Corso di

IMPIANTI TECNICI per l’EDILIZIA

Scambiatori di calore

Prof. Paolo ZAZZINI
Dipartimento INGEO
Università “G. D’Annunzio” Pescara
www.lft.unich.it

Uno **scambiatore di calore** è una **macchina** che consente lo **scambio termico tra due fluidi** a **diversa temperatura**.

Sono utilizzati sia negli **impianti di riscaldamento** che in quelli di **climatizzazione**.

Si distinguono **scambiatori a contatto diretto o indiretto** (a superficie).

Nel contatto **diretto** il **calore** è trasferito **tra i due fluidi direttamente per contatto** tra i fluidi stessi (es. torri evaporative)

Negli scambiatori a **contatto indiretto** il calore passa **dal fluido caldo a quello freddo** attraverso una **parete solida di separazione** tra i due (es. caldaia)

Si distinguono ancora **scambiatori compatti e non compatti**. Nei primi il rapporto tra la **superficie di scambio** ed il **volume** è **superiore a 700 m^2/m^3**, nei secondi tale rapporto è inferiore al valore suddetto.

Negli **scambiatori a correnti parallele**, si distinguono quelli in **equicorrente** e quelli in **controcorrente** a seconda che i **due fluidi** percorrano **parallelamente** la macchina **nello stesso verso o in verso opposto**

La maggior parte dei **corpi scaldanti è** costituita da **scambiatori di calore aria-acqua** (radiatori, ventilconvettori, aerotermi…)

Sono particolari scambiatori di calore il **condensatore** e l'**evaporatore** di una **macchina frigorifera**. In essi lo scambio avviene tra **aria o acqua** e **fluido frigorigeno.**

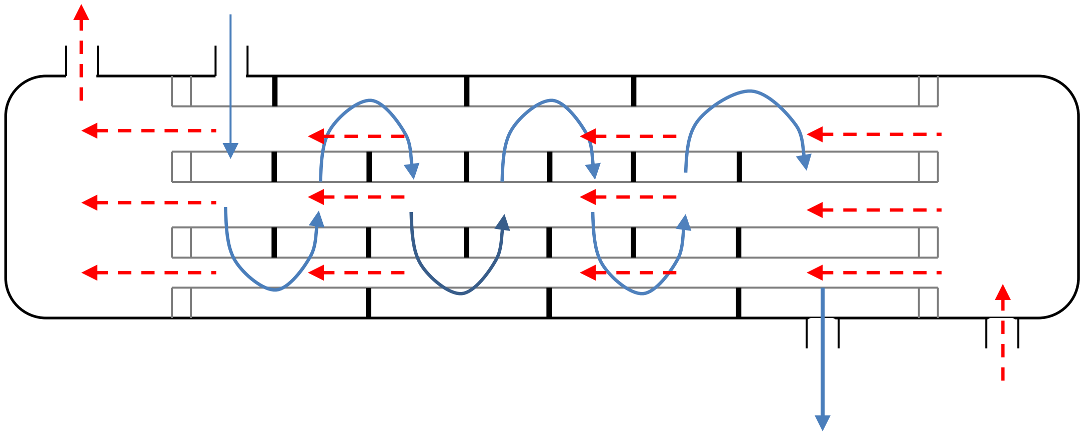
Il **corpo caldaia** di un generatore di calore è uno scambiatore tra **acqua e fumi** prodotti dalla combustione

Nella **centrale frigorifera** di un **impianto di climatizzazione** centralizzato ci sono scambiatori di calore tra **acqua e fluido refrigerante**

L'**Unità di Trattamento Aria** di un impianto di climatizzazione centralizzato ha al suo interno **scambiatori aria/acqua** (calda o fredda)

Un caso comune ed interessante è quello in cui la **parete di separazione** tra i due fluidi è costituita dallo **spessore di un tubo** all'interno del quale avviene **scambio conduttivo** mentre tra il **fluidi interno** ed **esterno** e la **parete** avviene **scambio convettivo**

Un’altra configurazione abbastanza comune è quella dello **scambiatore a fascio tubiero**, in cui **uno dei due fluidi** passa **all’interno di un fascio di tubi** e **l’altro** lo lambisce dall’esterno essendo **contenuto nell’intercapedine** tra il fascio tubiero ed il mantello dello scambiatore (es. Caldaia a a tubi fumo)



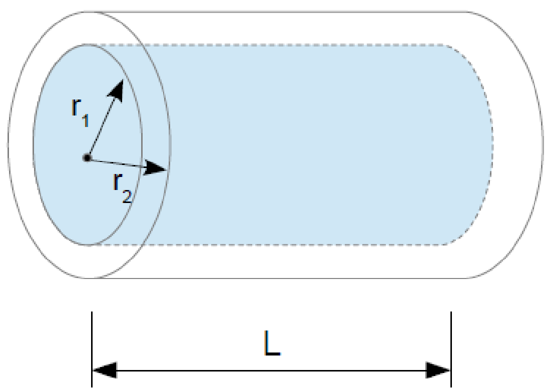
Disponendo dei **setti verticali** si costringe il **fluido esterno** ad un **moto articolato** dentro il mantello che **migliora le condizioni di scambio termico**

Conduzione stazionaria in geometria cilindrica

Tubo sufficientemente lungo da poter trascurare gli effetti di bordo e delimitato da due **superfici isoterme** a temperature differenti

Scambio termico solo nella **direzione radiale**, quindi monodimensionale.

