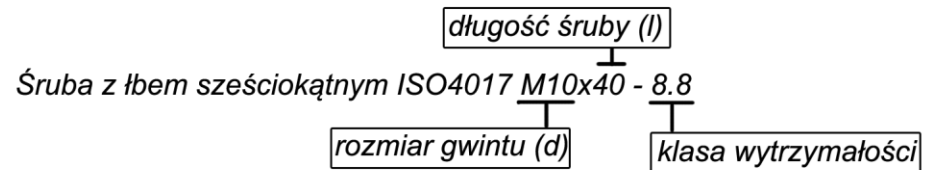
ISO 4017



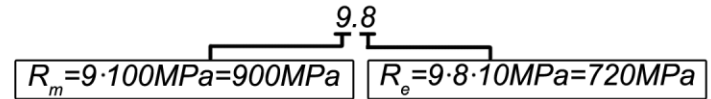
ISO 4762



Oznaczenie

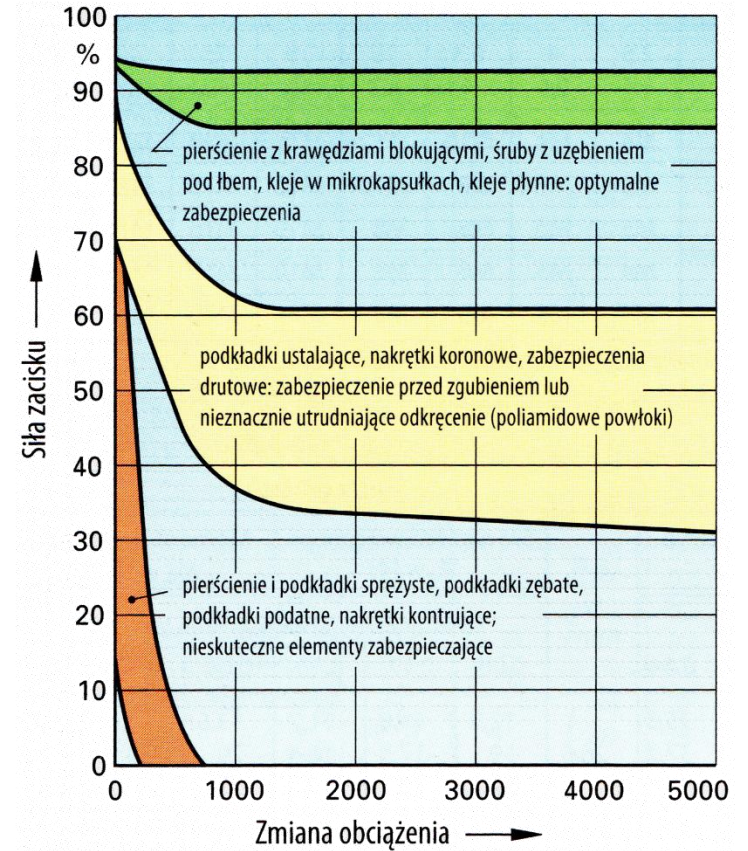
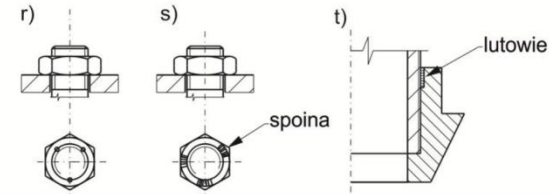
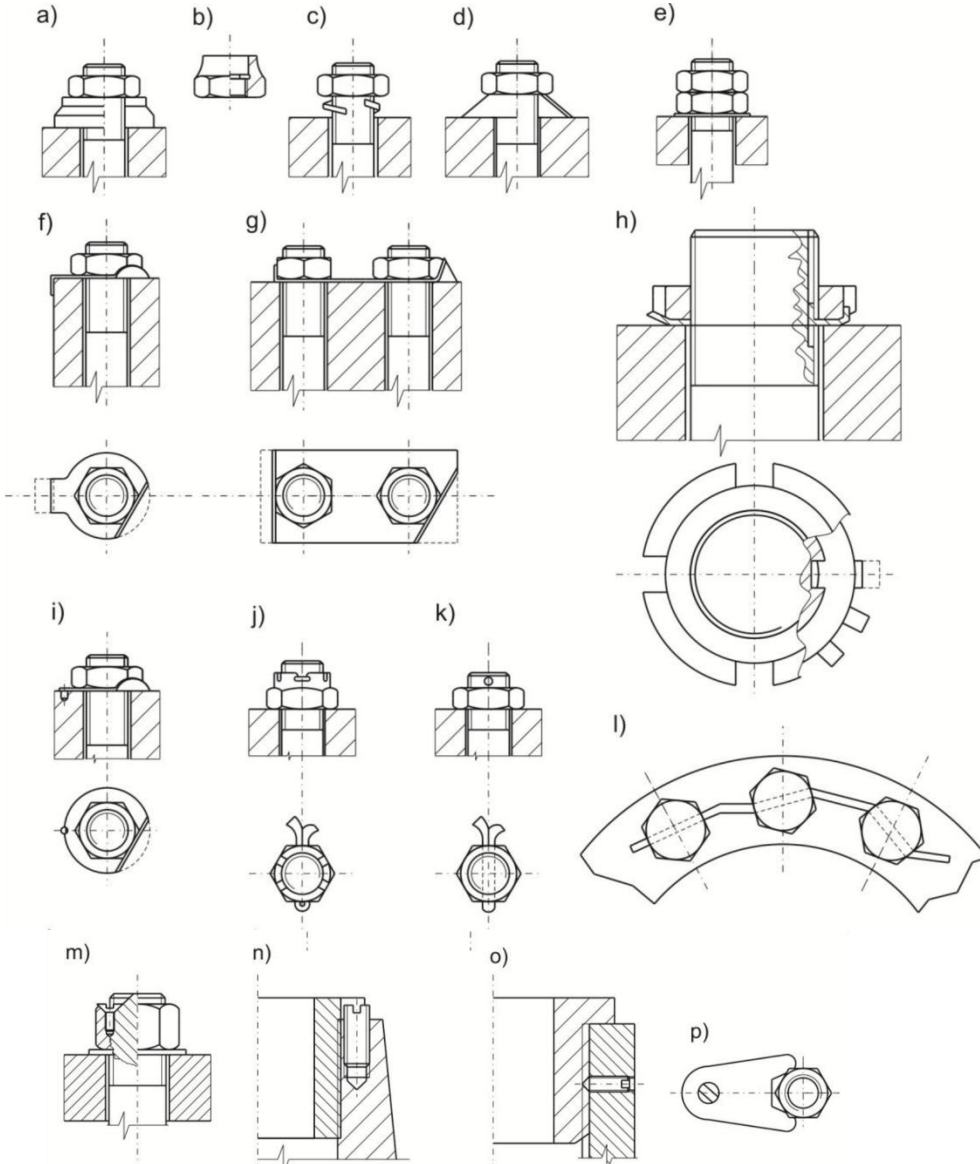


