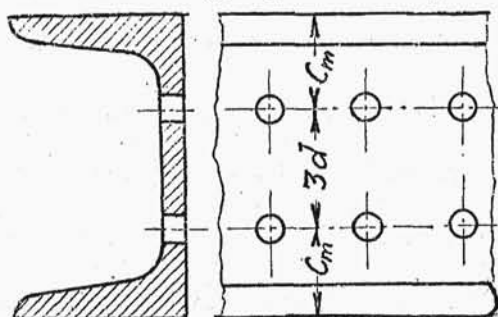
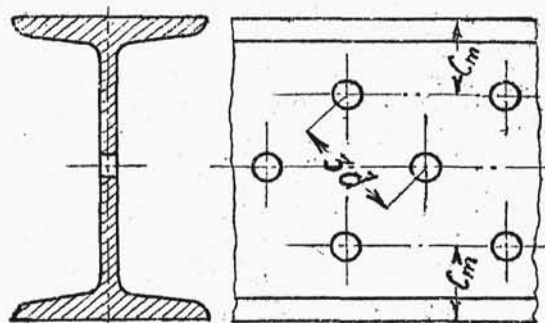


wskazane są średnice największych otworów dla nitów, jakie stosują się w danym profilu. Jeżeli szerokość półki elementu pozwala, stosuje się również nienie dwuszeregowie zwykłe i w zakosy. Rozmieszczenie nitów na półce kątownika wskazuje rys.146. Przy obu półkach nitowanych dwurzędowo, należy nity umieszczać tak, aby w przekroju poprzecznym na jednej półce był nit w szeregu zewnętrznym, zaś na drugiej w wewnętrznym.



Rys.147.



Rys.148.

Powyższy sposób rozmieszczenia nitów na półkach kątownika odnosi się też do półek ceowników, dwuteówek i t.p. Rozkład nitów na ściankach ceowników i dwuteowników pokazany na rys.147 i 148. Podany wymiar między nitami może być zwiększony.

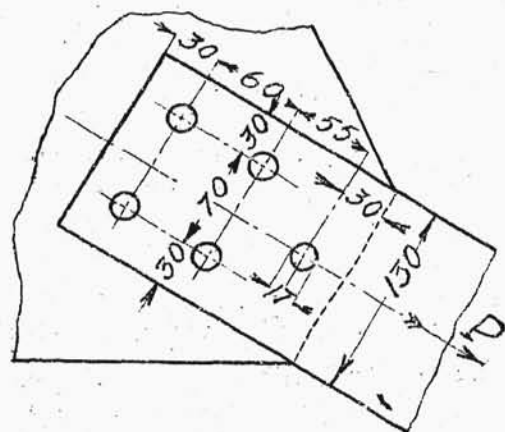
§ 18. Przykłady obliczeń ni eń m o c n y c h

P r z y k ł a d 1. Dobrać profil płaskownika rozciągane go osiowo siłą $P = 11000\text{kg}$ i przyłączyć go

do blachy nitami na zakładkę /rys.149/.

Proste nienie otrzymalibyśmy przy 4 nitach ϕ 20 mm, umieszczonych w jeden szereg. Wówczas jednak szerokość płaskownika nie powinna przekroczyć 80 mm, co wymagałoby grubości jego znacznie większej od $\frac{\pi \cdot d}{8}$. Dlatego

damy 5 nitów ϕ 17 mm, rozmieszczonych jak wskazuje rysunek.



Rys.149.

Grubość ścianki płaskownika przyjmujemy 8 mm, naprężenie dopuszczalne $k_r = 1200 \text{ kg/cm}^2$. Obliczymy szerokość b płaskownika.

$$P = [b - d] \cdot s \cdot k_r; \quad b = \frac{11000}{0,8 \cdot 1200} + 1,7 = 13,2 \text{ cm}$$

Nie znajdując w asortymencie płaskowników tej szerokości, decydujemy się dać płaskownik 130 mm szeroki, wskutek czego naprężenie wyniesie:

$$\sigma = \frac{11000}{13 \cdot 0,8} = 1220 \text{ kg/cm}^2;$$

Wzrost nie przekracza 2 %. Wobec obranej grubości płaskownika docisku jednostkowego sprawdzać nie trzeba. Naprężenie w drugim rzędzie wynosi:

$$11000 - 2200 = (13 - 2 \cdot 1,7) \cdot 0,85;$$

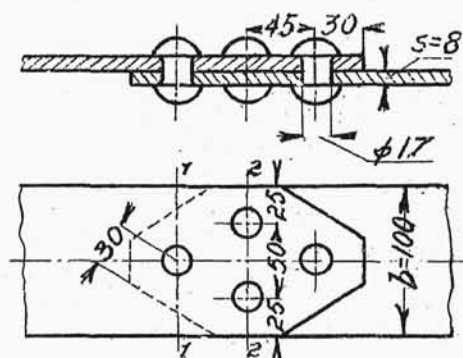
$$\sigma = \frac{8800}{0,8 \cdot 9,6} \approx 1150 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Przykład 2. Obliczyć połączenie dwóch rozciąganych płaskowników o wymiarach 100 x 8 mm.