Temperature interna ed esterna costanti nel tempo: **fenomeno stazionario**.



$$\dot{Q} = -\lambda \cdot A \cdot \frac{dT}{dr} \;\; [W]$$

$$r_1 \leq r \leq r_2$$

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot A \cdot \frac{dT}{dr} \;\Rightarrow \dot{Q} \cdot dr = -\lambda \cdot A \cdot dT = -\lambda \cdot 2\pi r \cdot L \cdot dT \Rightarrow \int_{r_1}^{r_2} \frac{\dot{Q}}{2\pi r \cdot L} \cdot dr = -\int_{T_1}^{T_2} \lambda \cdot dT$$

Fenomeno **stazionario** e **conducibilità indipendente** dalla **temperatura**:

$$\frac{\dot{Q}}{2\pi \cdot L}\int_{r_1}^{r_2}\frac{1}{r}\cdot dr = -\lambda \cdot \int_{T_1}^{T_2} dT \Rightarrow \frac{\dot{Q}}{2\pi \cdot L}\cdot \ln\frac{r_2}{r_1} = -\lambda \cdot \left(T_2 - T_1\right) \Rightarrow \dot{Q} = 2\pi \cdot L \cdot \lambda \cdot \frac{\left(T_1 - T_2\right)}{\ln\frac{r_2}{r_1}}$$

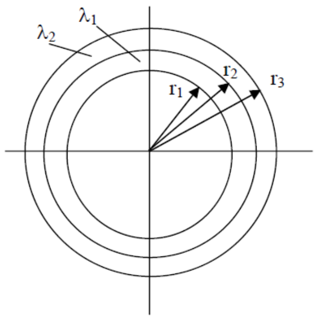
Si definisce **resistenza termica** la grandezza:

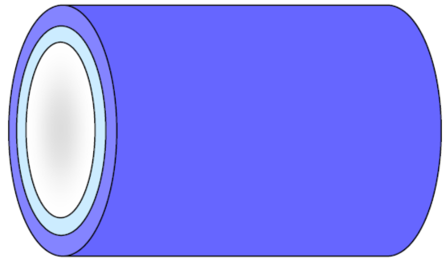
$$R = \frac{\ln\frac{r_2}{r_1}}{2\pi \cdot L \cdot \lambda} \quad \left[\frac{K}{W}\right]$$

Per cui si ha:

$$\dot{Q} = \frac{\left(T_1 - T_2\right)}{R} \quad [W]$$

Conduzione stazionaria in geometria cilindrica multistrato





$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{R_{tot}}$$

Configurazione di **resistenze in serie**:

$$R_{tot} = R_1 + R_2 = \frac{\ln\frac{r_2}{r_1}}{2\pi \cdot L \cdot \lambda_1} + \frac{\ln\frac{r_3}{r_2}}{2\pi \cdot L \cdot \lambda_2}$$

Se si considerano le resistenze convettive interna ed esterna si ha:

$$R_{tot} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = \frac{1}{2\pi \cdot r_1 \cdot L \cdot h_i} + \frac{\ln\frac{r_2}{r_1}}{2\pi \cdot L \cdot \lambda_1} + \frac{\ln\frac{r_3}{r_2}}{2\pi \cdot L \cdot \lambda_2} + \frac{1}{2\pi \cdot r_3 \cdot L \cdot h_e}$$

Si definisce **coefficiente globale** di scambio termico quel coefficiente che **tiene conto di tutti i meccanismi combinati** di scambio termico che hanno luogo.

Esso si calcola come **l'inverso della resistenza termica totale**

$$U = \frac{1}{R_{tot}} \quad \left[\frac{W}{K}\right]$$

Da cui: $$\dot{Q} = U \cdot (T_1 - T_2) \quad [W]$$

Si può inoltre definire **la resistenza termica totale** per **unità di lunghezza** del tubo.

$$R_{u,tot} = \frac{1}{2\pi \cdot r_i \cdot h_i} + \frac{1}{2\pi\lambda} \cdot \ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{2\pi \cdot r_e \cdot h_e} \quad \left[\frac{mK}{W}\right]$$

In relazione ad essa si definisce il **coefficiente globale** di scambio termico **per unità di lunghezza del tubo**.

$$U = \frac{1}{R_{u,tot}} \quad \left[\frac{W}{mK}\right]$$

Ne l caso di uno scambiatore si può tener conto che, con l'uso, si deposita dello **sporco sulle pareti di scambio**.

