

# SCAMBIO TERMICO

## 1.1 Le operazioni unitarie

Nella realizzazione dei processi industriali le **Tecnologie chimiche** studiano le trasformazioni delle materie prime in prodotti chimici ed i modi per realizzare tali trasformazioni.

Ogni **processo chimico** può essere scomposto in **più stadi** i cui principi e le modalità operative sono relativamente indipendenti dai materiali trattati e dalle altre caratteristiche del sistema.

Ogni singolo stadio comprende due diversi aspetti:

- **Operazioni unitarie:** sono i processi fisici, che non prevedono trasformazioni chimiche (trasferimento di solidi e fluidi, macinazione, filtrazione, distillazione, assorbimento, stripping, estrazione, trasferimento di calore, ecc.). Vengono studiati dall'ingegneria chimica
- **Processi unitari:** sono le trasformazioni chimiche della materia e vengono studiate dal punto di vista termodinamico e cinetico dalla chimica industriale (alogenazione, nitratura, solfonazione, idrogenazione, ossidazione, ecc.)

I due diversi aspetti (operazioni unitarie e processi unitari) sono strettamente interconnessi e costituiscono due aspetti complementari della stessa realtà. Il vantaggio di questo approccio concettuale, cioè di **pensare attraverso stadi unitari**, è quello di poter studiare una singola operazione, ad esempio il trasferimento di calore, senza preoccuparsi del processo chimico in cui è inserito e quindi poter sviluppare una teoria generale. Inoltre in questo modo emergono insospettabili analogie tra le diverse operazioni unitarie: ad esempio la distillazione, l'assorbimento e l'estrazione sono descrivibili mediante la stessa teoria matematica.

Nello studio delle operazioni unitarie, oltre alle equazioni di equilibrio termodinamico, si utilizzano altri due tipi di equazioni:

- **equazioni di bilancio**
- **equazioni di trasferimento**

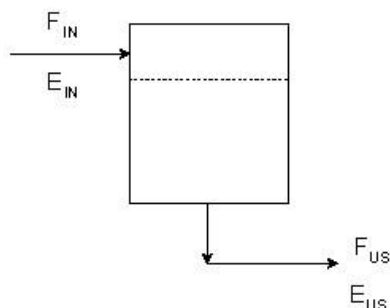
### 1.1.1 Equazioni di bilancio

Si basano sui **principi di conservazione della massa e dell'energia** e vengono utilizzate nel dimensionamento delle apparecchiature per determinare le portate, le composizioni e le temperature delle correnti entranti ed uscenti dal sistema studiato.

Dalla Termodinamica derivano alcuni termini importanti:

- **sistema:** quantità percettibile di materia. Percettibile significa che su tale quantità si possono effettuare misure. Il sistema può essere:
  - o aperto: scambia materia e energia con l'ambiente
  - o chiuso: scambia solo energia con l'ambiente
  - o isolato: non scambia né materia né energia con l'ambiente
- **contorno:** superficie (a volte impercettibile) che delimita il sistema
- **ambiente:** tutto ciò che circonda il sistema al di fuori del contorno

Un esempio di **bilancio di massa (o di materia)** si può avere considerando un serbatoio (sistema) in cui entrano ed escono due correnti liquide (ambiente): in questo caso si ha un sistema aperto avente come contorno le pareti stesse del serbatoio. Se il livello del liquido rimane costante il bilancio di massa viene scritto nel modo seguente:



$$F_{in} = F_{us} \quad F_{in} - F_{us} = 0$$

dove  $F$  è la portata del liquido in ingresso ( $F_{in}$ ) e in uscita ( $F_{us}$ ) dal serbatoio. Se invece il livello di liquido non rimane costante si avrà:

$$F_{in} - F_{us} = A$$

dove  $A$  rappresenta l'accumulo di liquido, diverso da zero, che potrà essere positivo o negativo a seconda delle due portate in ingresso e in uscita. Se  $A$  è uguale a zero allora il sistema viene detto **in regime stazionario**.