Obciążenie tych płaskowników założmy w/g. pola przekroju brutto i przyjętego naprężenia dopuszczalnego k_r , bowiem przekrój netto pozostaje niewiadomy, dopóki nie ustalimy średnicy nitów. Pomimo to, nie mając zadanej siły obciążenia, przeźorniej będzie rachować połączenie nitowe na większą siłę, więc większe k_r . Przyjmiemy $k_r = 1200 \text{ kg/cm}^2$ więc

$$P = 10 \cdot 0,8 \cdot 1200 = 9600 \text{ kg}$$

Połączenie dwóch płaskowników



Rys.150.

możemy wykonać na zakładkę lub z nakładkami. Zakładając połączenie na zakładkę, orjentujemy się co do wyboru średnicy nitów i ich ilości w/g. siły przenoszonej przez jeden nit z tabl.XVII /str.197/. Umieszczenie nitów w jeden szereg w tym wypadku byłoby nieracjonalne, gdyż brzegi płaskownika mogłyby się odginać. Damy więc 4 nit-y/rys.150/ średnicy 17 mm, rozmieszczone jak wskazuje rysunek. Obliczanie ich na docisk jest zbyteczne, gdyż grubość płaskownika jest większa od $S_{min} = \frac{\pi d^2}{8}$ /patrz

str.196/. Wobec uczynionych założeń naprężenie rzeczy-
wiste będzie znaczne. Przy $P = 9600$ kg w przekroju

"1-1" możemy obliczyć ze wzoru:

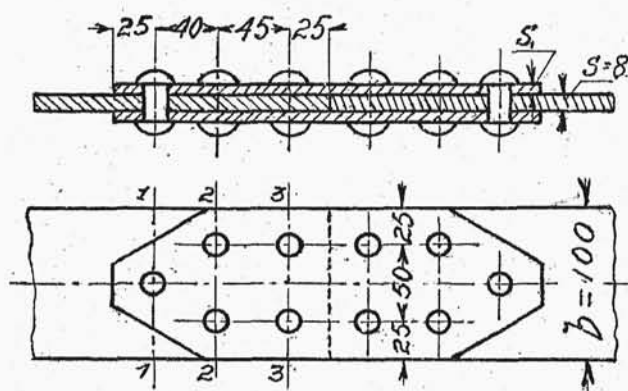
$$P = (b - d) \cdot s \cdot \sigma;$$

czyli $9600 = (10 - 1,7) \cdot 0,8 \cdot \sigma_1$ skąd $\sigma_1 = 1450 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$

w przekroju "2-2":

$$9600 - \frac{9600}{4} = (10 - 2,7) \cdot 0,8 \sigma_{II}; \quad \sigma_{II} = 1370 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Obliczmy to samo połączenie jako dwuciętne, t.j.



z dwiema nakładkami
/rys.151/. Unikając,
jak poprzednio, jed-
noszerowego nice-
nia, wypadnie ze
względów na rozmiesz-
czenie dać 5 nitów
 $\phi 14$ mm każdy. Wówczas

Rys.151.

naprężenie ścinające w nitach:

$$P = i \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \tau;$$

$$\tau = \frac{9600}{2 \cdot 5 \cdot 1,54} = 625 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Docisk jednostkowy w płaskowniku:

$$P = i \cdot s \cdot d \cdot k$$

$$k = \frac{9600}{5 \cdot 0,8 \cdot 1,4} = 1700 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Naprężenie rozciągające w płaskowniku:

$$P = [b - d] \cdot s \cdot \sigma_1;$$

$$\sigma_1 = \frac{9600}{(10 - 1,4) \cdot 0,8} = 1400 \text{ kg/cm}^2$$

Grubość nakładki możnaby dać o połowę mniejszą od grubości płaskownika, gdyby nie to, że przekrój niebezpieczny nakładki /"3-3"/ jest osłabiony dwoma otworami dla nitów. Wypada więc obliczyć grubość nakładki S_1 , przy tem samym naprężeniu największem, jakie panuje w płaskowniku:

$$\frac{P}{2} = [b - 2 \cdot d] \cdot s_1 \cdot k_2;$$

$$S_1 = \frac{4800}{(10 - 2,8) \cdot 1400} \approx 0,48 \text{ cm} \approx 5 \text{ mm};$$

Docisk jednostkowy w nakładce

$$4800 = 5 \cdot 0,5 \cdot 1,4 \cdot k_1;$$

$$k_1 = 1370 \text{ kg/cm}^2$$

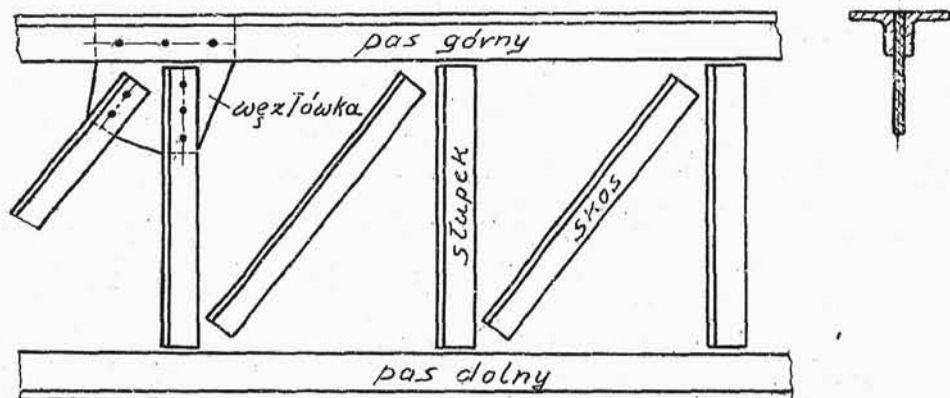
Łatwo się przekonać, że w przekroju "2-2" naprężenie w płaskowniku jest mniejsze niż w przekroju "1-1"

