

ne gwinty samochodowe.

§ 4. O b l i c z e n i a ś r u b z ł ą c z - n y o h

Już w rozdziale, który traktuje o teorii śrub mieliśmy możność zaznajomienia się z narażeniem śrub pod względem wytrzymałościowym. Przy obliczeniu należy zwykle ustalić średnicę rdzenia śruby i długość pracującą gwintu. Ta ostatnia jednak może być często wprost przyjęta w zależności od średnicy zewnętrznej. W gwintach znormalizowanych ϕ oznaczonej średnicy rdzenia odpowiada oznaczona średnica śruby. Rozpocniemy od wypadków najprostszych.

Wypadek 1.

Śruby narażone wyłącznie wskutek działania osiowej siły obciążenia. Jako przykład może służyć ucho z nagwintowanym końcem, wkręconym do gniazda w stanie nieobciążonym. Gwint nie sięga do odsady ucha, wskutek czego ono nie może być wkręcone z dociskiem; u odsady pozostaje luz - rys. 55. Gdyby przy wkręcaniu luz został zniesiony / ucho byłoby wkręcone do odsady/, to w rdzeniu powstała by siła rozciągająca o wartości zależnej od wielkości momentu zakręcającego, prócz tego rdzeń byłby skręcany. Śruba byłaby więc narażona pier-

wej, zanim do ucha przyczepiona będzie siła obciążenia P . Wobec uczynionych i zagwarantowanych konstrukcją założeń, wypadek ten nie będzie miał tutaj miejsca.

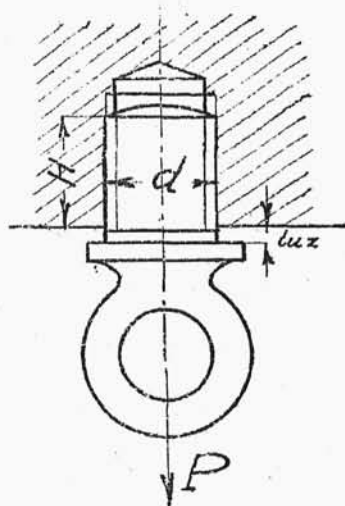
Obliczamy rdzeń śruby na rozciąganie siłą :

$$P = \frac{\pi \cdot d_r^2}{4} \cdot k_r;$$

gdzie d_r - średnica rdzenia, zaś k_r dopuszczalne naprężenie na rozciąganie. Jeżeli gwint śruby jest niedokładnie wykonany, to wprowadzamy do powyższego wzoru współczynnik 0,8, czyli:

$$P = \frac{\pi \cdot d_r^2}{4} \cdot 0,8 \cdot k_r;$$

W zależności od średnicy śruby ustalona też jest głębokość wkręcania H /wysokość nakrętki/ ze względu na ściśnięcie gwintu śruby i gniazda i ze względu na docisk między gwintem śruby i gwintem gniazda /nakrętki/. Jeżeli materiałem śruby i nakrętki jest zwykła stal, to wysokość nakrętki $H = [0,8 \div 1,0] \cdot d$; przy śrubie stalowej wysokość nakrętki żeliwnej - $H = 2d$ zaś bronzowej - $[1,2 \div 1,5] \cdot d$.



Rys. 55.

W wypadku śrub /nakrętek/ nienormalnych musimy przeliczać gwint śruby, względnie nakrętki, na gięcie i ścinanie, zaś wysokość nakrętki na docisk między gwintami. Naprężenia dopuszczalne ustalamy wg. materiału słabszego. Jeżeli przez " i " oznaczmy ilość skoków gwintu w nakrętce / $i = \frac{H}{t}$; / to moment gnący /rys. 56/ pasma gwintu, odpowiadającemu jednemu skokowi jest:

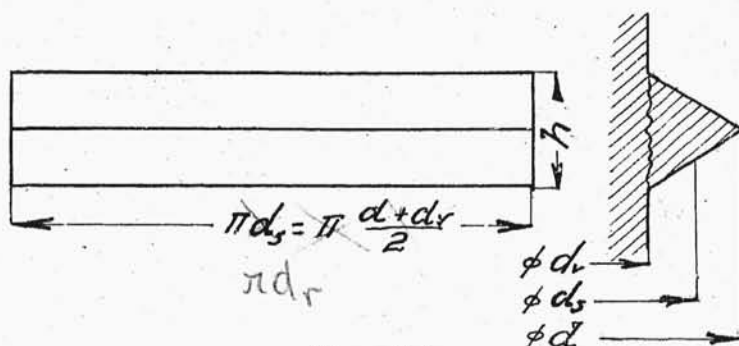
$$M_g = \frac{P}{i} \cdot \frac{d_s - d_r}{2} = W \cdot k_g;$$

gdzie moment wytrzymałości:

$$W = \frac{\pi \cdot d_r \cdot h^2}{6};$$

Na ścinanie gwint przeliczamy podług wzoru:

$$P = H \pi \cdot d_r \cdot k_t;$$



Rys. 56.

Podobnie należałoby przeliczyć gwint nakrętki, gdyby jej materiał był słabszy od materiału śruby.

Ze względu na zniszczenie powierzchni gwintu docisk jednostkowy / k / obliczony ze wzoru:

$$P = i \frac{\pi}{4} (d^2 - d_r^2) \cdot k;$$

nie powinien być duży. Docisk ten może wynosić w gwintach śrub złącznych i rzadko pracujących śrub mechanicznych: dla

stali miękkiej po stali miękkiej lub bronzie do 300 kg/cm²

" twardej " " twardej " " " 400 "

żeliwa / unikać / " 150 "

W śrubach mechanizmowych dociski jednostkowe powinny być możliwie małe, szczególnie tam, gdzie ścieranie gwintu ma duży wpływ na prawidłową pracę maszyny /np. śruby pociągowe tokarek/; w każdym razie nie powinny przekraczać trzeciej części podanych wyżej wartości.

Wypadek 2.

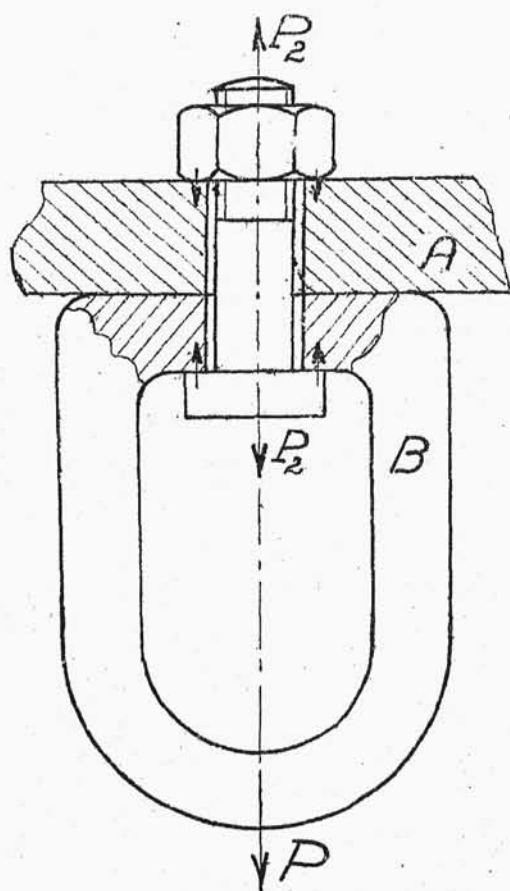
Śruby złączne, zakręcane z dociskiem, następnie osiowo obciążone. W tym wypadku ma miejsce narażenie śruby, już omówione w wypadku 1-ym. Wskutek zakręcania z dociskiem powstaje siła osiowa P_z i moment skręcający śrubę. Wiemy, że moment zakręcający nakrętkę jest:

$$M = Q_1 \cdot L = Q \cdot r_s ;$$

Moment przenoszony przy zakręcaniu na śrubę jest

$$P_z \cdot r_s \cdot \tan(\alpha_1 + \rho_1) .$$

Weźmy pod uwagę układ podług rys.57. Po zakręceniu nakrętki płyta A i strzemię B są sprężyste ściśnięte siłą P_z . Ta siła



Rys.57.

ciśnie na główkę śruby.