Insieme ai bilanci di materia, si devono considerare anche i **bilanci di energia** per risolvere numerosi problemi impiantistici. Un generico bilancio di energia riferito ad un qualsiasi sistema può essere scritto nel modo seguente:

$$E_{in} - E_{us} = A$$

dove E è l'energia in ingresso ( $E_{in}$ ) e in uscita ( $E_{us}$ ), mentre A rappresenta l'accumulo di energia. Le **energie** presenti in un sistema possono essere di due tipi:

- energia associata alla massa del sistema: potenziale, cinetica, interna, elettrica e magnetica
- energia associata agli scambi energetici sistema-ambiente: calore, lavoro, radiazioni elettromagnetiche

Tenendo conto di questa distinzione la generica equazione di bilancio energetico diventa:

$$E_{in} - E_{us} + Q - L = A$$

dove Q è il calore scambiato con l'ambiente (+ se assorbito – se ceduto all'ambiente) ed L è il lavoro (+ se compiuto dal sistema – se compiuto sul sistema). Anche in questo caso se  $A = 0$  il sistema è detto in regime stazionario ed è il caso più comune.

Una grandezza essenziale per lo studio dei bilanci energetici è il **calore specifico**. E' definito come la quantità di calore necessaria per aumentare di 1°C l'unità di massa di una sostanza. Esistono due tipi di calore specifico:

- calore specifico a volume costante  $C_v$
- calore specifico a pressione costante  $C_p$

Tenendo conto che la maggior parte dei processi industriali avviene a  $P =$  costante e comunque vi è poca differenza tra i due, di solito si fa riferimento a  $C_p$ . Le sue unità di misura sono:

$$C_p = \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} = \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C} (\text{o K})}$$

Tenendo conto della definizione di calore specifico la sua relazione con il calore scambiato in un processo è la seguente:

$$Q = M \cdot C_p \cdot \Delta T$$

dove Q è il calore necessario (kcal o kJ) necessario per aumentare dell'intervallo di temperatura  $\Delta T$  ( $^\circ\text{C}$  o K) una massa M (kg) di materia. In alternativa si può scrivere una analoga equazione:

$$Q = F \cdot C_p \cdot \Delta T$$

dove Q in questo caso è il flusso termico (kcal o kJ/h) ed F è la portata di materia (kg/h).

In vari casi è utile fare riferimento al **contenuto termico**. Ricordando il generico bilancio di energia:

$$E_{in} - E_{us} + Q - L = A$$

Nei problemi relativi allo scambio di calore in regime stazionario ( $A = 0$ ) si possono trascurare le variazioni di energia potenziale e cinetica ed il lavoro L scambiato con l'esterno. Pertanto il bilancio energetico diventa:

$$CT_{in} - CT_{us} + Q = 0$$

Dove CT è il contenuto termico entrante nel sistema ( $CT_{in}$ ) o uscente ( $CT_{us}$ ) e Q è il calore scambiato con l'ambiente esterno al sistema considerato.

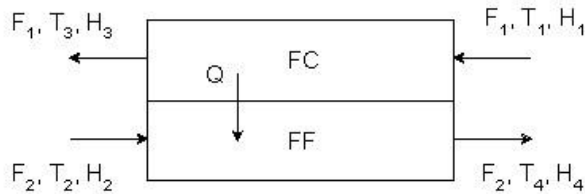
Il contenuto termico di un corpo di massa M è il calore necessario per portare la temperatura del corpo dalla temperatura di riferimento alla temperatura attuale. Di solito la temperatura di riferimento è  $0^\circ\text{C}$  e quindi il  $\Delta T$  coincide con la temperatura finale T. Pertanto si può scrivere:

$$CT = M \cdot C_p \cdot \Delta T \quad H = M \cdot C_p \cdot T \quad H = F \cdot C_p \cdot T$$

dove M è la massa del corpo, F è la portata ponderale della corrente. H è una **funzione di stato detta entalpia** che coincide con il calore scambiato, ovvero con il contenuto termico, a  $P =$  costante. Le dimensioni di H sono quelle del calore, quindi kcal o J/kJ. Quindi è lo stesso parlare di calore o di entalpia di un corpo o di una corrente.

