

**Katedra Silników Spalinowych
i Pojazdów ATH
ZAKŁAD TERMODYNAMIKI**

Badanie parowej nagrzewnicy powietrza

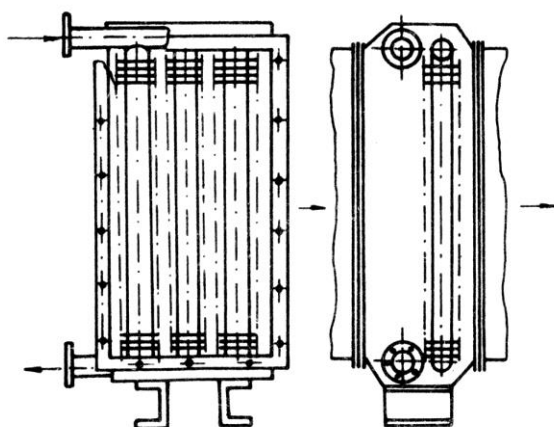
Wiadomości wstępne

Badania parowej nagrzewnicy powietrza obejmują wyznaczanie na drodze pomiarów i obliczeń cieplnych takich wielkości charakteryzujących nagrzewnicę jak jej wydajność cieplną przy różnych wydatkach powietrza, straty i sprawność cieplną nagrzewnicy oraz wartość współczynnika przenikania ciepła dla warunków określonych konstrukcją urządzenia i sposobem eksploatacji nagrzewnicy.

Budowa i zastosowanie nagrzewnic parowych

Nagrzewnice parowe znajdują powszechne zastosowanie w układach wentylacji i klimatyzacji. W odróżnieniu od nagrzewnic zasilanych gorącą wodą określane są jako nagrzewnice typu P. Przy odpowiednio zmienianej konstrukcji stosowane są jako podgrzewacze powietrza w konwekcyjnych urządzeniach suszarniczych. Jako czynnik grzewczy z reguły stosowana jest para wodna nasycona o ciśnieniu p od 0,1 do 0,6 MPa. Para wodna przekazuje ciepło czynnikowi ogrzewczemu (powietrzu) ulega skropleniu. W tych warunkach zachowanie stałego ciśnienia doprowadzanej do nagrzewnicy pary stabilizuje jej temperaturę na całej powierzchni wymiany ciepła.

Nagrzewnice typu P budowane są z wymiennych elementów grzejnych montowanych w obudowie, której kształt i wymiary odpowiadają kanałom powietrznym (wentylacyjnym). Elementy grzejne wykonywane są z rur stalowych ożebrowanych zewnątrz (w wykonaniu typowym rury grzewcze mają wymiary $d_w/d_z=17/21,75$, żebra nawijane o grubości 0,5mm i wysokości 10mm oraz podziałce 330 zwoi/m. Rury te w ustawieniu pionowym są spawane z kolektorami rurowymi (rozdzielczym i zbiorczym). Ilość elementów grzewczych (rzędów) w nagrzewnicy, uwarunkowana jest wydajnością cieplną urządzenia. Jako wyroby gotowe wykonywane są nagrzewnice 1, 2 i 3-rzędowe. Nagrzewnice o większej ilości rzędów uzyskuje się przez szeregowy łącznie nagrzewnic.



Rys. 1. Nagrzewnica dwurzędowa.

Istotnym elementem warunkującym poprawne działanie nagrzewnicy zasilanej parą wodną skraplającą się jest odwadniacz montowany za kolektorem zbiorczym. Zadaniem odwadniacza polega na odprowadzeniu z przestrzeni parowej powstających kropli przy równoczesnym

zatrzymaniu w tej przestrzeni nie skroplonej pary. Z analizy procesu przekazywania ciepła wynika wniosek odnośnie ruchu powietrza wzdłuż powierzchni wymiany ciepła. Odpowiednią intensywność wymiany ciepła między powierzchnią zewnętrzną nagrzewnicy a powietrzem warunkuje właściwa prędkość napływu powietrza na elementy grzejne. Prędkość napływu winna zawierać się w granicach 3-6 m/s. Z właściwości konstrukcyjnych nagrzewnicy wynika krzyżowy charakter przepływu obu ośrodków wymieniających ciepło.

