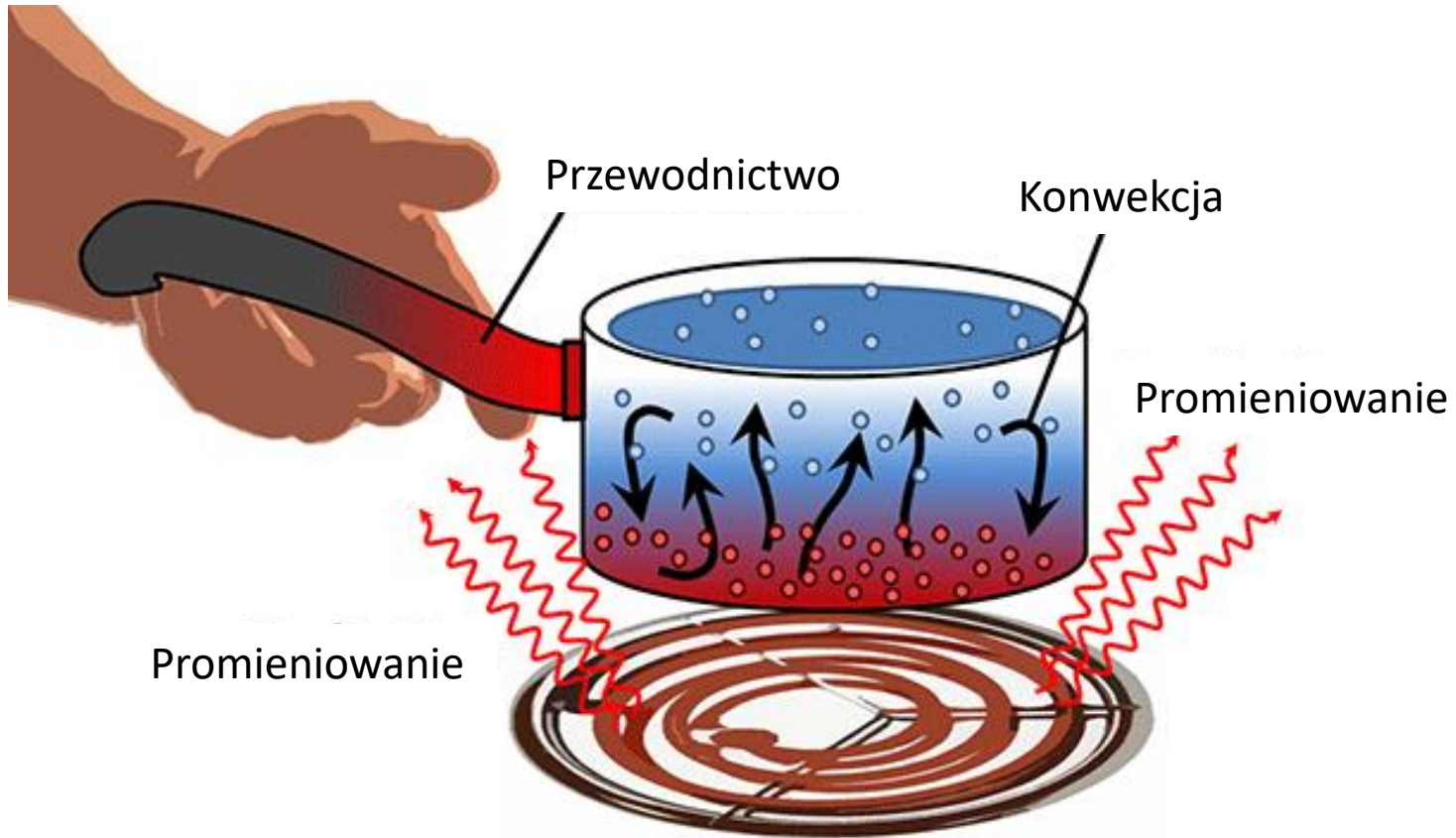


Wykład 7

Procesy wymiany ciepła

Procesy wymiany ciepła



Procesy wymiany ciepła

Zmiany temperatury mediów łączą się z **wymianą ciepła** pomiędzy czynnikami cieplejszymi i zimniejszymi.

Jeśli wymiana ciepła zachodzi **od temperatury wyższej do temperatury niższej**, to jest to zjawisko naturalne i nie wymaga szczególnych urządzeń, takich jak na przykład przy **wyprowadzaniu ciepła z obszaru o temperaturze niższej do obszaru o temperaturze wyższej**, czyli w lodówkach czy w pompach ciepła.

Transport ciepła w kierunku niższej temperatury – tu można wyróżnić wiele procesów wymiany ciepła, jak:

- ogrzewanie ciał stałych, cieczy i gazów,
 - topienie ciał stałych i odparowanie cieczy,
- procesy wykonywane w kierunku odwrotnym, tj.

- chłodzenie ciał stałych, cieczy i gazów,
- skraplanie gazów i zamrażanie cieczy,

procesy suszenia, w których dodatkowo następują procesy wymiany masy.

Procesy wymiany ciepła

Procesy ruchu ciepła można podzielić na dwa zasadnicze przypadki. Po pierwsze proces wymiany ciepła może być niezależny od czasu, wówczas temperatura jest tylko funkcją położenia:

$$T = f(x, y, z)$$

i taki proces nazywa się **ustaloną wymianą ciepła** (ustalonym transportem ciepła).

Po drugie proces może zależeć także od czasu i wówczas:

$$T = f(x, y, z, \tau)$$

a proces nosi nazwę **nieustalonej wymiany ciepła**.

Procesy wymiany ciepła

Inny podział procesów transportu ciepła:

- **Przewodzenie**, które polega na bezpośrednim przekazywaniu energii cząstkom (czasem cząsteczkom) przez cząstki sąsiednie. Przewodzenia dotyczy wszystkich stanów skupienia materii. Jednak należy tu zaznaczyć, że w przypadku gazów przewodzenie, czyli przekazywanie energii kinetycznej, występuje tylko wtedy, gdy molekuły nie zmieniają swego wzajemnego położenia.
- **Konwekcja**, która występuje tylko w płynach i związana jest z transportem energii połączonym z jednoczesnym ruchem (przemieszczaniem się) różnych warstw płynu. Konwekcja wywołana różnicami gęstości, które są efektem zmiany temperatury, nosi nazwę *konwekcji naturalnej*. W przypadku, gdy przepływ płynu jest spowodowany w inny sposób mówi się o konwekcji wymuszonej.
- **Promieniowanie**, które odbywa się bez pośrednictwa materii polega na emitowaniu i pochłanianiu energii w postaci fal elektromagnetycznych.

Ustalone przewodzenie ciepła w materiałach stałych

Dla jednorodnego przewodzenia ciepła przez cienką ściankę w kierunku „x” prostopadle do jej powierzchni proces opisuje **równanie Fouriera**:

$$\dot{Q} = -\lambda A \frac{dT}{dx}$$

gdzie:

\dot{Q} - strumień ciepła (ilość ciepła wymieniona w jednostce czasu), W,

λ - współczynnik przewodzenia ciepła, J/(m K),

A - pole powierzchni wymiany ciepła, m²,

T - temperatura, K.

$\frac{s}{\lambda}$ - opór
przewodzenia
ciepła

$$\dot{Q} \int_{s_1}^{s_2} \frac{dx}{A} = - \int_{T_1}^{T_2} \lambda dT$$

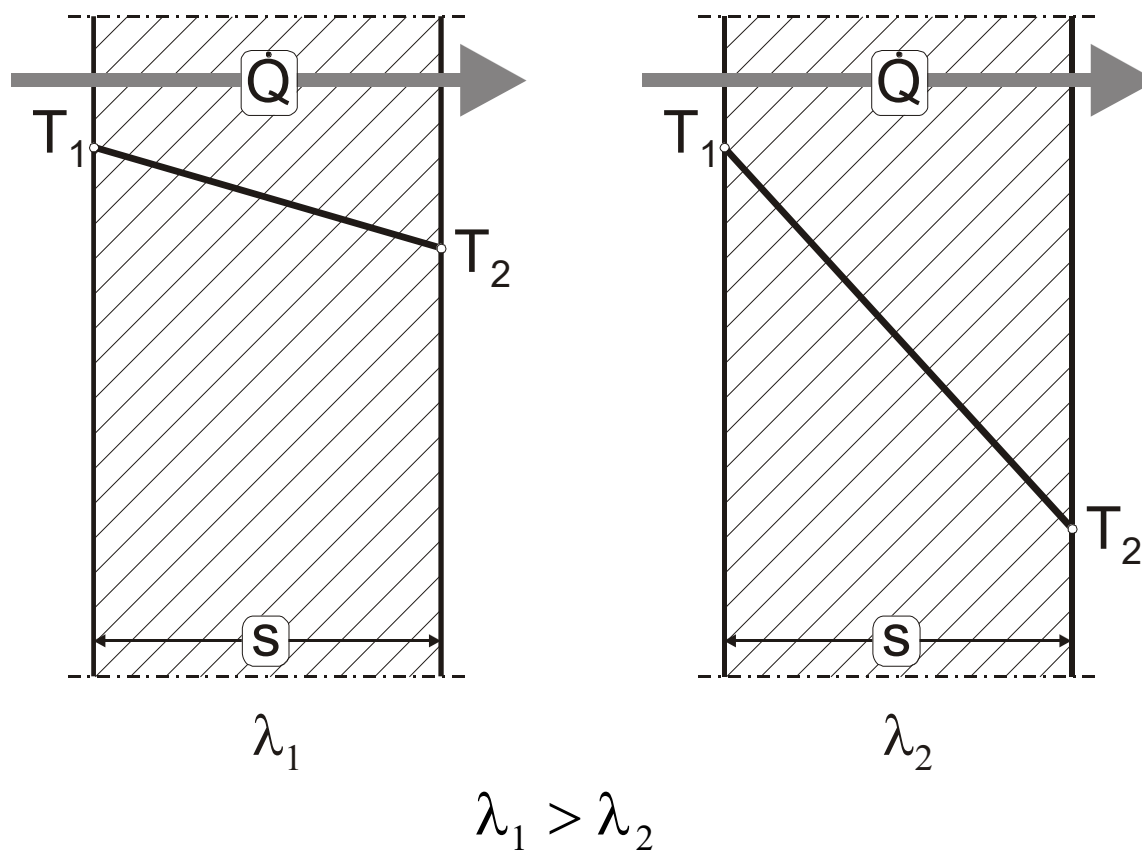
$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{s} A (T_1 - T_2) = \frac{\lambda}{s} A \Delta T$$

