



Prof. STANISŁAW NIEWIADOMSKI

MASZYNOZNAWSTWO CHEMICZNE

Rozdz. X

URZĄDZENIA GRZEJNE

Wyd. III



WARSZAWA

1 9 4 9

NAKŁADEM AKADEMICKIEJ SPÓŁDZIELNI WYDAWNICZEJ

Prof. STANISŁAW NIEWIADOMSKI



MASZYNOZNAWSTWO CHEMICZNE

Rozdz. X

URZĄDZENIA GRZEJNE

Wyd. III



66.02

WARSZAWA

1 9 4 9

NAKŁADEM AKADEMICKIEJ SPÓŁDZIELNI WYDAWNICZEJ



964

S P I S R Z E C Z Y

WYMIANA CIEPŁA I APARATURA GRZEJNA

Strona

Wiadomości wstępne	1.
Promieniowanie	6.
Przewodnictwo ciepła w ośrodku jednorodnym.....	8.
" " na granicy dwóch ośrodków.....	13.
" " pomiędzy środowiskami rozdzielonymi przegrodą.....	21.
Średnia różnica temperatur.....	27.
Współprąd i przeciwpłąd	31.
Wiadomości ogólne o wymiennikach ciepła.....	33.
✓ Wężownice	35.
Aparaty Frederkinga i Samka	43.
✓ " z płaszczem ogrzewającym	47.
Muszlowy (spiralny) wymiennik ciepła.....	56.
Rurkowe ogrzewacze i wymienniki ciepła.....	58.
Obliczanie ogrzewaczy rurkowych.....	68.
Kaloryfery z rur gładkich.....	71.
" " żebrowych.....	74.
" ogniowe	79.
Ogrzewanie bezprzeponowe parą wodną.....	83.
Ogrzewanie ogniowe	87.
Izolacja cieplna	90.

-----ooOoo-----

WYMIANA CIEPŁA I APARATURA GRZEWNA.

§ 1. Wiadomości wstępne.

W przemyśle chemicznym są stosowane następujące sposoby ogrzewania: 1) ogniowe, 2) parowe, 3) wodne, 4) olejowe, 5) powietrzne i 6) elektryczne.

Ogrzewanie ogniowe lub gazami spalinowymi ma zastosowanie w tych przypadkach, gdy chodzi o otrzymanie wysokich temperatur (na przykład przy suchej destylacji węgla i drzewa, przy destylacji ropy naftowej i smoły pogazowej, przy wypalaniu ultramaryny, cementu, topieniu metali itp.).

Urządzenia przemysłowe, w których zachodzi ogrzewanie ogniowe w większości wypadków nazywane są piecami. Ogrzewanie ogniowe może być bezpośrednie, na przykład w piecach do wypalania wapna, cementu i w niektórych piecach metalurgicznych lub przeponowe, jak w piecach gazowniczych, koksowniczych, w retortach destylacyjnych, piecach mufowych i innych.

Ogrzewanie ogniowe bezprzeponowe jest stosowane w przypadku, gdy gazy spalinowe albo biorą udział w reakcji chemicznej (na przykład w wielkim piecu), albo, miesząc się z produktami reakcji, są używane do dalszych procesów technologicznych (na przykład w piecach wapiennych w cukrowniach, albo gdy gazy spalinowe, sadza i żużel tylko w niewielkim stopniu poruszają produkty ogrzewane (na przykład w piecach ceramicznych, cementowych i w suszarniach wysocków buraczanych).

Gdy bezpośrednie zetknięcie się gazów spalinowych z ciałami ogrzewanymi jest niepożądane, ma zastosowanie ogrzewanie przeponowe.

Ogrzewanie ogniowe jest bardzo rozpowszechnione w przemyśle, szczególnie przy ogrzewaniu powyżej temperatury 200°C , chociaż posiada szereg wad, do których należą:

1. Mała sprawność spowodowana stratami kominowymi, w żużlu, przez promieniowanie nieużyteczne i wskutek niezupełnego spalania.
2. Trudność regulowania temperatury i ilości doprowadzanego ciepła.
3. Niebezpieczeństwo miejscowego przegrzania substancji ogrzewanych, co może być przyczyną ich rozkładu.
4. Niebezpieczeństwo pod względem pożarowym.
5. Zanieczyszczenie ponieszczeń fabrycznych, szczególnie dotkliwie przy paleniu węgla, koksu lub torfu.
6. Mały współczynnik przewodnictwa ciepła od gazów spalinowych do ścian aparatów ogrzewanych, wymagający stosowania dużych powierzchni grzewalnych.
7. Uciążliwa obsługa, gdyż robotnik przeznaczony do obsługiwaniania aparatu chemicznego musi również obsługiwać palenisko, co w wielu wypadkach jest więcej kłopotliwe niż obsługa samego aparatu.

Pomimo tych wad ogrzewania gazami spalinowymi jest szeroko stosowane w przemyśle, albowiem przy obecnym stanie techniki jest to najtańszy i najprostszy sposób ogrzewania w granicach temperatur od 200 do 1500°C . Gdy chodzi o ogrzewanie powyżej do temperatury dwustu kilkudziesięciu stopni są stosowane inne sposoby ogrzewania.

Ogrzewanie parowe para nasyconą jest najczęściej rozpowszechnionym sposobem ogrzewania w granicach temperatur do

180°C. Posiada ono w porównaniu z ogrzewaniem ogniowym i innymi sposobami ogrzewania szereg zalet, a mianowicie:

- 1) Łatwość regulowania temperatury pary ogrzewającej i ilości doprowadzanego ciepła.
- 2) Stała temperatura pary ogrzewającej.
- 3) Bezpieczeństwo pod względem pożarowym.
- 4) Czystość.
- 5) Duży współczynnik przechodzenia ciepła od pary nasyconej do ścian aparatu i z tego powodu mała powierzchnia grzewalna aparatów ogrzewających.
- 6) Większa sprawność urządzenia, albowiem w wypadku stosowania ogrzewania parowego spalanie zachodzi w palenisku kotła parowego, obsługiwany przez fachowego palacza i dostosowany do paliwa, a przez to dającymi mniejsze straty niż szereg palenisk pod każdym aparatem w wypadku zastosowania w fabryce ogrzewania ogniowego.
- 7) Możliwość wyzyskania pary odłotowej z maszyn i turbin parowych.

Wady ogrzewania parowego są następujące:

- 1) niska temperatura pary w porównaniu z temperaturą gazów spalinowych,
- 2) wysokie ciśnienie pary nasyconej, tym wyższe, im wyższa jest jej temperatura,
- 3) duży koszt instalacji kotłów parowych i przewodów rurowych.

Ogrzewanie parą przegrzaną stosuje się rzadko, gdyż współczynnik przenikania ciepła od pary przegrzanej do ścianek aparatów grzejnych jest mały, co wymaga stosowania dużych powierzchni grzewalnych. Para przegrzana natomiast posiada wyższą temperaturę i z tego przede wszystkim powodu jest stosowana.

Ogrzewanie wodne jest stosowane albo w tych przypadkach, gdy chodzi o ogrzewanie substancji łatwo rozkładających się w niskich temperaturach, wskutek czego ogrzewanie parą nasyconą wymagałoby stosowania dość dużej próżni, albo w tych przypadkach, gdy chodzi o ogrzewanie tak zwaną wodą przegrzaną. Woda przegrzana jest to woda ogrzana pod dużym ciśnieniem do temperatury cokolwiek niższej od temperatury jej wrzenia pod tym ciśnieniem. Zaletą jej w porównaniu z parą przegrzaną jest bardzo duży współczynnik przewodnictwa, setki razy większy niż przy parze przegrzanej, w porównaniu zaś z parą nasyconą bardzo mała objętość właściwa, wskutek czego można ją stosować do ogrzewania aparatów grzejnych specjalnej konstrukcji (Frederkinga).

Ogrzewanie olejowe jest stosowane przy ogrzewaniu substancyj do temperatury około 200° . Zaletą ogrzewania olejowego w porównaniu z ogrzewaniem wodą przegrzaną jest niskie ciśnienie i wskutek tego stosunkowo prosta aparatura. Wadami zaś są niskie ciepło właściwe oleju ($c=0,4 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}$) oraz powstawanie na powierzchniach ogrzewalnych aparatów, w których ogrzewany jest olej, twardych koksowatych osadów. Z tego powodu ogrzewanie olejowe stosowane jest rzadko.

Ogrzewanie elektryczne jest drogie i dlatego stosuje się w przemyśle w wyjątkowych wypadkach, gdy chodzi o otrzymanie bardzo wysokich temperatur. Zaletą jego w porównaniu z ogrzewaniem ogniowym jest łatwość regulowania temperatury i ilości doprowadzanego ciepła, możność prędkiego przerwania ogrzewania oraz niezanieczyszczanie ogrzewanych substancji żadnymi domieszkami, jak to się dzieje przy bezprzeponowym ogrzewaniu

ogniowyn. Urządzenia, w których na zastosowanie na większą skalę ogrzewanie elektryczne nazywają się piecami elektrycznymi. Piece elektryczne łukowe, oporowe i indukcyjne są stosowane w metalurgii przy wytapianiu stali specjalnych. Ogrzewanie elektryczne na zastosowanie również w piecach karbidowych, w piecach do wytwarzania tlenków azotu i w innych.

Przechodzenie ciepła od substancji ogrzewającej do ogrzewanej może zachodzić albo przez przewodnictwo, albo przez unoszenie, albo przez promieniowanie.

Wewnątrz ciała stałego ciepło przechodzi z jednego miejsca w drugie tylko wskutek przewodnictwa. Przewodnictwem nazywany zjawisko przechodzenia ciepła wewnątrz jakiegoś środowiska od miejsca, w którym panuje wyższa temperatura do miejsca o temperaturze niższej. Przewodzenie ciepła przez ciecze i gazy komplikuje się zjawiskiem unoszenia ciepła, czyli konwekcją. Cząsteczki cieczy i gazów, stykające się z ogrzewanymi ściankami naczyń, w których się znajdują, pobierają od nich ciepło. Ciepło to, częściowo przekazują one tym sąsiednim cząsteczkom, z którymi się bezpośrednio stykają, częściowo zaś unoszą ze sobą, albowiem, jako lżejsze, wznoszą się do góry. Zjawisko unoszenia ciepła (konwekcja) najsilniej występuje w tych przypadkach, gdy ciała ciekłe i gazowe są ogrzewane od dołu, najslabiej zaś w przypadku ogrzewania od góry; wtedy ciepło przechodzi od warstw górnych do dolnych na skutek przewodnictwa.

Unoszenie ciepła może być naturalne, gdy ruch cząsteczek cieczy lub gazów wywołany jest tylko ogrzewaniem lub sztuczne, gdy ruch cieczy i gazów zachodzi wskutek działania innych przy-

czyn (na przykład wskutek mieszania).

Przewodnictwo i unoszenie ciepła związane są z materią, promieniowanie zaś czyli przesyłanie ciepła za pośrednictwem promieni może zachodzić i w próżni.

W większości przypadków przechodzenie ciepła od substancji ogrzewającej do ogrzewanej odbywa się jednocześnie i przez przewodnictwo i przez unoszenie i przez promieniowanie. Który z tych sposobów przechodzenia ciepła ma w poszczególnych przypadkach wpływ decydujący może rozstrzygnąć tylko ten, kto poznał prawa związane z wymianą ciepła.

§ 2. Promieniowanie.

Każde ciało wysyła w otaczającą przestrzeń niewidoczne promienie, powstające z zamiany energii cieplnej na falową. Promienie te pochłaniane są całkowicie lub częściowo przez ciała, na które padają, a energia w nich zawarta przekształcana jest znowu na ciepło.

Ciała, które całkowicie pochłaniają promienie cieplne, nazywamy czarnymi, a które odbijają wszystkie promienie - białymi. Ciała absolutnie czarnych i absolutnie białych nie ma, wszystkie ciała pochłaniają tylko większą lub mniejszą część promieni, pozostałe zaś promienie odbijają. Niektóre ciała, zwane przezroczystymi, część promieni padających na nie przepuszczają.

Ilość energii cieplnej wysyłanej przy pomocy promieniowania przez ciało o temperaturze $T = 273 + t_1$ °K i powierzchni F m² wyraża się wzorem Stefana i Boltzmann

$$Q = C \cdot F \left(\frac{T}{100} \right)^4 \tau \text{ kcal}$$

gdzie c jest współczynnikiem promieniowania zależnym od wielu czynników, między innymi od gładkości powierzchni promieniującej, jej czystości, koloru, temperatury itd., a T = czas w godzinach.

Współczynniki promieniowania c dla niektórych ciał podane są w tablicy.

Tablica I.-

Współczynnik promieniowania c .

Ciało	Rodzaj powierzchni	Granica temper.	c
Ciało absolutnie czarne			4,96
Wiedź	słabo polerowana	50-280°	0,79
"	polerowana	50	0,63
Żelazo	starannie polerow.	40-250	1,31
"	błyszcząca	30-108	1,60
"	matowa, utleniona	20-360	4,32
Żeliwo	szorstka utleniona	40-250	4,39
Woda		60	3,20
Szkło	gładka	20	4,40
Zaprawa wapienna	szorstka biała	40-250	4,50
Gips			3,60
Farba olejna			3,71
Drzewo nieheblowane			3,5-4,0
Cegła			4,61

W technice mamy do czynienia nie z promieniowaniem jednego ciała, lecz z wymianą ciepła przez promieniowanie pomiędzy dwoma lub więcej ciałami. Jeżeli przyjąć, że całe ciepło wypromieniowane przez każde z ciał wzajemnie pada na drugie, ilość wymienionego ciepła można obliczyć ze wzoru:

$$Q = c \cdot F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad T \text{ Kcal}$$

wę wzorze tym współczynnik promieniowania c zależny jest od współczynników promieniowania obu ciał oraz od wielkości ich powierzchni. Według Nusselta współczynnik c można obliczyć ze wzoru:

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{c_2} - \frac{1}{4,96} \right)$$

Gdy tylko część wypromieniowanego przez jedno ciało ciepła pada na drugie, dokładne obliczenie wymiany ciepłej pomiędzy nimi jest bardzo trudne. W tym przypadku technicy zadowalniają się obliczeniami przybliżonymi.

W większości przypadków, spotykanych w przemyśle, wymiana ciepła przez promieniowanie połączona jest z wymianą przez przewodnictwo i konwekcję, a wtedy najwygodniej obliczać ilość ciepła wymienionego z równania:

$$Q = (\alpha + \alpha_{pr}) F (t_1 - t_2) \cdot \tau$$

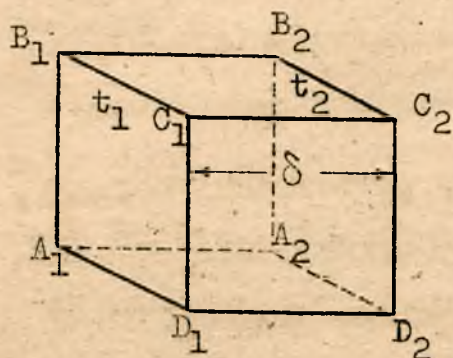
gdzie α współczynnik oddawania i pobierania ciepła przez przewodnictwo i unoszenia (o tym współczynniku będzie mowa w następnych paragrafach), a α_{pr} jest współczynnikiem oddawania i pobierania ciepła przez promieniowanie, obliczonym ze wzoru:

$$\alpha_{pr} = c \cdot \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{t_1 - t_2}$$

§ 3. Przewodnictwo ciepła w ośrodku jednorodnym.

Ze wszystkich sposobów przechodzenia ciepła wymienionych w § 1, przewodnictwo ciepłe jest zjawiskiem najlepiej zbadanym. Obliczanie ilości ciepła przewodzonego przez różne ciała oparte jest na prawie Fourier'a.

Wyobraźmy sobie ciało ograniczone przez dwie równe powierzchnie $A_1 B_1 C_1 D_1$ i $A_2 B_2 C_2 D_2$ w odległości δ od siebie (rys.1.). Niech temperatura ciała na pierwszej powierzchni wynosi t_1 , a na drugiej t_2 . Jeżeli temperatura t_1 jest większa od t_2



Rys.1.

to ciepło będzie przechodzić wewnątrz ciała od pierwszej powierzchni do drugiej. Według prawa Fouriera ilość ciepła Q , która przejdzie od powierzchni $A_1 B_1 C_1 D_1$ do

powierzchni $A_2 B_2 C_2 D_2$ (rys.1.) jest proporcjonalna do wielkości powierzchni F , do różnicy temperatur $t_1 - t_2$, do czasu τ i odwrotnie proporcjonalna do odległości pomiędzy powierzchniami δ . Współczynnik proporcjonalności λ , zależny od własności fizycznych ciała przewodzącego ciepło, nosi nazwę przewodnictwa właściwego.

Z tego prawa wynika następujące równanie

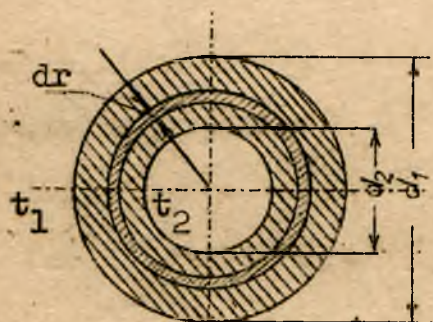
$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot F \cdot (t_1 - t_2) \tau, \quad (1)$$

W obliczeniach technicznych powierzchnię F wyrażany w m^2 , czas τ w godzinach, odległość δ w m, różnicę temperatur $t_1 - t_2$ w $^{\circ}C$, przewodnictwo właściwe λ w $\frac{Kcal}{m \cdot h \cdot ^{\circ}C}$ a ilość ciepła Q w Kcal.

Wzór powyższy jest stosowany w przypadku przewodzenia ciepła przez ściany płaskie. Można go również bez wielkiego błędu stosować i do ścian krzywych, posiadających promień krzywizny bardzo duży w porównaniu z grubością ściany δ . Gdy ciepło przechodzi przez ściankę rury o małej w porównaniu z

jej grubością średnicy, ilość ciepła przewodzonego obliczymy, przeprowadzając następujące rozumowanie.

Niech d_1 oznacza średnicę zewnętrzną rury (rys.2), a d_2 jej średnicę wewnętrzną, t_1 niech oznacza temperaturę



Rys.2.

zewnętrznej powierzchni ścianki, a t_2 wewnętrznej. Dla nieskończenie cienkiego pierścienia o promieniu r i grubości dr wewnątrz rury o długości l można napisać, opierając się na równaniu (1), że

$$Q = -\frac{\lambda}{dr} \cdot 2\pi r l \cdot dt.$$

albowiem powierzchnia F tego nieskończenie cienkiego pierścienia jest równą $2\pi r l$, a różnica temperatur pomiędzy zewnętrzną i wewnętrzną jego powierzchnią wynosi dt .

Wyznaczając z tego równania dt i całkując w granicach od $\frac{1}{2} d_1$ do $\frac{1}{2} d_2$ otrzymamy

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = \int_{\frac{1}{2}d_1}^{\frac{1}{2}d_2} -\frac{Q}{\lambda 2\pi l} \cdot \frac{dr}{r}$$

albo

$$t_2 - t_1 = -\frac{Q}{\lambda 2\pi l} \ln \frac{d_2}{d_1}$$

skąd

$$Q = \frac{\lambda}{\ln \frac{d_1}{d_2}} \cdot 2\pi l (t_1 - t_2) \quad (2)$$

Wzór powyższy, jako skomplikowany, niechętnie jest stosowany.

wany do obliczeń technicznych. Technicy wolą posługiwać się wzorem (1), ale wtedy powstaje pytanie, jak obliczyć powierzchnię F . Ażeby to wyjaśnić, przyrównajmy oba wzory:

$$-\frac{\lambda}{\delta} F (t_1 - t_2) \cdot \tau = -\frac{\lambda}{d_1 \ln \frac{d_1}{d_2}} 2\pi l \tau (t_1 - t_2)$$

Uwzględniając, że $\delta = \frac{1}{2}(d_1 - d_2)$ i skracając otrzymamy, że

$$F = \frac{d_1 - d_2}{\ln \frac{d_1}{d_2}} \cdot \pi \cdot l = d_{sr} \cdot \pi \cdot l$$

Otrzymaliśmy więc, że stosując wzór (1) do obliczeń ciepła przewodzonego przez ścianę rury należy do wzoru tego wstawić powierzchnię walca cylindrycznego, którego średnica jest średnią logarytmiczną średnic zewnętrznej i wewnętrznej rur,

$$d_{sr} = \frac{d_1 - d_2}{\ln \frac{d_1}{d_2}}$$

Wzór na powierzchnię F otrzymany poprzednio można przekształcić w sposób następujący

$$F = \frac{\pi l d_1 - \pi l d_2}{\ln \frac{\pi l d_1}{\pi l d_2}} = \frac{F_1 - F_2}{\ln \frac{F_1}{F_2}} = F_{sr}$$

Wobec czego równanie (1) w zastosowaniu do rur przyjmie postać

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \frac{F_1 - F_2}{\ln \frac{F_1}{F_2}} (t_1 - t_2) \tau \quad (2a)$$

Wstawiając do wzoru tego zamiast średniej logarytmicznej po-

wierzchni $F_{sr} = \frac{F_1 - F_2}{\ln \frac{F_1}{F_2}}$ średnią arytmetyczną $F_{sr} = \frac{F_1 + F_2}{2}$

popęknimy błąd. Błąd ten będzie mały, gdy grubość rury jest mała w porównaniu z jej średnicą. Na przykład gdy grubość rury jest dziesięciokrotnie mniejsza od jej średnicy wewnętrznej, wstawiając do równania (1) średnią arytmetyczną powierzchnię zamiast średniej logarytmicznej, popełniamy błąd wynoszący około 1%.

Jeżeli do równania (1) zamiast średniej logarytmicznej powierzchni wstawimy powierzchnię wewnętrzną lub zewnętrzną, to popełniony błąd będzie mniejszy od 1% tylko wtedy, gdy grubość ścianki cylindrycznej będzie przynajmniej stokrotnie mniejsza od jej średnicy.

Przewodnictwo właściwe λ zależne jest od temperatury. Wpływ temperatury na λ dla ciał stałych jest mały, natomiast dla ciał ciekłych, a szczególnie dla gazowych jest duży. W zagadnieniach technicznych przyjmujemy, że λ jest funkcją liniową temperatury. Zależność ta dla powietrza wyraża się następującym wzorem:

$$\lambda = 0,0207 (1 - 0,003 t)$$

Wartości liczbowe przewodnictwa właściwego dla ważniejszych pod względem technicznym ciał podane są w tablicy II.

Często w tablicach fizycznych podawane bywają wartości przewodnictwa właściwego w jednostkach C.G.S., to jest w $\frac{\text{kal}}{\text{cm} \cdot \text{sek} \cdot ^\circ\text{C}}$. Aby przeliczyć wartość liczbową przewodnictwa właściwego w $\frac{\text{kal}}{\text{cm} \cdot \text{sek} \cdot ^\circ\text{C}}$ na jednostki techniczne (t.j. $\frac{\text{Kcal}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$)

należy pomnożyć przewodnictwo właściwe w $\frac{\text{kcal}}{\text{cm sek } ^\circ\text{C}}$ przez 360,
albowiem 1 $\frac{\text{kcal}}{\text{cm.sek.}^\circ\text{C}}$ odpowiada 360 $\frac{\text{Kcal}}{\text{m.h.}^\circ\text{C}}$

Tablica II.

Przewodnictwo właściwe $\frac{\text{kcal}}{\text{m.h.}^\circ\text{C}}$ przy 20°C.

nazwa		nazwa	
srebro	360	drzewo wzdłuż włókien	0,3
miedź	300-330	" w poprzek "	0,1-0,2
glin	175	szkło	0,3-1
mosiądz	75-100	ebonit	0,15
cynk	95	nieorg.nat.izolac.	0,04-0,1
nikiel	50	org.nat. " rj.	0,03-0,05
stal, żelazo	40- 30	woda przy 20°	0,52
kamień kotłowy	0,75-2,2	" " 100°	0,58
mur z cegły	0,6 - 0,8	oleje " 20°	0,1 - 0,2
beton	0,7 - 1,5	sadza zbita	0,2

§ 3. Przewodnictwo ciepła na granicy dwóch ośrodków.:

Jeżeli środowisko ogrzewane jest oddzielone od ogrzewającego przegrodą (przeponą, ścianką), to zjawisko przewodzenia ciepła jest bardziej skomplikowane, albowiem przegroda nie tylko przewodzi ciepło z jednej jej strony na drugą, ale również pobiera ciepło od środowiska ogrzewającego i oddaje go środowisku ogrzewanemu.

Ilości ciepła pobierane od środowiska ogrzewającego i oddawane środowisku ogrzewanemu zależą od zjawisk fizycznych,

zachodzących w obu środowiskach w pobliżu przegrody, która je oddziela od siebie. Gdy ściana pobiera ciepło od środowiska ciekłego lub gazowego na jej powierzchni powstaje nieruchoma warstwa cieczy lub gazu, która oddziela ją od pozostałej cieczy. Warstwa ta pobiera ciepło od cieczy (gazu) i przekazuje ścianie. Jej grubość i przewodnictwo właściwe wywierają duży wpływ na ilość ciepła pobieranego przez przegrodę. Poza tym na ilość ciepła, którą oddaje środowisko ciekłe lub gazowe ścianie ma wpływ szereg innych czynników, jak temperatura ośrodka, jego ciepło właściwe i lepkość, kształt ścianki i jej geometryczne położenie (poziome, pochyłe lub pionowe). Gdy ciecze i gazy oddające ciepło ścianie są w ruchu, ilość pobieranego przez ściankę ciepła zależy od charakteru tego ruchu, to jest od tego czy ruch jest laminarny czy burzliwy oraz od prędkości, z którą one poruszają się wzdłuż powierzchni ściany.