$$9600 - \frac{9600}{5} = (10 - 2,14) \cdot 0,8 \cdot \sigma_2; \quad \sigma_2 = 1360 \text{ kg/cm}^2$$

Jeszcze raz trzeba podkreślić, że wysokie naprężenia rozciągające w tym przykładzie wynikają z założenia, by połączenie wytrzymało obciążenie większe od przeciętnego.

§ 19. K r a t o w n i c e

Nicenia mocne znajdują duże zastosowanie w specjalnych rodzajach konstrukcji stalowych, mianowicie w t.zw. kratownicach /rys.152/. Kratownica składa się z prętów połączonych ze sobą na końcach w węzły bądź bezpośrednio,



Rys.152.

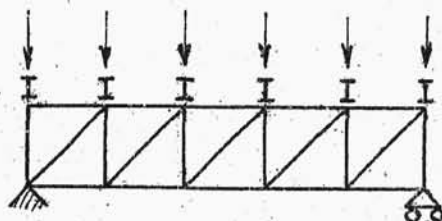
bądź za pośrednictwem t.zw. blach węzkowych. Połączenie uskutecznia się za pomocą nicenia, chociaż obecnie wykonywają również kratownice spawane.

Kratownice przy większych obciążeniach dają znaczne oszczędności materiału. Konstrukcja i obliczenie kratownic opiera się na następujących zasadach. Wszystkie siły zewnętrzne obciążenia są przyłączone tylko w punktach węzkowych. Jeżeli kratownica znajduje się w równowadze, to i każdy węzeł kratownicy jest również w równowadze. Wyciąwszy w myśli poszczególny węzeł, zastępujemy

oddziaływanie reszty kratownicy na węzeł siłami wewnętrznymi w prętach - wypadkowemi naprężeń. Przy jednostajnem rozmieszczeniu naprężeń wypadkowe pokrywają środkowe prętów. Środkowe wszystkich prętów węzła powinny się przecinać w jednym punkcie, który właśnie nazywamy punktem węzłowym. Zbiór środkowych wszystkich prętów kratownicy tworzy jej siatkę /rys.153/.

Przy równowadze węzła wszystkie siły wewnętrzne i zewnętrzne obciążenia tworzą ~~z~~ równoważony układ sił. Wynika stąd, że pręty są tylko bądź rozciągane bądź ściskane.

Gdyby była siła obciążenia między węzłami, to trzeba byłoby ją rozłożyć na dwa najbliższe sąsiednie węzły, a da-



Rys.153.

ne przeszło przeliczyć na zginanie jako belkę podpartą w dwóch punktach. Warunek, aby pręty były tylko rozciągane lub ściskane, jest możliwy tylko wtedy, gdy w węzłach będą przeguby; ponieważ tego się prawie nie stosuje, to w węzłach powstają momenty gnące, wywołane ich sztywnością, uwzględniamy to jednak tylko przez odpowiednie obniżenia naprężenia dopuszczalnego. Zakładając ilość węzłów równą " n " możemy ustawić dla ustroju płaskiego $2n$ równań równowagi /rzuty na oś x i y /.

CZĘŚCI MASZYN Nr.243. Ark.14.

Równań momentów nie układamy, gdyż poprzednio przyjęliśmy, że siły działające w każdym węźle przecinają się w jednym punkcie. Z tych równań możemy wyznaczyć niewiadomych. Przy obliczaniu jednak kratownicy trzeba wyznaczyć także reakcje podpór, przyczem jedna reakcja jest niewiadoma co do wielkości i kierunku; co się zaś dotyczy kierunku drugiej siły odporowej, to ponieważ jedną z podpór kratownicy robi się przesuwną, zgóry wiemy, że będzie on normalny do przesunięcia. Dla wyznaczenia więc odporów, potrzeba trzech równań, stąd wynika, że, aby kratownica była statycznie wyznaczalna, musi się spełniać następujące równanie:

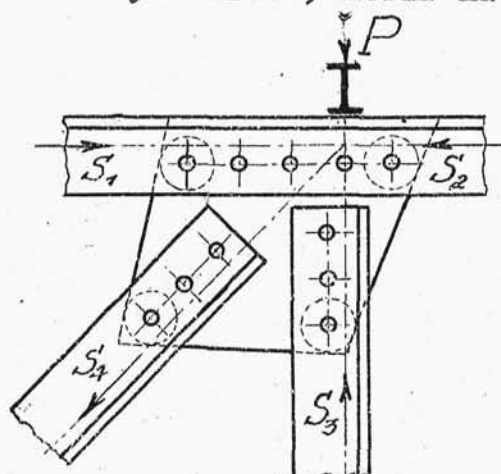
$$2n - 3 = m;$$

gdzie m - liczba prętów.