Podstawowe zależności określające wymianę ciepła w nagrzewnicy parowej

Nagrzewnica parowa typu P należy do grupy wymienników ciepła rekuperacyjnych przepływowych, rurowych o krzyżowym przepływie ośrodków. Wymiana ciepła między czynnikiem grzewczym (parą) i ogrzewanym (powietrze) zachodzi na drodze przenikania. W tych warunkach składowymi procesami wymiany ciepła będą:

- przyjmowanie ciepła od pary skraplającej się do wewnętrznej powierzchni rur grzejnych
- przewodzenie ciepła przez ściankę rur i żebra
- przyjmowanie ciepła przez powietrze od zewnętrznej powierzchni rur grzejnych.

W warunkach ustalonego ruchu ciepła strumień ciepła wymienianego między parą i powietrzem określa wzór Pecleta:

$$\dot{Q} = k \cdot A_z \cdot \Delta t_m \tag{1}$$

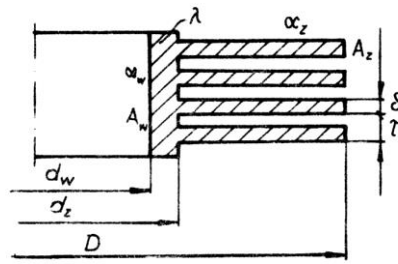
We wzorze powyższym występują:

- k powierzchniowy współczynnik przenikania ciepła dla powierzchni cylindrycznej ożebrowanej zewnętrznie.

$$k = \frac{1}{\varphi \frac{1}{\alpha_w} + \varphi \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\eta \alpha_m}} \tag{2}$$

gdzie:

- $\varphi = \frac{A_z}{A_w}$ współczynnik ożebrowania
- $\eta = 1 - \frac{A_z}{A_w} (1 - E)$ sprawność ścianki ożebrowanej
- E sprawność żebra (wartość określona wykresem opracowanym dla ścianek z żebrami kwadratowymi i okrągłymi). Pozostałe oznaczenia jak na rys.2.



Rys. 2. Przekrój ścianki cylindrycznej ożebrowanej zewnętrznie.

A_w – powierzchnia wewnętrzna

A_z – powierzchnia zewnętrzna

A_f – powierzchnia żeber

δ – grubość żebra

λ – współczynnik przewodności cieplnej ścianki

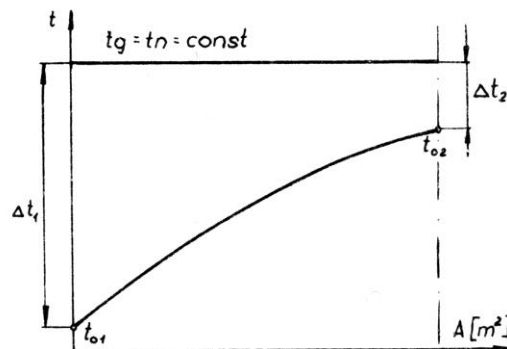
α_w – współczynnik przyjmowania ciepła dla czynnika grzewczego

α_z – współczynnik przyjmowania ciepła dla czynnika ogrzewanego

τ – podziałka (w metrach)

Średnia różnica temperatur między ośrodkami wymieniającymi ciepło Δt_m zależna jest od rozkładu temperatur wzdłuż powierzchni wymiany ciepła.

