

R O Z D Z I A Ł VIII

RURY

§1. W i a d o m o ś c i o g ó l n e.

Rury dzielą się wytrzymałościowo według ciśnienia, jakie w nich panuje. Tablica XXI /według normy PN/B-701/ podaje znormalizowane ciśnienia nominalne, czyli ciśnienia obliczeniowe, to jest te, na jakie liczymy przewody; rzeczywiste ciśnienie, tak zwane robocze może być odeń mniejsze. Ciśnienia podkreślone są uprzywilejowane i przede wszystkim należy je stosować.

Tablica XXI

Ciśnienia nominalne w atn.									
1	1,25	1,6	2	<u>2,5</u>	3,2	4	5	<u>6</u>	8
<u>10</u>	12,5	<u>16</u>	20	<u>25</u>	32	<u>40</u>	50	<u>64</u>	80
<u>100</u>	125	<u>160</u>	200	<u>250</u>	320	<u>400</u>	500	<u>640</u>	800

Ciśnienie robocze nie może nigdy przekraczać ciśnienia nominalnego, dla którego przewód został wykonany. Ciśnienia robocze dzielimy na trzy kategorie:

C i ś n i e n i a r o b o c z e A równe są ciśnieniom nominalnym i stosowane dla wody o temperaturze niższej od 100° oraz dla innych cieczy bezpiecznych o temperaturze niższej od ich temperatury wrzenia, określonej przy ciśnieniu atmosferycznym.

C i ś n i e n i a r o b o c z e B wynoszą 80% ciśnienia nominalnego i mogą być stosowane dla pary nasyconej i gazów bezpiecznych /np. powietrza/ poniżej temperatury 300° , względnie dla cieczy, które wskutek swych własności chemicznych lub fizycznych wymagają zwiększonej ostrożności, w temperaturze niższej od ich temperatury wrzenia, określonej przy ciśnieniu atmosferycznym.

C i ś n i e n i a r o b o c z e C wynoszą 64% ciśnienia nominalnego; stosuje się je dla pary przegrzanej o temperaturze $300^{\circ} - 400^{\circ}$, dla gazów i cieczy o powyższych temperaturach oraz dla niebezpiecznych par, gazów i cieczy.

Przy temperaturach wyższych od 400° należy jesz-

cze bardziej zmniejszyć wielkość ciśnienia roboczego.

Norma PN/B-702 podaje nominalne wartości średnic rur, rozumiane jako ich średnice wewnętrzne.

Materiały, z których najczęściej wykonywane są rury: żeliwo maszynowe jakości pospolitej lub normalnej, staliwo /015/, stal. Zakresy ich stosowania podaje tablica XXII.

Tablica XXII

Materiał i postać rury	$P_{n \max}$ kg/cm ²	D cm
Żeliwne kołnierzowe	10	4 ÷ 120
" kielichowe	10	4 ÷ 200
Staliwne	50	÷ 40
Stalowe bez szwu	32	÷ 50
Stalowe zgrzewane	10	÷ 120
	6	÷ 200
Stalowe spawane	6	5 ÷ 120
	2,5	÷ 200
Stalowe nitowane	6	60 ÷ 120
	2,5	60 ÷ 200

Średnica wewnętrzna przewodu zależy od ilości i szybkości cieczy lub gazu, który ma przepływać przez

przewód. Oznaczamy

S - powierzchnia użytecznego przekroju rury w m^2

D_w - wewnętrzna średnica rury w m

Q - przepływ całkowity w m^3/sec

c - szybkość przepływu w m/sec

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot D_w^2 = \frac{Q}{c} \quad /217/$$

Jeżeli przewody prowadzą ciecz z pompy tłokowej całkowity przepływ, czyli wydatek pompy obliczamy ze wzoru:

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot D_t^2 \cdot L_t \cdot \frac{n}{60} \cdot i \cdot \eta \quad /218/$$

w którym:

D_t - średnica tłoka w m

L_t - skok tłoka w m

n - ilość obrotów lub podwójnych skoków na minutę

i - ilość komór tłoczących, działających równolegle

η - współczynnik napełnienia /sprawność objętościowa pompy/.

Tablica XXIII podaje orientacyjne wartości szybkości przepływu c . W przewodach wodnych: mniejsze wartości dotyczą przepływu pulsującego, większe - przepływu jednostajnego. W przewodach powietrznych i gazowych: mniejsza wartość - niskiego - większa - wysokiego ciśnienia.