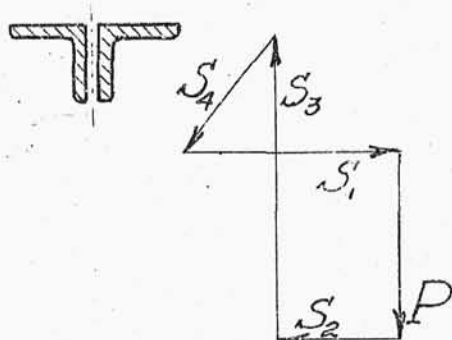
Siły działające w poszczególnych prętach kratownicy statycznie wyznaczalnej, można obliczyć zapomocą wykresu Cremony, który łączy wykresy równowagi poszczególnych węzłów w jedną całość.

Weźmy pod uwagę jeden węzeł kratownicy /rys.154/. Jak wiemy, dla jego równowagi wszystkie siły działające na węzeł muszą tworzyć wielobok zamknięty /rys.155/. Profile prętów dobieramy, obliczając je na rozciąganie lub ściskanie. Przy ściskaniu należy uwzględnić wyboczenie. Podczas montażu środkowe pręty powinny pokry-

wać linje zgóry zadanej siatki. Tylko wówczas, gdy siły są tak małe, że profile prętów dobiera się podług stosowanych nitów, można na linii siatki umieścić nie



Rys.154.



Rys.155.

środkową pręta lecz linję nitów. Pręty składają się przeważnie z podwójnych kątowników, umieszczonych symetrycznie względem płaszczyzny symetrii kratownicy. Płaskowniki przeważnie nie są używane do tworzenia prętów kratownicy, gdyż są mało sztywne. Przy dużych siłach stosują nawet ceowniki. Rozmieszczenie nitów w prętach i blachach węzkowych odbywa się na ogólnych zasadach. Połączenie nitowe pręta z węzkówką oblicza się na podstawie siły działającej na pręty. Niekiedy na pręt działa kilka sił, należy wówczas przyjąć za podstawę obliczenia wypadkowej tych sił. Tak np. na rys.154 nity górnego pręta oblicza się na wypadkową sił S_1 , P i S_2 lub co wszystko jedno na wypadkową S_3 i S_4 .

Co się tyczy obliczenia prętów na wyboczenie, to w granicach sprężystości posługujemy się wzorem Eulera:

gdzie:
$$P_w = \frac{\pi^2 E J_{min}}{l_o^2}$$

P_w - siła wybocząca

E - moduł Younga

J_{min} - najmniejszy moment bezwładności przekroju

l_o - długość pręta sprowadzona w wypadku kratownio równa długości teoretycznej, gdyż zakładamy, że na końcach prętów są przeguby.

Wzór Eulera dla zwykłej stali targowej stosujemy tak długo, dopóki smukłość pręta λ będzie większa od 105, t.j.:

$$\lambda = \frac{l_o}{\rho} = l_o \cdot \sqrt{\frac{E_{brutto}}{J_{min}}} > 105;$$

gdzie ρ oznacza ramię bezwładności.

Jeżeli $\lambda < 105$, to stosuje się empiryczne wzory Tetmajera lub Jasińskiego / patrz. "Mechanik". t.I., str. 322/. Dla prętów żeliwnych wzór Eulera jest słuszny, gdy $\lambda > 80$. W konstrukcjach stalowych przy obliczeniu prętów na wyboczenie przyjmujemy zapas bezpieczeństwa od 4 do 5 t.j. siłę wyboczącą obliczamy ze wzoru:

$$P_w \geq P_{\cdot} / 4 - 5;$$

zaś w żeliwnych:

$$P_w \geq P_{\cdot} / 7 - 9;$$

gdzie P jest siłą obciążającą dany pręt.

Wszystkie blachy węzkowe muszą mieć jednakową grubość obliczoną na docisk p/g . największego i najwięcej obciążonego nita w kratownicy ze wzoru:

$$s.d.k = \frac{2\pi d^2}{4} k_t;$$

gdzie:

S - grubość węzkówki w cm

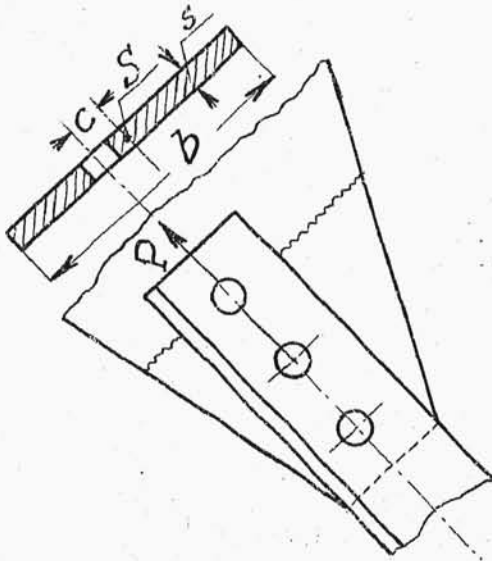
d - średnica nita w cm

k - dopuszczalny docisk jednostkowy w kg/cm^2

k_t - naprężenie ścinające nit w kg/cm^2

Ponieważ nity muszą być odległe od krawędzi blachy co najmniej o $1,5d$, to zarys blachy węzkowej /węzkówki/ można otrzymać, jeżeli ze środków skrajnych nitów zatoczmy pomocnicze koła o promieniu $1,5d$ i poprowadzimy do nich styczne /rys.154/. Zarys węzkówki powinien składać się z linii prostych, łatwych do cięcia na blasze, przytem przy poważniejszych konstrukcjach unikać należy kątów wciętych. Pożądane także kształtować węzkówki danej kratownicy tak, by przy wycinaniu było jak najmniej skrawków i odpadków. Szczególnie przy dużych obciążeniach pożądana jest symetria węzkówki względem linii nitów celem uniknięcia mimośrodowego jej obciążenia. Jeżeli wskutek mimośrodowości obciążenia można przypuszczać, że naprężenia w węzkówce przekroczą granice do-

puszczalne, to należy przeprowadzić obliczenia. Np. dla przekroju "1-1" /rys.156/, jeżeli siła ściskająca pręt



Rys.156.

$|P|$ przechodzi przez środek tego przekroju, to uwzględniając grubość węzłówki w porównaniu z grubością kątowników, łatwo na oko ocenić, czy pole przekroju węzłówki jest dostateczne.

W przeciwnym wypadku, t.j. przy obciążeniu przekroju węzłówki siłą mimo-

środkową wypada jeszcze uwzględnić głoście ze względu na moment gnący:

$$M_g = P \cdot c = W \cdot G;$$

przyczem suma naprężeń od zginania i ściskania nie powinna być większa od dopuszczalnego /1000 - 1200 kg/cm²/.

Niekiedy dla odciążenia węzłówki stosujemy nakładki wzmacniające / patrz.przykład/.

P r z y k ł a d. Należy ukształtować węzeł kratownicy, składający się z trzech prętów. Siły działające w prętach oraz ich kierunki zadane są wielobokiem sił dla tego węzła /rys.157/. Obliczyć całkowicie węzeł

t.j. węzkówkę, nity i profile prętów, jeżeli długość pręta ściskanego /II/ $l_{II} = 200$ cm.

Dla prętów rozciąganych I i III wyznaczamy przekrój netto F_n przy naprężeniu dopuszczalnym $k_2 = 1200$ kg/cm²

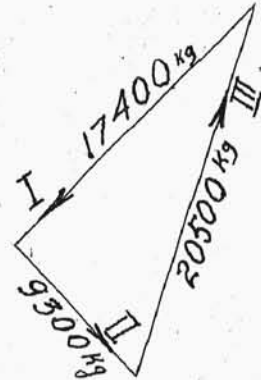
$$\frac{17400}{1200} \approx 14,5 \text{ cm}^2 \text{ i } \frac{20500}{1200} \approx 17 \text{ cm}^2$$

Dla pręta I możnaby wziąć dwa kątowniki 65 x 65 x 7, gdyż F_n dla pojedynczego takiego kątownika jest 7,3 cm przy osłabieniu nitem o średnicy 20 mm; należałoby tylko wobec stosunkowo cienkiej ścianki ostrożnie obciążać nity, albo dać nity mniejsze - ϕ 17 mm. Dla pręta III najodpowiedniejsze są 2 \angle 65x65x9

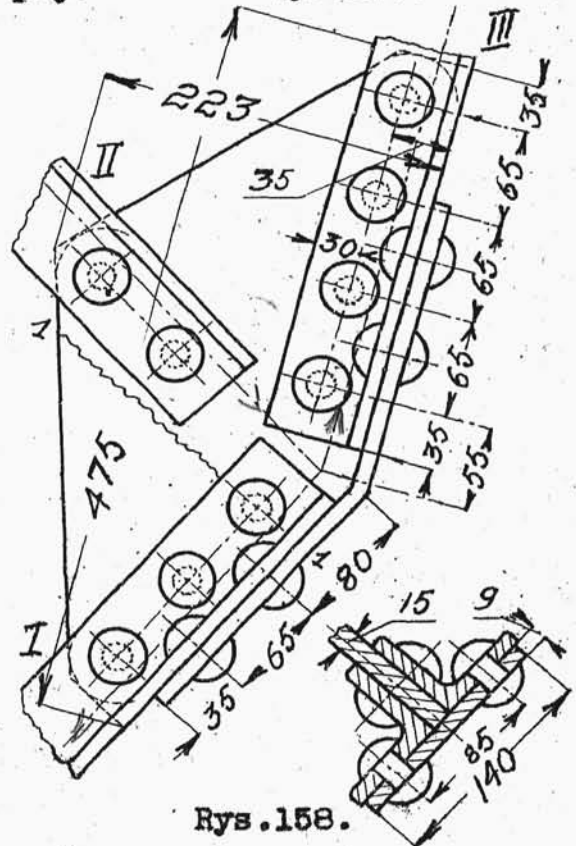
Wyznaczymy J_{min} dla profilu pręta II; ze wzoru Eulera przy stopniu bezpieczeństwa 4,5 mamy:

$$J_{min} = \frac{9300 \cdot 4,5 \cdot 200^2}{3,14^2 \cdot 2150000} = 78 \text{ cm}^4;$$

Poszukując się asortymentem, znajdziemy jako odpowiedni profil 2 \angle 65x65x9. Sprawdzimy smukłość tego pręta λ



Rys. 157.