gdzie:

ΔT - różnica temperatur po obu stronach ściany,

$s = s_2 - s_1$ - grubość ściany

Jeśli współczynnik przewodzenia jest stały i ściana jest płaska, to dla ustalonego strumienia ciepła obserwuje się różne zmiany temperatur, które zależą od wartości współczynnika przewodzenia.



dobry przewodnik ciepła

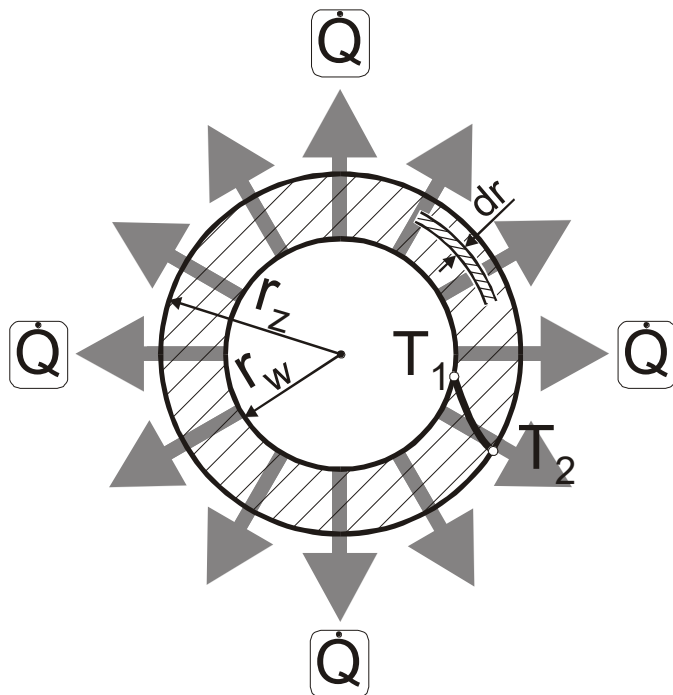
dobry izolator ciepła

Równanie Fouriera



Równanie Fouriera

W zastosowaniach przemysłowych często mamy do czynienia z przewodzeniem ciepła przez **ściany o powierzchni cylindrycznej** (wszelkiego rodzaju rury):



$$A = 2 \pi r L$$

L – długość rury

Równanie Fouriera przybiera postać:

$$\dot{Q} = -\lambda 2 \pi r L \frac{dT}{dr}$$

$$\frac{\dot{Q}}{2 \pi L} \int_{r_w}^{r_z} \frac{dr}{r} = \lambda (T_1 - T_2)$$

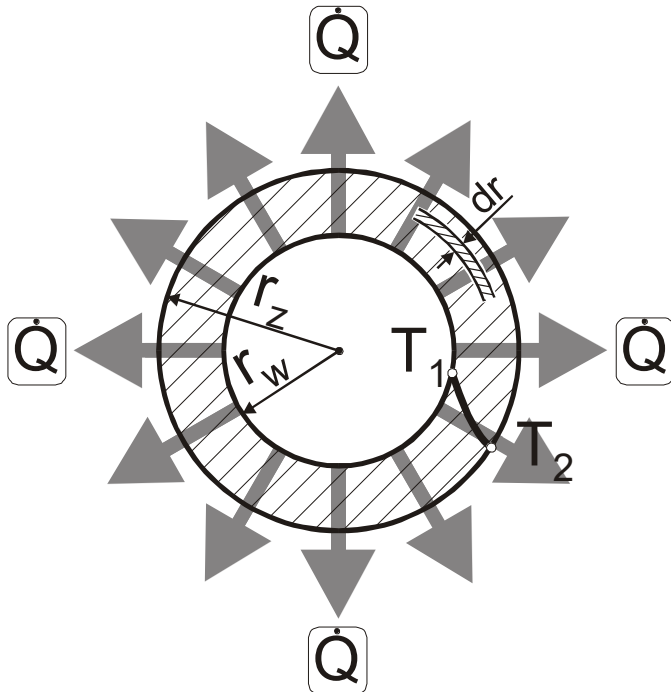
$$\dot{Q} = \frac{2 \pi L \lambda}{\ln \frac{r_z}{r_w}} (T_1 - T_2) = \lambda (T_1 - T_2) \frac{2 \pi L}{\ln \frac{d_z}{d_w}}$$

$$d_z - d_w = 2s$$

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{d_z - d_w} 2 \pi L \frac{d_z - d_w}{\ln \frac{d_z}{d_w}} (T_1 - T_2)$$

Równanie Fouriera

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{d_z - d_w} 2\pi L \frac{d_z - d_w}{\ln \frac{d_z}{d_w}} (T_1 - T_2)$$



Wyrażenie:
$$\frac{d_z - d_w}{\ln \frac{d_z}{d_w}} = d_m$$

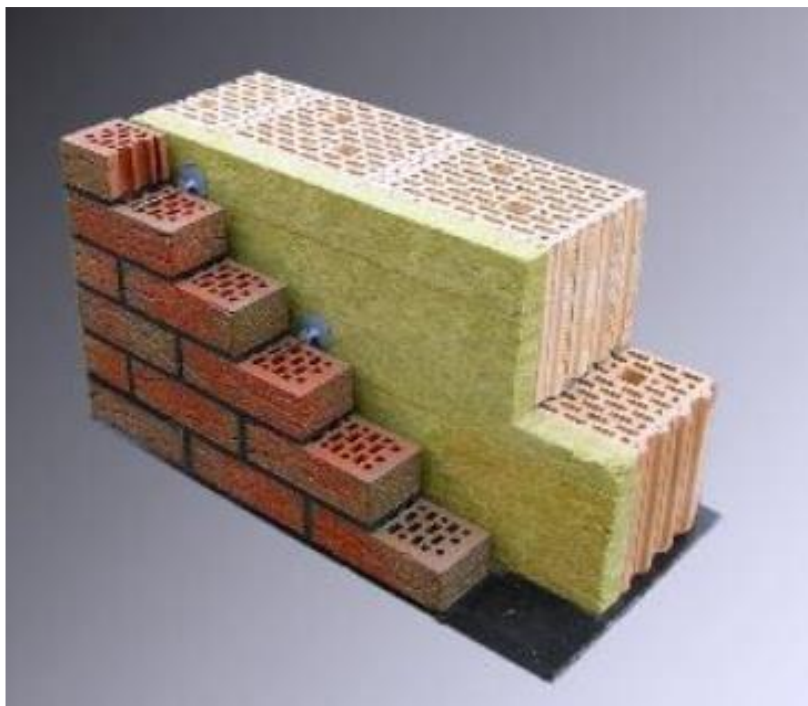
stanowi średnią wartość logarytmiczną ze średnicy wewnętrznej i zewnętrznej a uśrednione pole powierzchni przewodzenia ciepła wynosi:

$$A_m = \pi d_m L$$

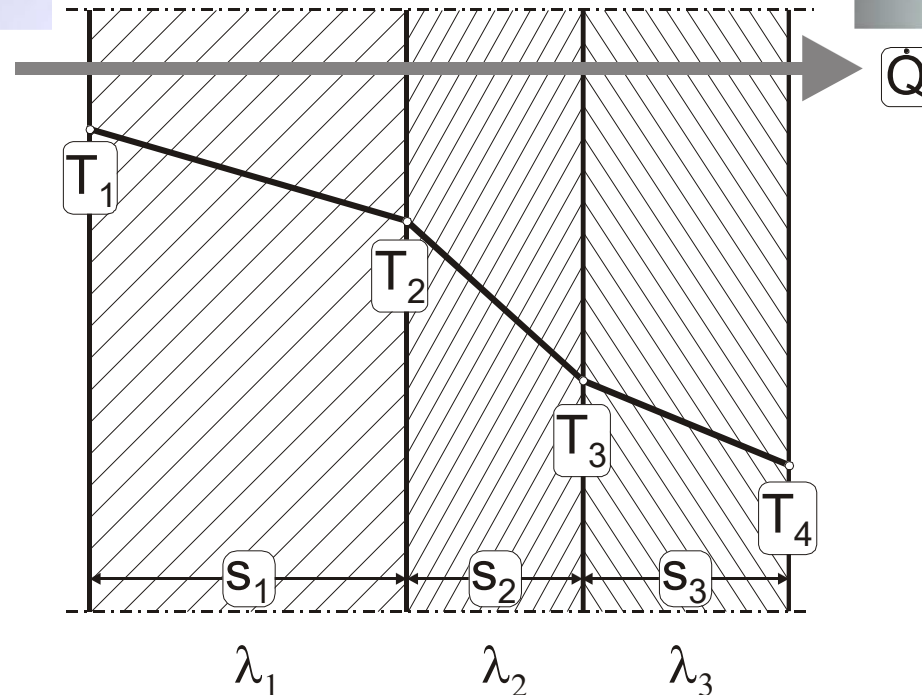
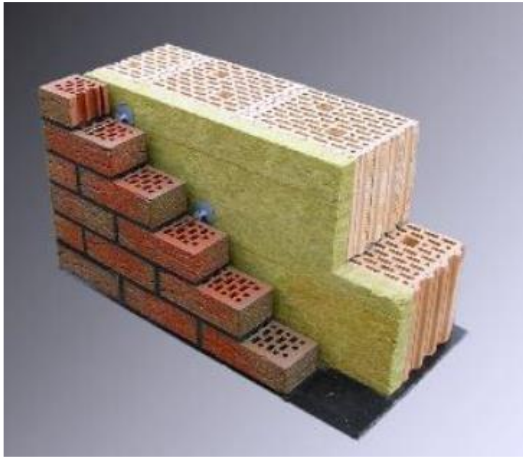
Ostatecznie uzyskuje się wzór opisujący strumień ciepła przewodzony przez ścianę cylindryczną w postaci:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{s} A_m (T_1 - T_2)$$

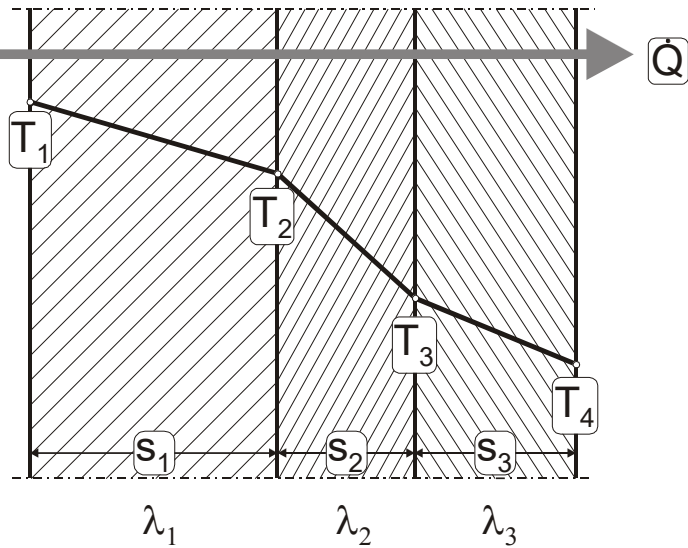
Równanie Fouriera



Równanie Fouriera – płaska ściana wielowarstwowa



Równanie Fouriera – płaska ściana wielowarstwowa



Strumień ciepła można opisać zależnościami:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda_1}{s_1} A (T_1 - T_2)$$

$$\dot{Q} = \frac{\lambda_2}{s_2} A (T_2 - T_3)$$

$$\dot{Q} = \frac{\lambda_3}{s_3} A (T_3 - T_4)$$

$$\begin{cases} \frac{\dot{Q} s_1}{\lambda_1 A} = T_1 - T_2 \\ \frac{\dot{Q} s_2}{\lambda_2 A} = T_2 - T_3 \\ \frac{\dot{Q} s_3}{\lambda_3 A} = T_3 - T_4 \end{cases}$$

po dodaniu stronami:

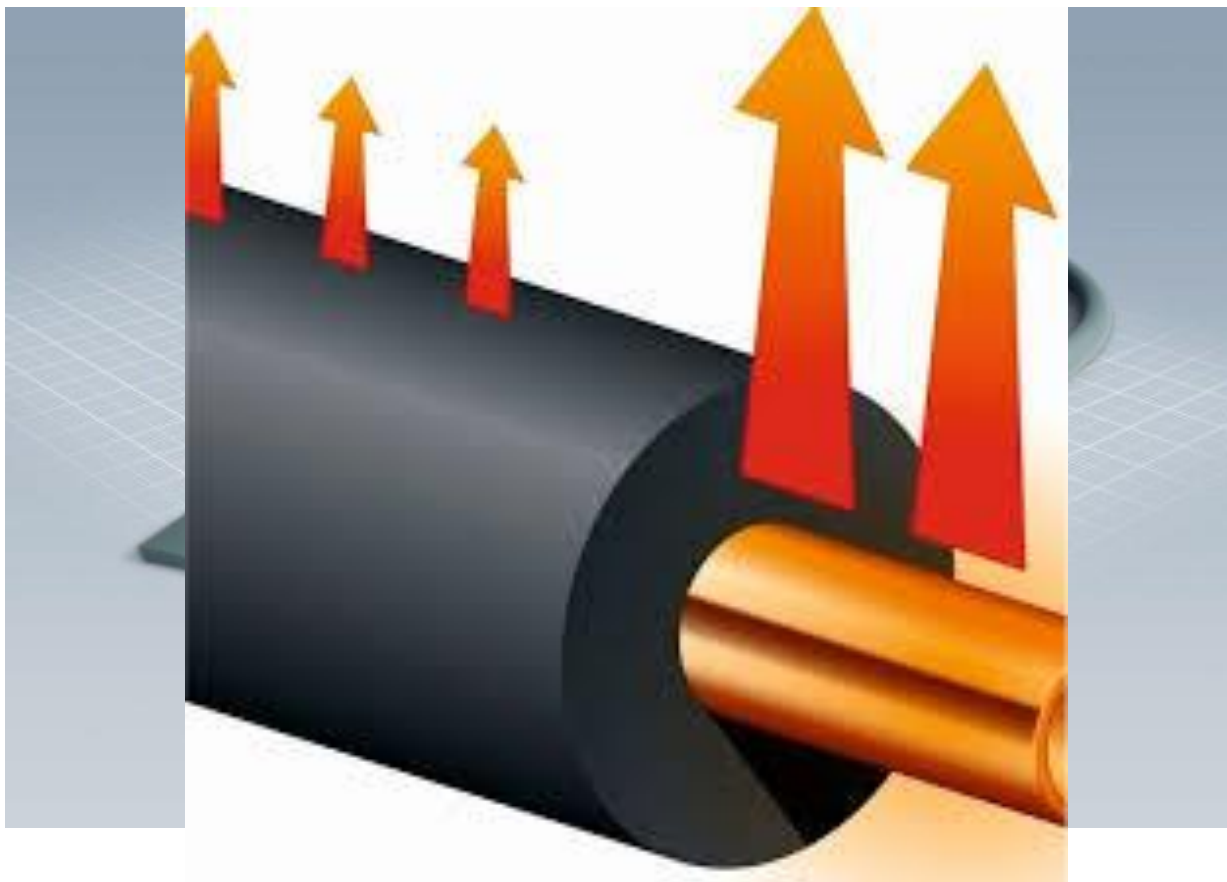
$$\frac{\dot{Q}}{A} \left(\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} \right) = T_1 - T_4$$

$$\dot{Q} = \frac{1}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3}} A (T_1 - T_4)$$

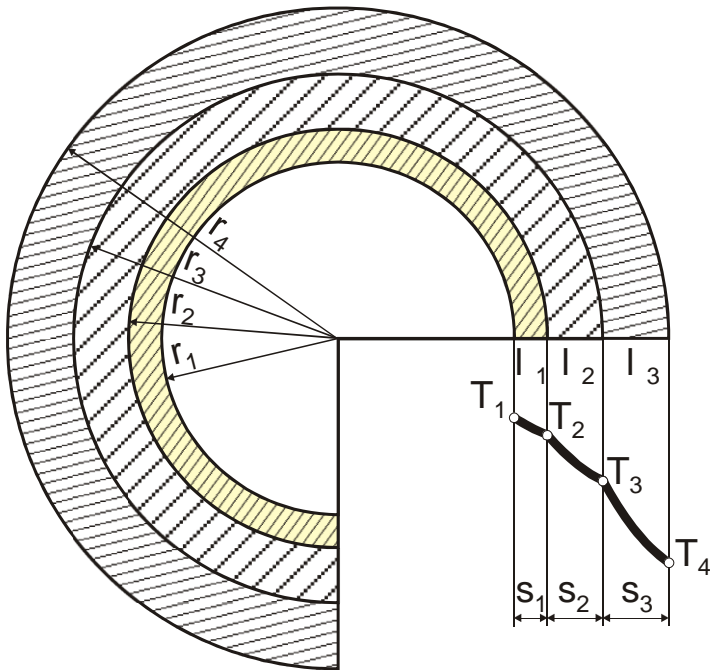
Dla przypadku płaskiej ściany złożonej z „n” warstw o różnych grubościach i współczynnikach przewodzenia ciepła można napisać:

$$\dot{Q} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i}} A (T_1 - T_{N+1})$$