W przewodach parowych: mniejsza wartość dotyczy pary masyconej, większa - przegrzanej.

Tablica XXIII

Przewody	Szybkość przepływu C w m/sek
Ssące dla wody	$1 \div 2$
Tłoczące dla wody	$2 \div 3$
Dla powietrza gazów	$12 \div 25$
Dla pary	$25 \div 40$

§2. Obliczenie wytrzymałościowej rur.

Rury cienkościennie.

Grubość ściany rur żeliwnych określa wzór:

$$g = \frac{p_n \cdot D}{2 \cdot k_H} + c \quad \text{cm} \quad /219/$$

p_n - ciśnienie nominalne w kg/cm

D - średnica wewnętrzna w cm

k_H - naprężenie dopuszczalne zwykle równe 250 kg/cm²

$c = 0,6$ - dla rur o bardzo cienkich ściankach, ogólnie

$c = 0,6 \cdot (1 - \frac{g}{5,5})$ - dla $g \leq 5,5$, więc wzór poprzedni przyjmuje postać:

$$g \approx \frac{p_n \cdot D}{550} + 0,6 \quad \text{cm} \quad /219-a/$$

oraz $c=0$ dla $g \geq 5,5$; w tym wypadku mielibyśmy

$$g \approx \frac{p_n \cdot D}{500} \quad \text{cm} \quad /219-b/$$

Względy odlewnicze dyktują nam dwa wzory empiryczne, do których uciekamy się, jeżeli grubość ściany przez nie określona byłaby większa, niż przez wzór poprzedni:

$$g \geq \frac{D}{60} + 0,7 \text{ cm} \quad /220-a/$$

dla rur lanych s t o j ą c o oraz

$$g \geq \frac{D}{50} + 0,9 \text{ cm} \quad /220-b/$$

dla rur lanych l e ż ą c o

Rury stalowe oblicza się wg wzoru podanego na początku, przyjmując dla staliwa 015 L.

$$k_{rj} = 600 \text{ kg/cm}^2$$

oraz naddatek c taki sam, jak poprzednio; wprowadzając jego wartości do wzoru podstawowego, znajdujemy:

$$g = \frac{p_n \cdot D}{1300} + 0,6 \quad \text{dla} \quad g \leq 5,5 \quad \text{cm} \quad /221-a/$$

$$g = \frac{p_n \cdot D}{1200} \quad \text{dla} \quad g > 5,5 \quad \text{cm} \quad /221-b/$$

Rury stalowe wykonywujemy z dwóch odmian stali:

1. Stal 015, /częściej stosowana/

$$R_r = 3600 \text{ kg/cm}^2 \quad k_{rj} = 800 \text{ kg/cm}^2$$

2. Stal 025, /rzadziej używana/

$$R_r = 4500 \text{ kg/cm}^2 \quad k_{rj} = 1000 \text{ kg/cm}^2$$

$$g = \frac{p_n \cdot D}{2 \cdot k_H \cdot z} + c \quad \text{cm} \quad /222/$$

$$c = 0,1 \text{ cm}$$

z - współczynnik wytrzymałości względnej szwu. Wartości spólczypodaje tablica XXIV.

Tablica XXIV

$z = 1$	dla rur bez szwu lub spoiny
$z = 0,8^*)$	" " zgrzewanych lub spawanych /orientacyjnie/
$z = \frac{t-d}{t}$	dla rur nitowanych

R u r y g r u b o ś c i e n n e .

W rurach cienkościennych przyjęliśmy rozkład naprężeń równomierny; w rurach grubościennych obwodowe naprężenia rozciągające we wzdłużnym przekroju rury są większe na ścianie wewnętrznej, niż na zewnętrznej/rys. 179/. Przy obliczaniu rur grubościennych stosujemy następujące wzory:

$$\frac{r_z}{r_w} = \sqrt{\frac{k_{rj} + 0,7 \cdot p}{k_{rj} - 1,3 \cdot p}} \quad /223/$$

dla rur, w których nie działają siły wzdłużne, lub

*) wg szczegółowych przepisów zachodzić tu mają wahania od 0,9 - 0,5.

$$\frac{\gamma_z}{\gamma_w} = \sqrt{\frac{k_{rj} + 0,4 \cdot p}{k_{rj} - 1,3 \cdot p}}$$