Rys. 158.

$$\lambda = \frac{l}{\rho};$$

$$l = 200 \text{ cm};$$

z kalendarza techniczn.:

$$\rho = \sqrt{\frac{F_{b_{utto}}}{J_{min}}};$$

$$J_{min} = 82,6 \text{ cm}^4 (-7F);$$

$$F_{b_{utto}} = 2.10,98 = 21,96 \text{ cm}^2;$$

$$\lambda = \frac{200}{\sqrt{\frac{82,6}{21,96}}} = 103;$$

Ponieważ jest to wartość graniczna / blisko 105/ więc dla przykładu sprawdzimy jeszcze wybooczenie w/g. wzoru Tetmajera. Naprężenie w pręcie

$$\sigma = \frac{9300}{2.10,98} = 423 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2};$$

Z tablicy "Mechanika" t.I.str.322 naprężenie wybaczające dla smukłości $\frac{l}{\rho} = 102,5$ wynosi 1931 kg/cm². Dzieląc to naprężenie przez obrany współczynnik bezpieczeństwa /4,5/ otrzymamy naprężenie dopuszczalne w pręcie

$$\frac{1931}{4,5} = 429 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Ponieważ $423 < 429$ więc profil dobrany jest również zgodnie z wymaganiami wzoru Tetmajera.

Na podstawie powyższego weźmiemy dla wszystkich trzech prętów profil 2L 65x65x9.

Mając na uwadze siłę przenoszoną bezpiecznie przez nit dwuciętny o ϕ 20 mm damy:

dla pręta I-go - 3 nity ϕ 20 mm

dla pręta II-go - 2 nitę \varnothing 20 mm

" " III-go - 4 " " "

Wobec niezbyt naprężonych nitów, damy grubość węzłówki - 15 mm. Rozmieszczenie nitów i zarys węzłówki - p/g. ogólnych wskazówek.

Sprawdzimy przekrój "1-1" węzłówki.

Wymiar b tego przekroju, wzięty ze skali rysunku wynosi 210 mm /rys.159/ zatem naprężenie rozciągające przy umieszczeniu siły w środku ciężkości przekroju będzie:

$$\sigma_1 = \frac{17400}{21.15} = 560 \text{ kg/cm}^2;$$

Ale do tego naprężenia dochodzi jeszcze rozciąganie skrajnych włókien skutkiem momentu zginającego, t.j.

$$\sigma_2 = \frac{M_g}{W};$$

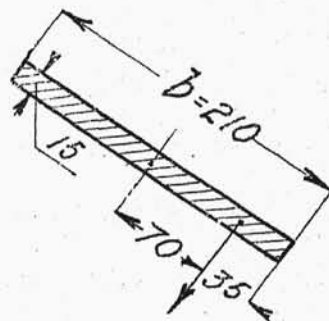
zatem $M_g = 17400 \cdot 7; W = \frac{15 \cdot 21^2}{6}$

$$\sigma_2 = \frac{17400 \cdot 7 \cdot 6}{15 \cdot 21^2} \approx 1100 \text{ kg/cm}^2$$

więc wypadkowe naprężenie będzie

$$\sigma_w = \sigma_1 + \sigma_2 = 1660 \text{ kg/cm}^2;$$

Ponieważ σ_w wypadło większe od dopuszczalnego, więc celem zmniejszenia go możemy dać w tym wypadku nanito-



Rys.159.

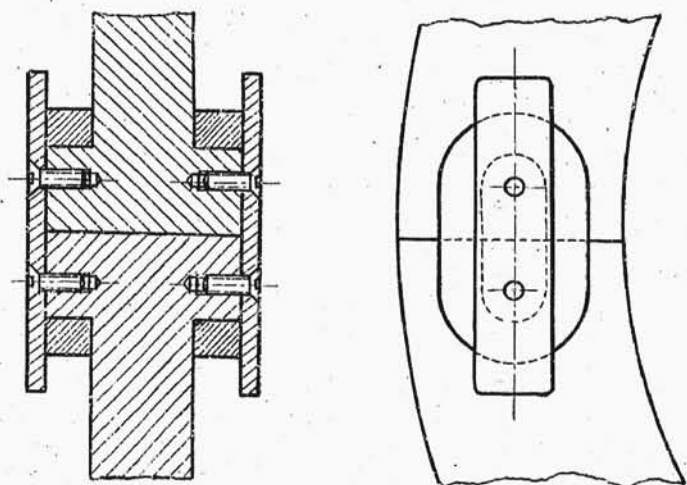
wany w zakosy płaskownik zboku prętów I i III, gdyż wtedy część siły przeniesie się bezpośrednio z pręta I na III-ci. Szerokość płaskownika $65+65+15 = 145$ mm. Grubość dany równą grubości kątowników.