Dla przypadku wymiennika ciepła zasilanego parą wodną nasyconą (skraplającą się w wymienniku) o stałym ciśnieniu, można przyjąć stałą temperaturę tego czynnika, co przy rosnącej temperaturze czynnika ogrzewanego daje rozkład temperatur niezależny od kierunku ruchu czynników wzdłuż powierzchni wymiany ciepła



Rys. 3. Rozkład temperatury czynników wzdłuż powierzchni wymiany ciepła.

Średnia logarytmiczna różnica temperatur określona jest wzorem:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (4)$$

Ogrzewanie powietrza wilgotnego- wydajność cieplna nagrzewnicy

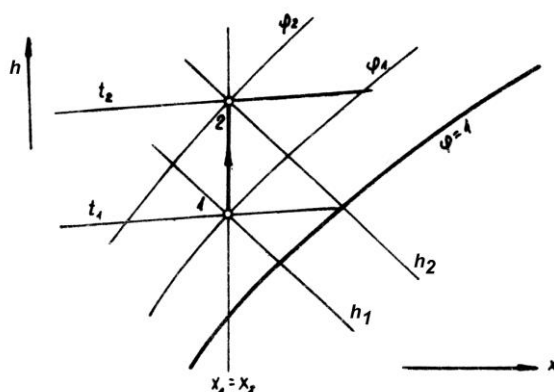
Ilość ciepła jaką należy dostarczyć, aby ogrzać powietrze o temperaturze początkowej, t_1 do temp. t_2 można określić posługując się wykresem h - X . Nagrzewanie wilgotnego powietrza w nagrzewnicy przebiega przy stałej zawartości wilgoci ($X = \text{const}$). Jeżeli znane są parametry powietrza, przed ogrzaniem t_1 i φ_1 i jeżeli jest określona temperatura, jaką należy osiągnąć po izobarycznym ogrzewaniu t_2 , oraz znany jest strumień masy powietrza przetłaczanego przez nagrzewnicę m , wymagany dla podgrzania strumień ciepła określa się zależnością:

$$\dot{Q}_N = m_g \cdot (h_2 - h_1) \quad (5)$$

gdzie:

- m_g strumień masy absolutnie suchego powietrza przetłaczanego przez nagrzewnicę
- m strumień masy powietrza wilgotnego
- h_1 odczytana z wykresu h - X entalpia powietrza przed nagrzewnicą
- h_2 odczytana z wykresu h - X entalpia powietrza za nagrzewnicą

Określony w ten sposób strumień ciepła wartością swą odpowiada procesowi grzania (Rys. 4) zachodzącemu przy ciśnieniu powietrza odpowiadającemu ciśnieniu dla jakiego zbudowany został wykres h - X .



Rys. 4. Proces ogrzewania powietrza na wykresie h - X .

Dla poczynionych na wstępie założeń wymagany strumień ciepła można również określić analitycznie korzystając z zależności wynikającej ze wzoru (5)

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_g [c_{pg}(t_2 - t_1) + c_{pp}X_1(t_2 - t_1)] \quad (6)$$

gdzie:

- $c_{pg} = 1 \text{ kJ/(kg K)}$
ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu dla powietrza absolutnie suchego.
- $c_{pp} = 1,93 \text{ kJ/(kg K)}$
ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu dla pary wodnej zawartej w powietrzu.

Wydajność cieplna nagrzewnicy

Wydajność cieplną nagrzewnicy określa strumień ciepła dostarczonego przez nagrzewnicę do przetłaczanego powietrza. Wielkość tę dla różnych warunków eksploatacji nagrzewnicy wyznacza równanie (5) lub (6). Analizując proces przekazywania ciepła od czynnika grzewczego (pary wodnej) do czynnika ogrzewczego (powietrza) można w oparciu o zależności (1) (2) (3) stwierdzić, że na wydajność cieplną nagrzewnicy mają wpływ takie wielkości jak współczynniki przejmowania ciepła po obu stronach przepony, kształt, wymiary i właściwości materiału przepony oraz potencjały termiczne obu czynników. Przy zadanym kształcie i wymiarach przepony oraz określonych rodzajach i temperaturach czynników na wejściu do nagrzewnicy szczególnego znaczenia nabierają warunki ruchu powietrza (kierunek, prędkość i burzliwość strumienia powietrza) wzdłuż powierzchni wymiany ciepła. Warunki te mogą ulegać zmianie wraz ze zmianą ilości przetłaczanego przez nagrzewnicę powietrza powodując zmianę α_z podstawowej wielkości określającej wartość współczynnika przenikania ciepła k , a więc i strumienia ciepła wymienianego między parą a powietrzem.