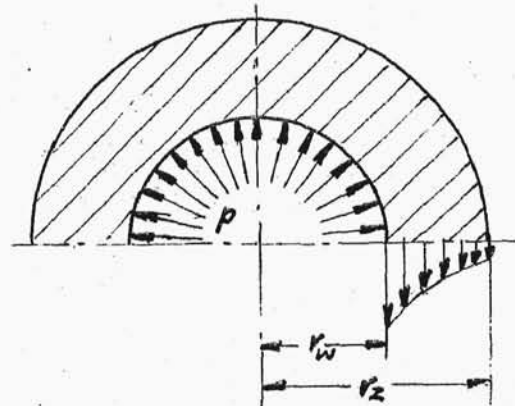
/224/

dla rur, które pozostają pod działaniem sił osiowych, wywołanych działaniem ciśnienia wewnętrznego na dna.

Wzory te wysnute są z hipotezy największego wydłużenia.

$$\frac{\gamma_z}{\gamma_w} = \sqrt{\frac{k_{tj}}{k_{tj} - p}} \quad /225/$$

wzór ten wysnuty jest z hipotezy największych naprężeń ścinających. Daje on większe grubości



rys.179.

ścian, niż poprzednie, ale jest od nich niewątpliwie słuszniejszy.

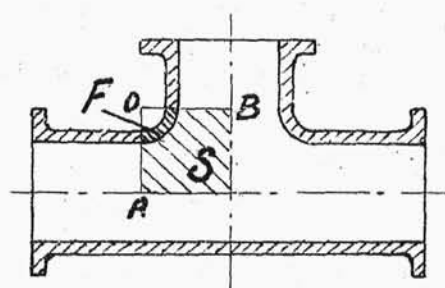
O b l i c z e n i e k s z t a ł t e k .

O wiele trudniejszym od obliczania rury prostej jest obliczanie kształtek /kolano, trójkąt, krzyżak/. Przy obliczaniach grubości ich ścian posługujemy się najczęściej przybliżoną metodą wykreślną. Największe naprężenia występują w przekrojach osiowych /wzdłuż-

nych, w zaokrągleniach przejściowych lub ogólnie biorąc na wewnętrznej stronie kołnierza.

Obliczenie przeprowadzamy w sposób następujący.

Z przekroju kształtki np. trójnika /rys.180/ wydzielamy



rys.180.

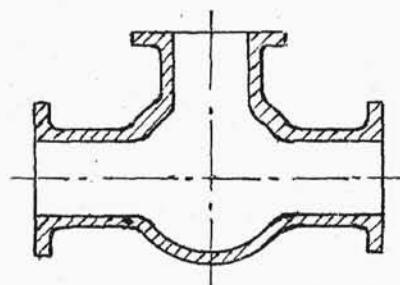
my przy pomocy normalnych OA i OB do zarysu wewnętrznego i do osi rozgałęzienia, rzut S przekroju przewodu i przekroju F ściany oraz przyjmujemy, że naprę-

żenia występujące w przekroju F równoważą ciśnienie działające na przekrój S, zatem

$$S \cdot p_n = F \cdot k_r$$

Zaokrąglenia połączeń należy robić możliwie dużymi promieniami.

W wypadku większych ciśnień korzystniej jest jako



rys.181.

element łączący zastosować kulę /rys.181/. Dla obliczenia grubości ścian kuli przyjmujemy wzór wysnuty z hipotezy największych odkształceń:

$$\frac{v_z}{r_w} = \sqrt[3]{\frac{k_{rj} + 0,4 \cdot p}{k_{rj} - 0,65 \cdot p}} \quad /226/$$

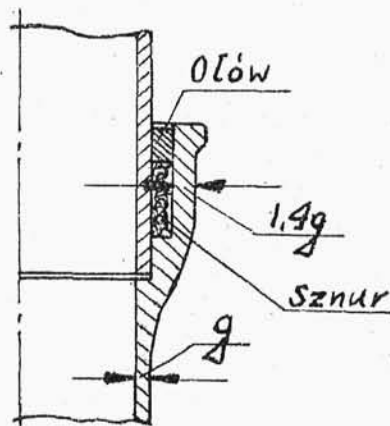
§3. P o ł ą c z e n i a r u r .