L'entalpia viene utilizzata nei **bilanci entalpici**, utili ad esempio quando due correnti di fluido si scambiano calore, come nel caso in cui si ha trasferimento di calore da un fluido caldo a un fluido freddo, con  $T_1 > T_2$ :

fluido caldo:  $T_1 \rightarrow T_3$       fluido freddo:  $T_2 \rightarrow T_4$



$$H_{in} = H_{us}$$

$$H_1 + H_2 = H_3 + H_4$$

$$F_1 \cdot C_{p1} \cdot T_1 + F_2 \cdot C_{p2} \cdot T_2 = F_1 \cdot C_{p1} \cdot T_3 + F_2 \cdot C_{p2} \cdot T_4 \quad \text{da cui raccogliendo si ottiene:}$$

$$F_1 \cdot C_{p1} \cdot T_1 - F_1 \cdot C_{p1} \cdot T_3 = F_2 \cdot C_{p2} \cdot T_4 - F_2 \cdot C_{p2} \cdot T_2$$

$$F_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_1 - T_3) = F_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_4 - T_2)$$

Il primo termine rappresenta il calore ceduto dal fluido caldo, il secondo termine rappresenta il calore acquistato dal fluido freddo. Tale bilancio può essere usato per calcolare le temperature o le portate di fluido.

### 1.1.2 Equazioni di trasferimento

I trasferimenti di energia e materia sono processi molto comuni nell'impiantistica chimica e vengono generalmente espressi, oltre che con bilanci di materia e di energia, anche mediante **equazioni di trasferimento**, che mettono in relazione la grandezza oggetto del trasferimento con le grandezze fisiche che lo influenzano. Ad esempio nel caso di trasferimento di calore tra due corpi il calore trasferito viene messo in relazione con la differenza di temperatura dei corpi stessi e le caratteristiche termiche e geometriche del sistema.

In generale la forma di una equazione di trasferimento è la seguente:

$$\text{portata grandezza trasferita} = \frac{\text{forza spingente}}{\text{resistenza}}$$

La **forza spingente**, o **forza motrice**, è la causa che determina il trasferimento. Nel caso del trasferimento di calore la forza spingente è la differenza di temperatura, senza la quale non avverrebbe scambio termico. La **resistenza** è determinata dalle caratteristiche del mezzo in cui avviene il trasferimento e dalla geometria del sistema.

## 1.2 Il trasferimento del calore

Il **trasferimento di calore** è molto diffuso in natura e nell'impiantistica chimica e si ha sempre quando sono a contatto due corpi a diversa temperatura. Come postulato dalla Termodinamica, il calore si trasferisce sempre spontaneamente dal corpo più caldo a quello più freddo.

Il trasferimento di calore può avvenire secondo tre diversi meccanismi:

- conduzione
- convezione
- irraggiamento

Ogni meccanismo di trasferimento termico si manifesta in opportune condizioni, ha la sua equazione di trasferimento ed apparecchiature specifiche per realizzarlo. In realtà spesso sono operanti più meccanismi contemporaneamente.