In questo caso, si ha:

$$R_{u,tot} = \frac{1}{2\pi \cdot r_i \cdot h_i} + \frac{1}{2\pi\lambda} \cdot \ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{2\pi \cdot r_e \cdot h_e} + \frac{R_{fi} \cdot L}{A_i} + \frac{R_{fe} \cdot L}{A_e} \quad \left[\frac{mK}{W}\right]$$

R_{fi} ed R_{fe} sono delle resistenze aggiuntive espresse in $\left[\frac{m^2\ K}{W}\right]$ dovute a **depositi o** a **sporco** presenti sulle superfici di scambio (resistenze di fouling)

Sono normalmente **determinate in modo empirico** e fornite dai costruttori.

Tali resistenze sono **nulle per apparecchiature nuove,** mentre il loro **valore cresce** nel tempo con l'uso dell'apparecchiatura.

Infine si può esprimere il **coefficiente globale** di scambio termico **per unità di area** di scambio **interna o esterna**.

Si ha:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \left(T_1 - T_2\right)$$

Dove:

$$U = \frac{1}{R_{tot}{}'} \quad \left[\frac{W}{m^2\ K}\right]$$

essendo:

$$R_{tot}{}' = R_{tot} \cdot A = \left(\frac{1}{2\pi \cdot r_1 \cdot L \cdot h_i} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi \cdot L \cdot \lambda_1} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi \cdot L \cdot \lambda_2} + \frac{1}{2\pi \cdot r_3 \cdot L \cdot h_e} \right) \cdot A \quad \left[\frac{m^2\ K}{W}\right]$$

Noto il **coefficiente di scambio** termico per **unità di lunghezza**, si può calcolare la potenza termica scambiata nel modo seguente:

$$Q = U \cdot L \cdot \left(t_i - t_e\right) \quad [W]$$

dove **L è la lunghezza del tubo**

Se invece è noto il **coefficiente di scambio** per **unità di superficie** si ha ovviamente:

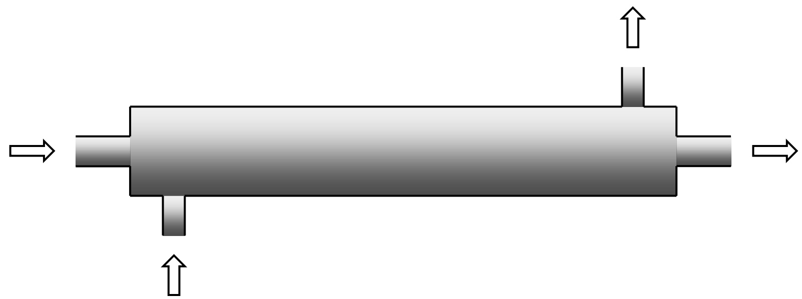
$$Q = U \cdot A \cdot \left(t_i - t_e\right) \quad [W]$$

Dopo aver stabilito convenzionalmente se **A** è la **superficie interna o esterna** di scambio termico

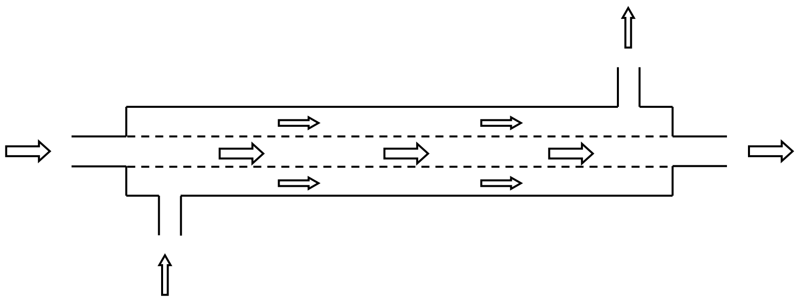
Scambiatori a tubi concentrici

Si definiscono due possibili configurazioni nel caso di **scambiatore a tubi concentrici** (tubo in tubo): scambio in **equicorrente** o in **controcorrente**