Straty i sprawność cieplna nagrzewnicy

Bilans cieplny nagrzewnicy może być zapisany równaniem

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_N + \dot{Q}_{ot} \quad (7)$$

Gdzie:

- \dot{Q}_p strumień ciepła oddawanego przez czynnik grzewczy (parę wodną)
- \dot{Q}_N strumień ciepła odbieranego przez czynnik ogrzewany (powietrze)- wydajność cieplna nagrzewnicy
- \dot{Q}_{ot} strumień ciepła traconego do otoczenia przez obudowę nagrzewnicy. Strumień ten zależy od właściwości obudowy (szczelność i skuteczność izolacji cieplnej) i potencjałów termicznych wnętrza i otoczenia nagrzewnicy.

Przy podanych oznaczeniach sprawność cieplną nagrzewnicy wyrażoną stosunkiem ciepła wykorzystanego do ciepła doprowadzonego określa wzór:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_N}{\dot{Q}_P} \quad (8)$$

Wielkość ta pozwala na ocenę strat ciepła zachodzącego w nagrzewnicy podczas procesu wymiany ciepła między czynnikiem grzewczym i ogrzewanym. Z równań (7) i (8) można otrzymać zależność:

$$\dot{Q}_{ot} = (1 - \eta) \cdot \dot{Q}_P \quad (9)$$

Strumień ciepła doprowadzanego z parą wodną (czynnikiem grzewczym)

Zakładając, że para wodna ulega w nagrzewnicy całkowitemu skropleniu oraz, że nie ma przecieków pary do przewodów skroplinowych (poprawnie działający odwadniacz), strumień ciepła doprowadzanego przez parę określi równanie:

$$\dot{Q}_P = \dot{G}_P (h_{p1} - h_{sk}) \quad (10)$$

Gdzie:

- \dot{G}_P strumień masy pary doprowadzanej do nagrzewnicy w kg/s
- $h_{p1} = h_1' + x (h_1'' - h_1')$
entalpia pary doprowadzonej w kJ/kg

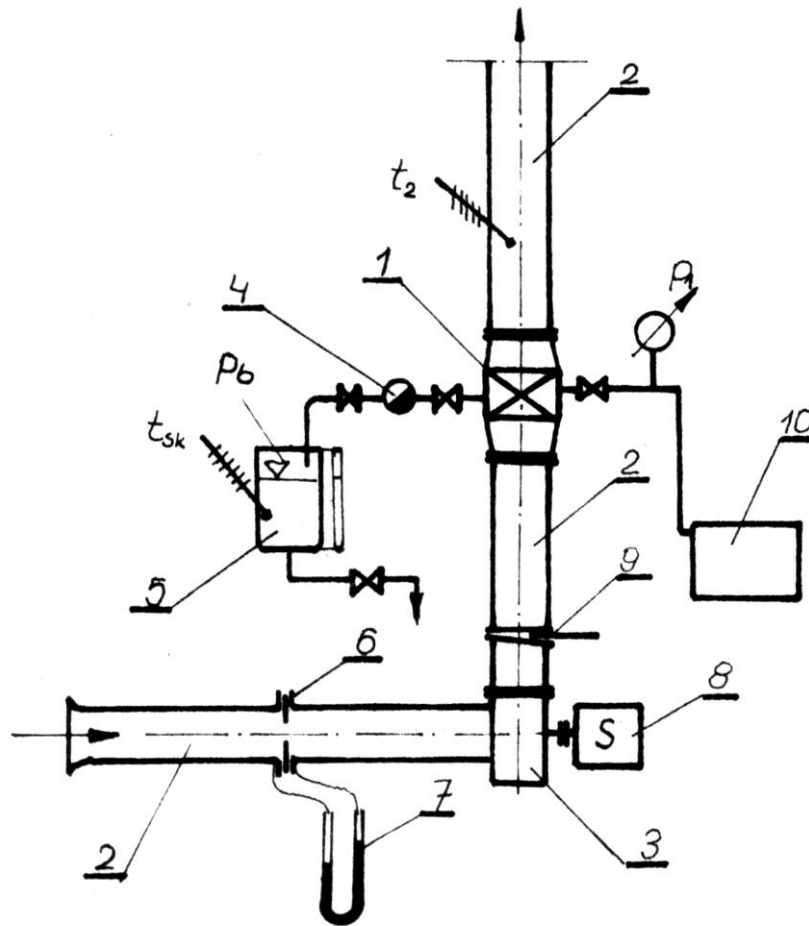
gdzie:

- h_1' oraz h_1''
odczytujemy z tablic parowych dla ciśnienia pary: $p_1 = p_{m1} + p_{ot}$
- x
stopień suchości pary wytwarzanej w wytwornicy, przyjmujemy $x=0,95$
- h_{sk} entalpia skroplin odprowadzanych z nagrzewnicy w kJ/kg dla ciśnienia p_1 (odczytujemy z tablic parowych poniżej linii nasycenia dla temperatury skroplin t_{sk}).

Pomiary

Badanie nagrzewnicy w zakresie objętym ćwiczeniem przeprowadza się na stoisku laboratoryjnym, w skład którego obok nagrzewnicy wchodzi wentylator wymuszający przepływ powietrza przewody powietrza oraz instalacja doprowadzająca parę i odprowadzająca skropliny.

Schemat stanowiska laboratoryjnego



Rys. 5. Schemat stanowiska.

- 1) nagrzewnica 1-rzędowa
- 2) kanały powietrzne
- 3) wentylator odśrodkowy
- 4) odwadniacz
- 5) zbiornik pomiarowy skroplin
- 6) kryza pomiarowa
- 7) mikromanometr
- 8) silnik napędowy wentylatora
- 9) przesłona ustalająca strumień masy powietrza przetłaczanego przez nagrzewnicę
- 10) wytwornica pary

Powietrze w ustalonej przesłonie (9) ilości zasysane jest z otoczenia przez wentylator (3) i przetłaczane przez nagrzewnicę (1), od której odbiera ciepło w ilości \dot{Q}_N . Równocześnie do nagrzewnicy doprowadzana jest para w ilości n_{i_p} uwarunkowanej ilością doprowadzanych skroplin. Stan powietrza przed nagrzewnicą określa t_1 i φ_1 za nagrzewnicą t_2 . Stan pary przed nagrzewnicą p_1 .

Sposób przeprowadzania pomiarów

Pomiarów dokonuje się w warunkach równowagi cieplnej układu tj. po ustaleniu się warunków przepływu i wymiany ciepła. Świadectwem takiego stanu jest stałość wszystkich mierzonych wielkości. Badania nagrzewnicy w zakresie przewidzianym w ćwiczeniu przeprowadza się dla stanu równowagi określonych różną intensywnością przepływu powietrza (dla 6 przesłon o średnicach otworów: 212, 167, 133, 105, 71,0 oraz przepływu bez przesłony). Okres trwania pomiarów dla każdego stanu równowagi wyznacza czas przyrostu objętości skroplin w zbiorniku pomiarowym wynoszącym $\Delta V = 3 \text{ litry} = 0,003 \text{ m}^3$.