Równanie Fouriera – cylindryczna ściana wielowarstwowa



Równanie Fouriera – cylindryczna ściana wielowarstwowa



$$\dot{Q} = \frac{\lambda_1}{s_1} A_{m1} (T_1 - T_2)$$

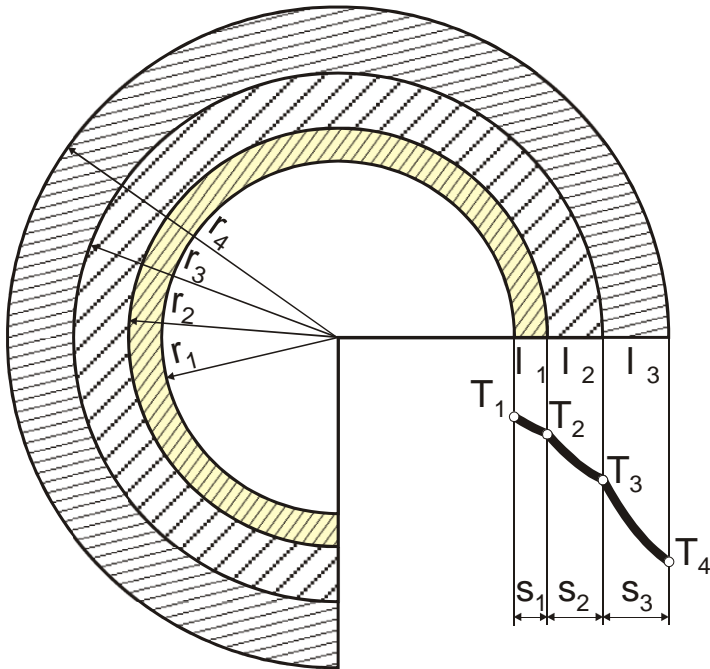
$$\dot{Q} = \frac{\lambda_2}{s_2} A_{m2} (T_2 - T_3)$$

$$\dot{Q} = \frac{\lambda_3}{s_3} A_{m3} (T_3 - T_4)$$

Po przekształceniu:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\dot{Q}}{A_{m1}} \frac{s_1}{\lambda_1} = T_1 - T_2 \\ \frac{\dot{Q}}{A_{m2}} \frac{s_2}{\lambda_2} = T_2 - T_3 \\ \frac{\dot{Q}}{A_{m3}} \frac{s_3}{\lambda_3} = T_3 - T_4 \end{array} \right.$$

Równanie Fouriera – cylindryczna ściana wielowarstwowa



Po dodaniu stronami otrzymuje się:

$$\dot{Q} \left(\frac{s_1}{\lambda_1 A_{m1}} + \frac{s_2}{\lambda_2 A_{m2}} + \frac{s_3}{\lambda_3 A_{m3}} \right) = T_1 - T_4$$

skąd:

$$\dot{Q} = \frac{1}{\frac{s_1}{\lambda_1 A_{m1}} + \frac{s_2}{\lambda_2 A_{m2}} + \frac{s_3}{\lambda_3 A_{m3}}} (T_1 - T_4)$$

Dla przypadku cylindrycznej ściany złożonej z „n” warstw o różnych grubościach i współczynnikach przewodzenia ciepła można napisać:

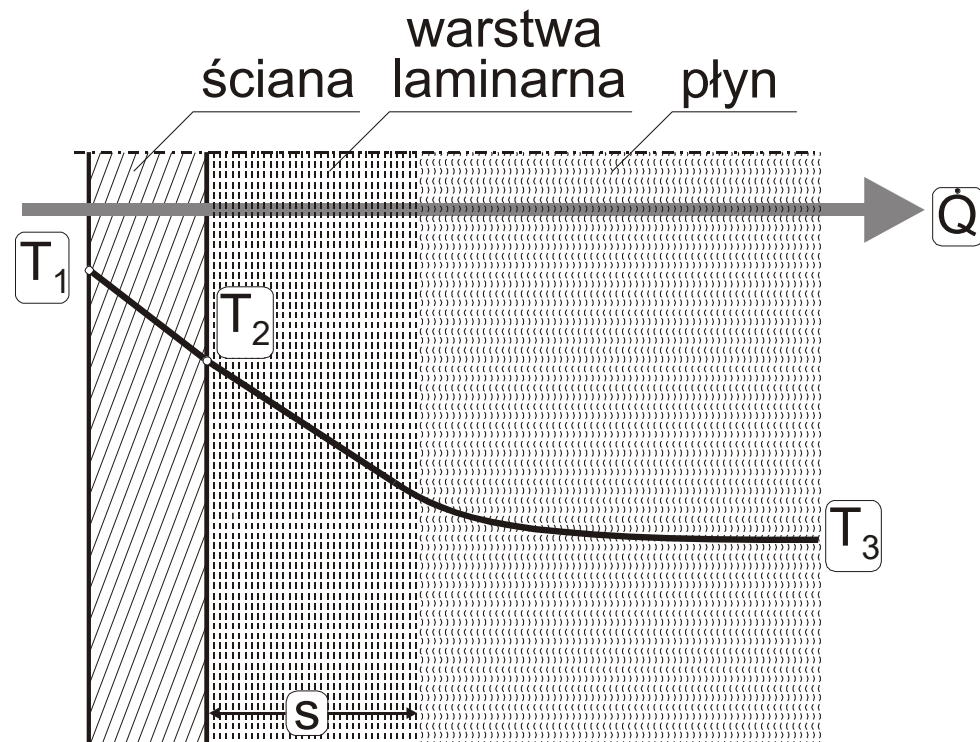
$$\dot{Q} = \frac{1}{\sum_{i=1}^N \frac{s_i}{\lambda_i A_{mi}}} (T_1 - T_{N+1})$$

Ustalone wnikanie ciepła

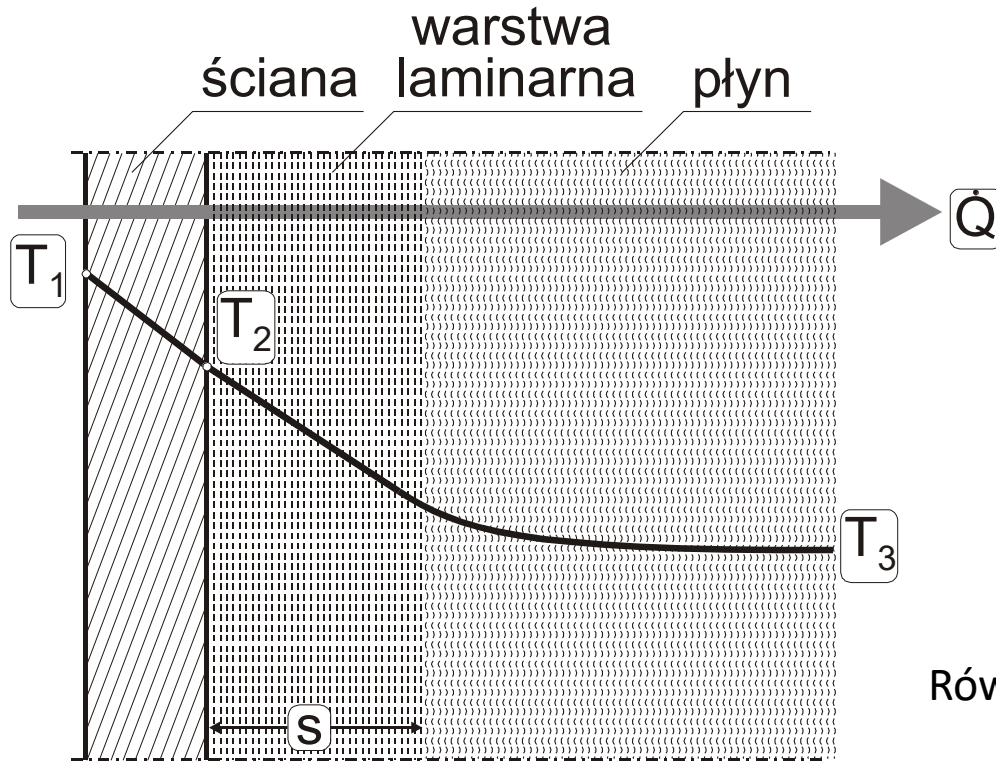
Wnikanie, czyli **transport ciepła z jednoczesnym przemieszczaniem się cząstek płynu** zachodzi w cieczech i gazach.