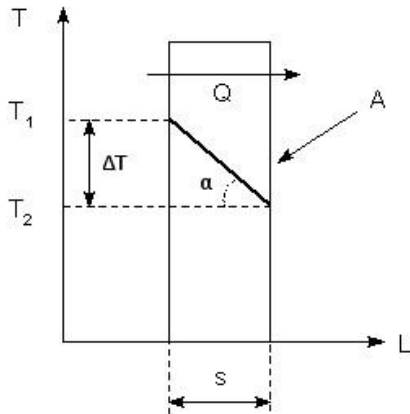
### 1.3 La conduzione

Si ha nei corpi solidi o nei fluidi (gas, vapori, liquidi) stazionari, dove le particelle di materia non si spostano ma possono solo oscillare attorno alla loro posizione di equilibrio. Il calore si propaga mediante urto tra le particelle oscillanti cioè attraverso il trasferimento di energia vibrazionale. Si possono distinguere alcuni casi significativi

#### 1.3.1 Conduzione attraverso una parete piana

Si consideri una parete piana a facce parallele di spessore  $s$  a diversa temperatura  $T_1$  e  $T_2$  con  $T_1 > T_2$ . Per effetto della conduzione attraverso la parete, si stabilisce un gradiente termico lineare (profilo termico o di

temperatura) tra le due facce e per effetto di tale gradiente si ha spontaneamente un trasferimento di calore dalla faccia a temperatura maggiore alla faccia a temperatura minore.



L'equazione di trasferimento relativa a questo caso sarà:

$$\text{portata di calore} = \frac{\text{differenza di temperatura}}{\text{resistenza}}$$

Nel caso della parete piana l'equazione di trasferimento generale assume una forma particolare e viene detta **equazione di Fourier**:

$$Q = K \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{s}$$

Q: calore trasferito nell'unità di tempo (kcal/h o kW ricordando che 1 W = 1 J/s e quindi 1 kW = 1 kJ/s)

K: conducibilità termica del materiale (kcal/h·m·°C o kW/m·K)

A: superficie perpendicolare al flusso termico (m<sup>2</sup>)

ΔT: differenza di temperatura (°C o K)

s: spessore della parete (m)

Il rapporto  $\Delta T/s$  è detto **gradiente termico**. In generale il gradiente di una grandezza è il rapporto tra la differenza dei valori che la grandezza assume in due punti e la distanza tra i due punti. Il gradiente permette il trasferimento di calore nella direzione del gradiente stesso cioè sempre dalla faccia più calda alla faccia più fredda. Graficamente è la pendenza del profilo termico, ovvero è la tangente dell'angolo α.

Materiali che hanno una elevata conducibilità termica K presentano un piccolo gradiente termico, cioè trasferiscono calore tra le due facce con elevata efficienza; materiali isolanti termici hanno valori di K molto piccoli e quindi producono gradienti termici elevati.

Riscrivendo l'equazione di Fourier nella forma generale di una equazione di trasferimento si ottiene:

$$Q = \left( \frac{\Delta T}{\frac{s}{K \cdot A}} \right)$$

dove:

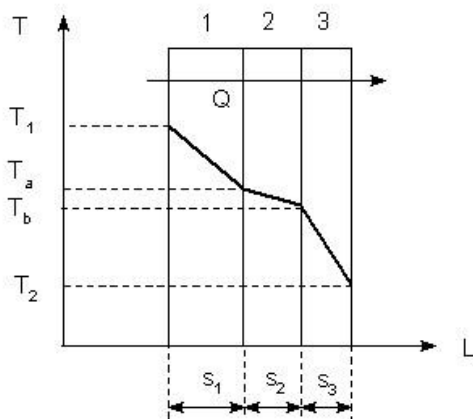
$\frac{\Delta T}{\frac{s}{K \cdot A}}$  rappresenta la forza spingente

$\frac{s}{K \cdot A}$  rappresenta la resistenza

### 1.3.2 Conduzione attraverso più pareti piane

Si considerino due o più pareti (lamine) piane a facce parallele sovrapposte di materiali diversi. In ogni lamina il calore viene trasferito per conduzione ma il profilo del gradiente di temperatura è diverso in ogni lamina perché ogni materiale ha la sua conducibilità termica K: il materiale più isolante, cioè con K minore, avrà il gradiente più ripido.