Każdy pomiar obejmuje odczyt następujących wielkości:

- p_B ciśnienie barometryczne
- p_1 ciśnienie pary
- t_1 temperatura powietrza na wlocie
- t_2 temperatura powietrza na wylocie
- t_{sk} temperatura skroplin w zbiorniku pomiarowym
- $\Delta \tau$ czas przyrostu skroplin w zbiorniku pomiarowym o objętości $\Delta V = 3 \text{ l}$.
- Δh spadek ciśnienia na kryzie pomiarowej.

Opracowanie wyników

Określenie wydajności cieplnej nagrzewnicy

Wydajność cieplną określa się metodą graficzno- analityczną korzystając ze wzoru (5)

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_g (h_2 - h_1)$$

gdzie: \dot{m}_g - strumień masy powietrza absolutnie suchego przetłaczanego przez nagrzewnicę

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{m}}{1 + X}$$

- $X = X_1 = X_2$ zawartość wilgoci w powietrzu ogrzewanym w kg $\text{H}_2\text{O}/\text{kg}$ p.s. odczytana z wykresu $h-X$ dla t_1 oraz φ_1 .

Strumień masy powietrza wilgotnego przetłaczanego przez nagrzewnicę przy zastosowaniu kryzy pomiarowej obliczamy ze wzoru:

$$m = \alpha \cdot \varepsilon \cdot f \cdot \sqrt{2\Delta p \rho_1}$$

gdzie:

- $\alpha = 0,698$ współczynnik przepływu
- $\varepsilon = 1,0$ współczynnik ekspansji
- $f = \frac{\pi d^2}{4}$ powierzchnia przekroju wolnego kryzy
- d średnica otworu kryzy
d=0,141mm

Z termicznego równania stanu dla powietrza:

$$\rho = \frac{P_{ot}}{R_x T_{ot}}$$

gdzie:

- R_x zastępcza stała gazowa dla powietrza wilgotnego (gaz doskonały)
$$R_x = \frac{R_g + X \cdot R_p}{1 + X}$$
- R_g indywidualna stała gazowa dla powietrza suchego
 $R_g = 287 \text{ J/kgK}$
- R_p indywidualna stała gazowa pary wodnej
 $R_p = 462 \text{ J/kgK}$
- X stopień zawilżenia powietrza

$$X = 0,622 \frac{\varphi_{ot} \cdot p_s(t_{ot})}{P_{ot} - \varphi_{ot} \cdot p_s(t_{ot})}$$

- φ_{ot} - wilgotność względna otoczenia
- $p_s(t_{ot})$ - ciśnienie nasycenia pary wodnej w temperaturze pomiaru

Spadek ciśnienia na kryzie mierzony mikromanometrem określa zależność

$$\Delta p = \Delta h \cdot \gamma \cdot a$$

gdzie:

- Δh zmierzona długość słupa cieczy manometrycznej w [m]
- γ ciężar właściwy cieczy manometrycznej w [N/m^3]
- a przełożenie manometru (dla manometru z rurką pochyłą)
$$a = \frac{1}{2,5}$$

Określenie strumienia ciepła doprowadzonego przez parę wodną

Strumień ciepła doprowadzonego do nagrzewnicy przez parę można określić ogólnym wzorem (10), z którego wynika potrzeba wyznaczenia strumienia masy pary oraz entalpii pary doprowadzanej i entalpii skroplin odprowadzanych z nagrzewnicy.