Oddawanie ciepła przez ściankę środowisku ogrzewanemu zachodzi w sposób zupełnie taki sam, jak omówione poprzednio pobieranie ciepła przez ściankę od środowiska ogrzewającego. I w tym przypadku na powierzchni ścianki powstaje cienka nieruchoma warstewka cieczy lub gazu, która odbiera ciepło bezpośrednio od ścianki i przekazuje je dalszym warstwom. Wszystkie czynniki, od których zależy ilość ciepła przechodzącego od środowiska ogrzewającego do przegrody wywierają taki sam wpływ na ilość ciepła, którą oddaje przegroda środowisku ogrzewanemu.

Pobieranie ciepła przez ściankę od środowiska ogrzewającego i oddawanie go środowisku ogrzewanemu, jak widać są zja-

wiskami bardzo skomplikowanymi, mało dotychczas zbadanymi. W obliczeniach technicznych jak ilość ciepła pobrana przez ściankę od środowiska ogrzewającego tak również i ilość ciepła oddana przez nią środowisku ogrzewanemu wyznacza się ze wzorów Newtona:

$$Q_1 = \alpha_1 \cdot F_1 \cdot (t_1 - t') \cdot \tau \quad (3)$$

$$Q_2 = \alpha_2 \cdot F_2 \cdot (t'' - t_2) \cdot \tau$$

gdzie t_1 = temperatura środowiska ogrzewającego,

$t_2 =$ " ogrzewanego,

$t' =$ ścianki od strony środowiska ogrzewa-
jącego

t'' = temperatura ścianki od strony środowiska ogrzewanego,

$$F_1 = \text{powierzchnia ścianki od strony środowiska ogrzewającego w m}^2,$$

F_2 = powierzchnia ścianki od strony środowiska ogrzew-
nego w m^2 ,

τ = czas w godzinach,

$$\alpha_1 = \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$
$$\alpha_2 = \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

W równaniach powyższych współczynniki pobierania i oddawania ciepła α_1 i α_2 różnią się od siebie jeżeli środowiska ogrzewające i ogrzewane są różne, jedno na przykład jest gazem, a drugie cieczą, gdy zaś oba środowiska są jedna-

kowe i posiadają jednakową prędkość współczynników α_1 i α_2 są jednakowe. Współczynnik więc pobierania ciepła od gazu lub cieczy α_1 , jest równy współczynnikowi oddawania ciepła temu gazowi lub tej samej cieczy α_2 , gdy warunki w których zachodzi oddawanie ciepła są zupełnie identyczne z warunkami w jakich ciepło jest pobierane.

Dla określenia wartości współczynnika α zaproponowano szereg wzorów, ustalonych przez różnych badaczy. Wzory te częściowo empiryczne, częściowo zaś uzasadnione teoretycznie. są słuszne tylko dla tych przypadków, dla których były wyprowadzone, można więc je stosować do obliczeń technicznych tylko wtedy, gdy warunki pobierania ciepła od środowiska ogrzewającego, lub oddawania środowisku ogrzewanemu odpowiadają warunkom, dla których były te wzory wyprowadzone.

Powietrze i gazy oddają ciepło ściankom i pobierają od nich znacznie gorzej niż ciecze. Gdy ruch powietrza jest naturalnym skutkiem ogrzewania lub chłodzenia α przy pionowej ścianie lub pionowej rurze można obliczyć ze wzoru

$$\alpha = 2,2 \sqrt[4]{\Delta t} \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (4)$$

gdzie Δt jest różnicą temperatur pomiędzy ośrodkiem ogrzewającym lub ogrzewanym, a powierzchnią ściany.

Dla rury poziomej Nusselt podaje

$$\alpha = 1,10 \sqrt[4]{\frac{\Delta t}{d}} \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (5)$$

gdzie d jest średnicą rury w m.

Dla ścianki poziomej:

$$\alpha = 2,8 \sqrt[4]{\Delta t} \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (6)$$

Gdy ruch powietrza lub gazów jest wymuszony, wartość zależy od prędkości. Przybliżony wzór empiryczny dla tego przypadku wygląda w sposób następujący:

$$\alpha = 2 + 10 \sqrt{w} \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}} \quad (7)$$

gdzie w jest prędkością w $\frac{\text{m}}{\text{sek}}$.

Dla prądu powietrza prostopadłego do osi rury Nusselt podaje wzór:

$$\alpha = 0,01305 \frac{\lambda}{d} (12500 \frac{\gamma}{\mu})^{0,71} \quad (8)$$

gdzie γ - średni ciężar właściwy powietrza w kg/m^3 ,

μ - lepkość powietrza w $\frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$.

Dla tego samego przypadku Mc Adams podaje wzór następujący:

$$\alpha = \frac{7,784 T^3 u^n}{1,88^n \cdot d^{0,53}} \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}} \quad (9)$$

gdzie T średnia bezwzgl. temper. warstwy gazu na powierzchni

rury, u - szybkość przepływu masy gazu w $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{sek}}$

$n = 0,57 + 0,08 \lg d$.

Schack i Rummel podają dla tego przypadku wzór uproszczony:

$$\alpha = 4 \frac{w^{0,7}}{d^{0,3}} \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (10)$$

Dla wymuszonego ruchu gazów wewnątrz rury Mc Adams podaje wzór:

$$\alpha = \frac{0,5384 G_p \cdot T^3 u^{0,8}}{d^{0,2}} \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (11)$$

Dla powietrza, gazów i pary przegrzanej przepływających wewnątrz rury Nusselt podaje wzór następujący:



$$\alpha = 22,6 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{d}{l} \right)^{0,054} \cdot \frac{(d.w.\gamma \cdot c_p)^{0,786}}{1} \quad (12)$$

gdzie l - długość rury w m, a c_p - ciepło właściwe w $\frac{\text{Kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$

Dla pary przegrzanej Poensgen wyprowadził wzór:

$$\alpha = 3,29 \frac{p^{1,082}}{10^{0,0017 \cdot t}} \cdot \frac{w^{0,892}}{d^{0,164}} \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (13)$$

gdzie p oznacza ciśnienie pary w kg/cm^2 , a t temperaturę ścianki rury w $^\circ\text{C}$.

Ciecze znacznie lepiej pobierają i oddają ciepło niż gazy. Z tego powodu współczynnik α dla cieczy jest setki razy większy niż dla gazów. Zależy on również od prędkości cieczy wzdłuż powierzchni ścianki. Gdy ruch cieczy jest wywołany tylko zmianą jej ciężaru właściwego wskutek ogrzewania lub chłodzenia współczynnik α jest mniejszy niż przy ruchu wymuszonym, albowiem w tym przypadku prędkość cieczy jest większa.

Na prędkość ruchu naturalnego cieczy wzdłuż powierzchni ścianki oddalającej lub odbierającej ciepło oddziałują dużo różnego rodzaju czynników fizycznych i innych, wobec czego zależność współczynnika α od prędkości trudno jest ująć we wzory matematyczne.

W obliczeniach technicznych przyjmują α dla wody niewrzącej od 500 do 3000 $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$. Większe wartości można przyjmować dla warunków sprzyjających krążeniu wody (na przykład ogrzewanie od dołu, wysoka temperatura itp.).

Dla cieczy wrzących współczynnik α jest większy niż dla niewrzących, gdyż pęcherzyki pary, które powstają na powierzchni ścianek, wypływając do góry, powodują większy ruch cieczy. W obliczeniach technicznych przyjmują, opiera-

jąc się na danych doświadczalnych, dla wody wrzącej równym od 2000 do 6000 $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$.

Gdy ruch wody jest wymuszony, można stosować następujące wzory przybliżone:

$$\alpha = 300 + 1800 \sqrt{w} \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (14)$$

oraz

$$\alpha = (7 + 22 w) (120 + t) \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (15)$$

Dla cieczy płynącej wewnątrz rury ruchem laminarnym Nusselt podaje wzór:

$$\alpha = 5,91 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w \cdot c \cdot \gamma \cdot d^2}{\lambda \cdot 1} \right)^{0,2} \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (16)$$

Bagder i Mc Cabe dla wody i roztworów podają wzór następujący:

$$\alpha = 16,1 \frac{\lambda}{d} \left(1 + \frac{50 d}{1} \right) \left(\frac{d \cdot n}{\mu} \right)^{0,8} \quad (17)$$

We wzorach podanych poprzednio na współczynnik pobierania i oddawania ciepła α przez przewody rurowe, przyjęto że rury posiadają przekrój kołowy. W wypadku stosowania przewodów innego kształtu do wzorów powyższych należy wstawić zamiast średnicy d czterokrotnie powiększony stosunek przekroju przewodu F do jego obwodu S $d = 4 \frac{F}{S}$.

Para nasycona oddając ciepło, skrapla się. Skropliny osiadają w postaci rosy na powierzchni odbierającej ciepło. Warstewka cieczy, która w ten sposób powstaje na powierzchni chłodzącej (rys.3), jako bardzo cienka, nie tylko nie utrudnia, lecz przeciwnie, ułatwia przechodzenie ciepła od pary nasyconej do ścianki albowiem przejście od pary nasyconej do cieczy nie spotyka żadnych przeszkód, przejście zaś ciepła

przez cienką warstwę cieczy jest, pomimo jej małego przewodnictwa właściwego, również łatwe, gdyż grubość tej warstwy jest bardzo mała (dla ścian pionowych na przykład w aparatach grzejnych średnia grubość rzadko kiedy przekracza 0,3 mm), wskutek czego wartość współczynnika $\frac{\lambda}{\delta}$ dla warstewki skroplin we wzorze (1) jest duża. Z tego powodu współczynnik α dla pary nasyconej jest naogół tak samo duży, jak dla cieczy, a w niektórych przypadkach nawet większy.

Dla pary nasyconej na zewnątrz rury poziomej Nusselt podaje wzór:

$$\alpha = 5,58 \sqrt[4]{\frac{r \gamma^2 \lambda^3}{\mu d \Delta t}} \quad (18)$$

gdzie r - ciepło parowania w $\frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$,

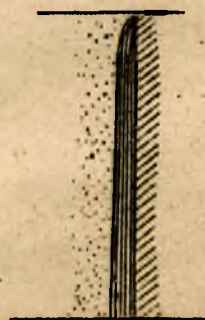
γ - ciężar właściwy w $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$,

d - średnica rury w m,

Δt - różnica temperatur w $^{\circ}\text{C}$,

λ - przewodnictwo właściwe skroplin w

μ - lepkość skroplin w $\frac{\text{kg} \cdot \text{h}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$



Rys.3.

Dla rury pionowej wzór powyższy wygląda w sposób następujący:

$$\alpha = 7,53 \sqrt[4]{\frac{r \cdot \gamma^2 \lambda^3}{\mu d \Delta t}} \quad (19)$$

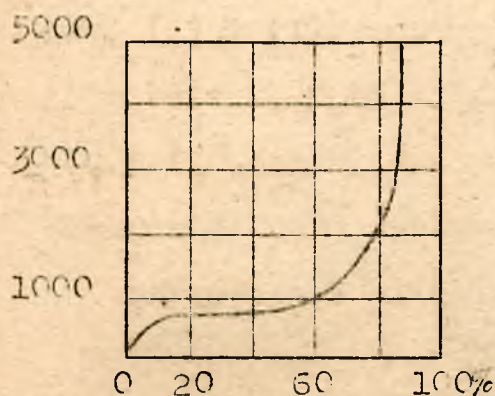
Dla pionowej ściany

$$\alpha = 7,53 \sqrt[4]{\frac{r \cdot \gamma^2 \lambda^3}{\mu H \Delta t}} \quad (20)$$

Gdzie H wysokość ściany w m.

Obecność w parze nieskrapających się gazów wpływa ujemnie na współczynnik α . Zmniejszenie się α nie jest jed-

nak proporcjonalne do ilości gazów znajdujących się w parze. Wpływ na α ilości w parze gazów przedstawia wykres Alperta dla pary i powietrza (rys.4). Na wykresie tym na osi poziomej



Rys.4.

jest odłożona zawartość w % objętościowych pary wodnej w mieszaninie pary i powietrza, a na osi pionowej współczynnik α w

$$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Z powyższych wzorów i objaśnień widać jak skomplikowane jest w wielu wypadkach dokładne ustale-

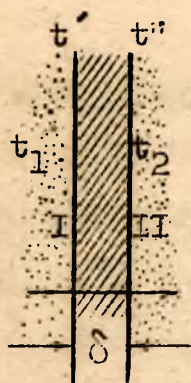
nie współczynnika α i dlatego w literaturze technicznej podawane bywają dla normalnych warunków średnie wartości α . Niektóre z nich dla przykładu podaję.

Para wodna	H_2O	$\alpha_1 = 7000 - 15000$
" amoniaku	NH_3	$\alpha_1 = 10000 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$
" benzenu	C_6H_6	$\alpha_1 = 1700$ "
" dwutlenku siarki	SO_2	$\alpha_1 = 7000$ "

Para przegrzana, oddając ciepło ściankom, obniża swoją temperaturę, a więc zachowuje się jak gazy i z tego powodu współczynnik α dla par przegrzanych jest taki sam, jak dla gazów. Można go więc obliczać ze wzorów podanych dla gazów.

§ 4. Przewodnictwo ciepła pomiędzy środowiskami rozdzielonymi przegrodą.

Niech środowisko ogrzewające o temperaturze t_1 oddzielone jest od środowiska ogrzewanego, posiadającego temperaturę t_2 ,



Rys.5.

ścianką płaską o powierzchni F i grubości δ (rys.5). Temperatura ścianki od strony pierwszego środowiska niech będzie t' , a od drugiego t'' .

Odnierając się na wzorach (1) i (3) możemy obliczyć ilości ciepła: 1) Q_1 , które odda środowisko ogrzewające przegrodzie, 2) Q , które zostanie przewodzone przez przegrodę

i 3) Q_2 , które pobierze od przegrody środowisko ogrzewane.

Otrzymamy równania następujące:

$$\begin{aligned} Q_1 &= \alpha_1 \cdot F(t_1 - t') \cdot \tau \\ Q &= \frac{\lambda}{\delta} \cdot F(t' - t'') \cdot \tau \\ Q_2 &= \alpha_2 \cdot F(t'' - t_2) \cdot \tau \end{aligned}$$

Jeżeli zjawisko przewodzenia ciepła jest ustalone, to jest jeżeli temperatury t_1 , t' , t'' i t_2 są stałe, to $Q_1 = Q = Q_2$, albowiem gdyby przegroda pobierała więcej lub mniej ciepła od środowiska ogrzewającego niż oddawałaby środowisku ogrzewanemu, to gromadziłoby się ono w przegrodzie, lub ubywałoby z niej, wskutek czego temperatury t' i t'' nie byłyby stałe.

Przyjmując, że $Q_1 = Q = Q_2$ i wyznaczając z powyższych równań różnice temperatur, otrzymamy

$$\begin{aligned} t_1 - t' &= \frac{Q}{F \cdot \tau} \cdot \frac{1}{\alpha_1} \\ t' - t'' &= \frac{Q}{F \cdot \tau} \cdot \frac{\delta}{\lambda} \\ t'' - t_2 &= \frac{Q}{F \cdot \tau} \cdot \frac{1}{\alpha_2} \end{aligned}$$

Dodając stronami te równania otrzymamy

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{F \cdot \tau} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$$

Oznaczając sumę $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$ przez $\frac{1}{K}$ możemy napisać, że

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{F \cdot \tau} \cdot \frac{1}{K}$$

Skąd

$$Q = K \cdot F (t_1 - t_2) \cdot \tau \quad (21)$$

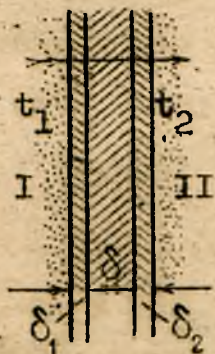
gdzie

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (22)$$

Spółczynnik k we wzorze (21) nosi nazwę współczynnika przewodnictwa ciepła i posiada wymiar $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$.

Spółczynnikiem przewodnictwa ciepła nazywamy więc ilość ciepła, która przechodzi w przeciągu 1 godziny od środowiska ogrzewającego do ogrzewanego przez przegrodę o powierzchni m^2 , gdy różnica temperatur pomiędzy środowiskami wynosi 1°C .

Często się zdarza w aparaturze grzejnej, że przegroda rozdzielająca środowiska składa się nie z jednej lecz z kilku różnych warstw niejednakowej grubości (rys.6). Na przykład w



Rys.6.

kotłach do destylacji ropy naftowej w retortach do destylacji smoły na ściankach od strony gazów spalinowych osiada warstwa sadzy, a od strony ropy lub smoły (wewnątrz kotła lub retorty) warstwa skoksowanego osadu. W kotłach parowych na zewnątrz osiada sadza, a wewnątrz kamień kotłowy. Na powierzchniach ogrzewal-

nych aparatów wyparnych i warników osiada warstwa soli lub innych ciał stałych rozpuszczonych w cieczach odparowywanych. Przewody parowe i aparatury grzejne pokryte są na zewnątrz

warstwą materiału izolacyjnego itd. Przeprowadzając takie same rozumowania, gdy przegroda składa się z kilku warstw, jakie stosowaliśmy przy wyprowadzaniu równań (21) i (22) otrzymamy, że

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (23)$$

Ze wzorów (22) i (23) wynika, że współczynnik przewodnictwa zależy od współczynników α_1 i α_2 oraz od grubości i przewodnictwa właściwego przegrody.

• Powstawanie osadów na powierzchniach ogrzewalnych utrudnia przewodnictwo ciepła od środowiska ogrzewającego do ogrzewanego i zmniejsza współczynnik przewodnictwa K . Aby wpływ osadów wyjaśnić rozpatrzmy następujący przykład.

P r z y k ł a d. Na powierzchni ogrzewalnej kotła parowego osiadł wewnątrz kanieli kotłowej o grubości 15 mm na zewnątrz zaś warstwa sadzy średn. grubości 10 mm. Obliczyć ile razy wskutek tego zmniejszył się współczynnik przewodnictwa, jeżeli grubość ścianki kotła wynosi 20 mm, a prędkość gazów spalinowych w kanałach kotła wynosi średnio 10 m/sek.

Współczynnik przewodnictwa k dla ścianki bez osadów obliczymy ze wzoru (22), a dla ścianki z osadami (rys. 6) ze wzoru (23), który w rozpatrywanym przypadku przyjmie postać:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}$$

Podstawiając do tych wzorów $\alpha_1 = 2 + 10 \sqrt{10} = 34 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$

obliczone z równania (7), $\alpha_2 = 4000 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$ (dla wody wrzącej),

$\delta_1 = 0,01 \text{ m}$, $\delta = 0,02 \text{ m}$, $\delta_2 = 0,015 \text{ m}$, $\lambda_1 = 0,2 \frac{\text{Kcal}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$

$$\lambda = 50 \frac{\text{Kcal}}{\text{m.h.}^\circ\text{C}} \text{ i } \lambda_2 = 2 \frac{\text{Kcal}}{\text{m.h.}^\circ\text{C}} \text{ (z tablicy II) otrzymany}$$

dla ścianki bez osadów:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{34} + \frac{0,02}{50} + \frac{1}{4000} \text{ lub } \frac{1}{K} \approx \frac{1}{34}$$

albowiem $\frac{0,02}{50} = \frac{1}{2500}$ i $\frac{1}{4000}$ są wielkościami nałymi w porównaniu z $\frac{1}{34}$ tak, że można je pominąć.

Spółczynnik przewodnictwa K dla ścianki bez osadów wynosi $k=34 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2.\text{h.}^\circ\text{C}}$.

Dla ścianki z osadami otrzymany

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{34} + \frac{0,01}{0,2} + \frac{0,02}{50} + \frac{0,015}{2} + \frac{1}{4000}$$

lub

$$\frac{1}{L_1} = \frac{1}{34} + \frac{1}{20} + \frac{1}{2500} + \frac{1}{133} + \frac{1}{4000}$$

Odrzucając małe wielkości i wykonując działania arytmetyczne otrzymany

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{34} + \frac{1}{20} + \frac{1}{133} = \frac{1}{11,5}$$

Skąd

$$K_1 = 11,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2.\text{h.}^\circ\text{C}}$$

Osady kamienia kotłowego i sadzy zmniejszyły więc współczynnik przewodnictwa trzykrotnie ($\frac{34}{11,5} = 3$).

Jeżeli przewodnictwo ciepła zachodzi przez ściankę rury od środowiska znajdującego się na zewnątrz rury do środowiska wewnątrz, to wzór na współczynnik przewodnictwa k jest bardziej skomplikowany. Niech temperatura środowiska ogrzewającego na zewnątrz rury wynosi t_1 , a ogrzewanego wewnątrz rury t_2 . Ozna-

czary powierzchnię zewnętrzną rury przez F_1 a jej temperaturę przez t' oraz powierzchnię wewnętrzną rury przez F_2 , a jej temperaturę przez t'' , wtedy na podstawie równań (2a) i (3) dla ustalonego ruchu ciepła można napisać

$$Q = \alpha_1 F_1 (t_1 - t') \cdot \tau$$

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \frac{F_1 - F_2}{\ln \frac{F_1}{F_2}} (t' - t'') \tau = \frac{\lambda}{\delta} F_{sr} (t' - t'') \cdot \tau$$

$$Q = \alpha_2 F_2 (t'' - t_2) \cdot \tau$$

Wyznaczając z tych równań różnicę temperatur otrzymamy

$$t_1 - t' = \frac{Q}{\tau} \cdot \frac{1}{\alpha_1 F_1}$$

$$t' - t'' = \frac{Q}{\tau} \cdot \frac{\delta}{\lambda F_{sr}}$$

$$t'' - t_2 = \frac{Q}{\tau} \cdot \frac{1}{\alpha_2 F_2}$$

Dodając stronami powyższe równania otrzymamy:

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{\tau} \left(\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda F_{sr}} + \frac{1}{\alpha_2 F_2} \right)$$

skąd

$$Q = \frac{(t_1 - t_2) \cdot \tau}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda F_{sr}} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}} \quad (24)$$

Wzór powyższy jest skomplikowany i z tego powodu niechętnie stosowany do obliczeń technicznych. Gdy grubość ścianki rury jest mała w porównaniu z jej średnicą można go uprościć zakładając, że $F_1 = F_2 = F_{sr}$, wtedy

$$Q = \frac{|t_1 - t_2| \cdot \tau}{\frac{1}{F_{sr}} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)} = \frac{|t_1 - t_2| \cdot \tau}{\frac{1}{K}}$$

$$\text{lub} \quad Q = K F_{st}(t_1 - t_2) \cdot \tau \quad (25)$$

Równanie (25) można bez wielkiego błędu stosować zamiast równania (24) tylko wtedy, gdy grubość ścianki rury jest mała w porównaniu z jej średnicą.

§ 5. Średnia różnica temperatur.

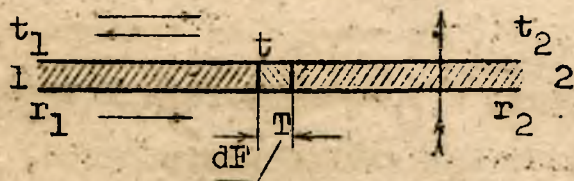
Ilość ciepła którą oddaje środowisko ogrzewające środowisku ogrzewanemu jest proporcjonalna do różnicy temperatur $t_1 - t_2$ pomiędzy środowiskami. Jeżeli temperatury obu środowisk są stałe, jak na przykład w aparatach wyparnych ogrzewanych parą, różnica temperatur jest również stałą, jeżeli zaś środowisko ogrzewające, w miarę oddawania ciepła, obniża swoją temperaturę, jak to się dzieje z gazami spalinowymi ogrzewającymi kocioł parowy, lub środowisko ogrzewane, w miarę pobierania ciepła, podnosi swoją temperaturę, jak na przykład sok buraczany w zagrzewaczach cukrowniczych, różnica temperatur jest zmienna. Zmienną będzie różnica temperatur i w tym przypadku, gdy temperatury obu środowisk, jak ogrzewającego tak i ogrzewanego są zmiennie, jak na przykład w przegrzewaczach pary, w rekuperatorach i w różnego rodzaju wymiennikach ciepła. We wszystkich przypadkach, w których różnica temperatur pomiędzy środowiskami jest zmienna, zastępujemy ją w obliczeniach technicznych pewną średnią różnicą Θ , wskutek czego podstawowy wzór (21) do obliczeń cieplnych przyjmie postać

$$Q = k \cdot F \cdot \Theta_{sr} \cdot \tau \quad (26)$$

W aparatach grzejnych, wymiennikach ciepła i w innych urządzeniach cieplnych, substancje ogrzewające i ogrzewane, oddzielone od siebie przeponą, poruszają się zwykle wzdłuż po-

wierzchni przegrody, pobierając lub oddając jednocześnie ciepło. Kierunki ruchu substancji ogrzewającej i ogrzewanej mogą być zgodne ze sobą, wtedy ogrzewanie (lub chłodzenie) jest współprądowe, lub niezgodne, wtedy ogrzewanie jest przeciwproudowe. Może mieć miejsce i trzeci przypadek, gdy substancja ogrzewająca (lub ogrzewana) płynie wewnątrz rury, a substancja ogrzewana (lub ogrzewająca) porusza się na zewnątrz prostopadle do osi rury, wtedy ogrzewanie zachodzi przy prądach krzyżujących się.