Skoro następnie obciążymy strzemię siłą P , to nastąpiłoby obciążenie śruby sumą obu sił P_z i P , gdyby dodatkowemu rozciąganiu śruby siłą P nie towarzyszyło odprężanie ściśniętych płyt i stąd zmniejszenie nacisku na główkę śruby. Wartość os-
tateczna siły osiowej w śrubie będzie zależała od

modułów Younga materiału śruby E_s , ściśnionych

płyt E_p /sprężystość/ i od stosunku pola przekroju rdzenia F_s śruby do pola, na którym działa ściśnięcie

plyt $-F_p$. Chcąc to ująć analitycznie możliwie prosto, założmy, że rozciągana długość śruby i grubość ściskanych płyt są jednakowe i równe ℓ . Jeżeli po zakręceniu śruba jest rozciągnięta siłą P_z , to po obciążeniu siłą P ustali się pewna siła $P+X$, wobec czego wzrost siły osiowej $= P+X-P_z$. Temu wzrostowi odpowiada wydłużenie bezwzględne

$$\frac{|P+X-P_z| \cdot \ell}{F_s \cdot E_s},$$

które sprawi, że płyty odprężą się o wielkość:

$$\frac{P+X-P_z}{F_s \cdot E_s} \cdot \ell \cdot F_p \cdot E_p$$

i że złącze będzie ostatecznie obciążone zamiast $P_z + P$ siłą $P+X$; różnica wyniesie $P_z - X$. Wobec tego:

$$\frac{P+X-P_z}{E_s \cdot F_s} \cdot E_p \cdot F_p = P_z - X$$

skąd

$$X = P_z - \frac{P \cdot E_p \cdot F_p}{E_p \cdot F_p + E_s \cdot F_s},$$

Wzór ten jest słuszny tylko tak długo, dopóki $P+X > P_z$ ponieważ pod obciążeniem siłą P mógł tylko nastąpić

wzrost siły osiowej w śrubie. Również $X > 0$. W poszczególnych wypadkach można na podstawie powyższego ustalić największą siłę P_m osiową w obranej śrubie. Moment skręcający M_k pozostaje równy $P_z \cdot r_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_1)$.

Wówczas:

$$\sigma = \frac{P_m}{\pi \frac{d_r^2}{4}}; \quad \tau = \frac{M_k \cdot d_r}{2 J_0};$$

J_0 -biegunowy moment bezwładności przekroju rdzenia śruby.

Naprężenie zastępcze $\sigma_z = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq k_z$;

Pole F_p rzadko jest ściśle oznaczone. Wobec wymiarów nakrętki można zewnętrzną średnicę jego szacować co najmniej jako $2d$. Niekiedy materiały płyt są różne.

W praktyce oblicza się przeważnie śruby zakręcane z dociskiem i następnie obciążane siłą osiową P sposobem uproszczonym. Mianowicie wyznacza się średnicę d_r ze wzoru:

$$P = \frac{\pi \cdot d_r^2}{4} \cdot \frac{3}{4} \cdot k_z;$$

lub, gdy gwint nie jest starannie wykonany:

$$P = \frac{\pi \cdot d_r^2}{4} \cdot \frac{3}{4} \cdot 0,8 \cdot k_z;$$

Współczynnik $\frac{3}{4}$ ma na celu głównie uwzględnienie skręcania dla zwykle stosowanego na śruby materiału - mięk-

kiej stali. Ponieważ siła obciążenia P nie jest przeważnie największą siłą osiową śruby, to wskazane są tu umiarkowane naprężenia dopuszczalne. Ponieważ w śrubach o mniejszej średnicy łatwiej jest wywołać wysokie naprężenia przy zakręcaniu kluczem, niż w śrubach o średnicy większej, to i ten wzgląd należy mieć na uwadze przy wyborze k_z .

Wypadek 3-ci.

Śruby zakręcane pod obciążeniem. Ściśle wypadek ten ma częste zastosowanie w śrubach mechanizmowych. Jeżeli siła osiowa obciążenia śruby jest P , to moment skręcający śrubę jest:

$$M_k = P \cdot r_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1).$$

Sprawdzając naprężenie w przyjętej śrubie, wyznaczamy naprężenie normalne σ i styczne τ , skąd

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq k_z,$$

Jest jednak szereg śrub złącznych, których sposób obliczenia jest ten sam. Do tych należą śruby zakręcane nakrętką w celu otrzymania w rdzeniu śruby zadanego napięcia. Jako przykład mogą posłużyć śruby stałego sprzęgła tarczowego lub kubkowego. Przez zakręcenie nakrętki otrzymujemy w śrubie siłę rozciągającą P , dostateczną do ściśnięcia tarcz w celu wywo-

zania między niemi potrzebnego tarcia. Innego obciążenia śruba nie otrzymuje. W praktyce obliczają takie śruby wg.wzoru:

$$P = \frac{\pi d_r^2}{4} \cdot \frac{3}{4} \cdot k_z;$$

Wypadek 4-ty.