Cząstki płynu płynące w pobliżu ściany stałej **pobierają (lub oddają) energię cieplną od (do) ściany**.
Zatem cząstki płynu zmieniają swoją temperaturę, co powoduje zmianę ich gęstości, ta z kolei wywołuje przepływ zwany ruchem konwekcyjnym.

W rzeczywistości w pobliżu ściany powstaje **warstwa przyścienna** poruszająca się ruchem laminarnym.



Ustalone wnikiwanie ciepła



W **warstwie laminarnej** wymiana ciepła odbywa się na zasadzie **przewodzenia**.

Strumień ciepła w tej warstwie laminarnej może być zatem obliczony z równania Fouriera:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda_{\text{śr}}}{S} A (T_2 - T_3)$$

Równanie Newtona:

$$\dot{Q} = \alpha A (T_2 - T_3)$$

α - współczynnik wnikiwania ciepła, $\text{W/m}^2\text{K}$

Ustalone wnikanie ciepła

Laminarna warstewka graniczna **stanowi główny opór wnikania ciepła**, dlatego jej grubość „s” decyduje o oporze wnikania ciepła.

Jeśli istnieje potrzeba **zmniejszenia oporu wnikania**, to rozsądnym wyjściem jest zmniejszenie grubości warstwy laminarnej poprzez **zwiększenie burzliwości całego płynu**.

W wielu aparatach cieplnych temperatura czynnika lub też temperatura ściany może zmieniać się w zależności od miejsca w aparacie, wówczas równanie Newtona powinno odnosić się do **określonego położenia w aparacie** i wyrażać w postaci:

$$d\dot{Q} = (\alpha \Delta T) dA$$

Średnią całkową iloczynu współczynnika wnikania ciepła i różnicy temperatur otrzymamy całkując od początku do końca powierzchni:

$$(\alpha \Delta T)_{\text{sr}} = \frac{1}{A} \int_0^A (\alpha \Delta T) dA$$

Ustalone wnikanie ciepła

Średnia logarytmiczna z różnic w skrajnych przekrojach aparatu:

$$(\Delta T)_{\text{śr}} = \frac{(\Delta T)_1 - (\Delta T)_2}{\ln \frac{(\Delta T)_1}{(\Delta T)_2}}$$

$$d\dot{Q} = (\alpha \Delta T) dA$$

$$(\alpha \Delta T)_{\text{śr}} = \frac{1}{A} \int_0^A (\alpha \Delta T) dA$$

Po wstawieniu do różniczkowego równania Newtona otrzyma się wyrażenie:

$$d\dot{Q} = (\Delta T)_{\text{śr}} \alpha dA$$

Po scałkowaniu i przekształceniu średnią wartość współczynnika wnikania ciepła można wyrazić równaniem:

$$\alpha_{\text{śr}} = \frac{\dot{Q}}{(\Delta T)_{\text{śr}} A}$$

Ustalone wnikanie ciepła

Klasyfikacja procesów wnikania ciepła

A – przepływ wymuszony

- a) ruchem burzliwym,
- b) ruchem przejściowym,
- c) ruchem laminarnym,

B – przepływ niewymuszony

- a) przy spływie grawitacyjnym burzliwym,
- b) przy spływie grawitacyjnym laminarnym,
- c) przy spływie grawitacyjnym podczas skraplania,
- d) w czasie konwekcji naturalnej,
- e) podczas wrzenia lub odpowietrzania.

Analiza wymiarowa

Obliczenie **wartości współczynników** jest **niezwykle trudne**, gdyż zależą one od:

- właściwości fizykochemicznych płynu,
- jego burzliwości, a także
- od geometrii aparatu cieplnego.

Jednym ze **sposobów korelowania współczynników wnikania ciepła** dla przykładu podczas przepływu przez rurę nazywa się **analizą wymiarową**

Teoria podobieństwa – ANALIZA WYMIAROWA – Podobieństwo geometryczne,
podobieństwo zjawisk

Analiza wymiarowa jest narzędziem powszechnie stosowanym w fizyce, chemii oraz inżynierii (głównie mechanicznej oraz chemicznej), opartym na teorii podobieństwa, stosowanym do wyznaczania warunków podobieństwa dynamicznego poprzez analizę wielkości fizycznych charakteryzujących dane zjawisko.

Analiza wymiarowa

Założenia analizy wymiarowej:

- **Wymiar** każdej wielkości mierzalnej lub stałej daje się zawsze przedstawić jako iloczyn potęg zasadniczych wymiarów,
np. prędkość m^1s^{-1} lub gęstość kg^1m^{-3}
- Każde kompletne **równanie** homogeniczne wyrażające zależność pomiędzy „n” wielkościami wymiarowymi **daje się przedstawić za pomocą „n - r” bezwymiarowych modułów**, gdzie „r” jest ilością zasadniczych wymiarów.

Przykładowo funkcję $f(\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon)$ można przedstawić jako funkcję $\Phi(\Pi_1, \Pi_2)$, bo dla pięciu wielkości ($n = 5$) i trzech podstawowych wymiarów ($r = 3$), $n - r = 2$.

Jest to tak zwany **teoremat Buckingham**.

Konkretnie: funkcję $A = f(\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon)$

wyrażoną jako iloczyn: $A = \text{const } \alpha^a \beta^b \gamma^c \delta^d \varepsilon^e$

można przekształcić do postaci: $\Phi(\Pi_1, \Pi_2) = 0$

złożonej z samych modułów bezwymiarowych.

Analiza wymiarowa

Przykład swobodnego opadania ciała w próżni

Droga, którą pokonuje ciało opadając w próżni dana jest funkcją: $s = f(g, \tau)$

zatem $s = C g^a \tau^b$

Wymiary tych wielkości możemy zapisać w postaci równania: $m = (m^1 s^{-2})^a s^b$

Równania, którym podlegają określone wymiary:

dla metra otrzymuje się: $1 = a$ lub $a = 1$

dla sekundy otrzymuje się: $0 = -2a + b$ lub $b = 2$

Zatem **funkcję** można zapisać w postaci: $s = C g^1 \tau^2$

Jeśli wartość **stałej** C wyznaczy się w sposób doświadczalny lub na drodze rozważań teoretycznych, to uzyskuje się znany z fizyki **wzór**:

$$s = \frac{g \tau^2}{2}$$

Analiza wymiarowa

Doświadczalnie stwierdzono, że **współczynnik wnikania zmienia się wraz ze zmianą następujących parametrów:**

- d - wymiar liniowy (dla rur średnica, dla płyt i rur pionowych wysokość), [m],
- l - najczęściej długość, [m],
- w - średnia prędkość przepływu płynu, [m/s],
- c_p - ciepło właściwe płynu, [J/(kg K)].
- λ - współczynnik przewodzenia płynu, [W/(m K)],
- η - lepkość płynu, [Pa s],
- ρ - gęstość płynu, [kg/m³],
- β - współczynnik rozszerzalności objętościowej, [1/K],
- ΔT - różnica temperatur pomiędzy ścianą a płynem, [K],
- g - przyspieszenie ziemskie, [m/s²].

Analizując **wymiary poszczególnych zmiennych** można doprowadzić do zbudowania tak zwanych **modułów bezwymiarowych** i uzyskać następującą zależność:

$$\frac{\alpha d}{\lambda} = f\left(\frac{w d \rho}{\eta}, \frac{c_p \eta}{\lambda}, \frac{d^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\eta^2}, \frac{1}{d}\right)$$

Analiza wymiarowa

$$\frac{\alpha d}{\lambda} = f\left(\frac{w d \rho}{\eta}, \frac{c_p \eta}{\lambda}, \frac{d^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\eta^2}, \frac{1}{d}\right)$$

Wszystkie ułamki występujące w powyższym wzorze są bezwymiarowe i uzyskały własne nazwy:

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$$

- liczba Nusselta, określająca podobieństwo termokinetyczne,

$$Re = \frac{w d \rho}{\eta}$$

- liczba Reynoldsa, określająca podobieństwo sił bezwładności i lepkości,

$$Pr = \frac{c_p \eta}{\lambda}$$

- liczba Prandtla, określająca podobieństwo właściwości fizykochemicznych,

$$Gr = \frac{d^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\eta^2}$$

- liczba Grashoffa, określająca stosunek sił tarcia cząsteczkowego do sił wyporu wynikający z różnicy gęstości spowodowanych różnicą temperatur,