Strumień masy pary doprowadzanej

Wielkość tę można określić przez pomiar strumienia masy skroplin wpływających z nagrzewnicy przy założeniu ustalonego przepływu czynnika grzewczego przez nagrzewnicę

$$\dot{G}_p = \dot{G}_{sk}$$

Stosując w układzie pomiarowym zbiornik, do którego spływają powstałe w nagrzewnicy skropliny można mierzyć przyrost objętości skroplin ΔV_{sk} oraz czas $\Delta \tau$, w którym ten przyrost nastąpił. Stosunek tych wielkości określa strumień objętości skroplin wypływających z nagrzewnicy. Znajac gęstość skroplin ρ_{sk} można określić strumień masy skroplin:

$$\dot{G}_p = \frac{\Delta V_{sk}}{\Delta \tau} \cdot \rho_{sk}$$

ρ_{sk} określa się z tablic dla odczytanej temperatury t_{skr} . W układzie pomiarowym zastosowano otwarty (bezcisnieniowy) zbiornik skroplin pracujący przy ciśnieniu atmosferycznym p_B . Skropliny wypływające z nagrzewnicy przez odwadniacz wprowadzane są do zbiornika pomiarowego, gdzie ulegają rozprężeniu od ciśnienia p_1 do ciśnienia p_B . Procesowi rozprężania się skroplin towarzyszy odparowanie części skroplin. Powstająca w ten sposób para wtórna zmniejsza mierzoną wartość ΔV_{skr} . Ilość pary wtórnej wydzielającej się z 1 kg wpływających skroplin można wyznaczyć równaniem:

$$d_1 = \frac{h_{sk1} - h_{sk2}}{r_2}$$

gdzie:

- h_{sk1} entalpia skroplin powstających w nagrzewnicy w [kJ/kg] odczytywana z tablic dla ciśnienia absolutnego p_1
- h_{sk2} entalpia skroplin w zbiorniku pomiarowym w [kJ/kg] odczytywana z tablic dla ciśnienia p_B .
- r_2 ciepło parowania w [kJ/kg] odczytywane z tablic dla ciśnienia p_B .

Z uwagi na niedoskonałe działanie odwadniaczy pewna ilość pary nie skroplonej w nagrzewnicy przecieka do zbiornika pomiarowego. Ilość tej pary zależna jest od różnicy ciśnień przed i za odwadniaczem i jej udział masowy odniesiony do 1 kg wpływających skroplin określają zależności dla

$$- p_b/p_1 \geq 0,577 \quad d_2 = \sqrt{p_1 - p_b}$$

$$- p_b/p_1 < 0,577 \quad d_2 = \varepsilon \sqrt{p_1}$$

We wzorach powyższych występują absolutne wartości ciśnień

- ε współczynnik proporcjonalności, którego wartość zależy od rodzaju i stanu odwadniacza. Dla odwadniaczy pływakowych można przyjąć:
 $\varepsilon = 0,00006$ jeżeli ciśnienia podane są w Pa

Całkowita ilość pary przedostającej się do zbiornika pomiarowego odniesiona do 1 kg skroplin wynosi

$$d = d_1 + d_2$$

Uwzględniając powyższe warunki, strumień masy pary doprowadzonej do nagrzewnicy określony będzie zależnością

$$\dot{G}_p = \dot{G}_{sk} (1 + d)$$

Entalpia pary i skroplin

W warunkach określonych właściwościami stanowiska laboratoryjnego, w którym nagrzewnica zasilana jest parą nasyconą jej entalpię określa zależność

$$h_{p1} = h_1' + x_1 (h_1'' - h_1')$$

Gdzie:

- h_1'' entalpia pary suchej nasyconej przy p_1
- h_1' entalpia cieczy wrzącej przy p_1
- x_1 stopień suchości pary nasyconej

Entalpia skroplin powstających w nagrzewnicy

$$h_{sk} = h_1'$$

Wartość wielkości h_1'' , h_1' należy odczytać z tablic termodynamicznych pary i wody dla określonego pomiaru ciśnienia absolutnego p_1 . Zatem w warunkach przeprowadzanego pomiaru strumień ciepła dostarczanego do nagrzewnicy przez parę zgodnie ze wzorem (10) wyrazi równanie:

$$\dot{Q}_p = \dot{G}_p \cdot [h_1' + x \cdot (h_1'' - h_1') - h_{sk}]$$

Sprawność cieplna nagrzewnicy i strata ciepła

Obie wielkości określa się liczbowo korzystając z podanych wyżej wzorów (8) i (9).