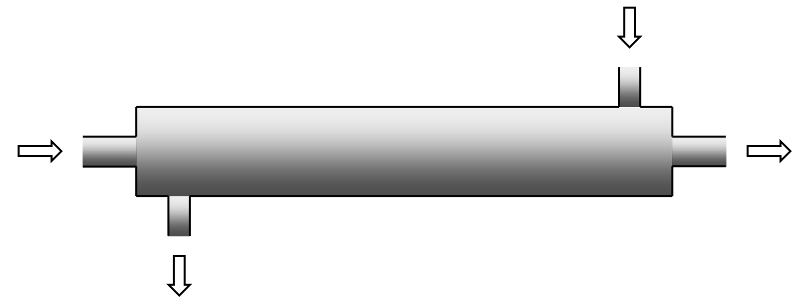
Scambiatore in e**quicorrente**



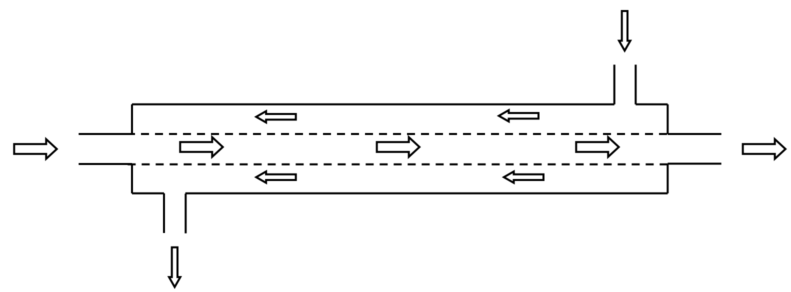
I **due fluidi** percorrono lo scambiatore **nello stesso verso**



Scambiatore in **controcorrente**



I **due fluidi** percorrono lo scambiatore **in verso opposto**

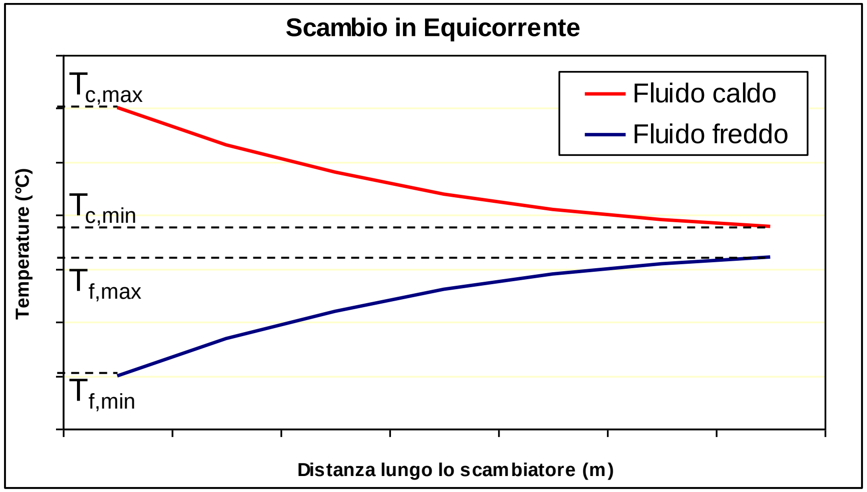


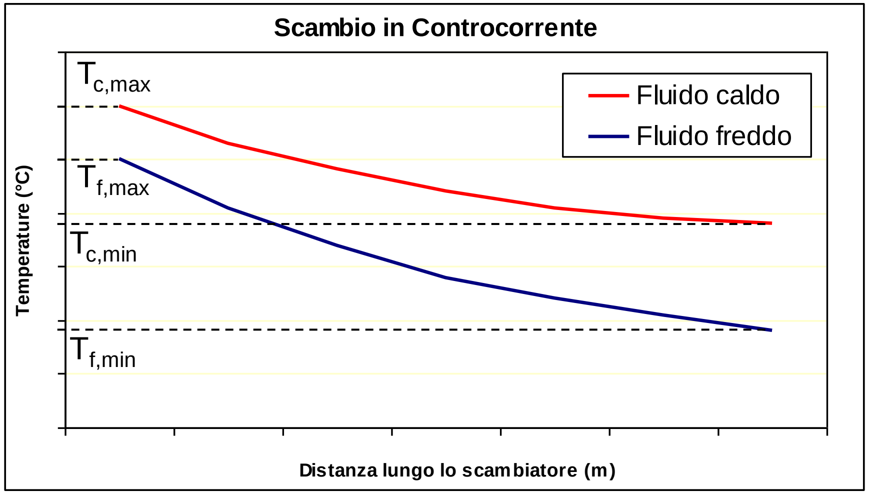
La **differenza di temperatura** tra due fluidi in uno scambiatore **non è costante**

In uno scambiatore in **equicorrente** si ha il **massimo ΔT** in corrispondenza della **sezione di ingresso (**sia del **fluido caldo** che di **quello freddo).** Percorrendo lo scambiatore **nel verso del moto** dei due fluidi il **Δt tende a diminuire** ed assume il **valore minimo** in corrispondenza della **sezione** di **uscita**.

In uno scambiatore in **controcorrente** il **ΔT** si mantiene più costante lungo tutto lo scambiatore. Inoltre tale configurazione offre il vantaggio di permettere **l'uscita del fluido freddo** ad una **temperatura più elevata** di quella di **uscita del fluido caldo**.