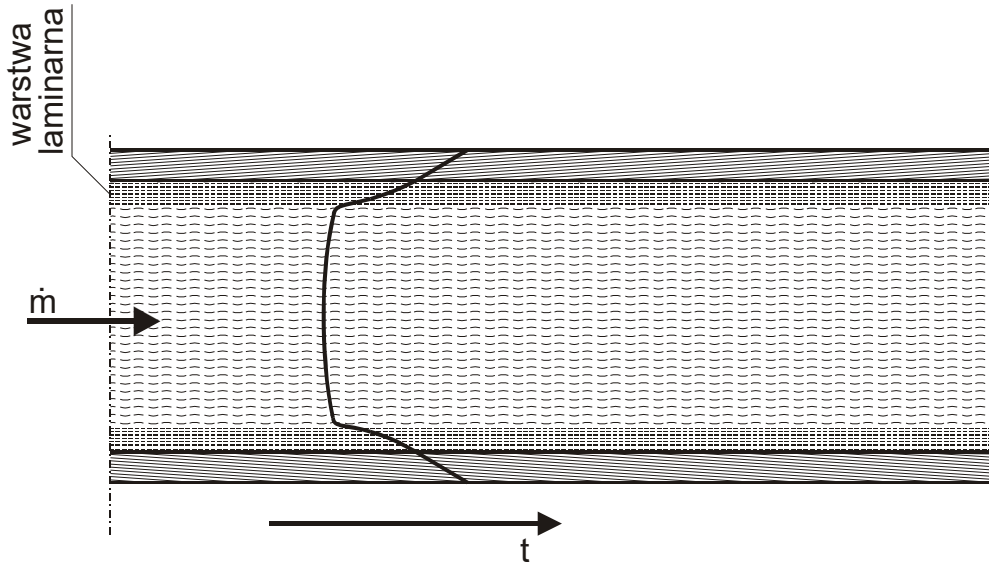
$$\frac{1}{d}$$

- simpleks bezwymiarowy określający podobieństwo geometryczne.

$$Nu = f\left(Re, Pr, Gr, \frac{1}{d}\right)$$

Wnikanie ciepła przy wymuszonym przepływie burzliwym

$$Nu = f\left(Re, Pr, Gr, \frac{1}{d}\right)$$



$$Nu = C Re^a Pr^b$$

Korelacja McAdamsa:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

Dla gazów i cieczy o małej lepkości,
ważna dla $10^4 < Re < 1,2 \cdot 10^5$
dowolnego przekroju poprzecznego
dla ogrzewania i dla chłodzenia

Wyrażna zmiana temperatury tylko w warstwie przyściennej:

$$Nu = f\left(Re, Pr, \frac{1}{d}\right)$$

$$Nu = C Re^a Pr^b \left(\frac{1}{d}\right)^e$$

Dla rur długich: $l/d > 50$

Zanika wpływ podobieństwa geometrycznego i analiza wymiarowa daje:

$$\alpha = C \eta^{a_1} \lambda^{a_2} c_p^{a_3} \rho^{a_4} w^{a_5} d^{a_6}$$

$$\frac{\alpha d}{\lambda} = C \left(\frac{w d \rho}{\eta}\right)^a \left(\frac{c_p \eta}{\lambda}\right)^b$$

Wnikanie ciepła przy wymuszonym przepływie burzliwym

- Przy przepływie prostopadłym do pojedynczej rury $Nu = 0,26 Re^{0,6} Pr^{0,3}$
 $Re > 10^4$
- Dla przepływu prostopadłego do pęku rur ułożonych naprzemianlegle $Nu = 0,33 Re^{0,6} Pr^{0,33}$
 $Re > 2000$
- Równanie McAdamsa dla gazów $Nu = 0,021 Re^{0,8}$
- Dla przepływu prostopadłego do pęku rur (jak na przykład w płaszczowo – rurkowym wymienniku ciepła) $Nu = 0,33 Re^{0,6} Pr^{0,33}$
- Dla płytowych wymienników ciepła $Nu = C Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{śc}} \right)^{0,25}$
- gdzie: stała $C = 0,097$ dla wymienników z płyt o falistych występach lub
stała $C = 0,135$ dla wymienników z płyt o występach skośnych,
wymiar liniowy (w Re i Nu), jako średnica hydrauliczna $d_z = 4 V/A$
- Dla przepływu cieczy o znacznych lepkościach $Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{0,33} \left(\frac{\eta}{\eta_{śc}} \right)^{0,14}$

Wnikanie ciepła przy wymuszonym przepływie laminarnym

Podczas **laminarnego przepływu płynów** w przewodach **laminarna warstwa zajmuje cały przekrój poprzeczny**. Zatem **wymiana ciepła** powinna odbywać się jedynie na drodze **przewodzenia**, jednak w **rzeczywistości** przy wymianie ciepła nigdy nie spotyka się idealnego przepływu laminarnego, m.in. dlatego że:

- wymiana ciepła i związane z tym zmiany właściwości płynu powodują odkształcenie charakterystycznego parabolicznego profilu prędkości,
- przy wlocie do przewodu zanim ustalą się lokalne prędkości płynu, to musi on pokonać pewną długość przewodu.

Dla chłodzenia:
$$\text{Nu} = 11,5 \text{ Re}^{0,23} \text{ Pr}^{0,23} \left(\frac{1}{d} \right)^{0,5}$$

Dla ogrzewania:
$$\text{Nu} = 15 \text{ Re}^{0,23} \text{ Pr}^{0,23} \left(\frac{1}{d} \right)^{0,5}$$

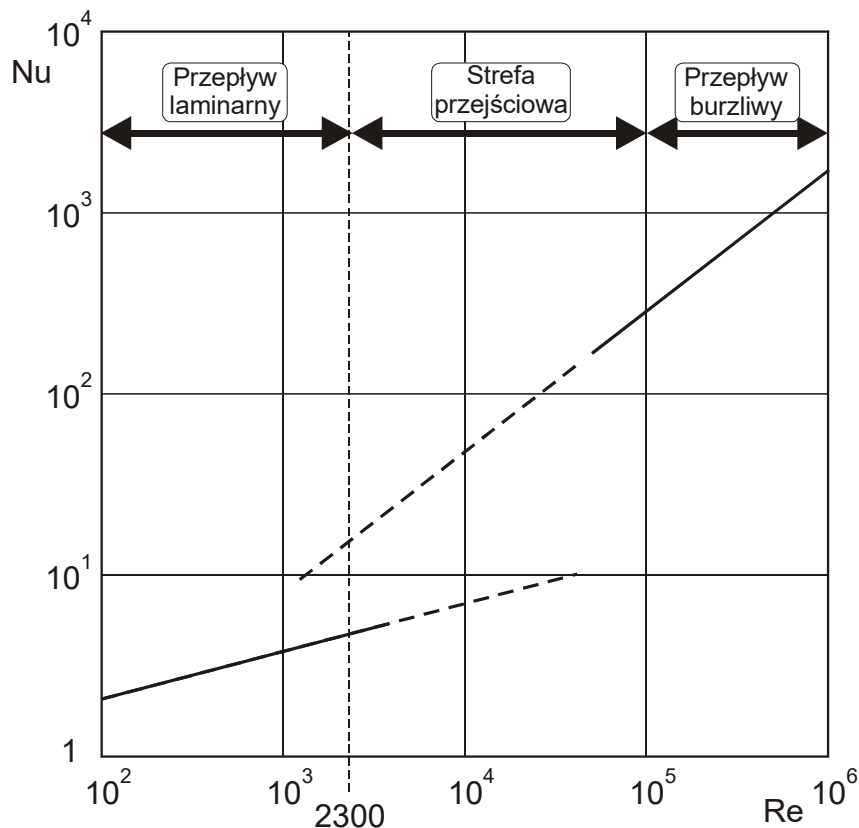
Korelacja Aładiewa:
$$\text{Nu} = 0,74 (\text{Re Pr})^{0,2} (\text{Gr Pr})^{0,1}$$

dla rur poziomych o długości większej od 50 d i temperatury średniej liczonej jako:
$$T_{\text{sr}} = \frac{T_{\text{śc}} + T_{\text{p}}}{2}$$

Wnikanie ciepła przy wymuszonym przepływie przejściowym

W **obszarze ruchu przejściowego** korelacje wyznaczone dla obszarów sąsiednich obowiązują tylko w **ograniczonym zakresie**.

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$



Zależność Mc Adamsa
z poprawką Ramma:

$$\varphi = 1 - 6 \cdot 10^{-5} Re^{-1,8}$$

Współczynnik wnikania ciepła
w obszarze przejściowym:

$$\alpha = \varphi \alpha'$$

Wnikanie ciepła przy konwekcji naturalnej

Wnikanie ciepła podczas **ruchu mas płynu wywołanych zmianami gęstości podczas ogrzewania lub chłodzenia** czyli podczas **konwekcji naturalnej** opisywane jest zależnościami uwzględniającymi **geometrię aparatu**.