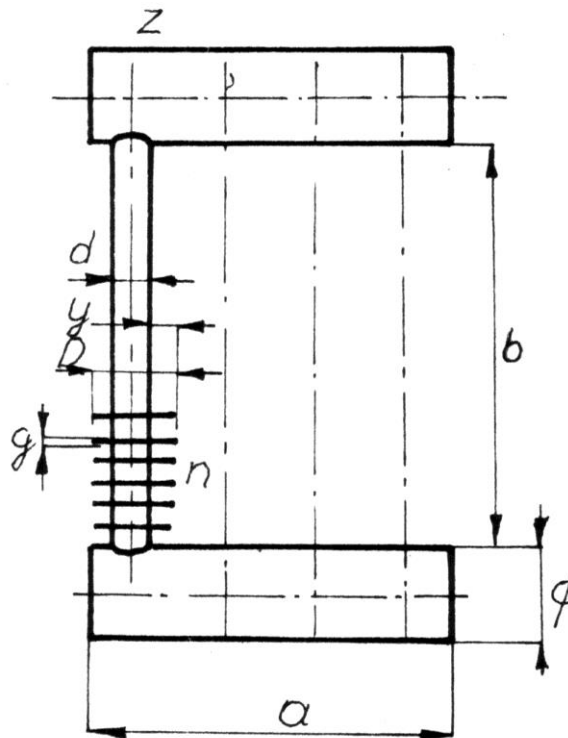
Współczynnik przenikania ciepła do nagrzewnicy parowej

Wartość współczynnika przenikania ciepła dla różnych stanów pracy nagrzewnicy może być określona drogą pomiarową przy wykorzystaniu wzoru Pecleta (1).

$$k = \frac{\dot{Q}_N}{A_z \cdot \Delta t_{sr}} \text{ [kW/m}^2\text{K]}$$

Wartość średniej różnicy temperatur (siły napędowej procesu przenikania ciepła) z dostatecznym przybliżeniem może być określona za pomocą wzoru (4).

Powierzchnię zewnętrzną nagrzewnicy określa się w oparciu o podstawowe wymiary badanej nagrzewnicy rys.6.



Rys. 6. Wymiary powierzchni zewnętrznej nagrzewnicy.

$a=260 \text{ mm}$

$b=420 \text{ mm}$

$\Phi=60 \text{ mm}$

$d=32 \text{ mm}$

$D=61 \text{ mm}$

$g=1 \text{ mm}$

$z=4 \text{ szt.}$

$n=52 \text{ szt.}$

$$A_z = A_1 + A_2 + A_3$$

- $A_1 = 2\pi(\phi a - z \cdot \frac{d^2}{4})$ powierzchnia rur poziomych (kolektorów)
- $A_2 = z(\pi a b - n g)$ powierzchnia rur pionowych
- $A_3 = z n \pi \left(\frac{D^2 - d^2}{2} + Dg \right)$ powierzchnia żebrowa

Obliczone wartości współczynnika przenikania ciepła zależą od zmieniających się warunków przepływu powietrza przez nagrzewnicę. Zmienność tych warunków określa prędkość powietrza opływającego powierzchnię wymiany ciepła. Prędkość ta może być określona z równania ciągłości i przepływu

$$w_n = \frac{\dot{m}}{A_p \cdot \rho_1}$$

gdzie:

- A_p powierzchnia prześwitu określona w płaszczyźnie rozstawienia rur grzejnych, określona wymiarami na rys. 6

$$A_p = a \cdot b - z [b \cdot d + (D-d) \cdot n \cdot g]$$
- \dot{m} strumień masy powietrza przetłaczanego przez nagrzewnicę
- ρ_1 gęstość powietrza przed nagrzewnicą