§ 20. Pierścienie skurczne

Do łączników stałych należy zaliczyć także t.zw. pierścienie skurczne. Na okrągły lub owalny występ części łączonych nakłada się pierścień z żelaza kowalnego nagrzaną do potrzebnej temperatury. W stanie zimnym średnica wewnętrzna pierścienia jest nieco mniejsza od średnicy występu. Temperatura nagrzania musi być tak wysoka, żeby pierścień objął swobodnie występ. Stygnący pierścień kurczy się, lecz po zupełnem ostygnięciu nie powraca do pierwotnej średnicy, pozostając w stanie rozciągniętym, sprężystym, przez co tworzy stałe połączenie naprężone.

Pierścienie skurczne służą często jako złącza dodatkowe. Np. w kołach zamachowych dużej średnicy części wienca łączą się na śruby i prócz tego jeszcze pierścieniami skurcznemi. Aby pierścienie te nie mogły spaść nawet w razie obluźowania się ich, zabezpiecza się je zapomocą płaskownika przytwierdzonego wkrętkami /rys. 160/.

Ponieważ pierścienie skurczne powinny tworzyć złącza sprężyste, przeto nie powinny być ogrzewane powyżej



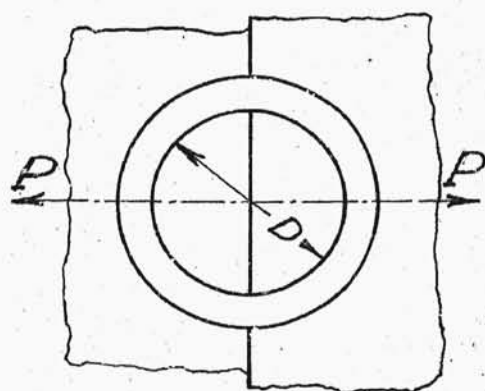
Rys. 160.

około 300°C ., gdyż, jak wiadomo, granica sprężystości spada przy wyższych temperaturach. Stosowany często stopień zmniejszenia średnicy zimnego pierścienia względem średnicy występu odpowiada niższemu nawet temperaturom. Np. w pierścieniach stalowych, nakładanych na części żelwne, stosuje się zmniejszenie $1/800$, $1/1000$ i jeszcze mniej ze względu na powstające w pierścieniu duże naprężenia.

W praktyce ma tu wpływ umiętność danego warsztatu dokładnego mierzenia i wogóle pracowania.

Po nałożeniu i ostygnięciu pierścienia ustalają się w jego przekrojach poprzecznych naprężenia normalne, t.zw. obwodowe, zależne nie tylko od różnicy

między średnicą zewnętrzną występu i średnicą wewnętrzną, w stanie zimnym, ale również od pól przekroju i sprężystości części. To naprężenie obwodowe daje przy danym polu przekroju pierścienia pewną siłę P_z . Gdy następnie złącze zostanie obciążone siłą np. P /rys.161/, zachodzi



Rys.161.

zmniejszenie siły P_z tak, że ostatecznie ustala się pewna siła rozciągająca pierścień $|P+X|$, podobnie jak w śrubach, zakręcanych i następnie obciążanych.

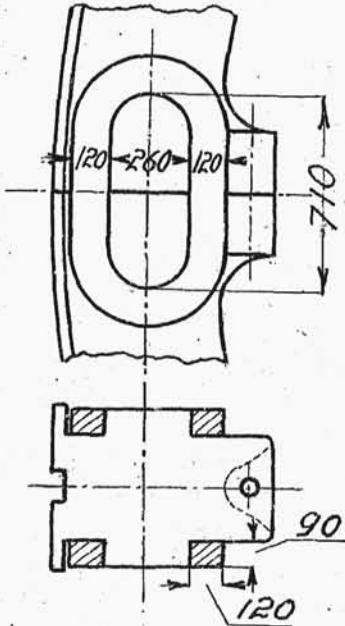
Suma sił $P+X$ nie może się stać mniejsza od P_z .

Także $X > 0$.

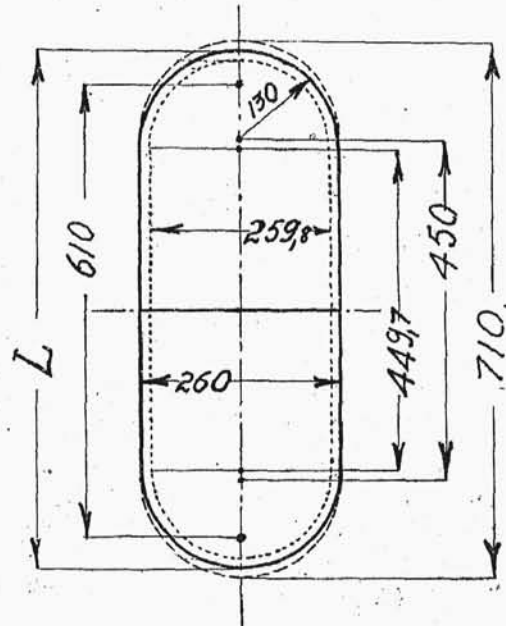
P r z y k ł a d. Obliczyć złącze wieńca koła zamachowego. Wieniec i piasta koła są dzielone po średnicy. Na każdy z 4-ch pierścieni wieńca przypada od ciężaru i siły odśrodkowej - siła $P = 100000$ kg.