W przypadku ogrzewania współ lub przeciwproudowego średnią różnicę temperatur Θ_{sr} , wchodzącą do wzoru (26), obliczymy na podstawie następujących rozumowań. Niech środowisko ogrzewające, przepływając wzdłuż powierzchni ogrzewalnej, posiada na początku tej powierzchni temperaturę T_1 , a na końcu temperaturę T_2 (rys.7). Środowisko zaś ogrzewane w tych samych końcach powierzchni ogrzewalnej posiada odpowiednie temperatury t_1 i



Rys.7.

t_2 . Substancja ogrzewająca, oddając ciepło, obniża swoją temperaturę, wobec czego $T_1 > T_2$. Co się zaś tyczy środowiska ogrzewanego, to w

przypadku przeciwproudu $t_1 > t_2$ przy współprądzie zaś $t_1 < t_2$.

Przez nieskończenie małą powierzchnię dF w przebiegu pewnego czasu przejdzie od środowiska ogrzewającego do ogrzewanego nieskończenie mała ilość ciepła dQ , którą można obliczyć z równania

$$dQ = k \cdot dF \cdot (T - t) \cdot \tau$$

Substancja ogrzewająca, płynąc wzdłuż powierzchni dF (rys.7)

obniża swoją temperaturę o $dT = -\frac{dQ}{B} \text{ } ^\circ\text{C}$, gdzie B jest pojemnością cieplną substancji ogrzewającej. Substancja zaś ogrzewana podnosi swoją temperaturę przy współprądzie o $+dt = \frac{dQ}{b}$ a przy przeciwprądzie o $-dt = -\frac{dQ}{b} \text{ } ^\circ\text{C}$, gdzie b jest pojemnością cieplną substancji ogrzewanej.

Odejmując drugą różniczkę od pierwszej otrzymamy

$$dT - dt = dQ \left(-\frac{1}{B} \pm \frac{1}{b} \right)$$

oraz

$$\frac{dT - dt}{-\frac{1}{B} \pm \frac{1}{b}} = k \cdot dF \cdot (T - t) \cdot \tau$$

Oznaczając różnicę temperatur $T - t$ przez Θ i uwzględniając, że $dT - dt = d\Theta$, możemy napisać że

$$\frac{d\Theta}{\Theta} = k \cdot dF \cdot \tau \cdot \left(\frac{1}{B} \pm \frac{1}{b} \right)$$

Substancja ogrzewająca wzdłuż całej powierzchni ogrzewalnej straci $-Q = B(T_1 - T_2)$ Kcal ciepła, a substancja ogrzewana zyska przy przeciwprądzie $+Q = b(t_1 - t_2)$, a przy współprądzie $+Q = -b(t_1 - t_2)$ Kcal ciepła.

Wyznaczając z ostatnich równań różnice temperatur i dodając je do siebie otrzymamy

$$-(T_1 - T_2) + (t_1 - t_2) = Q \left(\frac{1}{B} \pm \frac{1}{b} \right)$$

Uwzględniając, że $T_1 - t_1 = \Theta_1$, a $T_2 - t_2 = \Theta_2$ otrzymamy, że

$$\frac{1}{B} \pm \frac{1}{b} = \frac{\Theta_2 - \Theta_1}{Q}$$

wobec czego

$$\frac{d\Theta}{\Theta} = k \cdot dF \cdot \tau \cdot \frac{\Theta_2 - \Theta_1}{Q}$$

Całkując obie strony równania od początku powierzchni ogrzewalnej do końca możemy napisać, że

$$\int_1^2 \frac{d\theta}{\theta} = \int_1^2 k \cdot \tau \cdot \frac{\theta_2 - \theta_1}{\theta} dF$$

Przyjmując, że współczynnik k jest stały otrzymamy

$$Q = k \cdot F \cdot \tau \cdot \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} \quad (27)$$

Porównywując wzory (26) i (27) widzimy, że średnia różnica temperatur wchodząca do wzoru (26) jest średnią logarytmiczną z różnic temperatur na początku i końcu powierzchni ogrzewalnej

$$\theta_{sr} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{2,3 \lg \frac{\theta_1}{\theta_2}}$$

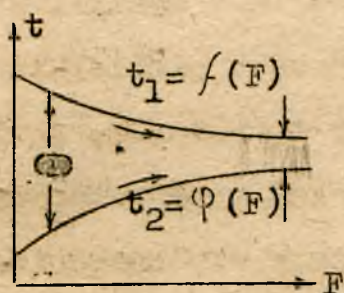
Przy wyprowadzeniu równania (27) oraz wzoru na średnią logarytmiczną różnicę temperatur założyliśmy, że współczynnik przewodnictwa oraz ciepło właściwe (pojemność ciepła) nie zależą od temperatury. W przypadku, gdy ciepło właściwe i współczynnik przewodnictwa są funkcją temperatury, wzoru (27) stosować nie należy. Wtedy dla obliczenia ilości ciepła przechodzącego przez powierzchnię ogrzewalną od środowiska ogrzewającego do ogrzewanego dzielimy powierzchnię ogrzewalną na pewną ilość części, obliczamy oddzielnie ilość ciepła przechodzącą przez każdą część powierzchni (przyjmując przy tym, że współczynnik przewodnictwa k jest dla danej powierzchni stały) i dodajemy otrzymane wyniki. Całkiem oczywiste jest, że im na większą ilość części podzielimy powierzchnię ogrzewalną, tym dokładniejsze

wyniki otrzymane.

§ 6. Współprąd i przeciwprąd.

W urządzeniach grzejnych (lub chłodzących) o działaniu ciągłym substancje ogrzewające i ogrzewane płyną wzdłuż powierzchni ogrzewalnej w przeciwprądzie lub we współprądzie.

Przy współprądzie początkowa różnica temperatur pomiędzy środowiskami ogrzewającym i ogrzewanym jest duża, albowiem środowisko ogrzewające posiada na początku powierzchni ogrzewalnej największą, a ogrzewane najmniejszą temperaturę. W miarę tego, jak oba środowiska płyną w jednakowym kierunku, temperatura środowiska ogrzewającego, wskutek wymiany cieplnej pomiędzy środowiskami, zmniejsza się, a ogrzewanego wzrasta, wobec czego różnica temperatur między nimi jest coraz mniejsza. Spadek różnicy temperatur na początku powierzchni ogrzewalnej jest duży, a w końcu mały. Na rys.8 podane są krzywe przedsta-



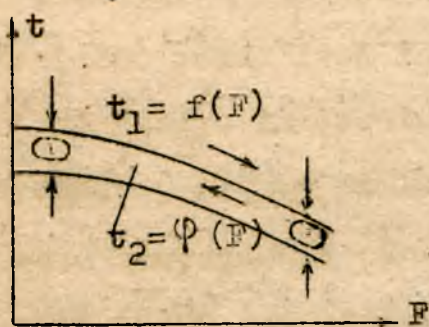
Rys.8.

wiające zależność temperatury środowiska ogrzewającego (górna) i ogrzewanego (dolna) od powierzchni ogrzewalnej. Z wykresu tego wynika, że ze wzrostem powierzchni ogrzewalnej temperatury obu środowisk zbliżają się do siebie asymptotycznie. Przy

współprądzie powierzchnia ogrzewalna wyzyskana jest nierównomiernie. Na początku, wskutek wielkiej różnicy temperatur pomiędzy środowiskami, przewodzi ona duże ilości ciepła w końcu, gdzie różnica temperatur jest mała ilość przewodzonego ciepła jest również mała. Z tego powodu nie ma sensu przy współprądzie

nadmierne powiększanie powierzchni grzewalnej poza konieczną wielkość, gdyż zbyt powiększona powierzchnia grzew. nie będzie należycie wykorzystana. Najwyższa temperatura substancji grzewanej jest przy współprądzie zawsze mniejsza od najniższej temperatury substancji grzewającej. Rozkład temperatur jest w tym przypadku następujący: $T_1 > T_2 > t_2 > t_1$.

Przy przeciuprądzie najwyższej temperaturze środowiska grzewającego odpowiada po drugiej stronie przegrody najwyższa temperatura substancji grzewanej, najniższej zaś temperaturze środowiska pobierającego ciepło^{x)}, wskutek czego różnice temperatur na obu końcach powierzchni grzewalnej nie różnią się tak znacznie od siebie, jak przy współprądzie. Na rys.9 podane są



Rys.9.

dla przeciuprądu krzywe przedstawiające zależność temperatury substancji grzewającej i grzewanej od wielkości powierzchni grzewalnej. Z wykresu tego wynika, że wskutek stosunkowo niewielkich zmian różnicy temperatur, powierzchnia grzewalna przy przeciuprądzie

jest wykorzystana bardziej równomiernie niż przy współprądzie. Najwyższa temperatura substancji grzewanej przy przeciuprądzie może być znacznie wyższa od najniższej temperatury ciała grzewającego, wskutek czego przy ogrzewaniu przeciuprądowym ciepło jest znacznie lepiej wykorzystane niż przy współprądowym. Powiększając powierzchnię grzewalną, możemy przy przeciuprądzie ogrzać środowisko pobierające ciepło prawie do temperatury początkowej środowiska grzewającego, oraz ochłodzić środowisko

x) odpowiada najniższa temperatura środowiska pobierającego ciepło

oddające ciepło prawie do początkowej temperatury substancji ogrzewanej. Sprawność więc urządzenia ogrzewającego (lub chłodzącego) przy przeciwprądzie jest znacznie większa niż przy współprądzie. Rozkład temperatur przy przeciwprądzie przedstawia się w sposób następujący $T_1 > t_1 > T_2 > t_2$, a więc korzystniej z punktu widzenia gospodarki cieplnej niż przy współprądzie. Z powodu onówionych poprzednio zalet ogrzewania (i chłodzenia) przeciwprądowego stosuje się ono w większości instalacji cieplnych. Ogrzewanie i chłodzenie współprądowe ma zastosowanie tylko w tych przypadkach, gdy wymagają tego nadzwyczajne względy konstrukcyjne lub technologiczne.

Prądy krzyżujące się są stosowane w przypadku, gdy jedno ze środowisk ogrzewające lub ogrzewane (albo oba) jest gazem, na przykład w kotłach wodnorurkowych, ekonomiserach, rekuperatorach, kaloryferach i innych podobnych urządzeniach. Średnią różnicę temperatur przy prądach krzyżujących się obliczamy albo jako różnicę pomiędzy średnimi arytmetycznymi temperaturami obu środowisk, to jest z równania

$$S_{sr} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

albo ze wzoru (27), gdy przy prądach krzyżujących się występuje zasada przeciwprądu, jak na przykład w ekonomiserach (rys.).

§ 7. Wiadomości ogólne o wymiennikach ciepła.

Urządzenia techniczne, w których zachodzi wymiana ciepła noszą rozmaite nazwy, jak: podgrzewacze, przegrzewacze, kaloryzatory, kaloryfery, chłodnice, rekuperatory, regeneratory,

ekonomisery itd. W zagrzewaczach, przegrzewaczach, kaloryzatorach i kaloryferach głównym celem, jak wskazuje ich nazwa, jest doprowadzenie ciepła do środowiska ogrzewanego i podniesienie jego temperatury; w chłodnicach zaś głównym celem jest obniżenie temperatury środowiska ogrzewającego przez odprowadzenie ciepła. Zadaniem rekuperatorów, regeneratorów i ekonomiserów jest właściwa wymiana ciepła. We wszystkich powyższych urządzeniach za wyjątkiem regeneratorów, ciepło przechodzi od środowiska ogrzewającego do ogrzewanego przez ściankę oddzielającą to środowisko od siebie. Zasady działania tych aparatów są naogół jednakowe, budowa zaś i szczegóły konstrukcyjne zależą od stanu skupienia substancji ogrzewającej i ogrzewanej. Inaczej są zbudowane rekuperatory przeznaczone do wymiany ciepła pomiędzy środowiskami gazowymi niż ekonomisery, w których ciepło przechodzi od fazy gazowej do ciekłej. Również w inny sposób zbudowane są kaloryzatory, w których przy pomocy pary lub wody ogrzewane są ciecze oraz kaloryfery parowe lub wodne przeznaczone do ogrzewania powietrza. Konstrukcja podgrzewaczy i innych wymienników ciepła zależy poza tym od wysokości temperatur środowiska ogrzewającego i ogrzewanego, od ilości substancji, które należy ogrzać lub ochłodzić oraz od innych czynników.

W przypadku gdy wymiana ciepła zachodzi pomiędzy cieczeniami, lub pomiędzy parą a cieczą są stosowane płaszcze ogrzewające, węzownice, aparaty Frederkinga i Sanka, a przy dużych powierzchniach ogrzewalnych aparaty rurkowe. Jeżeli ciecze są ogrzewane przez gazy spalinowe, to na zastosowanie albo bezpośrednie ogrzewanie gazami zbiorników (kotłów, retort), w których

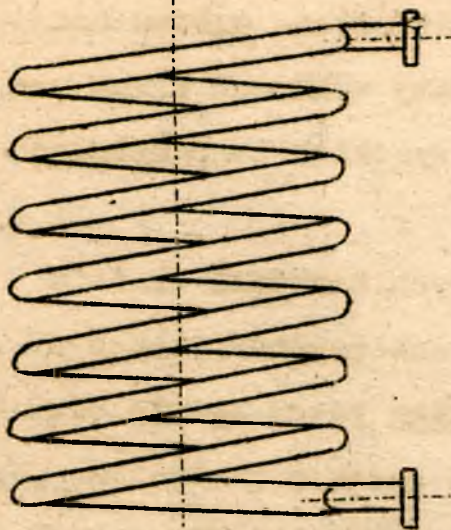
znajdują się ciecze ogrzewane, albo są stosowane **ogrzewacze** rurkowe. Do ogrzewania gazów służą aparaty wykonane z rur metalowych gładkich i żebrowych lub przy wysokich temperaturach z materiałów ceramicznych.

We wszystkich urządzeniach, w których zachodzi wymiana ciepła, substancje ogrzewające i ogrzewane powinny płynąć w kierunku naturalnym. Naturalnym kierunkiem prądu będzie prąd do góry, gdy ciężar właściwy substancji podczas przepływu przez aparat maleje wskutek reakcji chemicznych i fizycznych w nim zachodzących. Jeżeli ciężar właściwy cieczy lub gazu podczas przepływu przez aparat wzrasta, naturalnym prądem będzie prąd na dół. W wymiennikach ciepła wobec tego, naturalnym prądem dla środowiska ogrzewającego będzie prąd z góry na dół a dla środowiska ogrzewanego z dołu do góry.

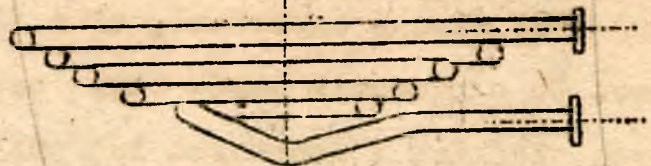
Wymienniki ciepła, w których środowiska oddające lub pobierające ciepło, a szczególnie, gdy oba te środowiska posiadają prądy o kierunkach nienaturalnych działają najczęściej nieprawidłowo.

§18. - Wężownice.

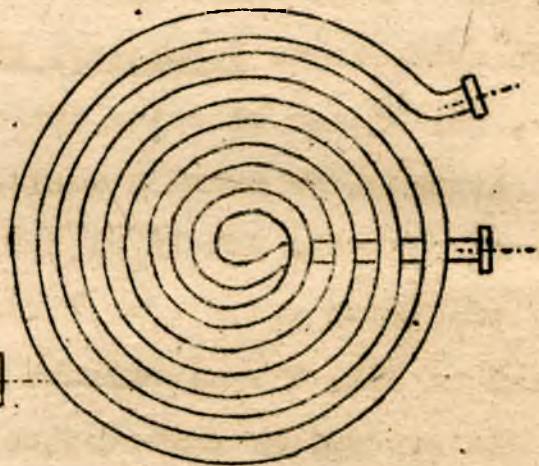
Wężownica jest to rura wygięta w kształcie linii śrubowej (rys.10); spirali stożkowej (rys.11) lub płaskiej (rys.13) albo w postaci linii falistej (rys.14) lub spirali prostokątnej (rys.12). Są również wężownice płaskie (rys.15) składające się z rurek równoległych połączonych na końcach przy pomocy spawania z rurami doprowadzającą i odprowadzającą substancję oddającą lub pobierającą ciepło. Kształt wężownicy zależy od kształtu kotła lub aparatu, w którym jest umieszczona.



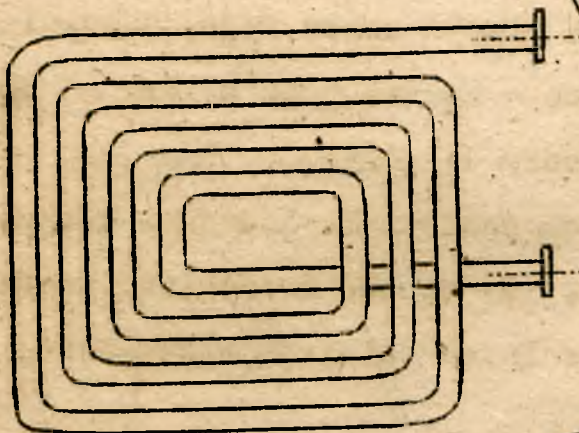
Rys. 10



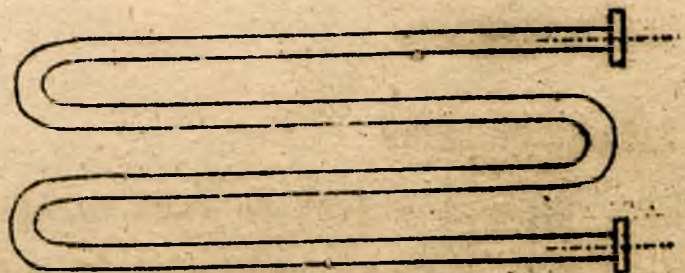
Rys. 11.



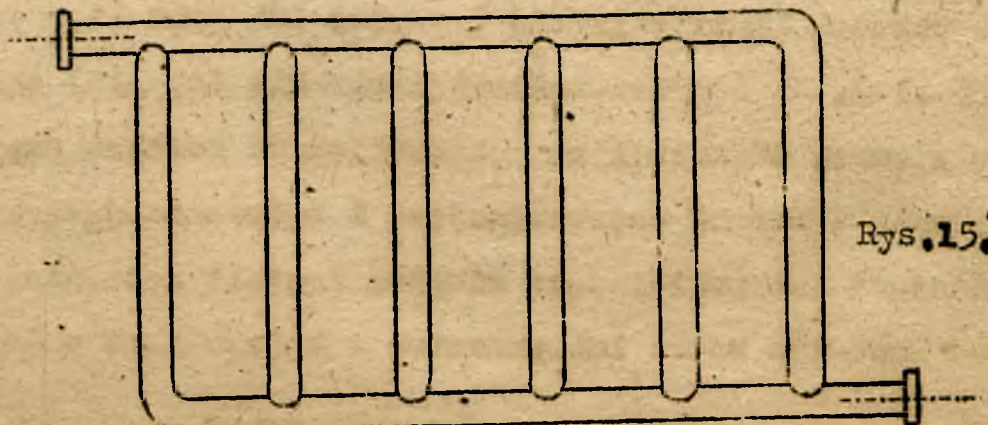
Rys. 13.



rys 12

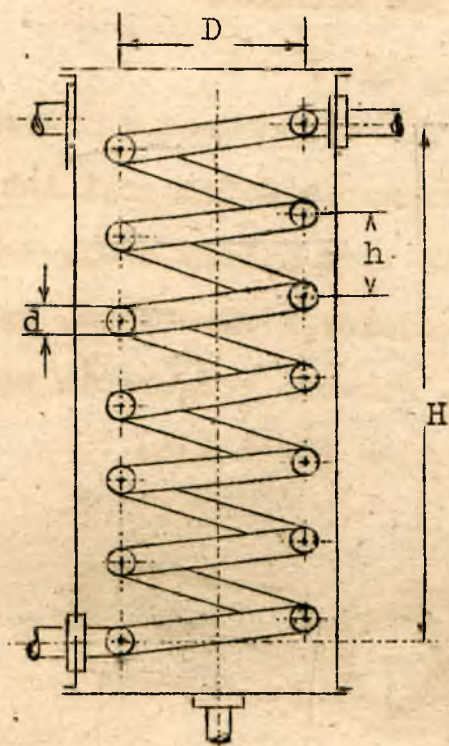


rys 14



Rys. 15.

W instalacjach grzejnych wewnątrz węzownicy płynie zwykła substancja ogrzewająca natomiast zaś przez kocioł (rys.16)



Rys.16.

przepływa ciecz ogrzewana, w chłodnicach zaś wewnątrz węzownicy płynie w zależności od przeznaczenia aparatu albo substancja ogrzewająca albo ogrzewana.

Węzownice, przez które przepływa ciecz lub para grzejna powinny być umieszczane wewnątrz aparatu przy samym dnie, że względu na wywołanie dobrej cyrkulacji cieczy ogrzewanej, albowiem dobra cyrkulacja powiększa, jak wynika z teorii przewodnictwa ciepła, współczynnik przewodnictwa. Parę lub ciecz ogrzewającą należy doprowadzać

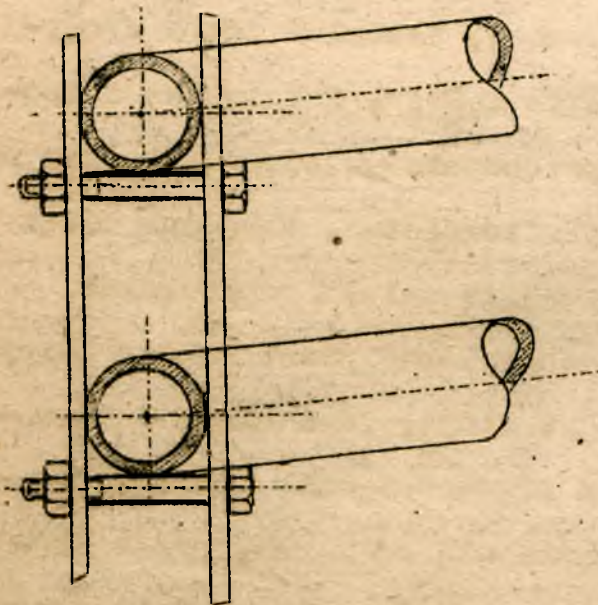
przez górny koniec węzownicy, a odprowadzać przez koniec dolny.

Węzownica nie powinna być zbyt długa, gdyż ciecz ogrzewająca, płynąc wewnątrz węzownicy z prędkością nie przekraczającą 2 m/sek. obniża w miarę oddalania się od końca, przez który dopływa, swoją temperaturę wskutek czego powierzchnia ogrzewalna węzownicy jest coraz słabiej wykorzystywana. Węzownica bardzo długa posiada poza tym wielką ilość zwoi, wywołujących duże opory hydrauliczne, pokonanie których stanowi spore obciążenie silników. Dolne zwoje długiej węzownicy, przez którą przepływa para ogrzewająca są zwykle zalewane skroplinami i z punktu widzenia przewodnictwa ciepła są mało czynne. Z tych

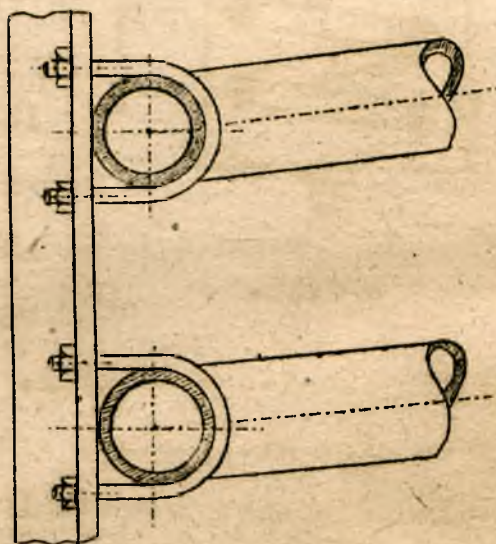
powodów długość węzownic płaskich nie powinna być większa od 200, a węzownic przestrzennych od 300 średnic.

$$L_{pł} \leq 200 d \quad L_{prz} \leq 300 d$$

W przypadku stosowania węzownic przestrzennych o dużych średnicach zwoi, powstaje niebezpieczeństwo deformacji ich wskutek zginania. Dla przeciwdziałania temu należy zwoje takich węzownic podtrzymywać przy pomocy specjalnych rusztowań, wykonywanych z kątowników lub płaskowników. Sposoby połączenia węzownic z rusztowaniami podane są na rysunkach 17a i 17b.



Rys.17a.



Rys.17b.

Powierzchnię ogrzewalną lub chłodzącą węzownic obliczamy ze wzoru na przewodnictwo ciepła

$$F = \frac{Q}{k \cdot \tau \cdot \Theta_{sr}}$$

gdzie Q jest to ilość ciepła przewodzona przez węzownicę w Kcal

k - współczynnik przewodnictwa w $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}}$

τ = czas w godzinach

θ_{sr} - średnia różnica temperatur pomiędzy substancją ogrzewającą i ogrzewaną w $^{\circ}\text{C}$.

