

C. Część trzecia.

1. Siły niszczące. Pręt prosty ulega ścięciu przy obciążeniu ścinającym, gdy najwyższe naprężenie ścinające jego przekroju niebezpiecznego, przynależne sile ścinającej Q_t tego przekroju, jest równe wytrzymałości R_t tworzywa na ścinanie.

Również pręt prosty ulega ścięciu przy obciążeniu ścinającym, gdy najwyższe średnie naprężenie, wyodrębniające przekrój F_n niebezpieczny, staje się równem R_{st} . Stąd — siła ścinająca przekroju niebezpiecznego:

$$Q_t = R_{st} F_n$$

Szczególny przypadek ścinania podłużnego zachodzi przy przebijaniu blachy. Na płaskim stole przebijarki ponad otworem średnicy D leży blacha grubości s . Po osi pionowej otworu posuwa się przebijak nieco mniejszej średnicy d . Dolna czołowa ścianka przebijaka, nieco wklęsła pośrodku ma krawędź kołową zaostroszoną. Przy dostatecznym nacisku krawędź ta ścina blachę w cylindrycznym przekroju:

$$\pi s d$$

wytłacza z niej słupek cylindryczny o przekroju kołowym. Siła przebijająca:

$$Q_t = \pi s d R_{st}$$

2. Przegub stanowi łączenie dwóch prętów. Jeden z nich zakończony jest rozwidleniem, drugi — główką, przeważnie kulistą, obustronnie płasko zestruganą. Szczęki rozwidlenia, odpowiednio płasko od wewnątrz zestrugane, — obejmują obustronnie główkę. Przez współosiowe otwory szczęk i główki przechodzi sworzeń przegubu o kołowym przekroju F . Płaszczyzny styku szczęk i główki wyodrębniają zeń dwie płytki znikomej grubości.

Obciążenie zewnętrzne przegubu stanowią dwie różnozwrotne siły Q , leżące na wspólnej osi obu prętów. Siły te, po sprowadzeniu do środków odpowiednich ścianek płytek, dadzą dla każdej z nich po dwie składowe różnozwrotne $\frac{1}{2} Q$ — obciążenia ścinającego. Zatem, według ścisłego wzoru (51):

$$\frac{3m+2}{2(m+1)} \cdot \frac{Q}{2F} = k_t$$

lub przybliżonego (VI. A. 5.):

$$\frac{4}{3} \cdot \frac{Q}{2F} = k_t$$

Nadto, biorąc *średnie naprężenie* T_s zamiast najwyższego T_m otrzymamy wzór:

$$\frac{Q}{2F} = k_t$$

dający średnicę sworznia nieco mniejszą.

3. Nit. W otwór współosiowy kilku blach, rozwierconych do tej samej średnicy, włączamy rozżarzony sworznię nita o przekroju kołowym F aż po główkę i rozkuwamy wystający koniec sworznia w główkę przeciwną. Po ostudzeniu sworzni kurczy się, główkami ciśnie obustronnie na blachy, zwierając je w powierzchniach styku. Wszelka składowa osiowa obciążenia zewnętrznego osłabia to działanie główek, to też zazwyczaj nit przeciwdziała tylko siłom zewnętrznym, prostopadłym do osi jego sworznia.

I tu również płaszczyzny styku każdych dwóch blach sąsiednich wyodrębniają zeń płytkę znikomej grubości. Ta płytka może przeciwdziałać obciążeniu ścinającemu o najwyższej dopuszczalnej sile ścinającej:

$$Q = Fk_t$$

a przeto, przy łączeniu $n+1$ blach jednym nitom — najwyższa siła jego sprzeciwu, prostopadła do osi sworznia, może być równa:

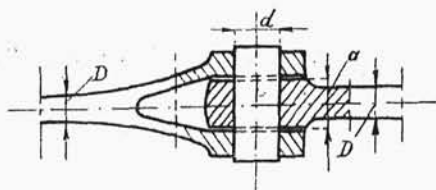
$$Q_n = nFk_t$$

przy odpowiednim układzie blach i obciążeń. Działa tu zawsze jeszcze dodatkowy sprzeciw tarcia blach w stykach; nie uwzględniamy go jednak, stosując wzajemian wzór uproszczony. Powyższe wzory służą zarazem do wyznaczania właściwej średnicy nita przy danym Q lub Q_n .