In questo modo lo **scambiatore** è più **efficiente**





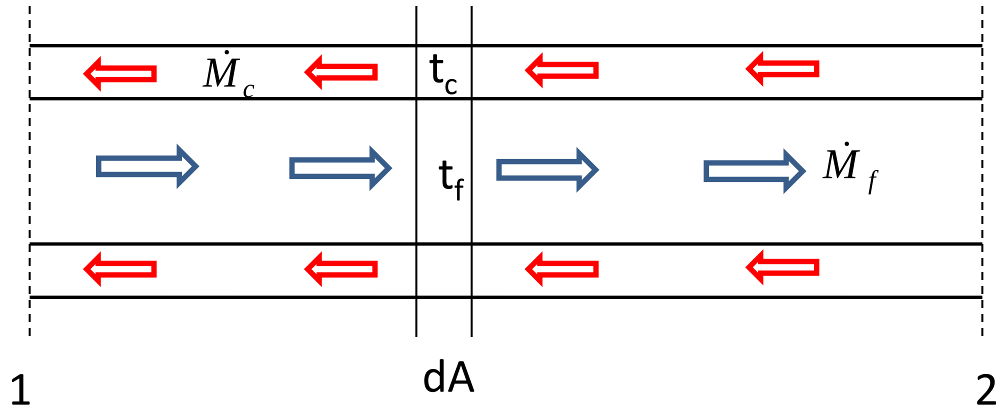
Bilancio termico in uno scambiatore di calore

Hp:

Mantello dello scambiatore **adiabatico** ⇒ lo **scambio di energia** termica avviene **esclusivamente tra i due fluidi**

Regime stazionario

Consideriamo la **sezione generica** dello scambiatore compresa tra quelle di **ingresso 1** e di **uscita 2**, in corrispondenza della quale consideriamo una **superficie di scambio infinitesima dA**



Bilancio termico tra la **potenza persa/acquisita** dal **fluido caldo/freddo** e la **potenza scambiata** tra i due fluidi attraverso la **parete dello scambiatore** con un **coefficiente di scambio termico globale per unità di superficie** pari ad **U**

$$d\dot{Q} = -\dot{M}_c \cdot c_{pc} \cdot dt_c = \dot{M}_f \cdot c_{pf} \cdot dt_f = U \cdot \left(t_c - t_f\right) \cdot dA$$

in cui:

$d\dot{Q}$: potenza termica scambiata in corrispondenza della generica superficie di scambio infinitamente piccola dA

t_c: temperatura del fluido caldo in corrispondenza della generica sezione dello scambiatore

t_f: temperatura del fluido freddo in corrispondenza della generica sezione dello scambiatore

c_{pc}: calore specifico del fluido caldo

c_{pf}: calore specifico del fluido freddo

$\dot{M}_c$: portata del fluido caldo

$\dot{M}_f$: portata del fluido freddo

Separando le due espressioni e sommandole algebricamente membro a membro, si ottiene:

$$d\dot{Q} = -\dot{M}_c \cdot c_{pc} \cdot dt_c$$

$$d\dot{Q} = \dot{M}_f \cdot c_{pf} \cdot dt_f$$

$$d\left(t_c - t_f\right) = -d\dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{\dot{M}_c \cdot c_{pc}} + \frac{1}{\dot{M}_f \cdot c_{pf}} \right)$$

Ricordando che: $d\dot{Q} = U \cdot \left(t_c - t_f\right) \cdot dA$

si ha: $d\left(t_c - t_f\right) = -U \cdot \left(t_c - t_f\right) \cdot \left(\frac{1}{\dot{M}_c \cdot c_{pc}} + \frac{1}{\dot{M}_f \cdot c_{pf}} \right) \cdot dA$

A questo punto si effettua **l'integrazione tra le sezioni 1 e 2** assumendo **costanti i calori specifici** dei due fluidi ed il **coefficiente globale di scambio termico U:**

$$\int_1^2 \frac{d\left(t_c - t_f\right)}{\left(t_c - t_f\right)} = -\int_A U \cdot \left(\frac{1}{\dot{M}_c \cdot c_{pc}} + \frac{1}{\dot{M}_f \cdot c_{pf}} \right) \cdot dA \Rightarrow \ln \frac{\left(t_c - t_f\right)_2}{\left(t_c - t_f\right)_1} = -U \cdot A \cdot \left(\frac{1}{\dot{M}_c \cdot c_{pc}} + \frac{1}{\dot{M}_f \cdot c_{pf}} \right)$$

Potendo scrivere: $\dot{Q} = \dot{M}_c \cdot c_{pc} \cdot (t_{c1} - t_{c2}) = \dot{M}_f \cdot c_{pf} \cdot (t_{f2} - t_{f1})$

si ha:

$$\dot{Q} = \dot{M}_c \cdot c_{pc} \cdot (t_{c1} - t_{c2}) \Rightarrow \frac{1}{\dot{M}_c \cdot c_{pc}} = \frac{(t_{c1} - t_{c2})}{\dot{Q}}$$

$$\dot{Q} = \dot{M}_f \cdot c_{pf} \cdot (t_{f2} - t_{f1}) \Rightarrow \frac{1}{\dot{M}_f \cdot c_{pf}} = \frac{(t_{f2} - t_{f1})}{\dot{Q}}$$