Śruby złączne zakręcane z dociskiem, następnie obciążane i wreszcie, w razie potrzeby, dokręcane pod obciążeniem. Do tej kategorii należą przedewszystkiem złącza śrubowe, w których wymagana jest szczelność, jak np. złącza kołnierzowe rur, tworzących przewody do pary, wody i t.p.; prócz tego pewne rodzaje śrub fundamentowych. Mamy tu bowiem nie tylko warunek, aby śruba wytrzymała zadane zewnętrzne obciążenie P , lecz aby nastąpiło dostatecznie silne ściśnięcie kołnierzy i szczeliwa, co osiąga się przez silne zakręcanie. Podobnie rzecz się ma w części śrub fundamentowych, gdzie siłom prostopadłym do osi śruby, działającym na przytwierdzoną do fundamentu płytę podstawową maszyny powinno się przeciwstawić dostateczne tarcie pomiędzy płytą i fundamentem, a siły równoległe do osi śruby nie powinny niweczyć ściśnięcia fundamentu, gdyż przy obciążeniu zmiennem zachodziłoby stopniowe rozbijanie jego. W złączach kołnierzowych zakręcamy nakrętki przy

montażu przewodu pustego. Śruby zostają skręcone momentem:

$$M = P_z \cdot \lg(\alpha_1 + \beta_1)$$

i w śrubach powstaje siła osiowa rozciągająca P_z . Po napełnieniu przewodu przypadnie na każdą śrubę od ciśnienia wewnętrznego siła P , wskutek czego, jak wyżej, zmniejszy się siła P_z i ustali się w śrubie pewna siła $P + X = P_0$. Jeżeli moment zakręcający był dostatecznie duży, to na tem może się skończyć narażenie śruby. Z praktyki jednak wiemy, że połączenie kołnierzone okazuje się czasem nieszczelne i nakrętki trzeba dokręcać już pod obciążeniem osiowym śruby P_0 . Wówczas moment zakręcający będzie $P_0 \cdot \lg(\alpha_1 + \beta_1)$. Przejrzniej będzie zatem sprawdzić śrubę na naprężenie zastępcze

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2};$$

gdzie σ odpowiada sile P_0 , zaś τ pochodzi od momentu $P_0 \cdot \lg(\alpha_1 + \beta_1)$. K. Bach zalecał w tych wypadkach obliczać śruby tylko na rozciąganie siłą P pochodzącą od ciśnienia wewnętrznego, lecz zato stosować wzór:

$$P = \frac{\pi d_r^2}{4} \cdot \frac{9}{16} \cdot k_r;$$

zalecając jednocześnie unikania śrub mniejszych od $\phi \frac{1}{2}$ ".

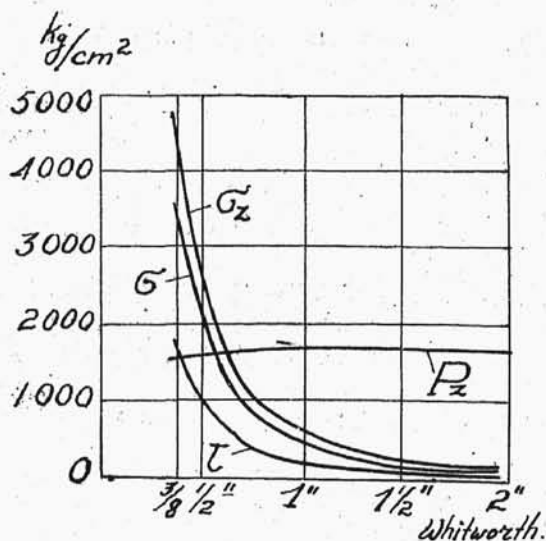
Obecnie lepiej jest dla takich wypadków stosować wprost wzór:

$$P = \frac{\pi \cdot d_r^2}{4} \cdot k_{rz}$$

wybierając k_{rz} z poniższej tablicy, opracowanej przez Stowarzyszenia dozoru nad kotłami /tabl.XI, str.119/.