4. Sprzęgło przegubowe (Rys. 42) łączy dwa współosiowe wały i przenosi N koni mechanicznych przy n obrotach na minutę. Oznaczmy przez a odległość wewnętrznych płaskich ścianek rozwidlenia. Płaszczyzny styku szczęk i zawartej między nimi główki — wyodrębniają w odległości a ze sworznia — dwie płytki znikomej grubości. Ich obciążenie ścinające Q otrzymamy ze wzorów, podanych wyżej w punkcie drugim.

Siły Q różnozwrotne wewnętrznych ścianek obu płytek dają moment:

$$M_0 = aQ$$



Rys. 42.

leżący na wspólnej osi obu prętów. Siłę Q wyrażono tu w kg, ramię a w cm. Praca sił Q przy pełnym obrocie będzie równa $2\pi aQ$, zatem na minutę: $2n\pi aQ$, wreszcie na sekundę w mkg:

$$\frac{2n\pi M_0}{100 \times 60}$$

a przeto:

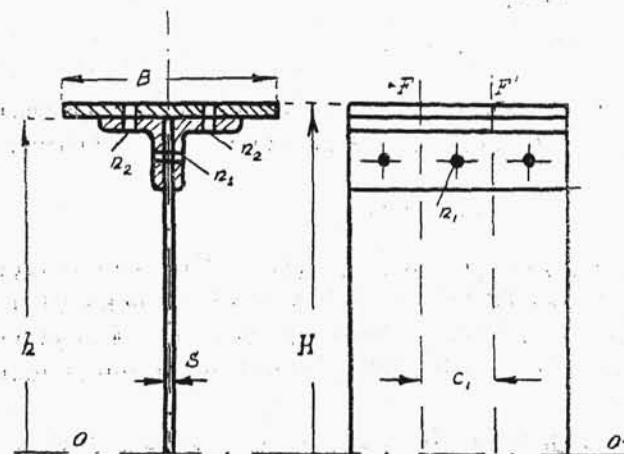
$$\frac{2n\pi M_0}{100 \times 60 \times 75} = N$$

stąd bezpośrednio:

$$M_0 = 71620 \frac{N}{n}$$

Ten układ wzorów daje średnicę sworznia przegubu.

5. Blachownica dwuteowa (Rys. 43). Oznaczmy przez Q naj-



Rys. 43.

wyższą siłę ścinającą obciążenia zewnętrznego, cechującą niebezpieczny przekrój poprzeczny F blachownicy, przez J — moment bezwładności tego przekroju względem jego osi głównej O , przez S — moment statyczny połowy

przekroju F względem tejże osi O ; w myśl przybliżonych wzorów ogólnych (VI. A. 4, 5) skrajne naprężenie ścinające:

$$T_m = \frac{QS}{sJ} = k_t$$

panować będzie w środku, na osi O . Możemy z tego wzoru obliczyć grubość s środka *pełnego* — bez otworów na nity.

Chcąc z kolei obliczyć łączenie nitowe środka z kątownikami, wyodrębniamy jeden nit n_1 tego łączenia w bezpośrednim sąsiedztwie przekroju niebezpiecznego, przynależnego najwyższej sile ścinającej. Obustronnie w połowie odległości c_1 nitów sąsiednich — prowadzimy przekroje F i F' , tworzące płytkę.