Sommando membro a membro si ottiene:

$$\frac{1}{\dot{M}_c \cdot c_{pc}} + \frac{1}{\dot{M}_f \cdot c_{pf}} = \frac{(t_{c1} - t_{c2})}{\dot{Q}} + \frac{(t_{f2} - t_{f1})}{\dot{Q}} = \frac{1}{\dot{Q}} \cdot \left[(t_{c1} - t_{f1}) - (t_{c2} - t_{f2}) \right]$$

Da cui:

$$\ln \frac{(t_c - t_f)_2}{(t_c - t_f)_1} = -U \cdot A \cdot \left(\frac{1}{\dot{M}_c \cdot c_{pc}} + \frac{1}{\dot{M}_f \cdot c_{pf}} \right) = -U \cdot A \cdot \frac{1}{\dot{Q}} \cdot \left[(t_{c1} - t_{f1}) - (t_{c2} - t_{f2}) \right]$$

In definitiva:

$$\ln\frac{(t_c - t_f)_2}{(t_c - t_f)_1} = \frac{U \cdot A}{\dot{Q}} \cdot \left[(t_c - t_f)_2 - (t_c - t_f)_1\right]$$

da cui:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = U \cdot A \cdot \Delta t_{ml}$$

In cui:

Δt_{ml}: **differenza di temperatura media logaritmica** (MLDT) valida sia in equi che in controcorrente.

La **differenza di temperatura media logaritmica** può essere approssimata con la media aritmetica delle differenze di estremità se la differenza tra le temperature di estremità dei due fluidi è inferiore al 30 %

Riprendiamo la formula:

$$\dot{M}_c \cdot c_{pc} \cdot (t_{c1} - t_{c2}) = \dot{M}_f \cdot c_{pf} \cdot (t_{f2} - t_{f1})$$

Se i due fluidi hanno la **stessa capacità termica** (es. scambiatore acqua-acqua o aria-aria) si ha:

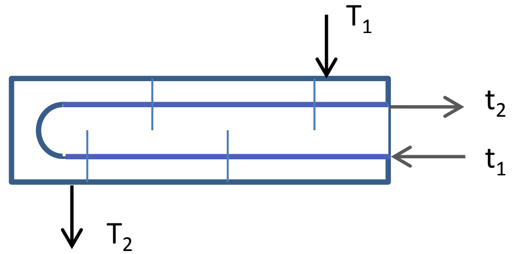
$$\dot{M}_c \cdot c_{pc} = \dot{M}_f \cdot c_{pf}$$

Di conseguenza si ha:

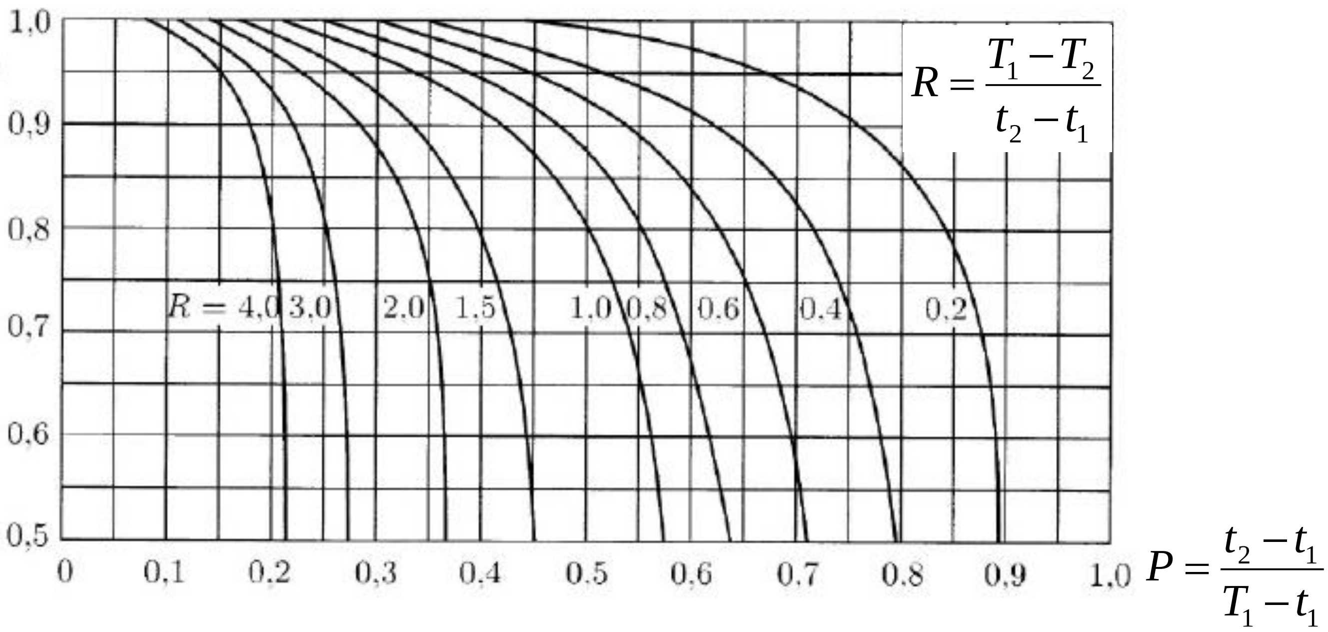
$$(t_{c1} - t_{c2}) = (t_{f2} - t_{f1})$$