Dla konwekcji naturalnej zachodzącej wokół rur poziomych o średnicy d :

$$\text{Nu} = 1,18 (\text{Gr Pr})^{0,125}$$

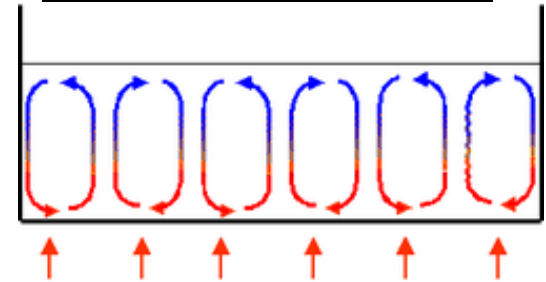
$$\text{dla } 10^{-3} < \text{Gr Pr} < 5 \cdot 10^2$$

$$\text{Nu} = 0,54 (\text{Gr Pr})^{0,25}$$

$$\text{dla } 5 \cdot 10^2 < \text{Gr Pr} < 2 \cdot 10^7$$

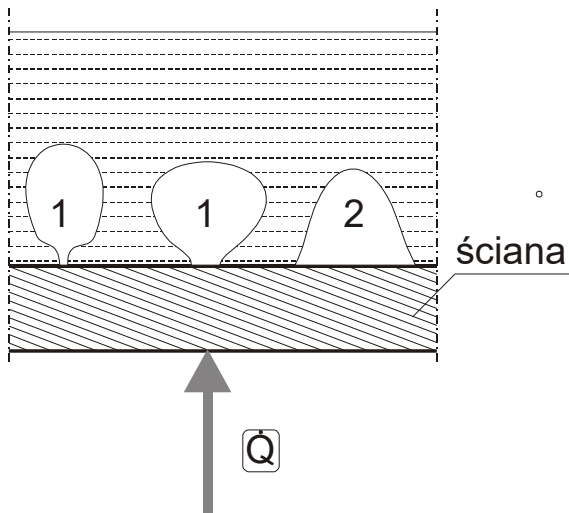
$$\text{Nu} = 0,135 (\text{Gr Pr})^{0,33}$$

$$\text{dla } 2 \cdot 10^7 < \text{Gr Pr} < 10^{13}$$



Wnikanie ciepła przy wrzeniu cieczy

Mechanizm zjawiska wrzenia zależy nie tylko od warunków cieplnych, ale także od **zwilżalności powierzchni grzejnej przez ciecz.**



1 - dobra zwilżalność
2 - zła zwilżalność

Pęcherzyki pary są gorszymi przewodnikami ciepła niż ciecz, zatem przeważający strumień ciepła dostaje się do cieczy w miejscach jej zetknięcia z powierzchnią grzejną.

To zjawisko powoduje tak zwane **miejscowe przegrzania cieczy**, która mając wyższą temperaturę sama przekazuje ciepło do pęcherza.

Może dojść do **niekorzystnego zjawiska pokrycia całej powierzchni grzejnej warstewką pary**. Jest to tak zwane **wrzenie filmowe**.

Wnikanie ciepła przy wrzeniu cieczy

Musimy określić tak zwany **krytyczny strumień ciepła**, poniżej którego występuje **wrzenie pęcherzykowe**, a następnie obliczać wartości **współczynników wnikania ciepła**.

Korelacje Krużylina:

$$\dot{q}_{kr} = 423 \frac{\lambda^{0,4} \Delta\rho^{0,48} (\rho_p r)^{0,36} T_n^{0,32} \sigma^{0,21}}{\rho_c^{0,31} \eta_c^{0,14} c_p^{0,08}}$$

Dla wartości $\dot{q} < \dot{q}_{kr}$

$$\alpha = 7,77 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\rho_p r}{\Delta\rho} \right)^{0,033} \left(\frac{\rho_c}{\sigma} \right)^{0,333} \frac{\lambda^{0,75} \dot{q}^{0,7}}{\eta_c^{0,45} c_p^{0,12} T_n^{0,37}}$$

gdzie: r - ciepło parowania, J/kg,
 T_n - temperatura pary nasyconej, K.

Wnikanie ciepła przy skraplaniu pary

Mechanizm procesu skraplania jest zupełnie **odwrotny do wrzenia**.

Wskutek ubytku cząstek pary na ścianie w warstwie pary **występuje gradient ciśnienia skierowany do ściany**, co powoduje stały przepływ molekuł w tę stronę.

Po skropleniu cząstki cieczy **splývają po ścianie w dół**.

Możliwa jest w tym przypadku:

- **Kondensacja filmowa** – bardziej intensywna wymiana ciepła
- **Kondensacja perełkowa** (kropelkowa) – wzór teoretyczny Nusselta

$$\alpha_{\text{śr}} = 1,13 \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{H \eta \Delta T} \right)^{0,25}$$

gdzie: λ – współczynnik przewodzenia ciepła skroplin, W/(m K),
 H – wysokość ściany, m,
 ΔT – różnica temperatur pomiędzy temperaturą pary nasyconej i temperaturą ściany, K.

Przeciętne wartości współczynników wnikania ciepła

Na wartość współczynnika wnikania ciepła wpływają:

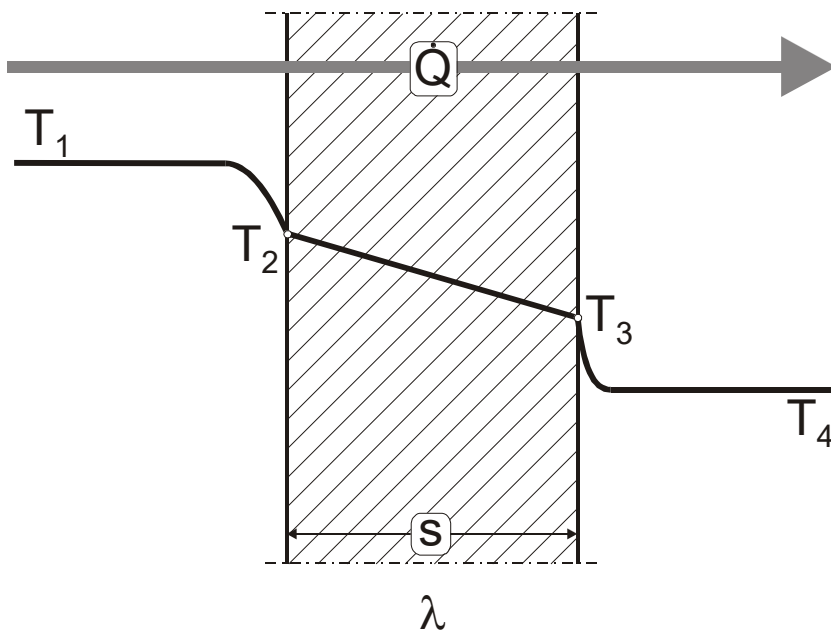
- właściwości fizykochemiczne płynu,
- kształt i rodzaj ściany,
- oczywiście charakter ruchu,
- charakter zjawiska, któremu towarzyszy wnikania ciepła.

Rodzaj procesu cieplnego i rodzaj czynnika	Współczynnik wnikania ciepła W/(m ² K)
Ogrzewanie wody	300 – 15 000
Wrzenie wody	1 500 – 50 000
Kondensacja pary wodnej – kropelkowa	30 000 – 120 000
Kondensacja pary wodnej – warstewkowa	5 000 – 15 000
Chłodzenie lub ogrzewanie pary przegrzanej	30 – 120
Ogrzewanie lub chłodzenie powietrza	1 – 60

Przenikanie ciepła

Transport ciepła z **jednego ośrodka poprzez ścianę do drugiego ośrodka** nazywa się przenikaniem ciepła. Zatem przenikanie ciepła składa się z trzech etapów, tj.:

- wnikania ciepła do powierzchni ściany,
- przewodzenia ciepła w ścianie,
- wnikania ciepła z drugiej powierzchni ściany do drugiego ośrodka.



Przy ustalonym procesie transportu ciepła:

$$\dot{Q} = \alpha_1 A (T_1 - T_2)$$

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{s} A (T_2 - T_3)$$

$$\dot{Q} = \alpha_2 A (T_3 - T_4)$$

$$\frac{\dot{Q}}{\alpha_1 A} = T_1 - T_2$$

$$\frac{\dot{Q} s}{\lambda A} = T_2 - T_3$$

$$\frac{\dot{Q}}{\alpha_2 A} = T_3 - T_4$$

Przenikanie ciepła

Po dodaniu stronami otrzymuje się:

$$\dot{Q} \left(\frac{1}{\alpha_1 A} + \frac{s}{\lambda A} + \frac{1}{\alpha_2 A} \right) = T_1 - T_4$$

Skąd:

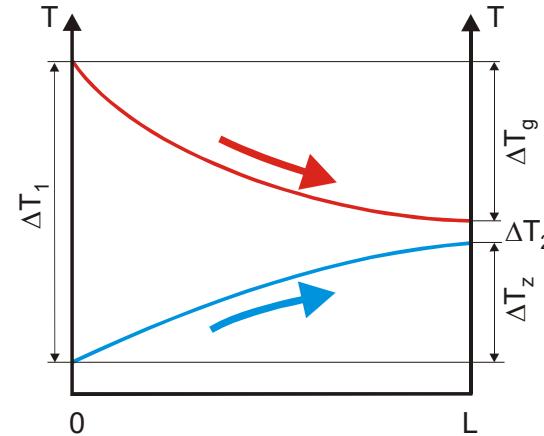
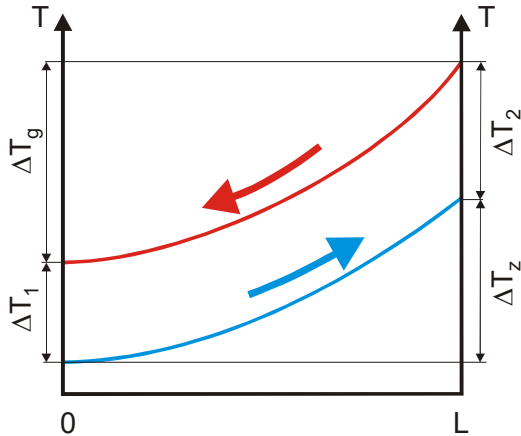
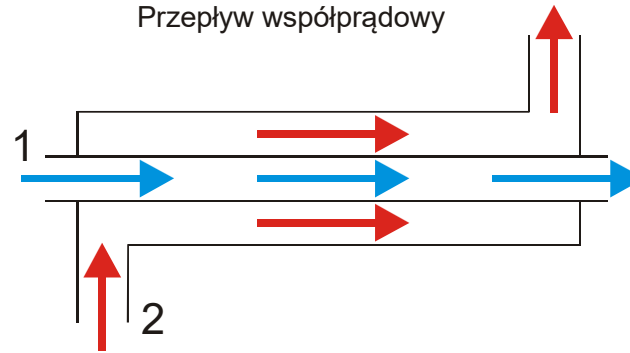
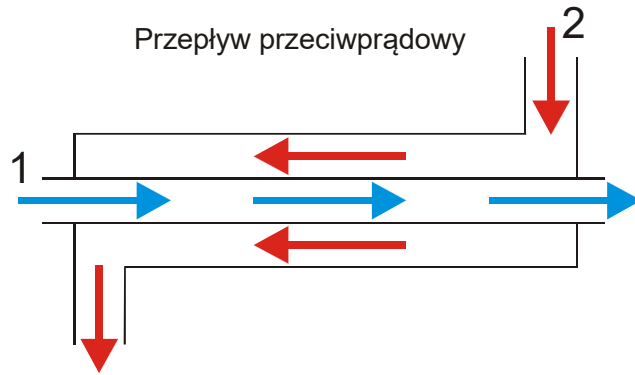
$$\dot{Q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} A (T_1 - T_4)$$

$$\dot{Q} = k A (T_1 - T_4)$$

Współczynnik przenikania ciepła - odwrotność oporu przenikania ciepła złożonego z oporów wnikania po obu stronach ściany i oporu przewodzenia przez tę ścianę

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3}$$

Wymienniki ciepła



Najprostszym wymiennikiem ciepła może być urządzenie pracujące na zasadzie „rura w rurze”

Wymienniki ciepła

W każdym wymienniku ciepła **strumień ciepła oddany** przez płyn cieplejszy musi być równy strumieniowi ciepła, który przyjmuje płyn zimniejszy.

Zatem bilans cieplny aparatu można wyrazić równaniem:


$$\dot{Q} = \dot{m}_g c_{pg} \Delta T_g = \dot{m}_z c_{pz} \Delta T_z$$

Do opisu procesu przenikania ciepła konieczne jest stosowanie **średnich różnic temperatur**. Najczęściej stosuje się **średnią logarytmiczną** definiowaną wzorem:

$$(\Delta T)_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

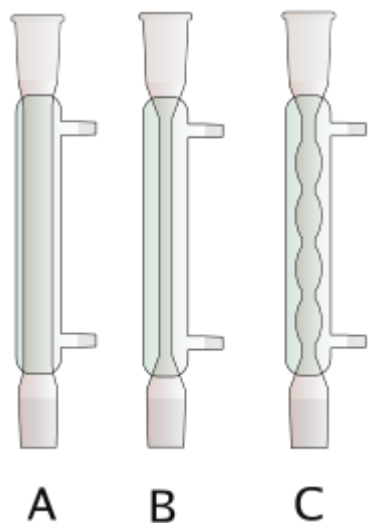
Równanie określające strumień ciepła wymieniany przez ścianę w wymienniku ciepła przyjmuje postać:

$$\dot{Q} = k A (\Delta T)_m$$

 Powierzchnia wymiany ciepła = wielkość aparatu

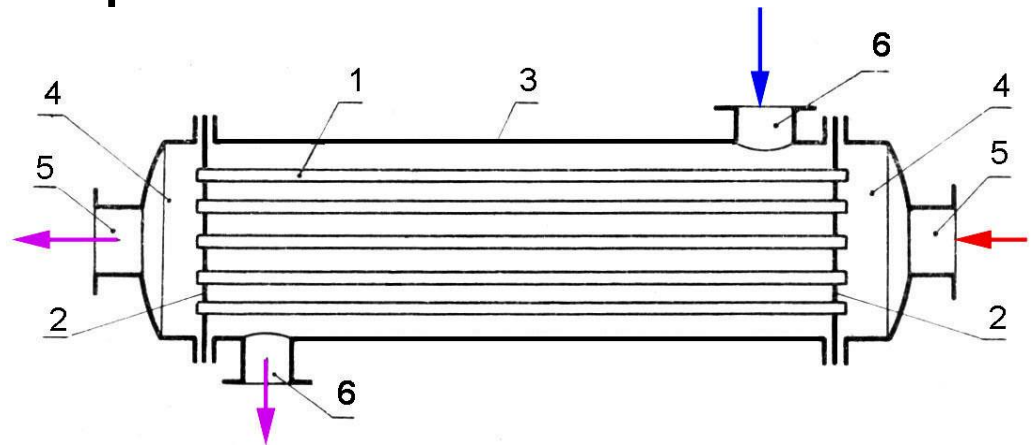
Wymienniki ciepła

Wymiennik typu „rura w rurze”



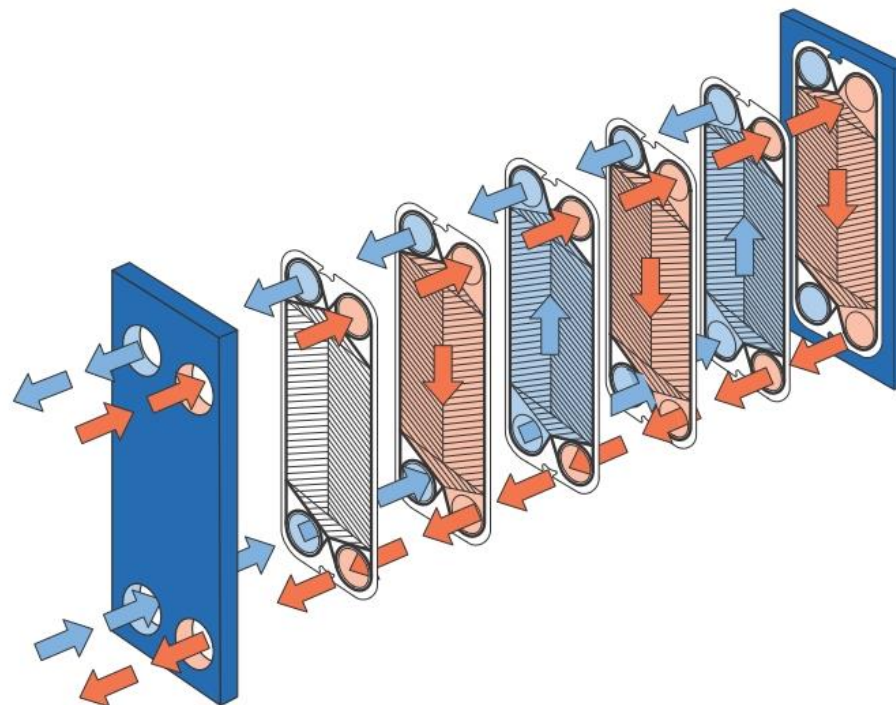
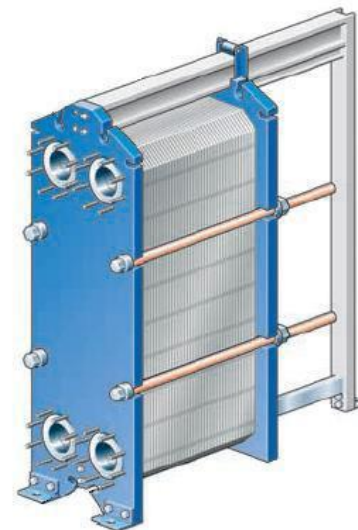
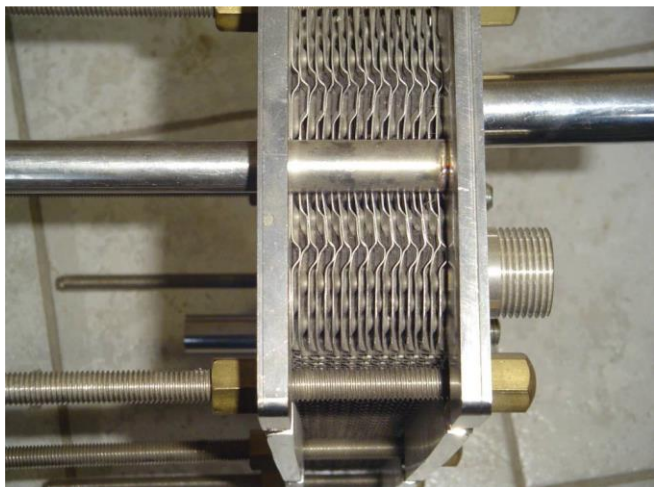
Wymienniki ciepła

Wymienniki
płaszczowo-rurowe



Wymienniki ciepła

Wymiennik płytowy



Wymienniki ciepła chłodzone powietrzem