Utożsamiając przekrój F z niebezpiecznym, oznaczamy jego siłę ścinającą przez Q , sąsiedniego zaś — F' — przez:

$$Q' = Q + dQ$$

Równowaga płytki wymaga nadto dodatkowego momentu:

$$Qc_1$$

zewnątrznego, leżącego na osi głównej O . Ten moment, zgodnie z (41) rodzi w przekroju F' naprężenia normalne:

$$N_x = \frac{Qc_1}{J} y$$

Tu przez y oznaczono odległość punktu bieżącego przekroju od osi O . Niech będzie nadto S_1 — moment statyczny łącznego przekroju obu kątowników i blachy — lub blach pasa względem osi O . Wypadkową znikomych sił $N_x dF$ tego przekroju:

$$\frac{Qc_1}{J} \int y dF = \frac{Q}{J} c_1 S_1$$

równoważyć winien sprzeciw nita n_1 , średnicy d_1 . Stąd:

$$2 \times \frac{1}{4} \pi d_1^2 k_t = \frac{Q}{J} c_1 S_1$$

Tak samo zupełnie, dla nita n_2 , łączącego kątowniki z blachą — lub blachami pasa, otrzymamy:

$$2 \times \frac{1}{4} \pi d_2^2 k_t = \frac{Q}{J} c_2 S_2$$

W tym wzorze d_2 oznacza średnicę nita n_2 , a zaś c_2 — odległość nitów sąsiednich; S_2 oznacza moment statyczny blachy, lub blach pasa — względem osi O .

6. Klin (Rys. 44) o równych ściankach bocznych, pochylo-
pod kątem:

$$\angle ACB = 2\varphi$$

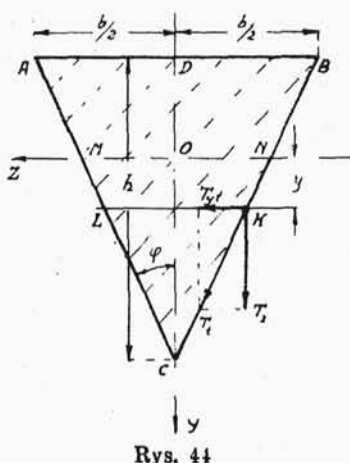
obciążono w przekroju ABC siłą ścinającą Q .

Z podobieństwa trójkątów mamy:

$$Z = \overline{LK} = \frac{b}{h} \left(\frac{2}{3} h - y \right)$$

a przeto moment statyczny odcinka
 CLK :

$$\begin{aligned} S &= \frac{b}{2h} \left(\frac{2}{3} h - y \right)^2 \left[y + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{3} \left(\frac{2}{3} h - y \right) \right] = \\ &= \frac{b}{9h} \left(\frac{2}{3} h - y \right)^2 (h + 3y) \end{aligned}$$



Nadto:

$$J_z = \frac{1}{36} b h^3$$

a przeto składowa naprężenia ścinającego:

$$T_z = \frac{Q S}{Z J_z} = \frac{4 Q}{b h^3} \left(\frac{2}{3} h - y \right) (h + 3y)$$

Wzdłuż prostych AC , BC panują naprężenia skrajne:

$$T_l = \frac{T_z}{\cos \varphi} = \frac{4 Q \sqrt{1 + \left(\frac{b}{2h} \right)^2}}{b h^3} \left(\frac{2}{3} h - y \right) (h + 3y)$$

o składowych: T_z i

$$T_{yt} = T_z \operatorname{tg} \varphi = \frac{2 Q}{h^4} \left(\frac{2}{3} h - y \right) (h + 3y)$$

Najwyższe naprężenie obwodu:

$$T_m = \frac{3 Q}{b h} \sqrt{1 + \left(\frac{b}{2h} \right)^2}$$

przynależy rzędnej:

$$y = \frac{1}{6} h$$

a więc — połowie wysokości klina.

7. **Półkole** (Rys. 45) — przekrój pręta — obciążono siłą ścinającą Q , leżącą na osi symetrii Y . Tutaj:

$$Z = \bar{L}\bar{K} = 2 R \cos \varphi$$

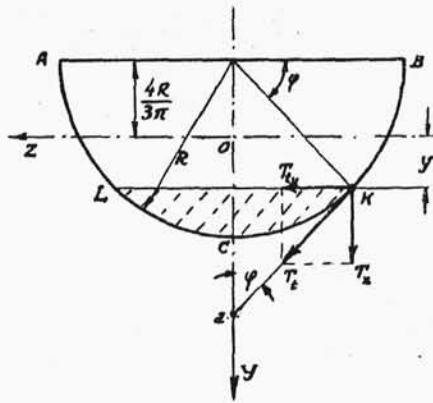
$$J_z = \frac{1}{8} \pi R^4 \left[1 - \left(\frac{8}{3\pi} \right)^2 \right]$$