Średnicę węzownicy, t.j. średnicę wewnętrzną rury, z której węzownica jest wykonana, obliczamy ze wzoru

$$\frac{\pi d^2}{4} \geq \frac{V_{sek}}{C} \quad \text{lub} \quad d \geq 1,12 \sqrt{\frac{V_{sek}}{C}}$$

gdzie V_{sek} jest to objętość w m^3 pary lub cieczy dopływającej w ciągu 1 sekundy do węzownicy,

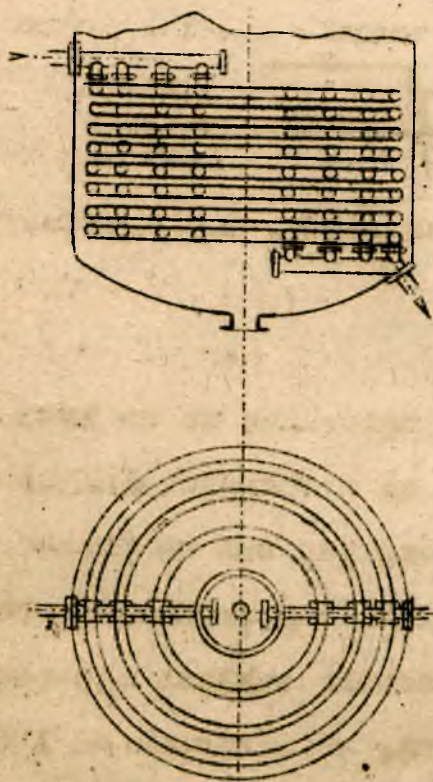
C - prędkość w m/sek .

Prędkość cieczy przepływającej przez węzownicę ze względu na opory hydrauliczne, które jak wiadomo, są proporcjonalne do kwadratu prędkości, powinna być mała, ze względu zaś na przewodnictwo ciepła, które powiększa się ze wzrostem prędkości, powinna być duża. Zwykle przy obliczaniu węzownic zakłada się prędkość cieczy, przepływającej przez węzownicę, w granicach od 1 do 2 m/sek . Co się zaś tyczy prędkości pary ogrzewającej, płynącej przez węzownicę, to w miarę oddalania się od początku węzownicy para się skrapla, wskutek czego prędkość jej maleje. Początkowa prędkość pary przy wejściu do węzownicy przyjmuje się w granicach od 30 do 50 m/sek . Przy ustalaniu średnicy węzownicy trzeba pamiętać o trudnościach wynikających przy zginaniu rur. Z tego powodu średnica węzownicy nie powinna być większa od 60 mm, albowiem rury większej średnicy trudno wyginać nawet na gorąco i przy dużym promieniu krzywizny.

Znając powierzchnię węzownicy F , długość jej L obliczamy ze wzoru

$$L = \frac{F}{\pi d_{sr}}$$

gdzie d_{sr} jest średnią arytmetyczną lub, dla węzownic grubościennych, średnią logarytmiczną jej średnic wewnętrzną i zewnętrzną.



Rys.18.

Średnicę zwoi węzownicy przestrzennej D przedstawionej na rysunkach 10 i 16 wybieramy w zależności od średnicy aparatu, w którym węzownica jest umieszczona (rys.16). Skok linii śrubowej węzownicy h , ze względu na odprowadzanie skroplin powinien być duży. Długość jednego zwoju węzownicy obliczona ze wzoru na długość linii śrubowej wynosi

$$l = \sqrt{(\pi D)^2 + h^2}$$

Ilość zwoi węzownicy wobec tego wynosi

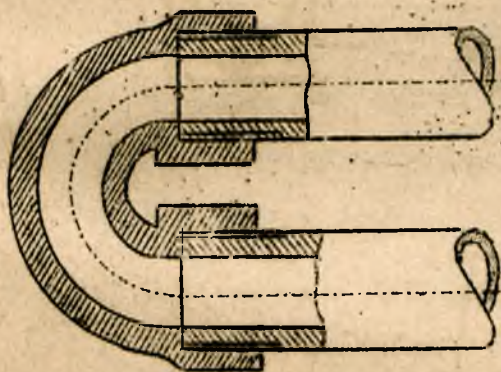
$$n = \frac{L}{l}, \text{ a jej wysokość } H = n \cdot h \text{ (rys.16)}$$

Jeżeli wypada z obliczeń bardzo duża wielkość węzownicy większa od 300 (ewentualnie 200) jej średnic, należy ją podzielić na kilka oddzielnych węzownic

umieszczanych w aparacie albo jedna nad drugą albo jedna węzownica wewnątrz drugiej o większej średnicy, jak pokazano na rys.18.

Węzownice są stosowane zwykle w małych instalacjach przy niewielkiej powierzchni ogrzewalnej, gdyż są proste i tanie. Wykonywane są ze stali, miedzi, ołowiu, glinu i innych metali. Za granicą są fabryki wyrabiające węzownice z materiałów ceramicznych. Stosowanie jednak tego rodzaju węzownic jest ograniczone do wyjątkowych wypadków, gdyż są one drogie, mało odporne na uderzenia oraz posiadają bardzo niski współczynnik przewodnictwa ciepła.

Do ujemnych stron węzownic należy zaliczyć dość kłopotliwe mycie i oczyszczanie ich powierzchni zewnętrznej oraz zupełnie niemożliwe oczyszczenie od osadów sposobami mechanicznymi. ich powierzchni wewnętrznej. Osady zaś, które z biegiem czasu powstają wewnątrz węzownicy zmniejszają znacznie przewodnictwo ciepła. Usuwanie ich z węzownicy możliwe jest tylko sposobami chemicznymi. Wady powyższej nie posiada węzownica płaska, wykonana z rur połączonych ze sobą kolankami w sposób przedstawiony na rys.19. Po usunięciu kolanek osad z wewnętrznej powierzchni

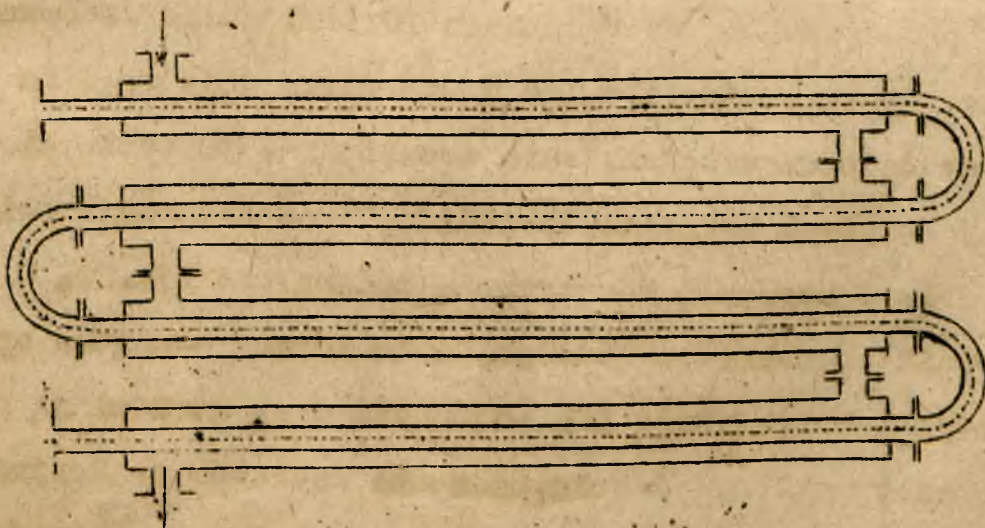


Rys.19.

rurek można zdrapać przy pomocy stalowych szczotek.

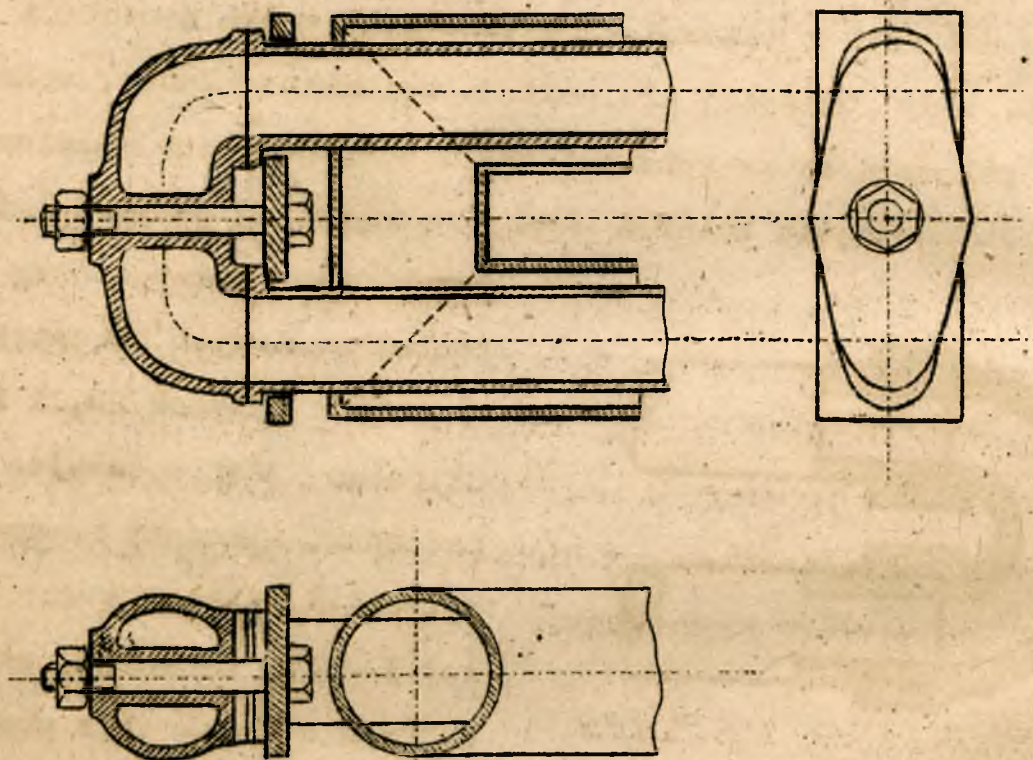
Na rysunkach 20, 21 i 22 podana jest węzownica podwójna, wykonana na wzór chłodnicy Liebiga z rur dużej i małej średnicy, połączonych ze sobą albo przy pomocy spawania i kolanek,

jak na rysunkach 20 i 21, albo przy pomocy specjalnych części



Rys.20.

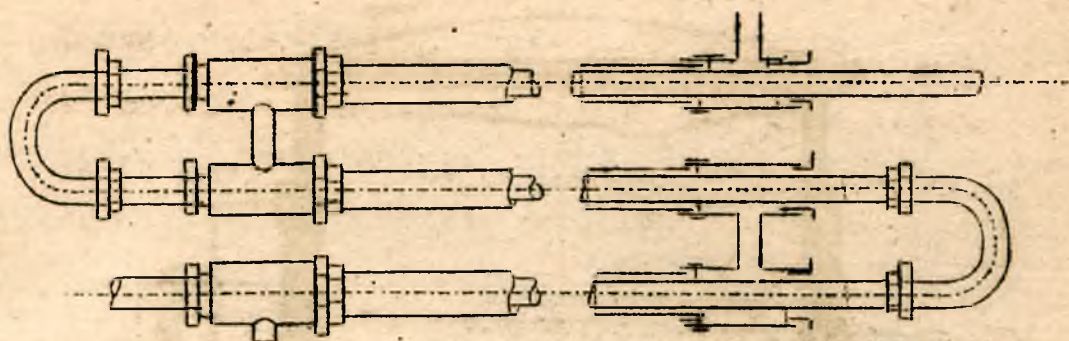
fasonowych, jak na rysunku 22. Zaletą jej jest znacznie większy współczynnik przewodnictwa niż w węzownicach poprzednio rozpatrywanych, wadą zaś skomplikowana budowa, która dając się we znaki w czasie oczyszczania węzownicy od osadów.



Rys. 21.

Węzownicę przedstawioną na rysunkach 20 i 21 można stosować wtedy, gdy podczas wymiany ciepła tylko jedna ciecz daje osad na ściankach, ciecz tę przepuszczamy rurą wewnętrzną. Gdy obie ciecz, przepływające przez węzownicę podwójną, zanieczyszczają ścianki osadami, należy stosować konstrukcję podaną na rys. 22.

Węzownice wszelkiego rodzaju, umieszczone wewnątrz aparatów przemysłowych, zmniejszają ich pojemność oraz utrudniają nycie i czyszczenie. Dokładne zaś ~~oczyszczanie~~ aparatów reakcyjnych i wyparnych, kotłów do gotowania i innych należy przeprowadzać w



Rys.22.

przenyskach organicznych, a szczególnie w spożywczych i farmaceutycznym bardzo często, w wielu przypadkach nawet po każdej operacji. Nic więc dziwnego, że w tego rodzaju aparatach normalne węzownice są używane niechętnie, natomiast mają zastosowanie kotły Frederkinga z węzownicą, znajdującą się w ściankach kotła, lub kotły Sanka z węzownicą, umieszczoną na zewnątrz, albo kotły i aparaty z płaszczem ogrzewającym.

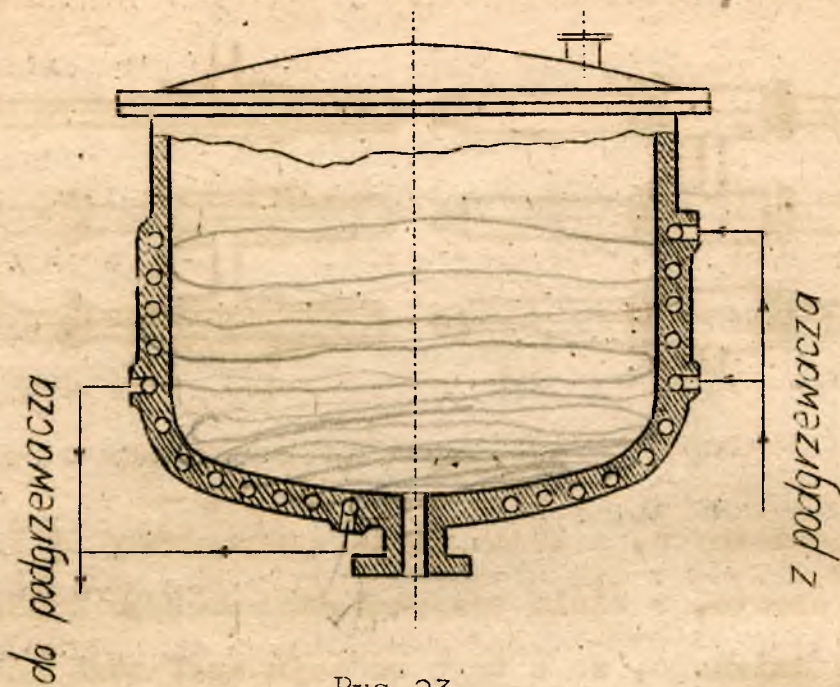
§ 9. Aparaty Frederkinga i Sanka.

Główną składową częścią instalacji grzewczej Frederkinga jest żeliwny kocioł (rys.23) o bardzo grubych ściankach, w których jest zalana stalowa węzownica. Kocioł może być ogrzewany tak parą o wysokim ciśnieniu, jak również dowolną cieczą, a przede wszystkim "wodą przegrzaną", t.j. wodą ogrzaną pod wysokim ciśnieniem powyżej 100°C prawie do temperatury wrzenia wody pod tym ciśnieniem.

Substancja ogrzewająca doprowadzana jest do węzownicy od góry, przepływając przez nią, ochładza się i odpływa przez jej dolny koniec.

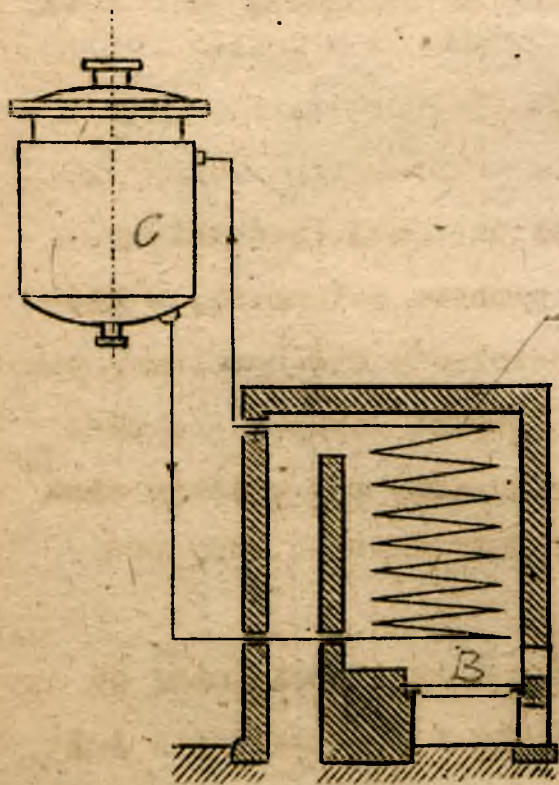
W dużych kotłach węzownica jest podzielona w celu równomiernego ogrzewania i zmniejszenia oporów hydraulicznych, na

kilka części (sekcyj) zasilanych równolegle (rys.23).



Rys.23.

Schemat instalacji grzewczej Frederkinga podany jest na rys.24. Woda ogrzewana w podgrzewaczu, składającym się z węzow-



Rys.24.

nic, A umieszczonej w pale-
nisku B, płynie do góry,
gdyż jako lżejsza jest wypiera-
na przez zimniejszą, odpływa-
jącą z kotła C. Dla wzmoże-
nia cyrkulacji wody ogrzewa-
jącej należy umieszczać pale-
nisko B z węzownicą A jak
najniżej. Im różnica poziomów
pomiędzy podgrzewaczem wody i
kotłem jest większa, tym efekt
grzewczy instalacji, wskutek
lepszego cyrkulacji, jest więk-
szy.

Dla zapewnienia dobrej cyrkulacji różnica poziomów pomiędzy kotłem C i podgrzewaczem B powinna wynosić przynajmniej od 4 do 5 m.

Poza tym na cyrkulację ma wpływ różnica temperatur pomiędzy cieczą gorącą, dopływającą do kotła C i cieczą oziębioną, wypływającą z niego. Im ta różnica jest większa tym cyrkulacja jest silniejsza. Prędkość wody cyrkulującej w instalacji dochodzi przy dostatecznie wysokiej różnicy temperatur i odpowiedniej różnicy poziomów do 0,2 m/sek.

Oprócz aparatów z cyrkulacją naturalną są budowane urządzenia Frederkinga z cyrkulacją sztuczną. W tym przypadku urządzenie powinno posiadać pompę cyrkulacyjną. Przy cyrkulacji sztucznej prędkość wody jest kilka razy większa, a wymiana cieplna lepsza.

W celu uruchomienia instalacji Frederkinga należy usunąć z niej powietrze, napełniając ją całkowicie wodą. Następnie, po rozpaleniu paleniska B, gdy woda wskutek ogrzewania rozszerza się, jest ona częściowo wypuszczana z instalacji przez specjalny kranik, w takiej ilości, aby ciśnienie w aparaturze było nieco wyższe od ciśnienia, pod którym nastąpiłoby wrzenie wody w tej temperaturze, którą ona w danej chwili posiada.

Przez ostrożne ogrzewanie i jednoczesne wypuszczanie nadmiaru wody doprowadza się ciecz w aparaturze do punktu krytycznego, t.j. do temperatury $t_{kr} = 374^{\circ}$ i ciśnienia $P_{kr} = 225$ atm. przy czym w tym momencie jak w każdym poprzednim instalacja jest wypełniona tylko wodą i nie posiada ani powietrza ani par. Po doprowadzeniu wody do punktu krytycznego i zamknięcia kranika przelewowego instalacja grzejna Frederkinga jest przygoto-

wana do pracy. Można ją następnie oziębić do dowolnej potrzebnej temperatury niższej od 374°C , przy czym woda zmniejsza swoje ciśnienie i objętość, a bardzo mała część instalacji zapełni się parą nasyconą o tej samej co i ciecz temperaturze.

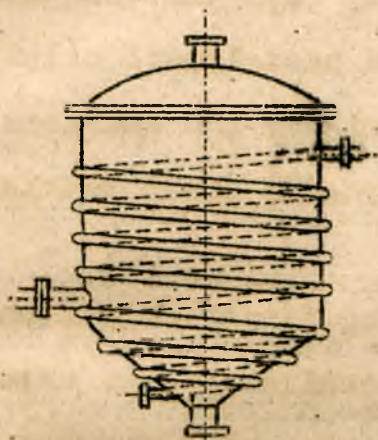
Podgrzewacz wody może obsługiwać jeden lub kilka kotłów Frederkinga, przyłączonych równolegle do przewodów doprowadzających i odprowadzających wodę do podgrzewacza.

Aparaty Frederkinga dają możliwość otrzymywania wysokich temperatur w warunkach bezpieczeństwa ogniowego, albowiem podgrzewacz z paleniskiem może być umieszczony w innym niż kocioł pomieszczeniu fabrycznym. Dają one możność poza tym dość dokładnie regulować temperaturę cieczy ogrzewającej. Instalacja Frederkinga powinna posiadać armaturę, w skład której poza innymi przyrządami wchodzi termometr, manometr i klapa bezpieczeństwa.

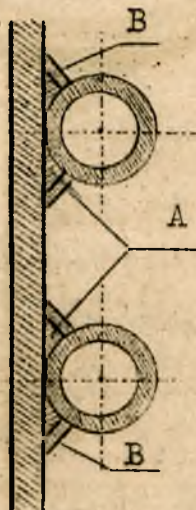
Wskutek swych zalet aparatura Frederkinga chętnie jest stosowana w niektórych gałęziach przemysłu organicznego. Do wad jej należy przede wszystkim zaliczyć trudność należytego wykonania skomplikowanego odlewu kotła z zalaną w jego ściankach węzownicą, następnie duży jego ciężar i niejednakowe deformacje termiczne podczas pracy, które często są przyczyną uszkodzeń (pełnięć) trudnych do naprawy.

Większość powyższych wad nie posiadają kotły syst. Samka, wykonywane ze stali, żelaza, miedzi i innych metali. Do zewnętrznej strony ścian aparatów syst. Samka (rys. 25) przymocowana jest węzownica przy pomocy spawania. Na rysunku 26 pokazano schematycznie sposób przymocowania węzownicy do zewnętrznej powierzchni kotła wykonanego ze stali. Węzownica nasadzona jest nie bezpośrednio na kocioł lecz na specjalne podkładki

miedziane A i dopiero wtedy została spojona z kotłem przez nadłanie stali B, odpowiedniego gatunku. Aparaty syst. Sanka są lekkie, tanie i w wielu wypadkach nie tylko nie ustępują kotłom syst. Frederkinga, lecz nawet je pod wielu względami przewyższają.



Rys. 25.

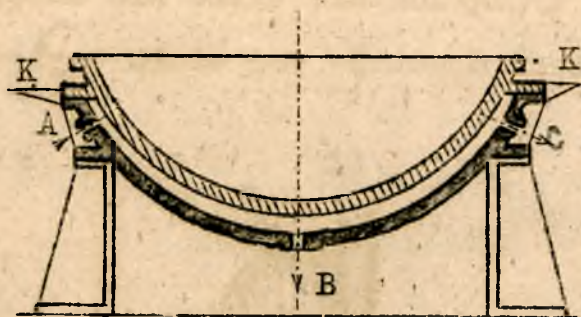


Rys. 26.

§ 10. Aparaty z płaszczem ogrzewającym.

Aparaty z płaszczem ogrzewającym są używane w tych przypadkach, gdy chodzi o podgrzanie, ewentualnie o odparowanie stosunkowo niewielkich ilości cieczy. Są one często stosowane w aparatach reakcyjnych, gdy umieszczenie wewnątrz nich wężownicy nie jest z różnych powodów wskazane. Typowym przedstawicielem tego rodzaju aparatów jest żeliwny malowany wewnątrz kocioł (rys. 27) wstawiony w drugi większej średnicy w taki sposób, że pomiędzy nimi powstaje pewna przestrzeń. Do przestrzeni tej doprowadzana jest przez otwór A substancja ogrzewająca, którą zwykle bywa para nasycona i tylko wyjątkowo gorąca woda lub jakaś inna ciecz. Otwór B służy do odprowadzania

skroplin lub do odpływu oziębionej cieczy, która oddała w aparacie swoje ciepło.



Rys. 27.

Kotły wewnętrzny i zewnętrzny połączone są ze sobą przy pomocy śrub, przy czym dla osiągnięcia szczelności należy pomiędzy ich kołnierze K (rys. 27) dawać podkładki

azbestowe lub z klingierytu.

Przewodnictwo ciepła w kotłach o podwójnych ściankach ogrzewanych parą jest większe niż w węzownikach, gdyż skropliny osiadające na ściankach kotła, łatwo z nich spływają, przez co przewodnictwo cieplne jest lepsze.

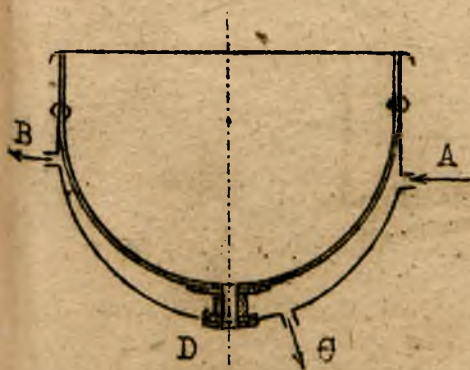
Para ogrzewająca nigdy nie bywa wolna od gazów, które dostają się do niej już w kotle parowym, albowiem w wodzie, zasilającej kotły, są rozpuszczone różne gazy, przede wszystkim zaś powietrze i dwutlenek węgla. Gazy powyższe dostają się wraz z parą do instalacji grzejnej, gdzie psują próżnię, jeżeli aparatura pracuje pod zmniejszonym ciśnieniem i zmniejszają silnie współczynnik przewodnictwa (szkodliwy wpływ gazów na przewodnictwo cieplne był omówiony w § 3).