W połączeniach szczelnych wymagamy ponadto by śruby były rozstawione dość gęsto. Według norm odległość między śrubami nie przekracza 165 mm przy ciśnieniu pary do 10 atm. i 114 mm przy ciśnieniu do 20 atm.

Wymienione wypadki nie wyczerpują obliczenia śrub złącznych, jednak łącznie z teorią śrub dają możliwość konstruktorowi obrania właściwej metody obliczenia.



Rys. 58.

Prof. Röttscher podaje

w swej pracy "Die Maschinen-elemente" wykresy siły osiowej i naprężeń /rys.58/, jakie powstają w śrubach różnej średnicy przy zakręcaniu ich kluczem, obciążonym siłą 15 kg. na ramieniu = $21d$, gdzie d - średnica śruby. Siła P_z została wyznaczona ze wzoru:

Dla średnicy śruby w cal. ang.													
U w a g i	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 3/8	1 1/2	2	2 1/2	3
1. Materiał odpowiedni, dobrany zgodnie z przepisami, wykonanie staranne; sprężyste uszczelki.	88	198	300	372	426	467	495	526	548	570	624	658	680
2. Materiał odpowiedni, zgodność z przepisami nie-sprawdzona, wykonanie staranne; uszczelki sprężyste.	69	157	236	294	336	371	393	418	434	451	493	520	538
3. Warunki gorsze niż pod 2.	47	104	159	197	226	248	262	280	291	302	330	348	360

Tablica XI.

$$15.21. d = P_z \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \frac{\tau_{sn}}{\tau_s} \operatorname{tg} \varphi_2 \right] \tau_s;$$

Przyjęto $\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 = 0,15;$

$$\sigma = \frac{P_z}{\pi \cdot \frac{d_z^2}{4}}; \quad \tau = \frac{P_z \cdot \tau_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \cdot d_z}{2 \cdot J_0};$$

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2};$$

Wykres podany wyżej wskazuje, że przy umiarkowanym wysiłku monter, śruby o małej średnicy mogą być łatwo zerwane, natomiast dla większych śrub przyjęty moment może się okazać niedostateczny do wywołania potrzebnego naprężenia w rdzeniu śruby. Wobec tego w powyższych wypadkach są wskazane śruby co najmniej $\frac{1}{2}$ ". Przy zakręcaniu dużych śrub wypada używać podkużonego klucza.

P r z y k ł a d 1. Obliczyć nakrętkę podaną na rys.55, jeżeli siła $P = 1500$ kg, zaś materiał - stal o wytrzymałości $P_z = 3700$ kg/cm²

Stosujemy wzór:

$$P = \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot k_z;$$

$$Q_k = [0,55 - 0,6] R = 2090 \text{ kg/cm}^2;$$

W wypadku obciążenia zmiennego:

$$k_k = \frac{2090}{2} \cdot \frac{1,2}{2} = 650 \text{ kg/cm}^2;$$

więc

$$\pi \frac{d_k^2}{4} = \frac{1500}{650} = 2,3 \text{ cm}^2;$$

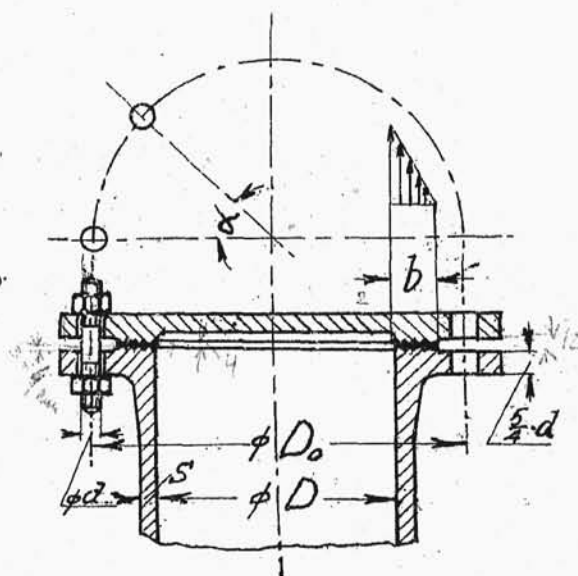
Z tablicy Whitwortha znajdujemy, że:

$$d = \frac{7}{8} \text{ "};$$

Przy obciążeniu stałym i miernym wykonaniu gwintu dałobyśmy $0,8 k_k = 800 \text{ kg/cm}^2$ i $d = \frac{3}{4} \text{ "}$.