Moment statyczny odcinka LKC :

$$S = \frac{2}{3} R^3 \left(\cos^3 \varphi - 1 + \frac{2\varphi + \sin 2\varphi}{\pi} \right)$$

a przeto składowa naprężeń ścinających, przynależnych rzędnej Y :

$$T_z = \frac{QS}{ZJ_z} = \frac{8Q}{3\pi R^2} \cdot \frac{\cos^3 \varphi - 1 + \frac{2\varphi + \sin 2\varphi}{\pi}}{\left[1 - \left(\frac{8}{3\pi} \right)^2 \right] \cos \varphi}$$



Rys. 45

Na obwodzie panuje skrajne naprężenie styczne:

$$T_t = \frac{T_z}{\cos \varphi} = \frac{8Q}{3\pi R^2} \cdot \frac{\cos \varphi + \frac{2}{\pi} \operatorname{tg} \varphi - \frac{\pi - 2\varphi}{\pi \cos^3 \varphi}}{1 - \left(\frac{8}{3\pi} \right)^2}$$

Najwyższe naprężenie obwodu przynależy wartości kąta φ , czyniącej zadość równaniu:

$$\frac{1}{4} \pi \cos^3 \varphi - \operatorname{ctg} \varphi - \varphi + \frac{1}{2} \pi = 0$$

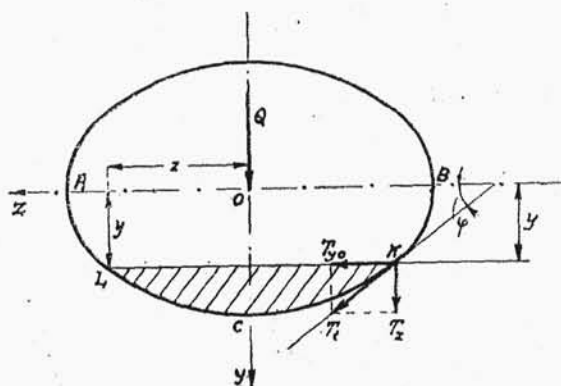
Ta wartość:

$$\varphi \simeq 37^{\circ}8'$$

daje:

$$T_m \simeq 1,078 \frac{Q}{R^2}$$

8. Przekrój eliptyczny (Rys. 46) obciążony siłą tnącą Q na osi Z . Równanie obwodu:



Rys. 46

$$\frac{y^2}{b^2} + \frac{z^2}{c^2} - 1 = 0$$

daje dla cięciwy:

$$Z = 2z = 2c \sqrt{1 - \frac{y^2}{b^2}}$$

Moment bezwładności całego przekroju względem osi głównej Z :

$$J_z = \frac{1}{4} \pi b^3 c$$

moment statyczny odcinka LKC względem tejże osi Z :

$$S = \int_y^b y Z dy = \frac{2}{3} b^2 c \left(1 - \frac{y^2}{b^2}\right)^{\frac{3}{2}}$$

a przeto rzędnej y przynależą składowe naprężenia ścinających:

$$T_z = \frac{QS}{ZJ_z} = \frac{4}{3} \frac{Q}{\pi bc} \left(1 - \frac{y^2}{b^2}\right)$$

Skrajne naprężenia ścinające T_t panują na obwodzie i leżą na jego stycznych. Ich składowe są więc:

$$T_z \quad T_{y0} = T_z \frac{dz}{dy}$$

skąd bezpośrednio:

$$T_{y0} = -\frac{4}{3} \frac{Q}{\pi bc} \cdot \frac{yz}{b^2}$$

Najwyższe naprężenie:

$$T_m = \frac{4}{3} \frac{Q}{\pi bc}$$

panuje wzdłuż średnicy AB na osi Z .

Wzory powyższe mogą być otrzymane wprost ze wzorów ścisłych dla:

$$m=2$$

Według tych przybliżonych wzorów najwyższe naprężenie T_m nie jest zależne od stosunku pól obwodu przy stałym polu elipsy. Ten wniosek nie jest słuszny według wzorów ścisłych.