Powietrze i gazy zbierają się w górnej części przestrzeni pomiędzy kotłem i płaszczem. Należy je usuwać przez otwór C (rys. 27) w sposób ciągły przy pomocy pompy próżniowej, w wypadku gdy para ogrzewająca posiada ciśnienie mniejsze od atmosferycznego lub w sposób periodyczny przez wentylek powietrzny, gdy ogrzewanie prowadzone jest przy pomocy pary o

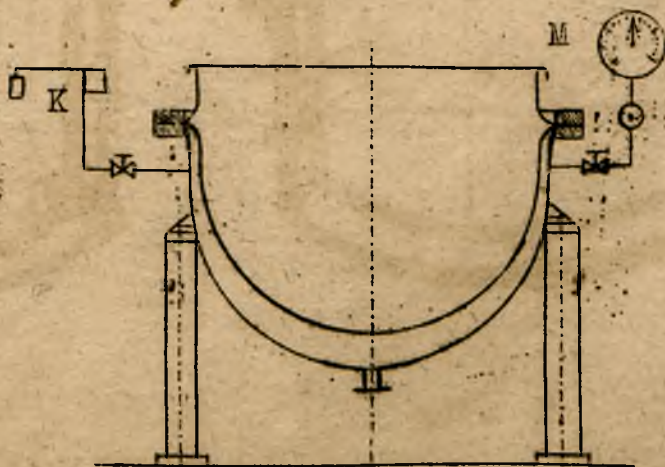
ciśnieniu większym od 1 atm. abs. Natężenie powierzchni ogrzewalnej kotłów z płaszczem ogrzewającym nie jest wszędzie jednakowe. Bliżej przewodu A, doprowadzającego parę (rys. 27 i 28) natężenie jest większe niż po stronie przeciwnej. Z tego powodu do kotłów większej średnicy (zaczynając od 1 m) należy doprowadzać parę z dwóch lub nawet z trzech stron.

Współczynnik przewodnictwa k dla kotłów z płaszczem ogrzewającym przyjmuje się w granicach od 250 do 1500 $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}}$. Wielkość jego zależy w dużej mierze od rodzaju substancji ogrzewanej oraz od intensywności jej mieszania. (W rozdziale o mieszadłach podałem kilka konstrukcji mieszadeł w zastosowaniu do kotłów z płaszczem ogrzewającym.)

Aparaty z płaszczem ogrzewającym wykonywane są nie tylko z żeliwa ale również ze stali nierdzewnej, miedzi i glinu, płaszcze zaś w większości wypadków ze stali. Płaszcze żeliwne z powodu ich małej wytrzymałości mechanicznej stosowane są, gdy ogrzewanie zachodzi przy pomocy pary niskiego ciśnienia lub cieczy, albo ze względu na ich odporność chemiczną.

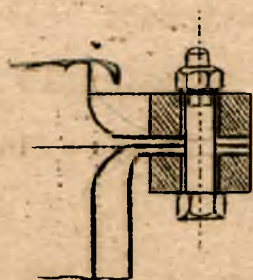


Rys. 28.



Rys. 29.

Na rysunku 28 podane jest połączenie przy pomocy nitów niedzianego otwartego kotła ze stalowym płaszczem, a na rysunku 29 połączenie takiegoż kotła z płaszczem stalowym przy pomocy kołnierzy ruchomych. Dokładnie połączenie to pokazane jest na szczegółowym rysunku 30. Na rysunku 31 przedstawione jest połączenie żeliwnego kotła ze stalowym kołnierzem przy pomocy śrub, a na rysunku 32 połączenie stalowego kotła ze stalowym kołnierzem przy pomocy nitów.

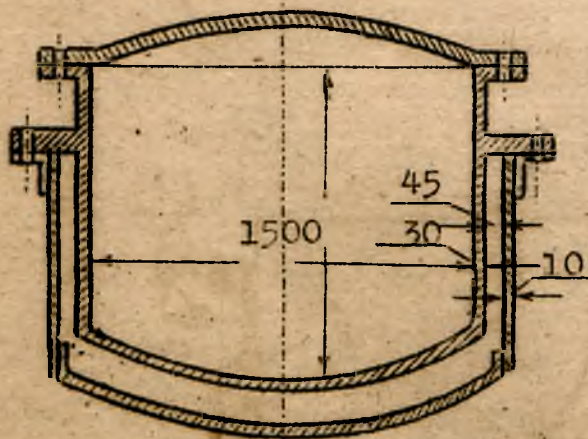


Rys. 30.

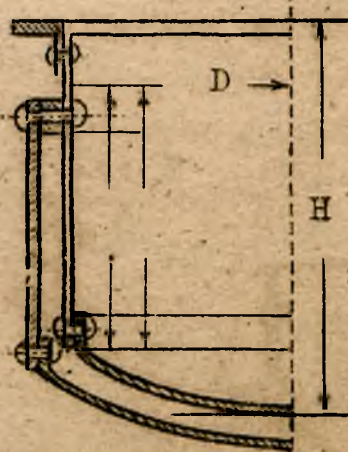
Głębokość pomiędzy zewnętrzną powierzchnią kotła i wewnętrzną płaszczu w zależności od wielkości kotła wynosi od 20 do 50 mm.

Aparaty z płaszczem ogrzewającym powinny posiadać armaturę, w skład której poza zaworem parowym, kurkiem wodnym, odprowadzającym skropliny i kurkiem powietrznym

wchodzi manometr M (rys. 29) i kłapa bezpieczeństwa K.



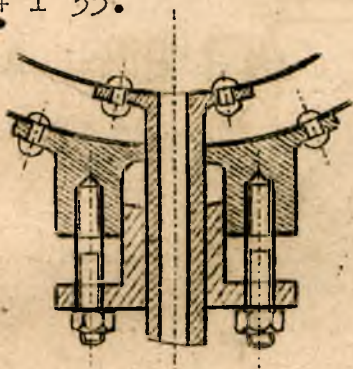
Rys. 31.



Rys. 32.

Opróżnianie kotłów przedstawionych na rysunkach 27, 31 i 32 odbywa się albo ręcznie przez wyczerpywanie, albo przy po-

nocy lewaru lub przez wypychanie cieczy przy pomocy sprężonego powietrza. Oczywiście takie sposoby opróżniania nie są dogodne. Istnieją instalacje, w których kotły wewnętrzne posiadają w najniższym miejscu dna króciec D (rys, 28), przez który mogą być stosunkowo prędko i wygodnie opróżnione. Kilka rozwiązań konstrukcyjnych przepuszczenia króćca przez zewnętrzny płaszcz, zabezpieczający szczelność, podane są na rysunkach 33, 34 i 35.



Rys. 33.



Rys. 34.

Rysunek 33 przedstawia uszczelnienie króćca przy pomocy dławicy. Konstrukcja przedstawiona na rysunku 34 składa się z nagwintowanego króćca A i z dwóch nakrętek B i C. Główka króćca A wchodzi w wytłoczone wgłębienie w dnie miedzianego kotła. Jest ona szczelnie dociśnięta do niego przy pomocy nakrętki B, która jednocześnie spełnia rolę podkładki. Do podkładki dociśnięty jest stalowy płaszcz kotła przy pomocy nakrętki C.



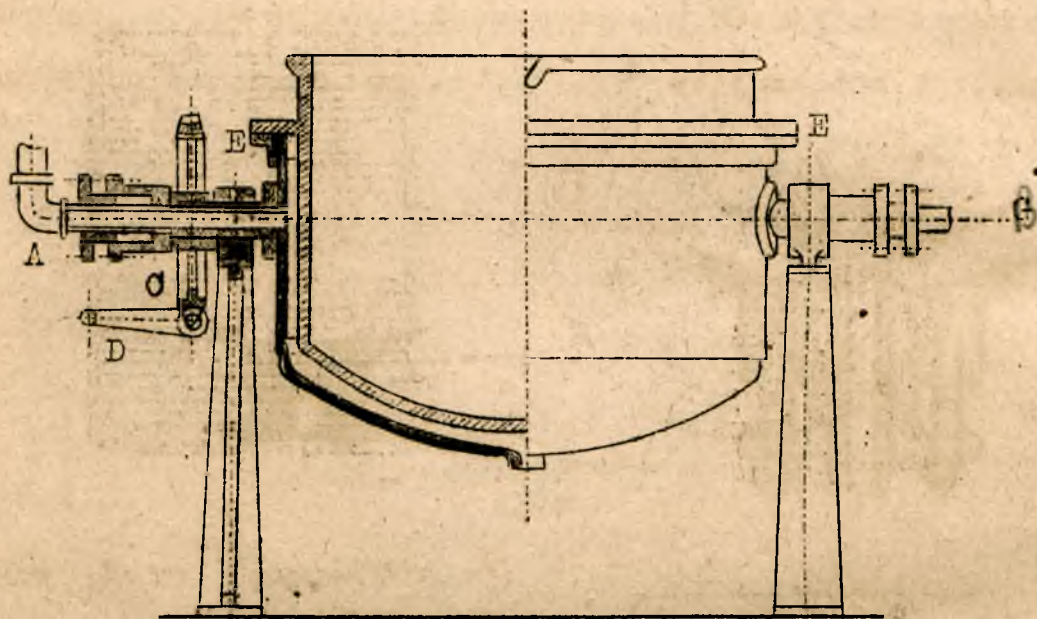
Rys. 35.

Znacznie prostsza jest konstrukcja podana na rysunku 35. Górny kołnierz króćca przynitowany jest do miedzianego lub stalowego kotła oraz jednocześnie do stalowego płaszcza. Grubość kołnierza w tym

przypadku powinna być dostatecznie duża (ponad 25 mm), ażeby

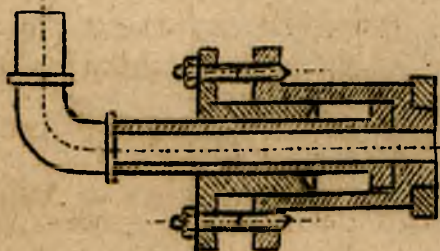
plaszcz był w odpowiedniej odległości od kotła.

Znacznie prędsze są opróżniane kotły z płaszczem ogrzewającym specjalnej konstrukcji pospolicie zwane wywrotkami. Kotły tego typu można obrócić dookoła osi poziomej AB (rys. 36) przy



Rys. 36.

pomocy przekładni ślimakowej C obracanej ręczną korbą D. Para jest doprowadzana przez oś AB, spoczywającą w nieruchomych łożyskach E. Połączenie nieruchomej rury parowej z ruchomą osią wydrążoną podane jest na rysunku 36a. Rura nieruchoma

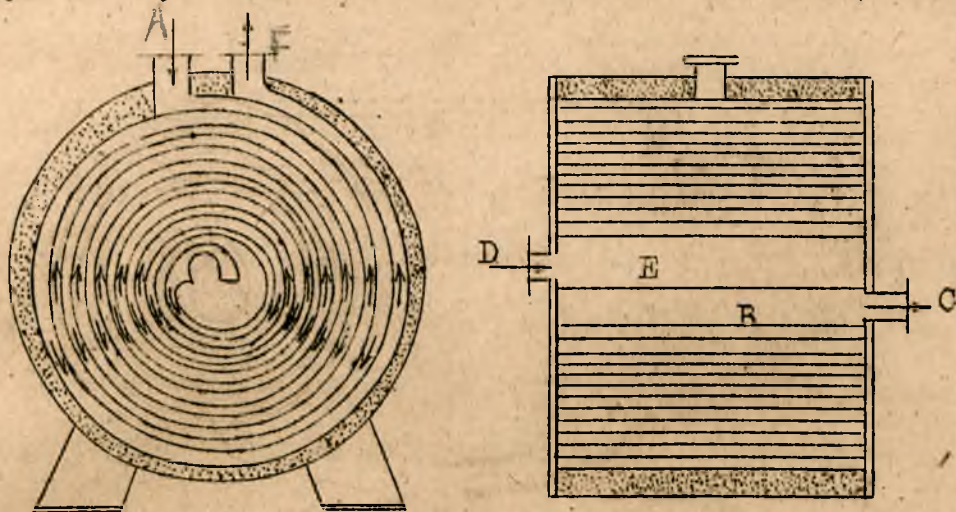


Rys. 36a.

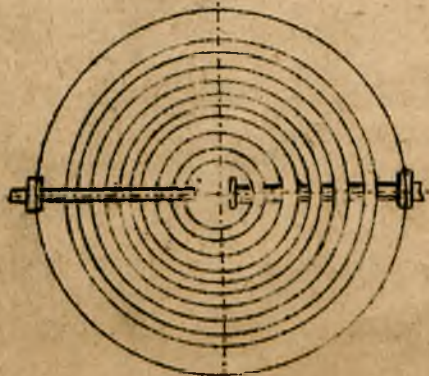
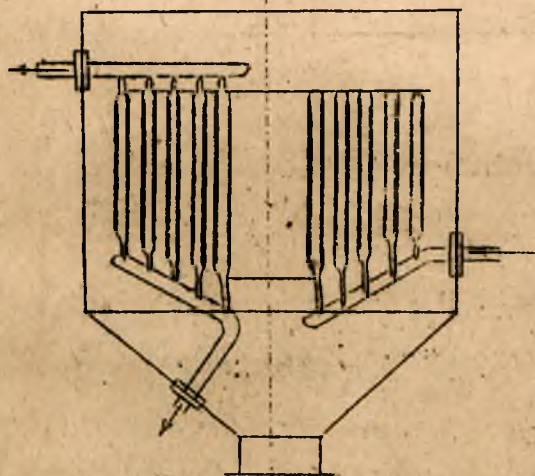
którą doprowadza się do wywrotki parę grzejną uszczelniona jest, jak widać na rysunku, przy pomocy dławicy.

Przy obliczaniu kotłów z płaszczem ogrzewającym zwykle mamy daną ilość cieczy, którą trzeba ogrzać od znanej temperatury początkowej t_c do temperatury końcowej t_1 ,

należy zaś obliczyć powierzchnię grzewalną, rozchód pary oraz czas potrzebny na wykonanie tej czynności. Często w aparatach z płaszczen grzewającym po ogrzaniu cieczy do temperatury wrzenia określona jej część odparowuje. Oczywiście w tym przypadku



Rys. 37



Rys. 37a

rozchód pary równa się sumie ilości pary potrzebnej do ogrzania cieczy do temperatury wrzenia i ilości pary potrzebnej na odparowanie części cieczy. Ogólny zaś czas potrzebny na wykonanie obu tych czynności jest równy sumie czasów niezbędnych na wykonanie każdej z nich.

Ażeby zorientować się w jakim porządku należy prowadzić obliczenia rozpatrzmy następujący przykład.

P r z y k ł a d. Obliczyć główne wymiary rozchód pary i czas ogrzewania aparatu z płaszczem ogrzewającym, przedstawionego na rysunku 32. W aparacie tym należy ogrzać G .kg cieczo od temperatury początkowej t_0 do temperatury wrzenia t_1 oraz następnie wyparować z niej G_1 kg. Para ogrzewająca posiada ciśnienie p i temperaturę t_2 . Na ogrzanie aparatu oraz na straty cieplne przez promieniowanie i przewodnictwo nieużyteczne zużywa się $a\%$ doprowadzonego ciepła.

Oznaczmy przez C ciepło właściwe cieczo w $\frac{\text{Kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$, przez r - jej ciepło parowania w $\frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$, przez k = współczynnik przewodnictwa, przez γ = ciężar właściwy cieczo w kg/m^3 .

Pod względem geometrycznym, jakidać z rysunku, kocioł składa się z walca o średnicy D i wysokości h , przy czym stosunek $\frac{D}{h} = 1,25$ oraz z czaszy (odcinka) kuli o promieniu R równym średnicy D .

Wobec tego, że promień dna kotła równa się średnicy walca, głębokość czaszy h_1 równa się $h_1 = D(1 - \frac{\sqrt{3}}{2})$ lub w przybliżeniu

zaokrągleniu $h_1 = 0,15 D$. Objętość zaś kotła V wynosi

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot h + \frac{1}{6} \pi h_1 \left[3\left(\frac{D}{2}\right)^2 + h_1^2 \right]$$

lub po podstawieniu $h = 0,8 D$ oraz $h_1 = 0,15 D$ i po uproszczeniu otrzymany, że

$$V = 0,689 D^3$$

Z drugiej strony objętość kotła powinna być przynajmniej o 25% większa ze względu na ewentualne rozpryskiwanie się cieczo podczas wrzenia od jej objętości, objętość zaś cieczo

równa się $\frac{G}{\gamma}$, wobec czego

$$0,689 D^3 = 1,25 \frac{G}{\gamma}$$

skąd

$$D = 1,22 \sqrt[3]{\frac{G}{\gamma}} \text{ m}$$

Mając średnicę kotła obliczymy i pozostałe jego wymiary geometryczne.

Powierzchnia ogrzewalna kotła składa się z powierzchni dna która równa się $2 \pi D h_1$ oraz z powierzchni walca o wysokości $h_2 = 0,5 D$ (rys.32), wobec czego powierzchnia ogrzewalna kotła wynosi

$$F = \pi D h_2 + 2 \pi D h_1$$

Po podstawieniu $h_2 = 0,5 D$ oraz $h_1 = 0,15 D$ otrzymamy $F = 0,8 \pi D^2$.

Grubość δ ścianki płaszcza obliczymy ze wzoru

$$\delta = \frac{p D_1}{2 k_r \eta}$$

gdzie p - ciśnienie pary ogrzewającej w kg/cm^2

D_1 - średnica wewnętrzna płaszcza w cm ,

k_r - dopuszczalne naprężenie na rozciąganie w kg/cm^2

η - współczynnik osłabienia ścianek przez szew nitowy
- albo spawany.

Średnica wewnętrzna płaszcza jest większa od średnicy kotła o około 100 mm.

Ilość ciepła potrzebna na ogrzanie G kg cieczy od temperatury t_0 do t_1 wynosi

$$Q = G \cdot c (t_1 - t_0)$$

wobec czego czas τ , potrzebny na ogrzanie cieczy do temperatury wrzenia jest równy

$$\tau = \frac{G \cdot c (t_1 - t_0)}{k \cdot F \cdot \theta_{sr}} \cdot \frac{100 + a}{100} \text{ godzin}$$

gdzie Θ_{sr} jest to średnia różnica temperatur pomiędzy parą ogrzewającą a cieczą ogrzewaną

$$\Theta_{sr} = \frac{(t_2 - t_0) - (t_2 - t_1)}{\ln \frac{t_2 - t_0}{t_2 - t_1}}$$

Czas τ_2 potrzebny na wyparowanie G_1 kg cieczy wynosi

$$\tau_2 = \frac{G_1 \cdot r}{k F (t_2 - t_1)} \cdot \frac{100 + a}{100} \text{ godzin}$$

Całkowity czas potrzebny na ogrzanie i odparowanie wynosi $\tau = \tau_1 + \tau_2$

Rozchód pary wynosi

a) na ogrzanie cieczy

$$\frac{G_c(t_1 - t_0)}{i - t_2} \cdot \frac{100 + a}{100} \text{ kg}$$

b) Na odparowanie G_1 kg cieczy

$$\frac{G_1 \cdot r}{i - t_2} \cdot \frac{100 + a}{100}$$

Całkowity zaś rozchód pary równa się

$$\frac{G \cdot c(t_1 - t_0) + G_1 r}{i - t_2} \cdot \frac{100 + a}{100}$$

gdzie i jest to entalpia pary ogrzewającej.

§ 11. Muszlowy (spiralny) wymiennik ciepła.

Na kilka lat przed II wojną światową jedna z firm niemieckich skonstruowała wymiennik ciepła o dużej powierzchni ogrzewalnej przeznaczony do wymiany ciepła pomiędzy ciałami ciekłymi, gdy różnica temperatur pomiędzy nimi wynosi kilka

stopni Celsiusza. Wymiennik ten wykonany jest (rys.37) z dwóch arkuszy blachy stalowej lub miedzianej zwiniętych spiralnie pomiędzy denkami w taki sposób, że pomiędzy nimi powstały dwie spiralne przestrzenie grubości od 5 do 10 mm, przez które przepływają w przeciwnym kierunku z dość dużą prędkością cieplejsze ogrzewająca i ogrzewana tłoczona przez pompy zasilające. Jedna z tych cieczy (najczęściej ogrzewająca) wchodzi do wymiennika przez przewód A, umieszczony na obwodzie, płynie do komory środkowej B i odchodzi przewodem C. Druga ciecz (ogrzewana) wchodzi przewodem D do komory E skąd płynie, zataczając coraz większe kręgi, na zewnątrz i odpływa przewodem F.

Oczyszczanie powierzchni ogrzewalnych spiralnego wymiennika ciepła od osadów nie jest zbyt trudne, gdyż usuwane są one, przy pomocy zwykłego skrobienia po zdjęciu denek.

Wymiennik muszlowy nie nadaje się do podgrzewania lub chłodzenia cieczy gęstych i bardzo lepkich z powodu zbyt wielkich oporów hydraulicznych, które powstają podczas przepływu tego rodzaju cieczy przez niego. Pompy, przetłaczające cieple przez wymiennik pod ciśnieniem dochodzącym do 5 atm, zużywają dużą moc, tym większą im większą ilość ciepła on posiada oraz im z większą prędkością płyną cieple. Zaletą muszlowych wymienników ciepła jest dość duży współczynnik przenikania ciepła k dochodzący do $2500 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}}$ oraz stosunkowo małe wymiary przy dość dużej powierzchni ogrzewalnej.

W wypadku odparowywania roztworów przesyconych, z których wypadają kryształy ciała rozpuszczonego, stosowane są zamiast węzownic cylindryczne pierścienie, wstawione jeden w drugi, jak

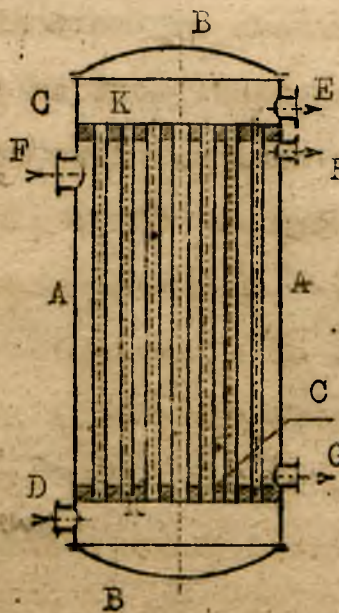
pokazano na rys.37a. W tego rodzaju ogrzewaczu, kryształ przywierają do powierzchni ogrzewalnej w mniejszym stopniu niż do węzownicy, łatwiej je poza tym oczyszczać.

§ 12. Rurkowe ogrzewacze i wymienniki ciepła.

Aparaty z płaszczen ogrzewającym działają w sposób periodyczny i posiadają małą powierzchnię ogrzewalną. Gdy chodzi o ogrzanie wielkich ilości cieczy lub gazów, aparaty o działaniu okresowym nie są odpowiednie. W tych przypadkach należy stosować ogrzewacze rurkowe, pracujące w sposób ciągły.

Węzownice, co prawda, działają również ciągle, ale jak i kotły z płaszczen ogrzewającym, posiadają niewielką powierzchnię ogrzewalną, poza tym stawiają duży opór hydrauliczny przepływającej cieczy i z tych powodów do ogrzewania wielkich ilości substancji nie nadają się.

Najprostszy ogrzewacz rurkowy przedstawiony jest na rysunku 38. Składa się on ze stalowego lub żeliwnego płaszcza A, dwóch pokryw B oraz z dwóch wewnętrznych denek z otworami C, tak zwanych denek sitowych, połączonych ze sobą szeregiem



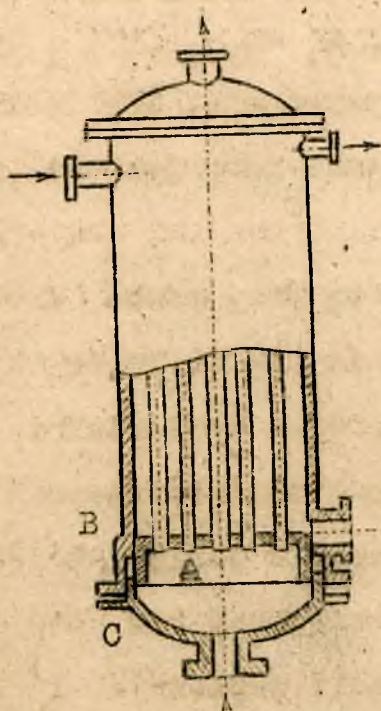
Rys.38.

~~cienkich rurek, które są rozwalcowane~~
w obu denkach. Ciecz ogrzewana, doprowadzana przez króciec D w dolnej części aparatu, płynie ogrzewając się wewnątrz rurek do góry i odchodzi przez przewód E w górnej części ogrzewacza. Para dopływa do ogrzewacza rurkowego przez króciec F, kondensuje się na powierzchni rurek i spływa na dół w postaci skropelin, które są odprowadzane przez rurę G.