Rozróżnia się następujące rodzaje połączeń:

- a/ k i e l i c h o w e
- b/ g w i n t o w e
- c/ k o ł n i e r z o w e

P o ł ą c z e n i a k i e l i c h o w e /rys.182/

stosowane są dla przewodów kanalizacyjnych i innych, pracujących pod niewielkim ciśnieniem wewnętrznym. Uszczelnienie stanowi ubita warstwa smołowego sznura konopnego, zalana warstwą ołowiu.

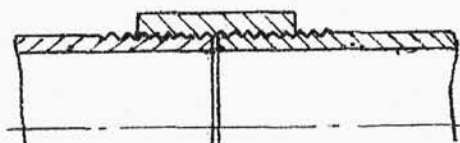


rys.182.

Przewody wodne, gazowe, powietrzne i podobne o mniejszych

przekrojach stanowią główny zakres zastowania połączeń gwintowych /rys.183/. Na-

gwintowane końce rur są stożkowe o małej zbieżności ok. 1:16, co pozwala na mocne i szczelne wciśnięcie

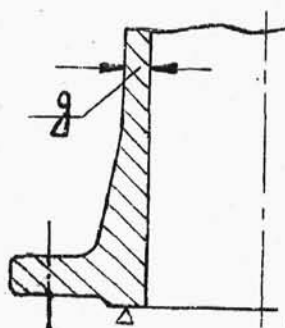


rys.183.

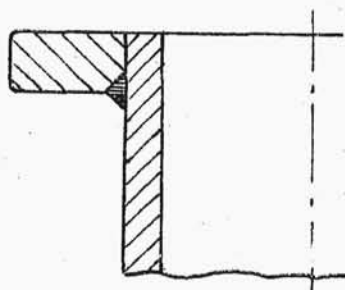
gwintu rury w gwint mufy. Dla lepszego uszczelnienia owija się między zwoje gwintu rury cienkie włókna ko-

napne, zmaczane w minii.

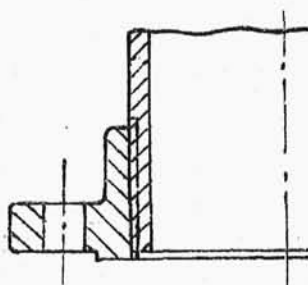
P o ł ą c z e n i e k o ł n i e r z o w e s t o -
suje się zarówno dla rur lanych jak i dla walcowanych
Rys.184 przedstawia normalny kołnierz żeliwny lub sta-
liwny. Dla rur walcowanych kołnierze wykonywamy osobno
i następnie umocowujemy na rurze za pomocą: spawania
/rys.185/, gwintu /rys.186/, przylutowania /rys.187/,
rozwalcowania rury /rys.188/, albo pozostawiamy luźno
nasadzony na odwiniętym obrzeżu rury /rys. 189 i 190/



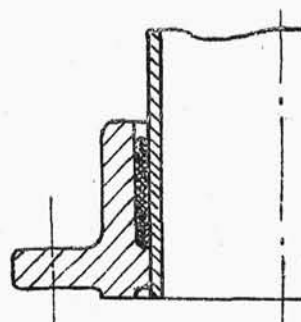
rys.184.



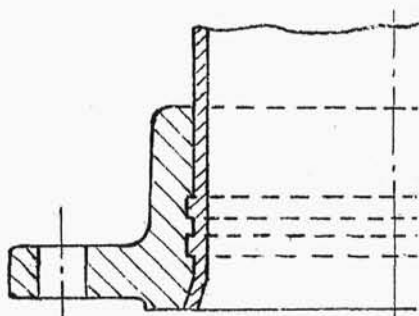
rys.185.



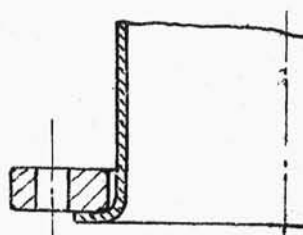
rys.186.



rys.187.

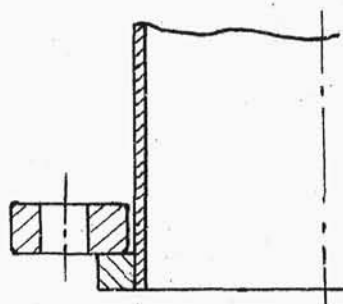


rys.188.



rys.189.