In altre parole **due fluidi uguali** o che abbiano la **stessa capacità termica** all'interno di uno **scambiatore s**ubiscono lo **stesso salto termico.**

Se lo scambiatore ha una **configurazione più complessa** di quella a tubi concentrici, si fa ancora ricorso alla **differenza di temperatura media logaritmica**, moltiplicandola per dei **fattori correttivi** che dipendono dalla configurazione.



Fattore correttivo F



Efficienza di uno scambiatore di calore

Non potendo sempre **conoscere** in fase di **progetto** le **temperature di uscita** dei due fluidi, si definisce una grandezza detta "***Efficienza dello scambiatore"***, che consente di **prevedere potenza termica scambiata** indipendentemente dalle temperature suddette

Si definisce **efficienza di uno scambiatore** il **rapporto tra la potenza termica scambiata e quella massima scambiabile all'interno dello scambiatore stesso.**

Per **potenza termica massima** scambiabile si intende quella che verrebbe scambiata in corrispondenza della **massima differenza di temperatura possibile** nel sistema (T_{ci}-T_{fi}).

Questo salto termico potrebbe avvenire solo **idealmente nel fluido a capacità termica inferiore** (minima capacità termica) se lo scambio avvenisse in uno **scambiatore ideale** (superficie di scambio infinita)

Si ha pertanto: $$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{scambiata}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\dot{M}_c \cdot c_{pc} \cdot (t_{ci} - t_{cu})}{(\dot{M} \cdot c_p)_{\min} \cdot (t_{ci} - t_{fi})} = \frac{\dot{M}_f \cdot c_{pf} \cdot (t_{fu} - t_{fi})}{(\dot{M} \cdot c_p)_{\min} \cdot (t_{ci} - t_{fi})}$$

Da cui: $$\dot{Q} = \varepsilon \cdot (M \cdot c_p)_{\min} \cdot (t_{ci} - t_{fi})$$

L'efficienza è tabulata di solito in funzione dei parametri $\mathbf{C_{min}/C_{max}}$ e $\mathbf{UA/C_{min}}$

Il parametro $\mathbf{UA/C_{min}}$ è di solito indicato con **NUT** (numero di unità di trasmissione del calore). Più è elevato il NUT, più efficiente è lo scambiatore.

Se lo scambiatore è costituito da un **condensatore** o da un **evaporatore,** in esso avviene un cambiamento di stato per uno dei due fluidi, con **temperatura** e **pressione costanti** (condizione che potrebbe verificarsi teoricamente in assenza di cambiamento di stato solo il fluido avesse capacità termica infinita).

In questo caso: $C_{min}/C_{max} = 0$

ALETTE

Negli scambiatori di calore la **parete di separazione** tra i due fluidi è, nella maggior parte dei casi, **metallica**, per cui **ad elevata conducibilità** e di **spessore ridotto**.

Per questa ragione, in molti casi la sua **resistenza** viene **trascurata** e la **resistenza totale** è data solo dalla **somma delle resistenze convettive** ed, eventualmente, di quelle di fouling.

Questo comporta che, per **aumentare l'efficienza dello** scambiatore è necessario avere degli **elevati coefficienti di scambio termico** convettivo.

Se i fluidi che si scambiano calore (entrambi o uno dei due) sono dei **gas**, tali **coefficienti non** sono molto **elevati**.

E' possibile allora **migliorare le condizioni di scambio termico aumentando la superficie di scambio** e **incrementando** il grado di **turbolenza** con delle alette

Le **alette** sono delle **parti metalliche** (di solito di alluminio) applicate sulla superficie di scambio termico che consentono di **aumentare la quantità di calore** scambiata grazie ad un **incremento** della **superficie di scambio** e della **turbolenza** del regime di moto.