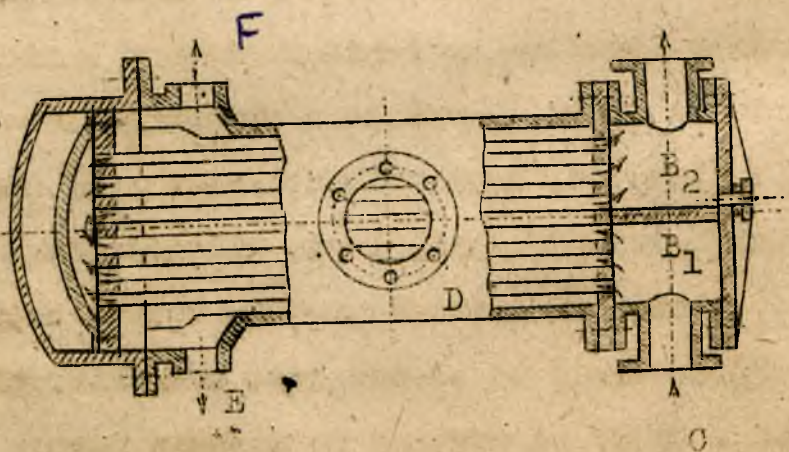
Nieskrapające się gazy i powietrze są usuwane przez rurkę H w sposób ciągły przy pomocy pompy próżniowej, gdy para ogrzewająca posiada ciśnienie niższe od atmosferycznego, lub okresowo przez kurek powietrzny, gdy ciśnienie pary jest większe od ciśnienia atmosfery.

Pokrywy B są przynocowane do płaszcza przy pomocy śrub. Daje to możliwość, po zdjęciu pokryw, dostania się do konów K w celu wyniemy lub oczyszczenia rurek, albowiem powierzchnia ich tylko w wyjątkowych przypadkach nie jest zanieczyszczona osadami. Woda na przykład nawet przy ogrzewaniu poniżej temperatury wrzenia wydziela na powierzchni ogrzewalnej tak zwany kamień kotłowy, składający się głównie z soli wapiennych i magnezowych. Znacznie intensywniej powstają osady na powierzchni rurek przy ogrzewaniu wody wrzącej i odparowywaniu rozтворów ciał stałych. Warstwa kamienia kotłowego zmniejsza znacznie przewodnictwo ciepła, gdyż jego przewodnictwo właściwe, jak widać z tablicy II, jest kilkadziesiąt razy mniejsze od przewodnictwa właściwego stali i sto kilkadziesiąt razy mniejsze od przewodnictwa właściwego miedzi. Częste oczyszczanie powierzchni ogrzewalnej od osadów jest w niektórych przypadkach konieczne. Osady są usuwane po zdjęciu pokryw w sposób mechaniczny przez zwykłe zdrapywanie twardymi stalowymi szczotkami.

Zdejmowanie pokryw jest jednak kłopotliwe szczególnie w aparatach o większej powierzchni ogrzewalnej, albowiem pokrywy ich są ciężkie i do zdjęcia wymagają dużej siły fizycznej. Jeżeli wewnętrzną powierzchnię rurek potrzeba bardzo często oczyszczać, budują pokrywy na zawiasach i, dla zrównowoczenia ich ciężaru, łączą je ze sobą, jak pokazano na rysunku 41,



Rys. 39.



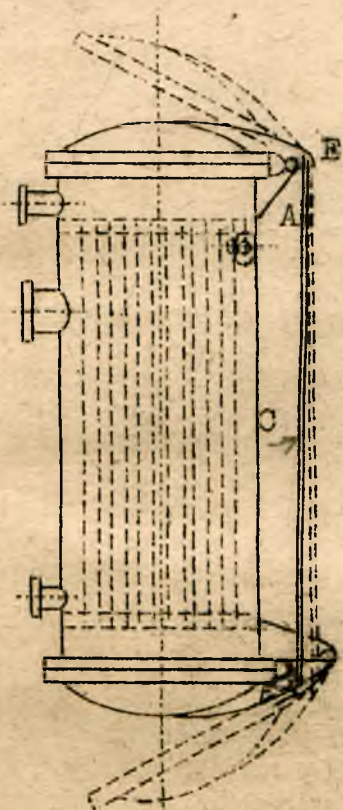
Rys. 40.

Jeżeli z jakiegokolwiek powodu nie można dostać się do wnętrza rurek, osady są usuwane w sposób chemiczny.

Wskutek wydłużania i kurczenia się aparatu przy częstych zmianach temperatury mogą nastąpić deformacje rurek i den si-
towych, co pociąga za sobą naruszenie szczelności w miejscach
połączenia rurek z dnami. Szczególnie częste powstawanie nie-

szczelności zauważono w aparatach rurkowych o dużej powierzchni ogrzewalnej i długich rurkach; gdy aparaty te posiadają gruby żeliwny płaszcz i rurki o cienkich ściankach. Podczas uruchamiania tego rodzaju urządzeń płaszcz ogrzewa się wolniej niż rurki, a przy zatrzymaniu instalacji rurki stygną prędzej.

Prowadzi to do powstawania szkodliwych naprężeń, które są przyczyną uszkodzeń aparatu. Z tego powodu duże i długie ogrzewacze rurkowe należy budować w taki sposób, ażeby rurki mogły swobodnie wydłużać i kurczyć się przy zmianach temperatury. Dwa przykłady szczęśliwego rozwiązania konstrukcyjnego, uwzględniające zmianę długości rurek, pokazano na rys. 39 i 40.



Rys. 41.

W aparacie przedstawionym na rysunku 39 denko sitowe A może swobodnie przesuwac się wewnątrz płaszcza B przy zmianach termicznych długości rurek, dzi-

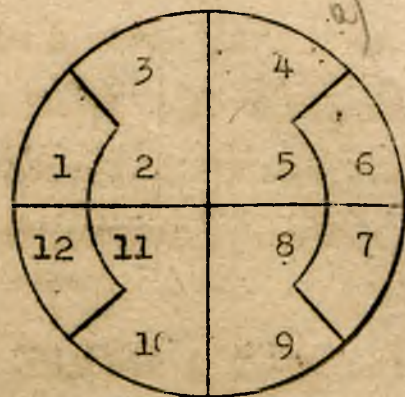
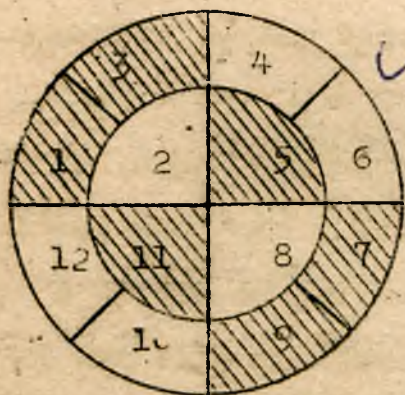
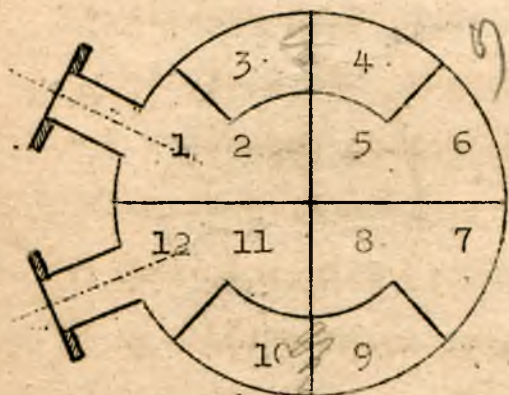
ki uszczelnieniu przy pomocy dławicy C. Aparat przedstawiony na rysunku 40 nie posiada dławicy, a wobec tego i kłopotów z nią związanych. Jest to poziomy aparat rurkowy, w którym jedna komora do cieczy całkowicie umieszczona jest wewnątrz płaszcza i może się swobodnie przesuwac, gdy rurki wydłużają lub kurczą się przy zmianach temperatury.

Jak wynika ze wzorów na przewodnictwo ciepła, współczynnik α_2 przechodzenie ciepła od ścianek do cieczy zależy w dużym stopniu od prędkości cieczy. Im jest ona większa tym prze-

wodnictwo ciepła jest lepsze. W aparacie rurkowym przedstawionym na rysunku 38, ciecz płynie z dołu do góry przez wielką ilość rurek wskutek czego prędkość jej jest mała, mały jest wobec tego współczynnik przewodnictwa ciepła. Dla powiększenia tego współczynnika należy nadać cieczy większą prędkość przepuszczając ją przez mniejszą ilość rurek. W aparacie rurkowym, rozpatrywanym poprzednio (rys. 40), prawa komora rozdzielcza B podzielona jest przegrodą na dwie połowy B_1 i B_2 , wobec czego ciecz, dostawiona do aparatu przez króciec, przepły-

wa do lewej komory A tylko dolną połowę rurek, wraca zaś do komory B_2 pozostałymi rurkami. Jest to więc aparat posiadający dla cieczy ogrzewanej dwa biegi, pierwszy rurkami dolnymi od prawej komory do lewej, drugi górnymi od komory lewej do prawej. Oczywiście ciecz płynie w tym aparacie z prędkością dwukrotnie większą niż w aparatach jednobiegowych. (rys. 38 i 39). Para ogrzewająca dopływa do tego aparatu przez otwór D, skropliny są odprowadzane przez otwór E, a gaz nieskrapla F.

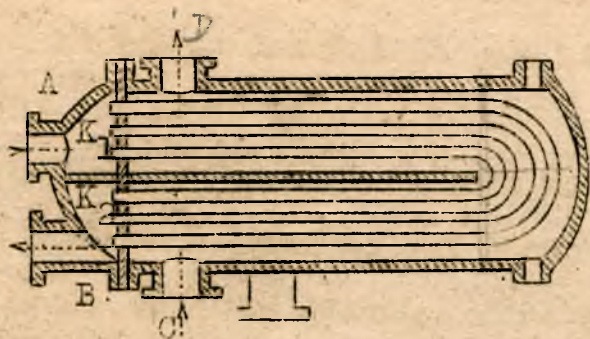
Dla powiększenia przewodnictwa ciepła budowane są aparaty szybkoprądowe o kilku lub nawet kilkunastu biegach. Na rysunkach 41 i 42 przedstawiony jest zagrzewacz szybkoprądowy o dwunastu biegach, stosowany w cukrowniach do podgrzewania soku. (Ile komory rozdzielone tego zagrzewacza podzie-



Rys. 42.

łohę są na dwanaście części (komórek) (rys.42). Wobec tego, że niektóre ścianki działowe pomiędzy sąsiednimi komórkami są opuszczone, jak na przykład w górnej komorze pomiędzy komórkami drugą i trzecią lub czwartą i piątą (rys.42a), a w dolnej pomiędzy komórkami pierwszą i drugą lub pomiędzy trzecią i czwartą (rys.42b), ciecz dopływająca do aparatu rurą A płynie z góry na dół rurkami stanowiącymi pierwszy bieg, tam przechodzi do drugiej komórki i płynie rurkami drugiego biegu do góry, gdzie przedostaje się z drugiej komórki do trzeciej i rurkami trzeciego biegu opada na dół itd. aż rurkami należącymi do dwunastego biegu podnosi się z dołu do dwunastej górnej komórki i odpływa przewodem B z aparatu. Na rysunku 42c biegi nieparzyste, którym ciecz płynie z góry na dół są zakreskowane. Podgrzewacze szybkoprądowe, mając duży współczynnik przewodnictwa ciepła, posiadają jeszcze jedną zaletę: silny prąd cieczy utrudnia powstawanie na powierzchni rurek twardych osadów, dzięki czemu nie wymagają tak częstego oczyszczania jak aparaty rurkowe skłoboprądowe. Wadą ich są duże opory hydrauliczne, które musi pokonywać pompa cyrkulacyjna, tłocząca ciecz do aparatu. Pompa ta zużywa z tego powodu dużo energii. Wadą jest również skomplikowana budowa samych aparatów.

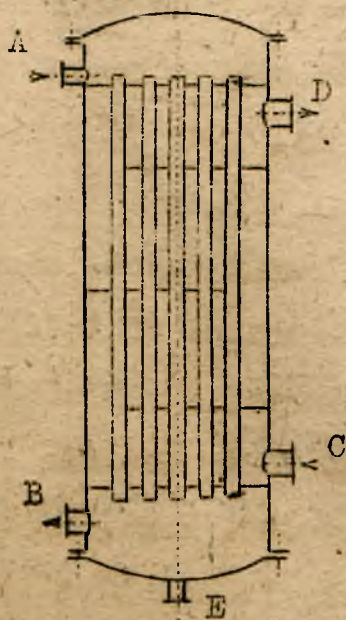
Zwykle w aparatach rurkowych przez rurki płynie ciecz, para zaś ogrzewająca znajduje się w przestrzeni pomiędzy rurkami. Są jednak konstrukcje, w których wewnątrz rurek znajduje się para, a ciecz ogrzewana na zewnątrz. Takim właśnie aparatem jest podgrzewacz przedstawiony na rys.43. Para, doprowadzana rurą A do komory parowej K_1 , płynie wewnątrz aparatu szeregiem wygiętych w kształcie litery U rurek, oddając ciepło i skraplając się na ich wewnętrznej powierzchni.



Rys. 43.

aparatu pomiędzy rurkami jest przegroda, która przepuszcza ciecz. Dla oczyszczania powierzchni rurek od osadów wyjmują się one razem z denkiem sitowym z płaszcza i po usunięciu osadu aparat znowu się skręca.

W aparatach rurkowych, rozpatrywanych poprzednio, substancją ogrzewającą jest w większości wypadków para wodna, a ogrzewaną różnego rodzaju ciecz lub roztwory. Wskutek tego, że współczynnik przechodzenia ciepła od pary do rurek jest naogół większy niż od rurek do cieczy zrozumiałe jest dążenie do zwiększenia prędkości cieczy w rurkach.

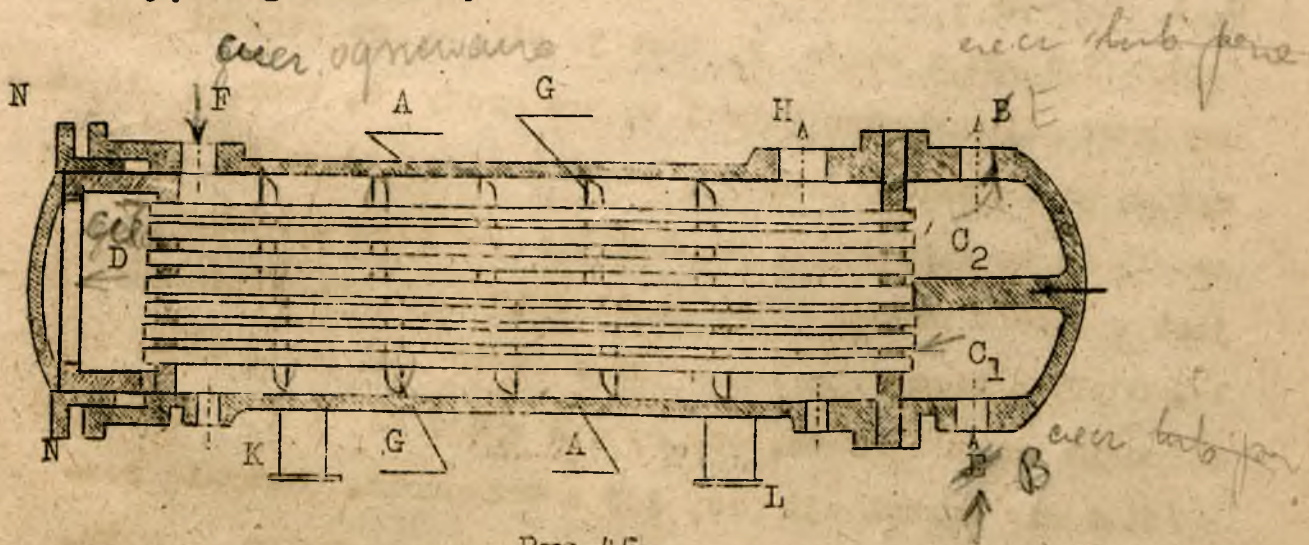


Rys. 44.

Inaczej rzecz się przedstawia w rurkowych wymiennikach ciepła, w których substancją ogrzewaną (lub chłodzoną) są różnego rodzaju gazy, a ogrzewającą pary lub ciecz. W tym przypadku, ze względu na przewodnictwo ciepła, należy dążyć do powiększenia prędkości gazów, płynących prawie zawsze pomiędzy rurkami, albowiem, biorąc pod uwagę możliwość oczyszczania rurek od osadów, ciecz kiero-

wane są przez rurki. Dla zwiększenia prędkości gazów przestrzeń pomiędzy rurkami posiada szereg poprzecznych przegród przedłużających drogę ich w aparacie (rys.44). Przegrody te kierują poza tym strumień gazów wpoprzek rurek przez co powstają w nim wiry, które dodatnio wpływają na współczynnik przechodzenia ciepła od rurek do gazów.

Ciecz ogrzewająca wprowadzona jest do tego (rys.44) wymiennika ciepła przez górny króciec A, wyprowadzana zaś przez dolny B. Gaz ogrzewany pynie w przeciwnym kierunku, wchodząc przez przewód C i opuszczając aparat przez króciec D. Rurka spustowa E służy do opróżniania aparatu przy zatrzymaniu instalacji. Jak widać z tego opisu obie substancje posiadają bieg naturalny.



Na rysunku 45 podany jest podobny lecz poziomy wymiennik ciepła, w którym obie substancje i ogrzewająca i ogrzewana są cieczami. Przegrody w tym przypadku mają na celu zmuszenie cieczy, znajdującej się na zewnątrz rurek do płynięcia z taką samą lub zbliżoną prędkością z jaką płynie ciecz wewnątrz rurek. Gdyby przegród nie było ciecz na zewnątrz rurek płynęłaby kilkakrotnie wolniej niż wewnątrz,

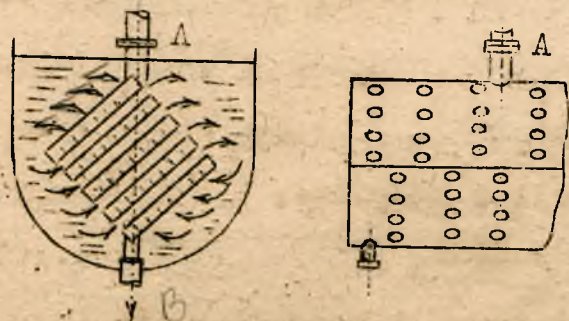
albowiem przestrzeń pomiędzy rurkami, posiada kilkakrotnie większy przekrój niż rurki. Wskutek tego i współczynnik przechodzenia ciepła α_2 od rurek do cieczy płynącej między nimi byłby mniejszy niż współczynnik przechodzenia ciepła od cieczy wewnętrznej do rurek. Przegrody więc powiększają w tym przypadku współczynnik przewodnictwa ciepła.

Aparat ten wykonany jest z żeliwnego płaszcza A i stalowych lub niedzianych rurek (rys. 45). Ciecz ogrzewająca dopływa przez otwór B do dolnej części skrzynki rozdzielczej C, a sztywnie połączonej z płaszczem przy pomocy śrub, skąd płynie dolnymi rurkami do lewej skrzynki D, gdzie zawraca ażeby górnymi rurkami dostać się do drugiej połowy skrzynki C i wypłynąć z aparatu przez otwór E. Ciecz ogrzewana, dopływając przez otwór F, dostaje się do przestrzeni pomiędzy rurkami, wewnątrz której są przegrody G, tworząc nieprzerwaną powierzchnię śrubową, wskutek czego ciecz ta nie tylko płynie ze zwiększoną prędkością, ale poza tym kierowana jest wpoprzek rurek, co dodatnio wpływa na przewodnictwo ciepła. Odpływa ciecz ogrzewana przez otwór H, znajdujący się w drugim końcu aparatu, otwory zaś spustowe K i L służą do opróżniania instalacji przy jej zatrzymaniu. Skrzynia rozdzielcza D może się swobodnie przesuwać wewnątrz aparatu, gdy rurki wydłużają się lub kurczą, wskutek zmian temperatury. Szczelność w tym przypadku osiągnięto przy pomocy dławnicy N.

Trzeba jednak zaznaczyć, że ciecz przepływająca pomiędzy rurkami spotyka na swej drodze duże opory hydrauliczne i z tego powodu pompa cyrkulacyjna przetłaczająca ją przez aparat zużywa sporo energii.

Bardzo często chodzi o dobrą cyrkulację cieczy podczas ogrzewania szczególnie, gdy ogrzewane są roztwory ciał stałych, jak to się dzieje w aparatach wyparnych i wernikach. W tych przypadkach stosują urządzenia grzejne zwane cyrkulatorami.

Z aparatów tego rodzaju na uwagę zasługuje cyrkulator Witkowicza przedstawiony schematycznie na rysunku 46. Jest to, jak



Rys. 46.

widać z rysunku, skrzynia w kształcie prostokąta. W przeciwległe ściany tej skrzyni walcowane są naprzemiennie szeregi rurek w taki sposób, że osie ich są zwichrowane względem siebie

pod kątem 90° . Skrzynia ustawiona jest na kant wskutek czego rurki nachylone są pod kątem 45° do poziomu. Para ogrzewająca doprowadzana do skrzyni przez króciec A, onywa rurki od zewnątrz i, oddając im ciepło, kondensuje się. Skropliny odchodzą przez przewód B, gazy zaś przez rurkę nie pokazaną na rysunku. Ciecz ogrzewana płynie w rurkach wskutek naturalnej cyrkulacji z dołu do góry. Wewnątrz aparatu, w którym umieszczony jest cyrkulator Witkowicza powstają w ten sposób silne prądy cyrkulacyjne w kształcie ósenek, oznaczone schematycznie na rysunku 46 przy pomocy strzałek.

Cyrkulatory Witkowicza są stosowane w przemyśle cukrowniczym i w innych. Konstrukcja ich jest prosta, czyszczenie zaś rurek i odprowadzanie skroplin i gazów łatwe.

§ 13. Obliczanie ogrzewaczy rurkowych.

Zwykle przy obliczaniu aparatów rurkowych znane są temperatury początkowa i końcowa substancji ogrzewanej, jej ilość oraz własności fizyczne, poza tym ciśnienie, temperatura i entalpia pary ogrzewającej. Poszukiwane zaś są wyniary aparatu rurkowego oraz rozchód pary.

Ilość ciepła potrzebna na podniesienie temperatury substancji ogrzewanej wynosi

$$Q = G \cdot C (t_1 - t_0)$$

gdzie G - jest to ilość substancji w kg/godz.,

C - jej ciepło właściwe w $\frac{\text{Kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$,

t_0 i t_1 - temperatury początkowa i końcowa w $^\circ\text{C}$.

Wskutek strat cieplnych przez promieniowanie i przewodnictwo należy dostarczyć do ogrzewacza więcej ciepła niż wynika z powyższego wzoru o $a\%$, wobec czego powierzchnia ogrzewalna wyniesie

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Theta_{\text{sr}}} \cdot \frac{100 + a}{100}$$

gdzie średnią różnicę temperatur pomiędzy parą ogrzewającą i substancją ogrzewaną Θ_{sr} należy obliczać ze wzoru

$$\Theta_{\text{sr}} = \frac{(t_2 - t_0) - (t_2 - t_1)}{2,31 \lg \frac{t_2 - t_0}{t_2 - t_1}}$$

współczynnik zaś przewodnictwa k zależy od własności fizycznych substancji ogrzewanej i od jej prędkości w rurkach,

Prędkość cieczy w rurkach przyjmuje się w granicach od 0,25 do 2 m/sek. Przy większej prędkości współczynnik prze-

chodzenia ciepła od ścianki do cieczy α_2 , a więc i współczynnik przewodnictwa k są większe, wobec czego powierzchnia ogrzewalna, a więc i cały aparat są mniejsze, natomiast zużycie energii na tłoczenie cieczy jest duże. Najekonomiczniejsza jest taka prędkość, przy której suma kosztów oprocentowania kapitału na nabycie instalacji i tłoczenie cieczy jest najmniejsza.

Oznaczając prędkość cieczy przez w obliczamy ilość rurek n w jednym biegu z równania

$$\frac{\pi d^2}{4} n = \frac{V_{\text{sek}}}{w}$$

gdzie d średnica rurek, a V_{sek} - objętość cieczy przepływająca przez rurki w przeciągu 1 sekundy.

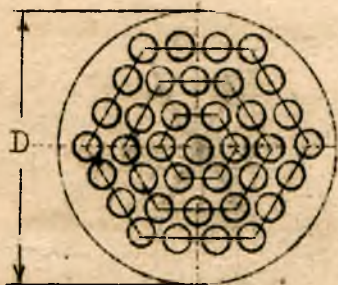
Średnica rurek w aparatach rurkowych waha się w granicach od 20 do 100 mm. Rurki małej średnicy są stosowane do cieczy, które nie dają osadów oraz do par. Gdy zaś jest możliwość powstawania osadów na ich wewnętrznych powierzchniach, należy, ze względu na łatwość oczyszczania, wybierać rurki średnicy około 50 mm. Większe średnice rurek są stosowane w tych przypadkach, gdy przepływają przez nie gazy spalinowe, które zanieczyszczają rurki wydzielającą się sadzą.

Mając powierzchnię ogrzewalną, ilość i średnicę rurek można obliczyć ich długość l

$$l = \frac{F}{\pi d n}$$

Jeżeli otrzymana w ten sposób długość rurek jest zbyt wielka, można ją podzielić na dwie, kilka lub kilkanaście części i otrzymać aparat o dwu lub wielu biegach.

Rurki normalnie rozmieszczane bywają w szachownicę w taki sposób, że tworzą na donku sitowym szereg koncentrycznych foremnych sześcioboków, jak to widać na rysunku 47.



Rys. 47.

Odległość pomiędzy osiami sąsiednich rurek t , ze względu na wytrzymałość donek sitowych, nie może być zbyt mała i zależy zwykle od średnicy zewnętrznej rurek d_1 .