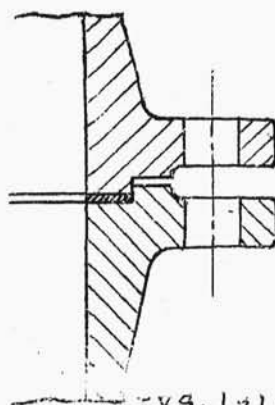
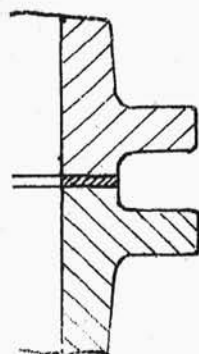
Jako szczeliwo stosujemy w połączeniach kołnier-
zowych: dla wody - krążki gu-
mowe, dla wody gorącej - fibry-
nę, dla powietrza - papier i
masę papierową, dla pary - roz-
maite masy azbestowe. Sposoby
umieszczenia uszoczelek pokazu-
ją rysunki 191 i 192.



rys.190.

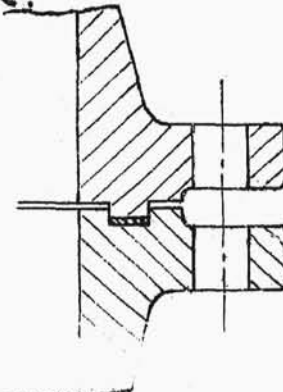
a.

b.

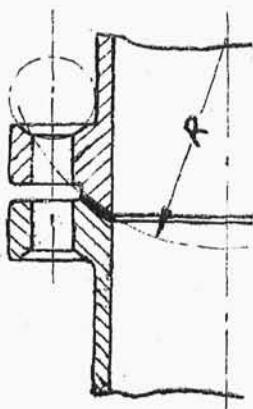


rys.191.

c.



Na rys.192 przedstawiony jest sposób uszczelniania na



rys.192.

powierzchni kulistej, szczególnie wygodny przy montażu, ponieważ pozwala na kompensację niedokładności w prostoliniowym zamocowaniu rurociągu.

Obliczenie kołnierza stałego /rys.

193/ oznaczam:

I, II - przekroje niebezpieczne

g_1, g_2 - grubości kołnierza w tych przekrojach

D_s - średnia średnica uszczelnień

D_1 - średnica przekroju I

D_2 - średnia średnica przekroju II

D_w - średnica wewnętrzna

a_1 - odległość osi śruby od przekroju I

a_2 - średnia odległość osi śruby od przekroju II

b - szerokość uszczelki

p_n - ciśnienie nominalne

$p_u = (2 \div 3) \cdot p_n$ - ciśnienie uszczelniające

Siła łączna wywierana przez wszystkie śruby będzie równa:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D_s^2 \cdot p_n + \pi \cdot D_s \cdot b \cdot p_u$$

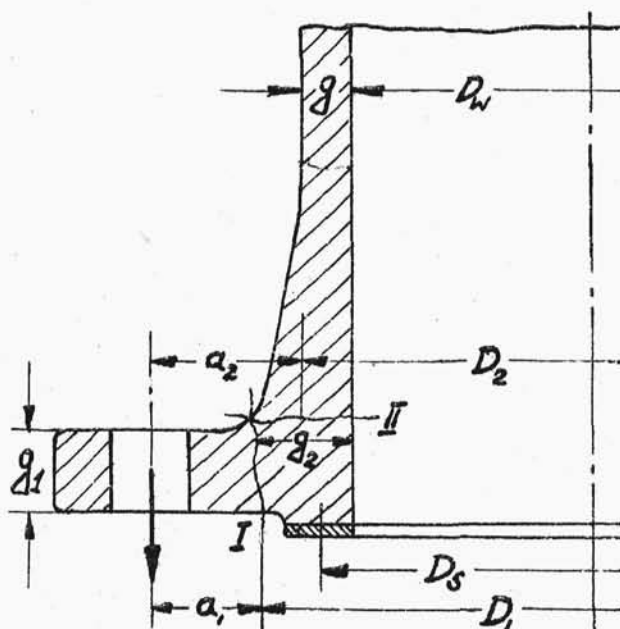
W przekroju I występują naprężenia, spowodowane momentem zginającym:

$$M_{g1} = P \cdot a_1 \leq W \cdot k_{gj} = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot D_1 \cdot g_1^2 \cdot k_{gj} \quad /227/$$