Klasa wytrzymałości



Łączniki gwintowe

Zabezpieczenie połączenia przed luzowaniem



Literatura

1. Moszyński W.: *Wytrzymałość zmęczeniowa części maszynowych*. 2 wyd. Warszawa: PWT, 1954.
2. Moszyński W.: *Wykład elementów maszyn. Część I: Połączenia*. 4 wyd. Warszawa: PWT, 1955.
3. Moszyński W.: *Wykład elementów maszyn. Część II: Łożyskowanie*. 4 wyd. Warszawa: PWT, 1955.
4. Moszyński W.: *Wykład elementów maszyn. Część III: Napędy*. 4 wyd. Warszawa: PWT, 1956.
5. Moszyński W.: *Wykład elementów maszyn. Część IV: Mechanizmy*. 3 wyd. Warszawa: PWT, 1955.
6. M. Dietrich, red.: *Podstawy konstrukcji maszyn. T. 1*. Warszawa: WNT, 1999. isbn: 83-204-2344-9.
7. M. Dietrich, red.: *Podstawy konstrukcji maszyn. T. 2*. Warszawa: WNT, 1999. isbn: 83-204-2345-7.
8. M. Dietrich, red.: *Podstawy konstrukcji maszyn. T. 3*. Warszawa: WNT, 1999. isbn: 83-204-2346-5.
9. Balicki W., et al. *Lotnicze silniki turbinowe: konstrukcja–eksploatacja–diagnostyka. cz. I i II*. Biblioteka Naukowa Instytutu Lotnictwa, Warszawa (2012).
10. Lipka J.: *Wytrzymałość maszyn wirnikowych*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1967.
11. Fischer U., et al. *Poradnik mechanika*. Wydawnictwo REA, 2009.



**POLITECHNIKA
RZESZOWSKA**
im. IGNACEGO ŁUKASIEWICZA



**WYDZIAŁ
BUDOWY MASZYN
I LOTNICTWA**
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

Dziękuję za uwagę!

dr inż. Michał Batsch