Normalnie umieszczają rurki w takiej odległości od siebie, że

$$t = 1,2 d_1 + 10 \text{ mm}$$

Oznaczając ilość koncentrycznych sześcioboków w donku sitowym przez n oraz uwzględniając, że pierwszy sześciobok posiada 6 rurek, drugi $6 \cdot 2 = 12$, trzeci $6 \cdot 3 = 18$ itd., ostatni zaś $6 \cdot n$ rurek, będziemy mogli napisać, że ogólna ilość rurek n wynosi

$$n = 1 + 6 + 6 \cdot 2 + \dots + 6 \cdot n = 1 + \frac{6+6n}{2} \cdot n = 3n^2 + 3n + 1$$

skąd po rozwiązaniu równania kwadratowego otrzymujemy, że ilość sześcioboków w donku sitowym wynosi

$$n = \frac{-3 + \sqrt{12n - 3}}{6}$$

Wobec tego, że ilość sześcioboków n powinna być liczbą całkowitą powiększamy liczbę rurek n obliczoną ze wzoru

$$n = \frac{V_{\text{sok}}}{w \cdot \pi d^2} \text{ do takiej najbliższej liczby, ażeby liczba sześcioboków w donku sitowym była całkowitą.}$$

Na przykład, jeżeli obliczyliśmy, że ze względu na przyjętą prędkość, ogrzewacz

powinien posiadać 116 rurek, to powyższa liczba rurek wystarczy tylko na

$$n = \frac{-3 + \sqrt{12 \cdot 116 - 3}}{6} = 5,7 \text{ sześcioboków}$$

a że ilość sześcioboków powinna być liczbą całkowitą, zaokrąglamy ją do $n = 6$, wobec czego liczbę rurek należy powiększyć z $n=116$ do $n = 3 \cdot 6^2 + 3 \cdot 6 + 1 = 127$

Srednica wewnętrzna płaszcza aparatu L musi być większa od przekątnej największego sześcioboku. Zwykle przyjmują ją równą

$$D = t \cdot 2 n + 4 d_1$$

grubość ścianek płaszcza δ oblicza się ze względu na jego wytrzymałość ze wzoru $\delta = \frac{p \cdot D}{2 k_r \cdot \eta}$. Rozchód zaś pary

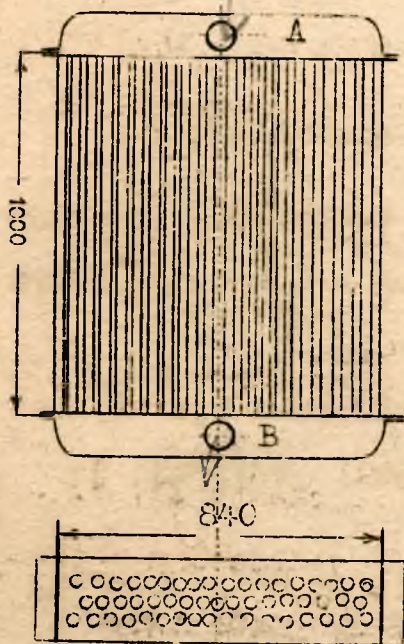
w sposób podany przy obliczaniu aparatów z płaszczen ogrzewajacym.

§ 14. Kaloryfery z rur gładkich.

Kaloryferami nazywamy wymienniki ciepła, przeznaczone do ogrzewania powietrza przy pomocy pary wodnej, gorącej wody lub gazów spalinowych. Kaloryfery parowe i wodne są wykonywane z płaskich żeliwnych elementów, stosowanych przede wszystkim do podgrzewania powietrza w mieszkaniach.

Kaloryfery z rur gładkich przedstawione są w sposób schematyczny na rysunkach 48 i 49. Para ogrzewająca dopływa do każdego z tych kaloryferów przez otwory A, a skropliny wypływają przez otwory B, podgrzewane zaś powietrze przepływa na zewnątrz rurek prostopadle do ich osi. Srednica rurek wynosi od 30 do 50 mm, ich wysokość waha się w granicach od

1 do 1,5 m, odległość zaś pomiędzy nimi od 5 do 15 mm. Rurki rozmieszczane są w ten sposób, że w planie (rys.48) tworzą



Rys.48.

szachownicę, przy czym ilość rzędów ich wynosi od 3 do 20, w zależności od wielkości powierzchni ogrzewalnej kaloryfera oraz od oporów, które stawiają one przepływającemu strumieniu w kaloryferach w których ruch powietrza niszczy powietrze wywołany jest cięgien naturalnym konina ilość rzędów ze względu na opory, powinna być mała, natomiast, gdy powietrze pędzone jest przez wentylator ilość ich może być większa.

Kaloryfery z rur gładkich zajmują małą powierzchnię, łatwo je czyścić od kurzu i zanieczyszczeń oraz posiadają duży współczynnik przewodnictwa ciepła k , albowiem powietrze, przepływając pomiędzy rurkami rozmieszczonymi w szachownicę, dobrze odbiera ciepło od powierzchni ogrzewalnej.

Na wielkość współczynnika k duży wpływ wywiera prędkość powietrza. Według badań eksperymentalnych Ritschela i innych badaczy zależności współczynnika przewodnictwa ciepła k od średniej prędkości powietrza wyraża się następującym wzorem

$$k = k_0 (w_{sr} \cdot \gamma_{sr})^{0,59} \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}}$$

gdzie w_{sr} - jest to średnia prędkość powietrza w m/s

γ_{sr} - średni ciężar właściwy powietrza w kg/m^3

k_0 - jest to współczynnik zależny od ilości rzędów rur w kaloryferze,

Jeśli kaloryfer posiada tylko 2 rzędy rurek $k_0=15,8$ przy trzech rzędach $k_0 = 16,9$, a przy 4 lub więcej rzędach $k_0 = 18,1$.

Iloczyn $w_{sr} \cdot \gamma_{sr}$ przedstawia sobą ilość kg powietrza przepływającego w przeciągu 1 sekundy przez 1 m² powierzchni prześwitów pomiędzy rurkami, wobec czego

$$w_{sr} \cdot \gamma_{sr} = \frac{G_{sek}}{F_{prz}}$$

gdzie G_{sek} jest to ilość kg powietrza na sek.

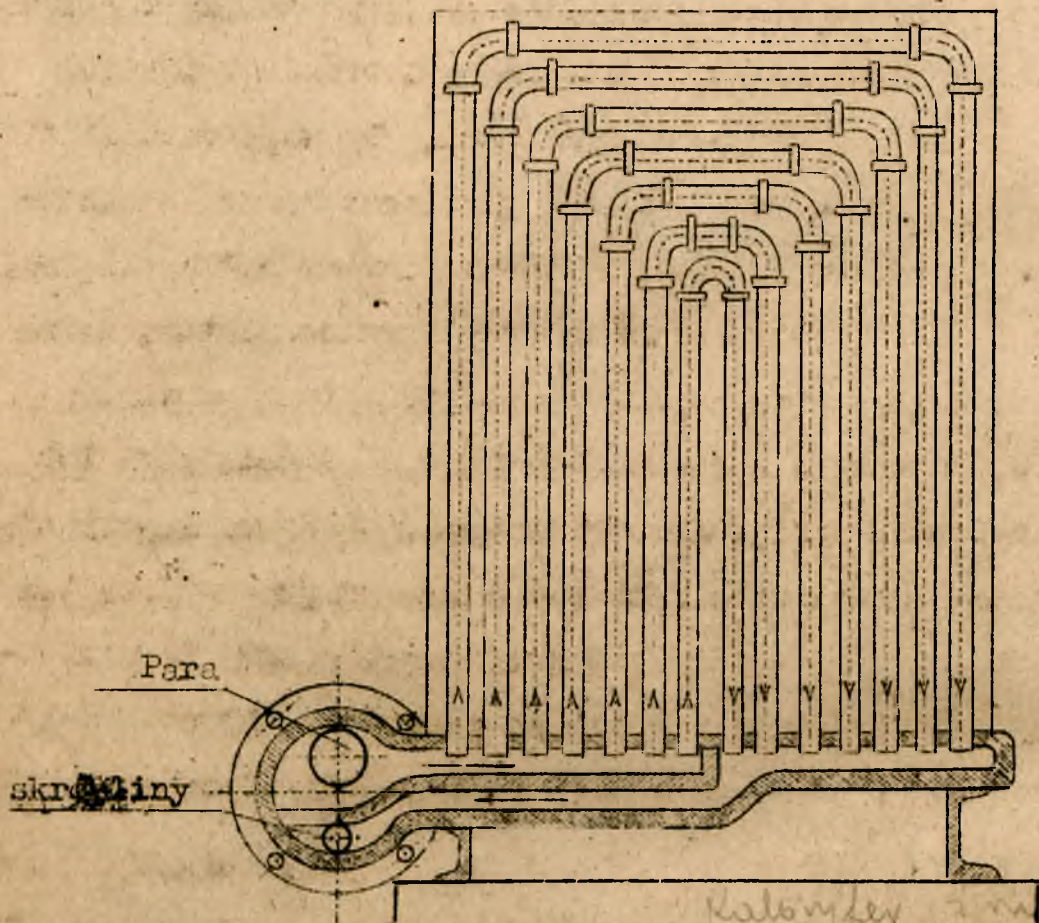
F_{prz} - powierzchnia prześwitów w m²

Duża prędkość powietrza, powiększając współczynnik przewodnictwa k , dodatnio wpływa na obniżenie powierzchni ogrzewalnej kaloryferów, a więc i kosztów instalacyjnych, natomiast powiększa opory, które kaloryfer stawia przepływającemu powietrzu, albowiem opory te są wprost proporcjonalne do kwadratu prędkości. Wzrost zaś oporów pociąga za sobą powiększenie zużycia mocy na napęd wentylatorów, przez co wzrasta ją koszty eksploatacyjne.

Kaloryfery z płaskich żeliwnych elementów, używane powszechnie do ogrzewania powietrza w pomieszczeniach mieszkalnych, w przemyśle stosowane są bardzo rzadko, gdyż posiadają mały współczynnik przewodnictwa ciepła i zajmują dużo miejsca. Stawiają jednak one mały opór przepływającemu przez nich powietrzu i z tego powodu można je stosować do podgrzewania powietrza w instalacjach, w których ruch jego wywołany jest ciągiem naturalnym szczególnie zaś w tych przypadkach, gdy powietrze należy ogrzewać do stosunkowo niewysokiej temperatury, a środowiskiem ogrzewającym jest woda. Jeden z takich

kaloryferów przedstawiony jest w sposób schematyczny na rysunku 50.

Kaloryfery z rur gładkich ogrzewanych gazami spalinowymi rozpatrzyny w § 16.

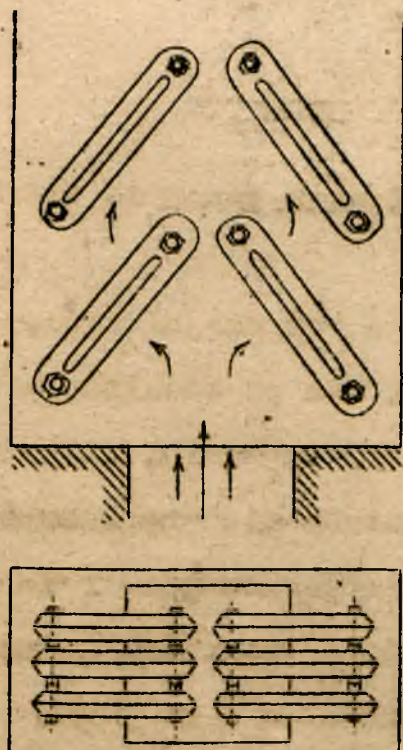


Rys.49

§ 15. Kaloryfery z rur żebrowych.

Gdy środowiskiem ogrzewającym jest para lub woda, bardzo często, częściej niż kaloryfery z rur gładkich, są stosowane kaloryfery z rur żebrowych. Ilości ciepła Q_1 , które może oddać rurkom środowisko ogrzewające oraz Q_2 , które może pobrać od nich środowisko ogrzewane, są jak wiadomo wprost proporcjonalne do iloczynu $\alpha_1 F_1$ i $\alpha_2 F_2$. W kaloryferach parowych i wodnych współczynnik przewodzenia ciepła α , od substan-

cji ogrzewającej do metalowej ścianki rury jest znacznie większy niż współczynnik przechodzenia ciepła α_2 od tej ścianki do powietrza. Z tego wynika, że ilość ciepła przewodzonego w pewnym czasie przez ścianki rurek zależy w głównej mierze od warunków oddawania ciepła powietrzu. Powiększyć prędkość powietrza do takiej wysokości, aby współczynnik α_2 był równy α_1 , nie jest możliwe, gdyż przy bardzo wielkich prędkościach, straty energii na tarcia i wiry byłyby większe niż zysk ze zwiększonego współczynnika przewodnictwa. Można jednak powiększyć powierzchnię wymiany cieplnej od strony środowiska gazowego, nie zmieniając jej od strony pary lub cieczy przez zastosowanie rur żebrowych. Wtedy zmniejszy się różnica α_1 między warunkami przechodzenia ciepła od pary lub



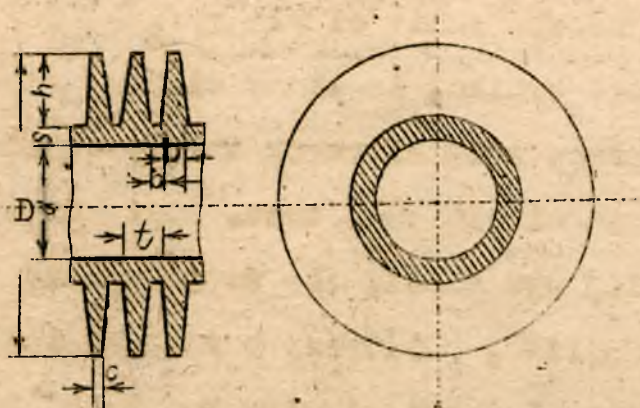
Rys. 50.

cieczy wewnątrz rury do powietrza na zewnątrz, albowiem zbliżą się do siebie iloczyny $\alpha_1 F_1$ i $\alpha_2 F_2$, gdyż chociaż α_1 jest wielokrotnie większe od α_2 , F_2 dla rur żebrowych jest kilka lub kilkanaście razy większe od F_1 .

Rury żebrowe są normalnie wyrabiane ze stali i żeliwa, a tylko w wyjątkowych wypadkach z glinu i miedzi.

Rury żebrowe żelienne (rys. 51) posiadają żebra w postaci pierścieni stanowiących jedną całość z rurą.

Są one ciężkie i mało odporne na uderzenia, natomiast prawie nie ulegają korozji. Najwięcej rozpowszechnione są rury że-



Rys. 51.

liwne średnicy 70 mm.

Według Gröbera w racjonalnie skonstruowanej żeliwnej rurze żebrowej grubość żebra przy rurze b (rys. 47) powinna być równa połowie podziałki t , grubość zaś jego na obwodzie c powinna być

trzykrotnie mniejsza. Szerokość żebra h według Gröbera powinna być dwukrotnie większa od podziałki, a podziałka t dwukrotnie większa od grubości rury S . Wobec tego

$$t = 2 \cdot S$$

$$h = 2 \cdot t$$

$$b = \frac{1}{2} \cdot t$$

$$a = \frac{1}{2} \cdot t$$

$$c = \frac{1}{6} \cdot t$$

Rury żebrowe żeliwne wykonywa się o wymiarach podanych w tablicy III.

Stalowe rury żebrowe są wykonywane z rur ciągnionych, do których są przynocowane żebra okrągłe lub prostokątne przez nawalcowanie, naprasowanie lub przy pomocy spawania. Ażoby rury żeberka spełnić swe przeznaczenie powinny się one łączyć z rurą metalicznie w sposób trwały, nie dopuszczający rozluźnienia się pod wpływem zmian temperatury. Średnica żeber okrągłych wynosi od 90 do 140 mm, a grubość od 2 do 3 mm.

Dla orientacji i porównania z żeliwnymi rurami żebrowymi podaje w tablicy IV niektóre wymiary dla kilku najczęściej używanych średnic stalowych rur żebrowych.

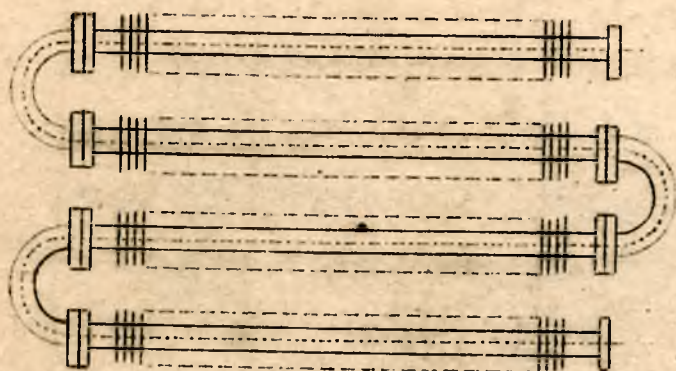
Tablica III.

Sredn. wewn. d mm	Długość l mm	Sredn. kołn. D ₁ mm	Sredn żeber D mm	Ilość żeber	Powierzchnia ogrzewaln. F ₂ m ²	Ciężar kg
70	2000	160	170		2,60	40
70	2000	160	170	68	3,25	54
70	2000	160	170	93	4,10	54
70	2000	160	190	p5	5,00	70
70	1000	156	172	46	2,00	35
70	1500	156	172	69	3,00	52
70	2000	156	172	93	4,00	67
75	1000	175	195	24	1,50	34
75	1500	175	195	39	2,25	51
75	2000	175	195	53	3,00	66
100	2000	200	210	81	5,00	80

Tablica IV.

Srednice rury		Srednica żeber	Odstęp żeber	Ilość żeber na 1 m	Ciężar 1 m	Powierz. ogrzew. 1 m
wewn.	zewn.					
26 mm	33 mm	90 mm	25 mm	40	5,3	0,544 m ²
26	33	90	20	50	5,9	0,654
30	38	110	25	40	7,5	0,784
30	38	110	20	50	8,5	0,950
40	48	140	25	40	10,8	1,240
40	48	140	20	50	12,5	1,510

Rury żebrowe są zawsze ustawiano w kaloryferach w pozycji poziomej, gdyż tylko w tym przypadku, gdy żebra są pionowe na ich powierzchni osiada mało kurzu i łatwiej je



Rys.52.

utrzymywać w czystości. Łączą rury żebrowe ze sobą w sekcje albo szeregowo przy pomocy kolektorków (rys.52), albo równoległe przy pomocy rur zbiorczych, tak zwanych kolektorów (rys.53). W kaloryferach o dużej po-

wierzchni grzewalnej poszczególne sekcje łączą przy pomocy kolektorów głównych we wspólny agregat, w taki sposób, aby rury żebrowe tworzyły szachownicę (rys.53). Połączenia żeliwnych rur żebrowych są zawsze kątnierzowe (rys.52), połączenia rur stalowych są wykonywane przeważnie przy pomocy spawania (rys.53). Poszczególne sekcje jednak najczęściej przyłączone są do głównego kolektora przy pomocy kątnierzy (rys.53).

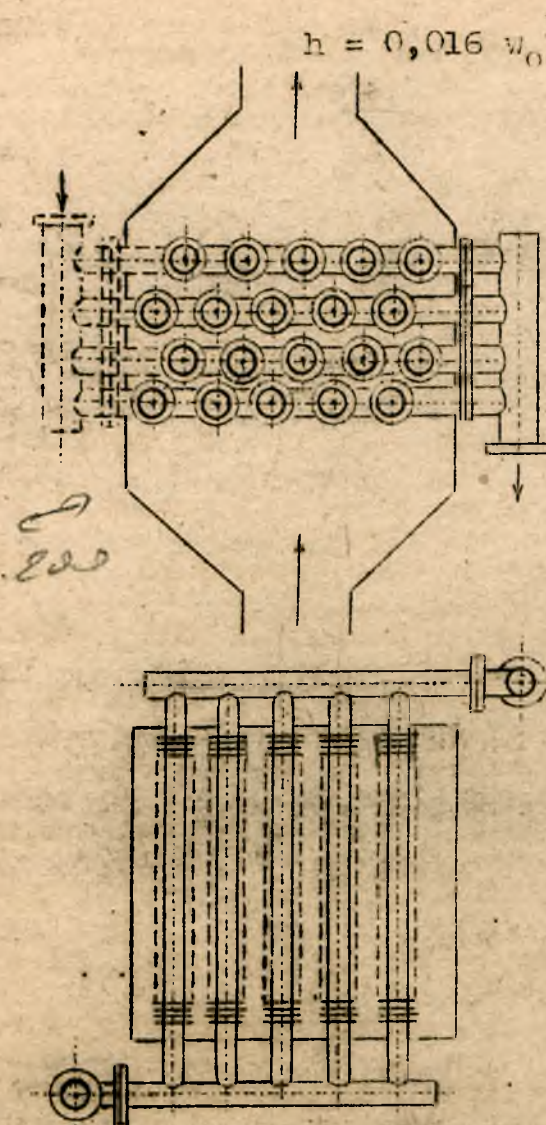
Powietrze grzewane w kaloryferach z rur żebrowych należy zawsze kierować prostopadło do osi rur, oczywiście najlepszy jest przy tym kierunek naturalny, a więc z dołu do góry (rys.53).

Spółczynnik przewodnictwa ciepła k dla kaloryferów z rur żebrowych wynosi według badań inż. Własowa

$$k = 8,8 \cdot w^{0,48} \frac{K \cdot \alpha \cdot l}{l^2 \cdot C \cdot h}$$

gdzie w jest prędkością powietrza w przeciętnych pomiędzy rurkami, sprężonego do objętości normalnej ($0^\circ C$ i 760 mm Hg).

Opór, który stawia kaloryfer składający się z 4 lub więcej rzędów rur żebrowych ustawionych w szachownicę według wzoru tego badacza wynosi

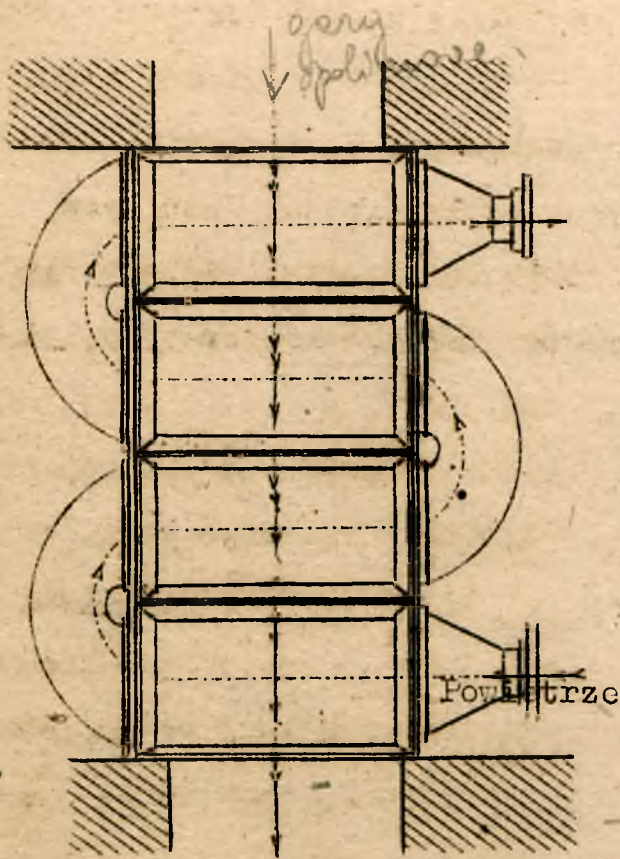


Rys. 53.

§ 16. Kaloryfery ogniowe.

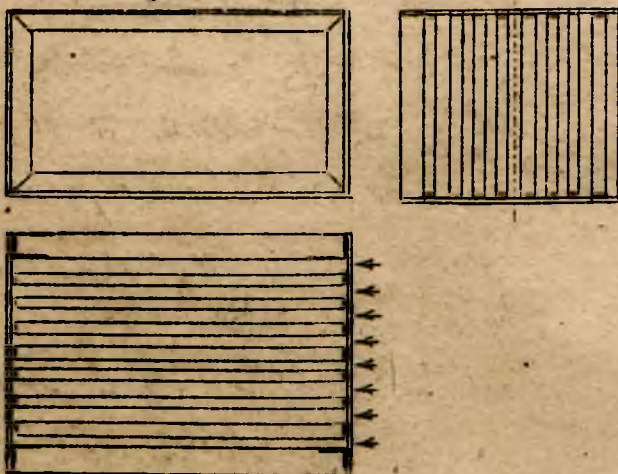
Do podgrzewania powietrza w kaloryferach oprócz pary nasyconej i gorącej wody używane są również i gazy spalinowe. Kaloryfery, w których środowiskiem ogrzewającym są spaliny, noszą nazwę dymowych lub ogniowych. Gazy spalinowe stosują do podgrzewania powietrza albo w tych przypadkach, gdy przedsiębiorstwo techniczne nie rozporządza parą, albo wtedy gdy powietrze należy podgrzewać do temperatur wyższych niż 200°C albo również wtedy, gdy chodzi o wykorzystanie ciepła zawarte w

Wadą kaloryferów z rur żebrowych jest prawie dwukrotnie mniejszy niż przy rurach gładkich współczynnik przewodnictwa ciepła k , większe opory, które stawiają one przepływającemu powietrzu oraz kłopoty związane z utrzymaniem należytej czystości, zaletą zaś jest możność otrzymania dużej ogrzewalnej powierzchni, dochodzącej do kilkuset m^2 .



Rys. 54.

fer płaski systemu Reinera, przedstawiony schematycznie na rysunku 54, oraz kaloryfer z rur okrągłych syst. prof. W. Iwanowskiego, podany na rysunku 56.



Rys. 55.

w spalinach przed odprowadzeniem ich do kominu (zmniejszają się w ten sposób straty kominowe instalacji).