W przekroju II mamy rozciąganie i zginanie; naprężenie największe będzie:

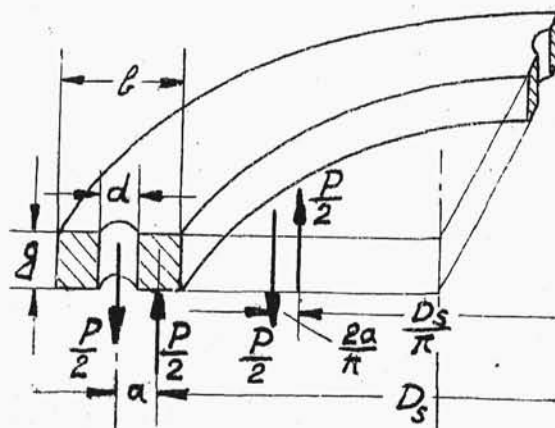
$$\sigma = \frac{P}{\pi \cdot D_2 \cdot g_2} + \frac{P \cdot a_2}{\frac{1}{6} \cdot \pi \cdot D_2 \cdot g_2^2} \cdot \alpha = \frac{P}{\pi \cdot D_2 \cdot g_2} \left(1 + \frac{6 a_2}{g_2} \cdot \alpha \right) \leq k_{gj} \quad /228/$$

gdzie α jest współczynnikiem regulującym; dla żeliwa $\alpha = 0,36 \div 1$ zależnie od sztywności kołnierza. Wartość średnia $\alpha = 0,65$. Obydwa powyższe wzory są przybliżone.



rys.193.

Obliczenie kołnierza luźnego
o /rys.194/.



rys.194.

Oznaczamy:

D_s - średnica średnicy powierzchni, na której się kołnierz opiera

a - odległość osi śrub od koła

b - szerokość kołnierza

g - grubość kołnierza

d - średnica otworu na śrubę

P - siła łączna, wywierana przez wszystkie śruby

Rozpatrujemy połowę kołnierza /na rysunku przedstawiona jest tylko jedna jego ćwiartka/. Działają na nią: siły $\frac{P}{2}$ przenoszone przez śruby oraz siły $\frac{P}{2}$ przenoszo-

ne przez powierzchnię podparcia, równomiernie rozłożone na półokręgach kół o średnicy $D_s + 2a$ i D_s . Siły wypadkowe działać będą w środkach ciężkości półokręgów t.j. w punktach odległych o $\frac{D_s + 2a}{\pi}$ i $\frac{D_s}{\pi}$ od osi. Wypadkowe te utworzą więc parę sił o ramieniu $\frac{2 \cdot a}{\pi}$. Moment zginający będzie:

$$M_g = \frac{P}{2} \cdot \frac{2a}{\pi} \leq W \cdot k_{g1} = 2 \cdot \frac{1}{6} \cdot (b-d) \cdot q^2 \cdot k_{g1} \quad /229/$$

§4. W y d ł u ż e n i a c i e p l n e r u r o c i ą g ó w.

Ze wzrostem temperatury rośnie długość przedmiotów. Spółczynnikiem rozszerzalności α_t nazywamy stosunek zmiany długości ciała przy zmianie temperatury o 1° do długości początkowej.

Tablica XXV

α_t	Materiał
0,000011	Stal i żeliwo
0,000016	Miedź
0,000018	Brąz
0,000019	Mosiądz
0,000024	Aluminium

Dla rurociągów wydłużenia te mogą być dosyć duże.

Przekona nas o tym następujący przykład:

Mamy rurociąg długości $l = 50 \text{ m}$ z rur stalowych; temperatura przewodzonej pary $\Delta \theta = 350^\circ$. Wydłużenie rurociagu: $\Delta L = L \cdot \alpha_t \cdot \Delta \theta = 50000 \cdot 0,000011 \cdot 350 = 190 \text{ mm}$

Gdybyśmy uniemożliwili wydłużenie się rurociagu przez zamocowanie jego końców w chwili, gdy jest on pod parą, wystąpiłoby przy jego ostygnięciu bardzo znaczne odkształcenie. Przyjmując:

$Q_r = 2000 \text{ kg/cm}^2$ granica odkształceń trwałych

$E = 2100000 \text{ kg/cm}^2$ - moduł Younga

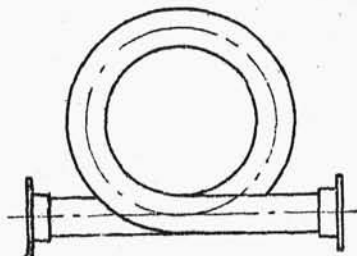
$$\Delta \theta \cdot \alpha_t = \frac{\Delta L}{L} = \frac{\sigma}{E} = \frac{Q_r}{E}$$

$$\Delta \theta = \frac{2000}{2100000 \cdot 0,000011} = 86^\circ \text{ C}$$

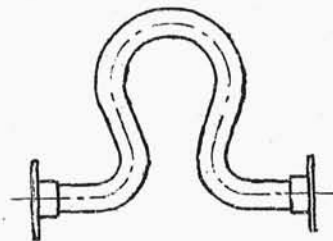
Więc już przy spadku temperatury o 86° C naprężenia osiągnęłyby wielkość odpowiadającą granicy odkształceń trwałych. Jasnym zatem jest, że w rurociągach musi być pozostawiona możliwość zmiany długości. Osiągamy to najczęściej w ten sposób, że zmiany długości kompensujemy odkształceniami pozostałymi wskutek momentów zginających i skręcających. W ten sposób otrzymuje się większe odkształcenie przy mniejszych naprężeniach oraz można częstokroć wykorzystać wahliwość połączeń.

Dwa proste typy kompensatorów wydłużeniowych wykonane ze zwykłych prostych rur przez wyginanie przedstawione są na rys.195 i 196. Rury te mogłyby przy wyginaniu pofałdować się i zakłęśnąć do środka. Dwa są sposoby uniknięcia tego: wyginanie rur na specjalnych maszynach, albo wypełnienie rur przed zginaniem mocno ubitym piaskiem, który, cisnąc na rurę od środka, nie pozwala na zakłęśnięcia.

Kompensator /rys.195/ bardzo dobrze wyrównuje zmiany długości, wadą jego jest to, że osie rur wchodzącej i wychodzącej nie pokrywają się. Osie te pokrywają się w kompensatorze /rys.196/, ale jest on mniej skuteczny w działaniu i kompensator tego typu, wyrównując takie same zmiany długości, co kompensator typu poprzedniego, jest od niego znacznie większy.

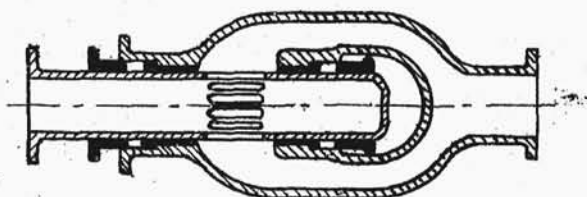


rys.195.



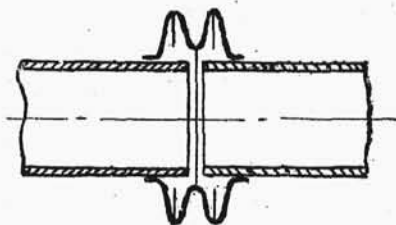
rys.196.

Jeżeli jest mało miejsca i nie można postawić kompensatorów z rur giętych, względnie, jeżeli zmiany długości, jakie mamy wyrównać, są zbyt duże, stosuje się kompensatory z dławikami /rys.197/. Rura wewnętrzna jest rurą wchodzącą, rura zewnętrzna rozgałęziona jest rurą wychodzącą.



rys.197.

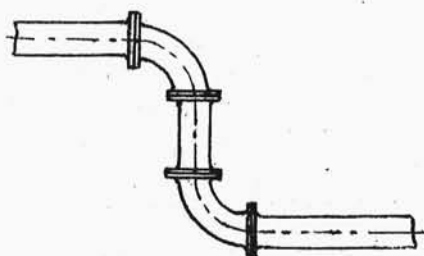
Jako kompensatory stosuje się często przy niskich ciśnieniach płaszcze z pofalowanej blachy /rys198/.



rys.198.

Dzięki odpowiedniej konstrukcji rurociągów możemy

częstokroć obywać się bez kompensatorów. Osiągamy to przez kilkakrotną zmianę kierunku rurociągów /rys.199/ i kompensację zmian długości zapomocą odkształceń zgięcia i skręcenia. Połączenia wahliwe oddają nam tu znaczne usługi.



rys.199.