9. Rura (Rys. 47) cienkościenna o przekroju prostokątnym, obciążonym siłą ścinającą Q , leżącą na osi głównej Y .

Wobec nieznacznej grubości ścianek s możemy w przybliżeniu napisać:

$$J_z = \frac{1}{2} sh^2 \left(b + \frac{1}{3} h \right)$$

gdzie J_z oznacza moment bezwładności całego przekroju względem osi Z . Moment statyczny połowy przekroju względem tejże osi Z będzie:

$$S = \frac{1}{2} sh \left(b + \frac{1}{2} h \right)$$

Zatem najwyższe naprężenie ścinające:

$$T_m = \frac{3Q}{4hs} \cdot \frac{h+2b}{h+3b}$$

panuje wzdłuż przecięcia się LK przekroju z osią Z .

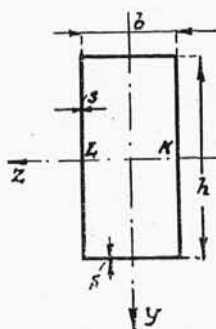
10. Dwuteownik. Oznaczmy przez h długość, przez s grubość środnika, przez b szerokość obu pasów, przez t ich grubość *średnią*.

Wobec nieznacznych grubości s, t , moment bezwładności całego przekroju względem osi Z , równoległej do pasów:

$$J_z = \frac{1}{2} h^2 \left(bt + \frac{1}{6} sh \right).$$

Moment statyczny połowy przekroju względem tej samej osi Z będzie: w przybliżeniu:

$$S = \frac{1}{2} h \left(bt + \frac{1}{4} sh \right)$$



Rys. 47.

zatem na całej długości:

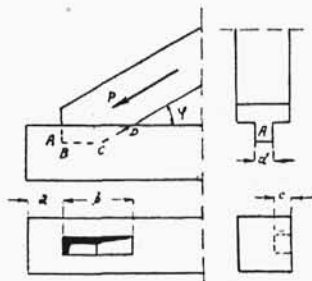
$$Z = s$$

przecięcia się przekroju z osią Z panować będzie najwyższe naprężenie ścinające:

$$T_m = T_z = \frac{QS}{ZJ_z} = \frac{Q}{sh} \cdot \frac{1 + \frac{hs}{4bt}}{1 + \frac{hs}{6bt}} \approx \frac{Q}{hs}$$

Najwyższe naprężenie ścinające przekroju dwuteowego wyraża się w przybliżeniu jako iloraz siły tnącej przez pole środka.

11. Łączenie (Rys. 48) dwóch dyli: górny opiera się na dolnym ukośnie, pod kątem φ . Wystająca część BCD górnego dyla, wpuszczona w odpowiedni otwór dolnego może pod naciskiem osiowej siły P ulec ścięciu wzdłuż płaszczyzny AD górnej ścianki dolnego dyla.



Rys. 48.

Zatem, w najprostszym założeniu jednostajnego rozkładu naprężeń, winno być niewątpliwie:

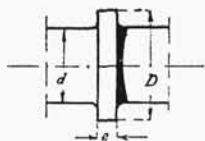
$$bdk_t \geq P \cos \varphi$$

gdzie przez k_t oznaczono dopuszczalne naprężenie ścinające drewna.

Ta sama pozioma składowa siły osiowej P może z dolnego dyla wyciąć w przedłużeniu otworu słupka o przekroju prostokątnym $c \times d$ i długości a . Zatem jak wyżej:

$$a(2c + d)k_t \geq P \cos \varphi$$

12. Wał (Rys. 49) średnicy d z grzebieniem średnicy D i szerokości e , spoczywa w panewce łożyska oporowego, przeciwdziałającego posuwaniu się wału pod naciskiem siły osiowej P .



Rys. 49.

Ta siła może ściąć grzebień u nasady, zatem w najprostszym założeniu jednostajnego rozkładu naprężeń:

$$\pi d e k_t \geq P$$

gdzie przez k_t oznaczono dopuszczalne naprężenie ścinające tworzywa.