Pierścienie są wykonane bez spawania z miękkiej stali o granicy plastyczności powyżej 2000 kg/cm^2 . Jak wskazuje rysunek 162-a wymiary poprzeczne pierścienia są $120 \times 90 \text{ mm}$; czyli pole przekroju pierścienia $F_p = 2 \times 12 \times 9 = 216 \text{ cm}^2$. Na każdy pierścień przypada ściskane pole wieńca $F_w = 1145 \text{ cm}^2$. Moduł Younga dla

stali $E_p = 2150000 \text{ kg/cm}^2$, dla żeliwnego wieńca $E_w = 1000000 \text{ kg/cm}^2$. Zakładamy, że występ wieńca ma pierwot-



Rys.162-a



Rys.162-b

ny zarys p/g. linii kreskowanej /rys.162-b/ z odnośnemi wymiarami, wewnętrzny zarys pierścienia p/g. linii kropkowanej z odnośnemi wymiarami, wreszcie jeden i drugi po nałożeniu i ostygnięciu pierścienia mają zarys p/g. linii ciągłej o niewiadomej długości L i o promieniu 130 mm. Zatem część wieńca, ściśnięta pierścieniem, skróciła się z 710 mm do długości L . Pierścień jest rozciągany siłą P_z , zaś wieńec jest tą samą siłą ściśnięty. Docisk jednostkowy k , albo inaczej naprężenie promieniowe na wewnętrznej, zakrzywionej powierzchni pierścienia wynosi $k = \frac{P_z}{264g} \text{ kg/cm}^2$.

Liczba Poissona dla stali $\mu = 0,3$. W przekrojach promieniowych pierścienia największe naprężenia obwodowe są od strony wewnętrznej. W obliczeniu założymy, że te największe naprężenia są jednostajnie rozmieszczone na przekroju.

Początkowa długość obwodu pierścienia:

$$l_0 = \pi \cdot 25,98 + 2 \cdot 44,97 = 171,52 \text{ cm};$$

końcowa długość

$$l_k = \pi \cdot 26 + 2 \cdot (L - 26) = (29,68 + 2L) \text{ cm};$$

Całkowite wydłużenie:

$$l_k - l_0 = 2L - 141,84 \text{ cm}$$

to wydłużenie składa się z wydłużenia odpowiadającego naprężeniu obwodowemu $\frac{P_z}{F_p}$ na całej długości pierścienia i z wydłużenia dodatkowego na krzywej, powstałego przez nacisk k . Wobec tego:

$$l_k - l_0 = \frac{P_z}{F_p \cdot E_p} \cdot l_0 + \frac{k \cdot m \cdot \pi \cdot 26}{E_p}; \dots, \dots /1/$$

Rachując, że całkowita siła P_z jest przyczepiona na środku ciężkości półokręgu o średnicy 26 cm, mamy skrócenie względem ściśniętej części wienca: $\frac{71-L}{6,6}$, skąd

$$\frac{71-L}{6,6} = \frac{P_z}{F_w \cdot E_w}; \dots, \dots /2/$$

Rugując z równania 1/ $-L$ przy pomocy równania 2/, znajdujemy, że:

$$0,58 \cdot P_z = 160000;$$

$$P_z = 276000 \text{ kg};$$

Po rozciągnięciu siłą obciążenia $P = 100000 \text{ kg}$ siła P_z

zmniejszy się do wartości:

$$X = P - \frac{P \cdot F_w \cdot E_w}{F_w \cdot E_w + F_p \cdot E_p} = 276000 - 0,71 \cdot P = 205000 \text{ kg};$$

Napężenie obwodowe w pierścieniu:

$$\sigma = \frac{P + X}{F_p} = \frac{305000}{216} = 1410 \text{ kg/cm}^2;$$

wskutek działania samej tylko siły P : $\frac{100000}{216} = 510 \text{ kg/cm}^2$

Docisk jednostkowy na wewnętrznej stronie pierścienia przy działaniu siły $P + X$:

$$k_1 = \frac{305000}{9,26} \approx 3310 \text{ kg/cm}^2;$$

Gdyby wskutek wadliwości wykonania pierścień został założony w stanie nienapężonym, to przy obciążeniu siłą P obie połówki wieńca rozejdą się i występ będzie pod działaniem siły P ścinany, a także zginany momentem

$\frac{P \cdot g}{2}$ kgon. Wówczas:

$$L = \frac{100000}{\frac{\pi \cdot 26^2}{8} + 26 \cdot 22,5} \approx 118 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\sigma_g = \frac{100000 \cdot 9}{2 \cdot W} \approx 90 \text{ kg/cm}^2;$$

zaś napężenie zastępcze dla żeliwnego wieńca wyniesie:

$$\sigma_z = 0,35 \sigma_g + 0,65 \sqrt{\sigma_g^2 + 4L^2} \approx 190 \text{ kg/cm}^2;$$