P r z y k ł a d 2. Obliczyć średnicę d i ilość śrub l do przymocowania denka rury /rys.59/, jeżeli ciśnienie w rurze $p = 9 \text{ atm.}$, średnica rury $D = 200 \text{ mm}$, szerokość przyłgi $b = 30 \text{ mm}$ i średnica koła śrub $D_0 = 290 \text{ mm}$

Ponieważ nieznane są dwie wielkości, więc, zakładając średnicę śruby $d = \frac{3}{4} \text{ "}$,



Rys. 59.

obliczamy ich ilość ze wzoru:

$$P = i \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot k_z;$$

gdzie P - siła nacisku na denko jest:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot (D + b)^2 \cdot p;$$

Tu zakładamy, że para przenika między przylgę i denko i ciśnienie jej spada do ciśnienia atmosferycznego wg. prostej /patrz rysunek/. Z tablicy Stowarzyszenia dozoru nad kotłami /tabl.XI/ wybieramy $k_z = 270 \text{ kg/cm}^2$; więc:

$$\frac{\pi}{4} (20+3)^2 \cdot 9 = i \frac{\pi \cdot 19^2}{4} \cdot 270;$$

skąd

$$i = 8;$$

Obliczona ilość śrub musi zadośćuczynić warunkowi szczelności; odległość między śrubami, mierzona po łuku, nie powinna być większa od $6.d / 120 \text{ mm/}$, t.j.

$$\frac{\pi D_o}{i} \leq 6.d;$$

czyli

$$\frac{\pi \cdot 290}{8} = 114 < 120;$$

Śrub nie powinno być także za dużo, aby możliwe było założenie klucza i obrót nim o pewien kąt. Przy roz-

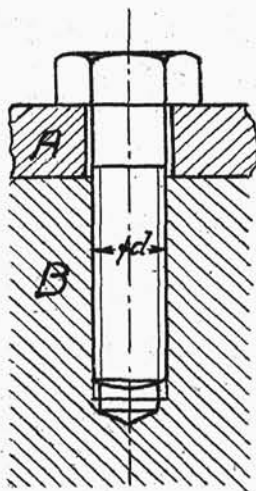
mieszczaniu otworów na śruby na denku należy dbać, aby one leżały najdalej od płaszczyzny pionowej.

§ 5. Śruby i nakrętki s p e c j a l n e

Normalna śruba łączna została podana na rys.43.

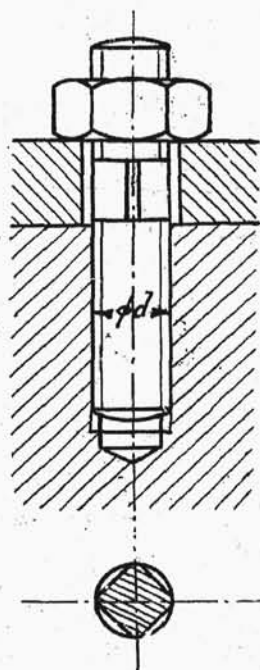
W tych wypadkach, gdy nie mamy dostępu z obu stron do łączonych części, lub gdy brak miejsca na umieszczenie łba śruby, stosujemy wkrętki /rys.60/ lub szpilki /rys. 61/. Nagwintowane dla wkrętki gniazdo części *B* gra tutaj rolę na-

krętki, to też wg. miary gniazda powinny być takie same jak nakrętki z tego samego materiału. Przy częstem rozbie-



Rys.60.

raniu części połączonych, żeliwo nie jest materiałem odpowiednim na gniazda, gdyż gwint w kruchym



Rys.61.

materiale przy częstem wkręcaniu łatwo się niszczy. W takich razach stosuje się szpilkę - sworzeń bez łba, na-