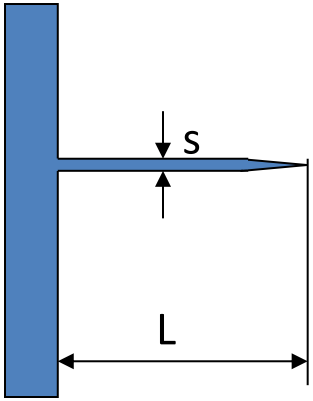
Possono essere: **piane**, **anulari** o a **spina**.

Nello studio del comportamento termico di un'aletta si ipotizza che non ci siano **gradienti termici** in **direzione trasversale** all'aletta stessa e che la temperatura vari solo in direzione longitudinale.

Questo si verifica in quanto lo **spessore dell'aletta** può essere considerato **molto piccolo** rispetto alla sua lunghezza.

Il **calore dissipato** da un'aletta è valutabile dal **bilancio tra il calore conduttivo** che si propaga al suo interno e quello **convettivo che si disperde verso l'esterno**

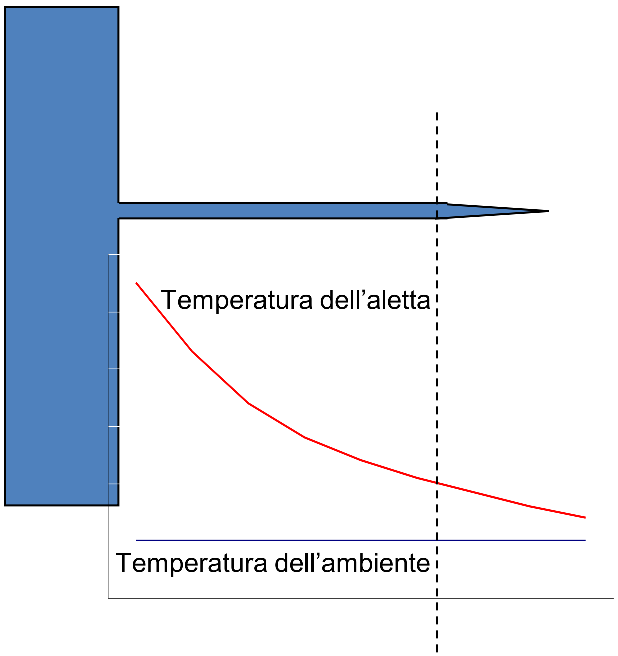
Il **calore** viene **disperso dalle due facce**, inferiore e superiore, ed in misura minore dalla testa dell’aletta



L: lunghezza dell’aletta

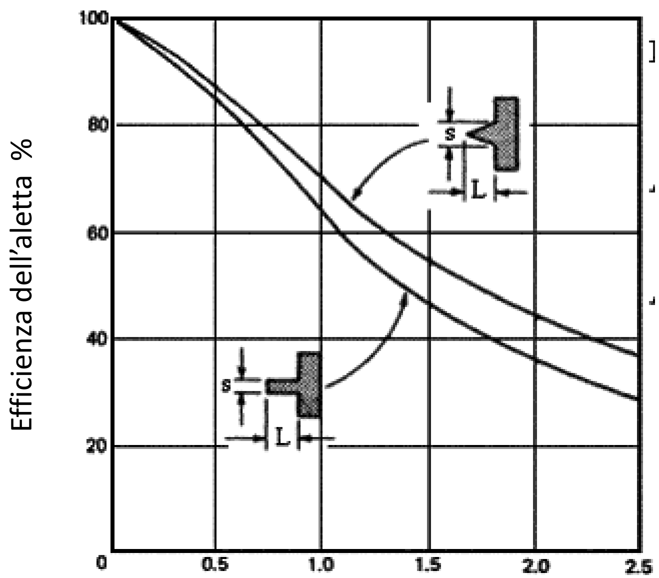
s: spessore dell’aletta

Da una certa sezione in poi la **differenza di temperatura** tra l’aletta e l’ambiente circostante è **minima** per cui **tende ad annullarsi** la capacità disperdente dell’aletta stessa



Qualitativamente definiamo **efficienza dell’aletta** il **rapporto tra il flusso termico effettivamente scambiato** dall’aletta e **quello che scambierebbe** se l’intera aletta avesse una **temperatura uniforme**.

Esistono **grafici** che forniscono il **rendimento dell’aletta** in funzione delle sue caratteristiche



$$L_c \cdot \frac{h}{\lambda \cdot A_m}$$

A_m: area laterale dell’aletta

$$Am = \begin{cases} L \cdot \frac{s}{2} & \text{aletta triang.} \\ L \cdot \frac{s}{2} & \text{aletta rettang.} \end{cases}$$

L_c: lunghezza caratteristica dell’aletta

$$L_c = \begin{cases} L & \text{aletta triang.} \\ L + \frac{s}{2} & \text{aletta rettang.} \end{cases}$$

h: coefficiente di scambio termico convettivo

λ: conducibilità termica dell’aletta