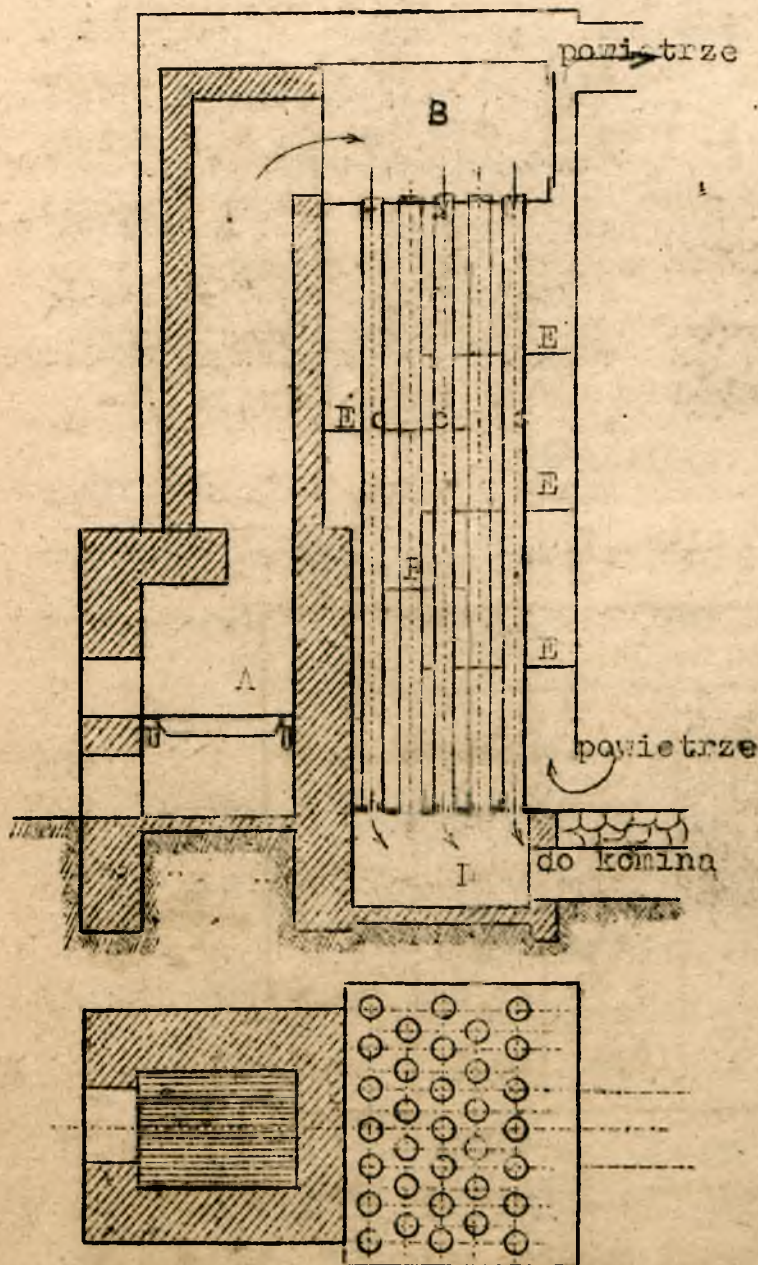
We wszystkich kaloryferach ogniowych, prawidłowo skonstruowanych, gazy spalinowe płyną pionowymi kanałami z góry na dół. Prowadzenie spalin kanałami poziomymi nie jest racjonalne, albowiem kanały te zanieczyszczają się zbyt prędko sadzą. Z kilku używanych obecnie konstrukcji kaloryferów ogniowych na uwagę zasługują kalory-

Płaski kaloryfer syst. Reinera (rys. 54) składa się z kilku jednakowych sekcji w kształcie skrzyń poprzedzielanych przegrodami z blach stalowych na szereg poziomych i pionowych kanałów. (rys. 55). Kanałami poziomymi płynie powietrze, a

pionowymi gazy spalinowe. Szerokość kanałów jest stosunkowo mała i wynosi od 18 do 27 mm, co daje możność umieścić w jed-

nej sekcji bardzo dużą ich ilość i osiągnięcie przez to wiel-
kich powierzchni ogrzewalnych, dochodzących do 360 m^2 w jed-
nej sekcji (przy powierzchni ogrzewalnej jednej przegrody około
 $3,6 \text{ m}^2$).

Kaloryfery syst.Reinera są stosunkowo proste, dają moż-
ność otrzymania dużych powierzchni ogrzewalnych, natomiast
zbyt wąskie kanały dymowe utrudniają oczyszczanie ich od sa-
dzy. Wadą poza tym tych kaloryferów jest prędkie zużycie dol-
nych sekcji wskutek rdzewienia.



Rys.56.

Kaloryfer syst.prof.W.
Iwanowskiego (rys.56)
składa się z paleniska A,
górnej komory dymowej B,
rur z blachy stalowej C
i dolnej komory dymowej D.
Gazy spalinowe i powie-
trze mają bieg naturalny
spaliny opadają w niżej
ochładzania się na dół
powietrze zaś płynie pod-
nosząc swoją temperaturę
do góry. Przegrody E ma-
ją na celu skierowanie po-
wietrza prostopadle do rur,
przez co powiększa się
współczynnik przewodnictwa
ciepła k. Jeżeli ruch
powietrza wywołany jest
ciągiem naturalnym komina,

podrzewacz ze względu na konieczność zmniejszenia oporów przegród tych nie posiada.

Srednica rurek w tego rodzaju kaloryferach ze względu na łatwość czyszczenia ich od sadzy, powinna wynosić od 50 do 100 mm. Samo zaś czyszczenie rurek odbywa się przez górną komorę dymową podczas postaju przy pomocy skrobaczek oraz szczotek z drutu. W tym celu komora ta posiada właz.

Kaloryfery ogniowe ze względu na to, że i substancja ogrzewająca i ogrzewana są gazami, posiadają mały współczynnik przewodnictwa ciepła k . Oczywiście wielkość jego zależy od prędkości spalin i powietrza oraz od czystości powierzchni ogrzewalnej. Zależność ta w przypadku, gdy powierzchnia ogrzewalna z obu stron jest czysta, a powietrze i spaliny płyną w przeciwnym kierunku przedstawia się według Gottinherra w postaci następującej tabelki (tyblica V).

Tablica V.

	Prędkość spalin					
	m/sek	0,5	1,0	2,0	5,0	10,0
prędkość powietrza	0,5	4,5	5,2	5,8	6,6	7,1
	1,0	5,2	6,0	6,9	8,1	8,9
	2,0	5,8	6,9	8,1	9,7	10,9
	5,0	6,6	8,1	9,7	12,2	14,1
	10,0	7,1	8,9	10,9	14,1	16,7

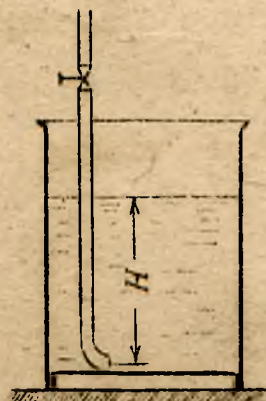
$$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}}$$

Jeżeli przeciwprąd połączony jest z prądem krzyżującym się jak na rysunku 56 wartości współczynnika k są większe przynajmniej o 10%.

Oprócz kaloryferów ogniowych wytworzą ciepłą parę między gazami zachodzi w rekuperatorach i regeneratorach, które rozpatrzyny w rozdziałach poświęconych piecom. Do wymienników zaliczamy również, rozpatrywane w kursie kotłów parowych przegrzewacze i ekonoizery. W pierwszych gazy spalinowe oddają ciepło parze, w drugich zaś wodzie.

§ 17. Ogrzewanie bezprzeponowe parą wodną.

W niektórych wypadkach ogrzewanie substancji ciekłych może zachodzić przez bezpośrednie doprowadzanie do nich pary ogrzewającej. Para kondensując się, oddaje ciepło skraplania ogrzewanej cieczy, skropliny zaś, miesza się z nią. W momencie doprowadzania pary, temperatura cieczy wzrasta aż do temperatury jej wrzenia pod ciśnieniem panującym w aparacie. Przy dalszym ogrzewaniu ciecz wrze w stałej temperaturze, a opary, które wydzielają się z jej powierzchni są odprowadzane z aparatu. Urządzenia do bezprzeponowego ogrzewania parą wodną nie są bardzo skomplikowane. W najprostszym przypadku para ogrzewająca, doprowadzana jest przy pomocy rury zanurzonej w ogrzewanej cieczy, do samego dna aparatu, jak pokazano na rysunku 57.

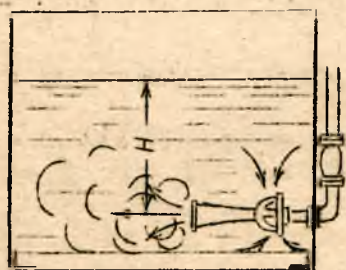


Rys. 57.

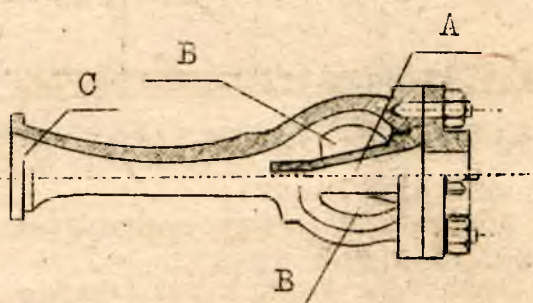
Gdy chodzi o dobre wynieszenie ogrzewanej substancji doprowadzają parę przy pomocy różnych rodzajów bekkotek onawianych w § 8 rozdziału 5 (Mieszadła).

Bezprzeponowe ogrzewanie parą przy pomocy bekkotek lub rur zanurzonych w cieczy (rys. 57) wywołuje w budynku, w którym się znajdują tego rodzaju aparaty,

nieprzyjemny hałas, ujemnie wpływający na nerwy pracowników. Bez hałasu natomiast pracują ogrzewacze strumieniowe (snozkowe). Jeden z takich ogrzewaczy konstrukcji warszawskiej firmy "Gwiżdziński i S-ka" przedstawiony jest na rysunkach 58 i 59.



Rys. 58.



Rys. 59.

Działanie ogrzewacza strumieniowego polega na tym, że para, wypływająca z wielką prędkością ze zwężone o końca rury A porywa ze sobą ciecz, dopływającą przez boczne otwory B, niesza się z nią i oddając jej ciepło, skrapla się. Ciecz ogrzewana razem ze skroplinami odpływa rozszerzającą się przewodem C.

Wydajność ogrzewaczy strumieniowych zależy od ich wielkości oraz od ciśnienia pary ogrzewającej. W tablicy VI. podany jest rozchód pary oraz ilość ciepła dostarczonego przez tego rodzaju ogrzewacze różnych wymiarów w przypadku, gdy ciśnienie pary przynajmniej o 3 atmosfery jest większe od ciśnienia panującego w aparacie nad powierzchnią cieczy ogrzewanej.

Tablica VI.

Ø przewo- du parowego	5/8"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	
Rozchód pary	100	150	250	400	500	1000	$\frac{kg}{h}$
Ilość dostar- czanego cie- pła	50000	75000	125000	200000	250000	500000	$\frac{kcal}{h}$

Rozchód pary przy bezprzepływnym ogrzewaniu można obliczyć z bilansu cieplnego.

Oznaczając przez

G_{cz} - ilość cieczy ogrzewanej w kg,

c - ciepło właściwe cieczy w $\frac{Kcal}{kg \cdot ^\circ C}$,

t_1 - temperatura początkowa cieczy w $^\circ C$,

t_2 - temperatura końcowa cieczy w $^\circ C$,

i - entalpia pary ogrzewającej w $\frac{Kcal}{kg}$,

Q_{str} - straty cieplne w $\frac{Kcal}{h}$,

τ - czas ogrzewania w godzinach,

G_{par} - rozchód pary w kg/h,

$$G_{par} = i + G_{cz} \cdot c \cdot t_1 - Q_{par} \cdot t_2 + G_{cz} \cdot G_{par} \cdot t_2 + \tau Q_{str}$$

otrzymany bilans cieplny w postaci następującego równania

$$G_{par} = \frac{G_{cz} \cdot c (t_2 - t_1) + \tau Q_{str}}{i - t_2}$$

Ciepłota pary ogrzewającej powinno być większe od ciśnienia panującego w aparacie, w którym zachodzi ogrzewanie. Różnica ciśnień przy tym zużywa się: 1) na pokonywanie oporów hydraulicznych w przewodach doprowadzających parę, 2) na pokonanie

ciśnienia skupa cieczy wysokości H (rys.57) i 3) na nadanie cieczy energii kinetycznej.

Oznaczając przez

γ_{par} - ciężar właściwy pary w kg/m^3 ,

γ_{cz} - ciężar właściwy cieczy w kg/m^3 ,

W - prędkość pary w przewodach w m/sek

ξ - sumaryczny współczynnik oporów

p_1 - ciśnienie w aparacie w kg/m^2

obliczamy ciśnienie pary ogrzewanej p ze wzoru

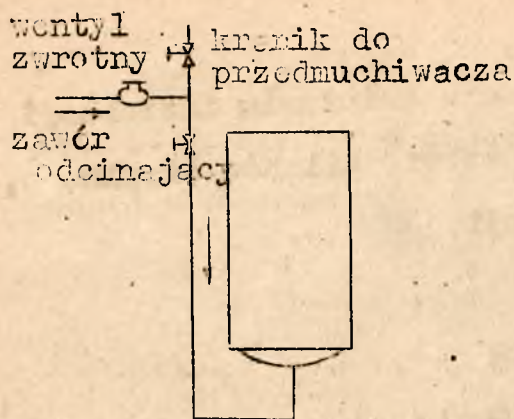
$$p = p_1 + \frac{\gamma_{\text{par}}}{2g} W^2 (1 + \xi) + \gamma_{\text{cz}} \cdot H$$

Na przewodzie rurowym doprowadzającym parę do aparatu grzejnego należy unieszczać wentyl zwrotny w celu zabezpieczenia przewodów parowych od dostania się do nich ogrzewanej cieczy w przypadku, gdy ciśnienie w przewodach z jakiegokolwiek powodu spadnie poniżej ciśnienia panującego w aparacie, w którym znajduje się ogrzewana ciecz. Oprócz wentylu zwrotnego i zaworu przy pomocy którego zamykany lub otwierany dopływ pary, bardzo często umieszczany bywa przed aparatem kranik do przedmuchiwania przewodów parowych w celu usunięcia skroplin, które zwykle nagromadzają się w nich podczas postoju.

Oczywiście przedmuchiwac przewody należy przed otwarciem zaworu doprowadzającego parę do aparatu.

Schemat doprowadzania pary do instalacji grzejnej podany jest na rys.60.

Ogrzewanie bezprzeponowe parą wodną jest najprostszym pod względem aparatury i obsługi oraz najoszczędniejszym pod względem zużycia pary sposobem ogrzewania. Niestety stosowanie



Rys. 60.

bezprzeponowe do ogrzewania ogrzane jest tylko do tych przypadków, przy których substancje ogrzewane nie reagują chemicznie z wodą, a rozcieńczenie ich skroplinami albo jest pożądane, albo tylko w małym stopniu ujemnie wpływa na dalszą przeróbkę.

§ 18. Ogrzewanie ogniowe.

Ogrzewanie ogniowe, jak było zaznaczone poprzednio, stosowane jest w tych przypadkach, gdy należy ogrzewać różnego rodzaju substancje do temperatur wyższych od 180°C , lub, gdy zakład przemysłowy nie posiada pary wodnej.

Każda instalacja, w której źródłem ciepła są gazy spalnicowe posiada palenisko, kanały dymowe i komin.

Palenisko powinno być dostosowane do rodzaju paliwa, które się w nim spala. Powinno więc ono posiadać ruszt, gdy przeznaczone jest do paliwa stałego, lub być bezrusztowe, gdy spala się w nim paliwo ciekłe, albo gazowe.

Palenisko jest jedną z najważniejszych składowych części instalacji do ogrzewania ogniowego. Na odpowiednią jego konstrukcję i prawidłowe funkcjonowanie należy zwracać specjalną uwagę. Szczegóły budowy, zasady działania i sposoby obliczania różnego rodzaju palenisk będą podane w części III kursu poświęconej piecom, dlatego teraz zajmować się nimi nie będziemy.

O dobrym z punktu widzenia cieplno o działaniu instalacji do ogrzewania ogniowego sądziny na podstawie bilansu cieplnego, który składa się z następujących pozycji

Przychód

1. Ciepło dostarczone z paliwen

$$Q_{pal} = G_{pal} \cdot c_{pal} \cdot t_{pal} + G_{pal} \cdot W$$

2. Ciepło dostarczone z powietrzem

$$Q_{pow} = G_{pow} \cdot C_{pow} \cdot t_{pow}$$

Rozchód

1. Straty w popiele i żużlu

$$Q_z + 8100 \cdot G_o$$

2. Straty wskutek niezupełnego spalania

$$Q_{co} = G_{pal} \cdot C \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO} \cdot 5670$$

3. Straty koninowe

$$Q_{kon} = G_{spal} \cdot C_{spal} \cdot t_{spal}$$

4. Straty przez przewodnictwo i promieniowanie

$$Q_{prz} = k \cdot F (t' - t_o) \tau$$

5. Ciepło zużyte na ogrzanie instalacji grzejnej

$$Q_{inst} = G_{inst} \cdot C_{inst} \cdot (t_k - t_p)$$

6. Ciepło użyteczne, zużyte na podniesienie temperatury substancji ogrzewanej oraz na reakcje fizyczne i chemiczne zachodzące w aparacie ogrzewanym

$$Q_u = G_{cz} \cdot C_{cz} \cdot (t_k - t_p) + Q_r$$

We wzorach powyższych

G_{pal} , G_{pow} , G_{spal} , G_i oraz G_{cz} są to ciężary w kg paliwa, powietrza, spalin, instalacji cieplnej i cieczy ogrzewanej.

G_{pal} , c_{pow} , c_{spal} , c_i oraz c_{cz} - ciepła właściwe paliwa, powietrza, azów spalinowych, instalacji i cieczy ogrzewanej w $\frac{kcal}{kg \cdot ^\circ C}$

t_{pal} , t_{pow} i t_{spal} - temperatury w $^\circ C$ paliwa, powietrza i spalin.

t_p i t_k - temperatury w $^\circ C$ początkowe i końcowe instalacji i cieczy ogrzewanej

t - średnia temperatura powierzchni tracącej ciepło przez przewodnictwo i promieniowanie

t_o - temperatura otoczenia w $^\circ C$

G_c - ilość kg węgla straconego w żużlu i popiole

C - ilość kg węgla zawarta w $1 kg$ paliwa

CO i CO_2 - procentowe zawartości tlenku i dwutlenku węgla w gazach spalinowych według aparatu Orsat'a

T - czas w godzinach

W - wartość opałowa paliwa w $\frac{kcal}{kg}$

Q - sumaryczne ciepło reakcji chem. i fiz.

Bilans cieplny można przedstawić w postaci następującego równania

$$Q_{pal} + Q_{pow} = Q_z + Q_{co} + Q_{kor} + Q_{prz} + Q_{inst} + Q_r$$

lub

$$G_{pal} \cdot C_{pal} \cdot t_{pal} + G_{pal} \cdot W + G_{pow} \cdot C_{pow} \cdot t_{ppow} = 8100 G_c + 5670 G_{pal} \cdot C \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO} + G_{spal} \cdot C_{spal} \cdot t_{spal} + \alpha F(t - t_o) T + G_i \cdot c_i \cdot (t_k - t_p) + G_{cz} \cdot c_{cz} \cdot (t_k - t_p) + Q_r$$

Z równania powyższego można obliczyć rozchód paliwa

$$G_{pal} = \frac{8100 G_c + G_{spal} \cdot C_{spal} \cdot t_{sp} - G_{pow} \cdot C_{pow} \cdot t_{pow} + \alpha F(t - t_o) \cdot T}{C_{pal} \cdot t_{pal} + W - 5670 \cdot C \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO}} +$$

$$+ \frac{G_i \cdot C_i (t_k - t_p) + G_{cz} \cdot C_{cz} (t_k - t_p) + Q_T}{C_{pal} \cdot t_{pal} + W - 5670 \frac{CO}{CO_2 + CO}}$$

Instalacje przemysłowe, w których stosowane jest ogrzewanie ogniowe są to w większości wypadków piece, którym poświęcona jest specjalna część kursu. W paragrafie bieżącym wobec tego wskażę tylko kilka przykładów ogrzewania ogniowego aparatów chemicznych.

Na rysunkach 20, 21 i 23 rozdziału 12 (Destylacja i aparaty destylacyjne) przedstawione są kotły do destylacji smoły z węla brunatnego (rys. 20), ropy naftowej (rys. 21) oraz do destylacji pod próżnią różnych węglowodorów (rys. 23). Kotły te ogrzewane są gazami spalinowymi. Przykłady ogrzewania ogniowego aparatów wyparnych podane są na rysunkach 1 i 2 rozdziału 11 ("Stężanie roztworów i aparaty wyparne").

§ 19. Izolacja cieplna.

Ścianki zewnętrzne aparatów grzejnych oraz przewodów rurowych, w których płyną para wodna lub gorąca ciecz i gazy, posiadają wyższą temperaturę niż otaczające je powietrze, wskutek czego aparaty grzejne i przewody rurowe tracą ciepło przez promieniowanie i przewodnictwo. Dla zmniejszenia powyższych strat należy osłaniać aparaty grzejne i przewody rurowe materiałami izolacyjnymi źle przewodzącymi ciepło. Ma to duże znaczenie z punktu widzenia oszczędności cieplnej, gdyż zmniejszając nieużyteczne straty cieplne, zmniejszamy zużycie paliwa w paleniskach kotłów parowych i innych urządzeń.

Dobre materiały izolacyjne powinny posiadać następujące

własności

- 1) małe przewodnictwo właściwe λ
- 2) dużą odporność na wilgoć,
- 3) odpowiednią wytrzymałość mechaniczną,
- 4) odporność na wysokie temperatury,
- 5) mały ciężar właściwy,
- 6) cenę odpowiednią do zdolności ciepłochronnej materiału.

Przewodnictwo właściwe, najważniejszą z tych własności oraz ciężar właściwy dla najczęściej używanych materiałów izolacyjnych podaje za prof. B. Stefanowskim w tablicy VII.

Tablica VII.

	$\lambda \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^{\circ}\text{C} \cdot \text{h}}$	Badano w t $^{\circ}\text{C}$	$\gamma \text{ kg/m}^3$
Azbest luźny (suchy)	0,150	200 $^{\circ}$	579
" w arkuszach	0,061	30 $^{\circ}$	500
Korek drobiony (3-5mm)	0,042	20 $^{\circ}$	85
" w płytach	0,057	35 $^{\circ}$	335
Ma nezza w łupinach z 15%			
azbestu luźnego	0,069	200 $^{\circ}$	310
Torf luźny	0,060	20 $^{\circ}$	190
Torfowe płyty ("Torfoleum")	0,036	20 $^{\circ}$	163
Wata szklana	0,092	300 $^{\circ}$	186
" z żużla	0,061	200 $^{\circ}$	360
" żużlowa z magnezją	0,063	250 $^{\circ}$	290
Żużel kotłowy	0,140	20 $^{\circ}$	750
Zienia okrzemkowa (sucha)	0,078	300 $^{\circ}$	350
" " wypalona			
w cegielkach	0,106	300 $^{\circ}$	200
Cegła szamotowa	1,100	850 $^{\circ}$	1800

Grubość warstwy izolacyjnej zależy od wielu czynników, a mianowicie:

- 1) od różnicy temperatur wewnątrz i nazewnątrz urządzenia cieplnego,
- 2) od rodzaju i ceny materiału izolacyjnego,
- 3) od kosztów paliwa,
- 4) od ilości godzin pracy instalacji cieplnej w ciągu roku,
- 5) oraz od szeregu innych czynników.

Zwiększając grubość warstwy izolacyjnej, zmniejszamy straty ciepła, a przez to i koszty eksploatacyjne, natomiast powiększamy koszty instalacyjne, gdyż zwiększa się wydatek na izolację. Zadaniem inżyniera, odpowiedzialnego za instalację cieplną, jest wybranie odpowiednio o materiału izolacyjnego oraz ustalenie gospodarczo uzasadnionej grubości jego warstwy. Normalnie grubość warstwy izolacyjnej waha się w granicach od 25 do 110 mm.

Dla temperatur nie przekraczających 100°C najczęściej stosują korek drobiony lub suchy torf luźny. Dla temperatur powyżej 100°C - zirconia oraz magnesia w łupinach i inne materiały izolacyjne.

Izolację przewodów rurowych można wykonywać dwojako: albo nakładając warstwami na gorący przewód rozdrobioną masę izolacyjną zmieszaną z wodą i następnie bandażując ją nerłą i kilkakrotnie malując farbą olejną, albo otaczając rurociąg na odpowiednich podtrzyrkach płaszczen z obustronnie obołowanej blachy żelaznej lub prasowanego cementu na wkładce siatkowej i powstałą pomiędzy płaszczen i przewodem rurowym przestrzeń wypełniając materiałem izolacyjnym.

Izolację aparatów grzejnych wykonywa się w sposób podobny, z tą różnicą tylko, że płaszcz zewnętrzny wykonywany jest albo z blachy żelaznej albo z wąskich deszczek.

Dobra izolacja według badań prof. Nusselta może zmniejszyć straty ciepła o 95%. Z tego wynika, że nie izolowany aparat grzejny traci nieużytecznie prawie 7 razy tyle ciepła co aparat należycie izolowany.



964