Nel caso di 3 lamine sovrapposte, che formano una parete composta, si ha la seguente situazione:



Si applica a ogni lamina l'equazione di Fourier:

$$Q_1 = K_1 \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_a}{s_1}$$

$$Q_2 = K_2 \cdot A \cdot \frac{T_a - T_b}{s_2}$$

$$Q_3 = K_3 \cdot A \cdot \frac{T_b - T_2}{s_3}$$

Di solito il calore viene trasferito in un'unica direzione in **modo stazionario** e quindi:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q$$

Riscrivendo le equazioni precedenti e ricavando da esse le differenze di temperatura si ottiene:

$$\frac{Q \cdot s_1}{A \cdot K_1} = T_1 - T_a \quad \frac{Q \cdot s_2}{A \cdot K_2} = T_a - T_b \quad \frac{Q \cdot s_3}{A \cdot K_3} = T_b - T_2$$

Sommando membro a membro le tre equazioni e raccogliendo a fattore comune il termine Q/A si ottiene:

$$\frac{Q}{A} \cdot \left( \frac{s_1}{K_1} + \frac{s_2}{K_2} + \frac{s_3}{K_3} \right) = T_1 - T_2 \quad Q = \frac{T_1 - T_2}{\left( \frac{s_1}{A \cdot K_1} + \frac{s_2}{A \cdot K_2} + \frac{s_3}{A \cdot K_3} \right)}$$

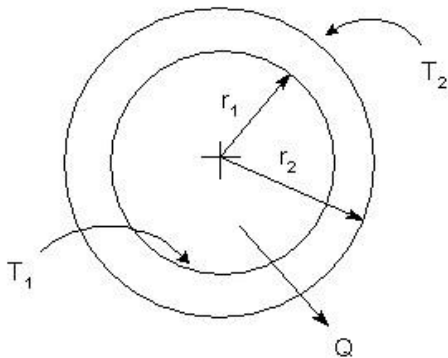
Tale relazione costituisce l'equazione di Fourier per pareti composte. Al numeratore compare la forza spingente, in questo caso la differenza di temperatura, che permette il trasferimento di calore. A denominatore compare la somma di tutte le resistenze al trasferimento di calore. Si può generalizzare **per n pareti a contatto**:

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{\sum_{i=1}^n \frac{s_i}{A \cdot K_i}}$$

Il calore trasferito Q è direttamente proporzionale alla forza spingente e inversamente proporzionale alla resistenza delle pareti attraverso le quali si trasmette per conduzione.

### 1.3.2 Conduzione attraverso una parete cilindrica

Si consideri un tubo cilindrico di lunghezza L, raggio interno  $r_1$  e raggio esterno  $r_2$ , caratterizzato dalla temperatura  $T_1$  della parete interna e  $T_2$  della parete esterna, con  $T_1 > T_2$ . In questo caso il calore fluisce radialmente dalla parete interna alla parete esterna mediante conduzione e quindi si potrà applicare l'equazione di Fourier. Tuttavia in questo caso **non è definibile una sezione di flusso**: ve ne sarà una minima, corrispondente alla superficie laterale del cilindro di raggio  $r_1$  ed una massima, corrispondente alla superficie laterale del cilindro di raggio  $r_2$ . Pertanto la superficie A attraversata dal flusso di calore è funzione del raggio, cioè le diverse superfici isoterme saranno dei cerchi concentrici.



In questa configurazione, per applicare l'equazione di Fourier, occorrerebbe considerare la variazione infinitesima di temperatura  $dT$  in funzione della variazione infinitesima di raggio  $dr$ , scrivendo una equazione differenziale che verrebbe in seguito integrata. Si dimostra che la superficie interessata allo scambio termico corrisponde ad un **raggio medio logaritmico  $r_m$**  definito come:

$$r_m = \frac{r_2 - r_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad A = 2 \cdot \pi \cdot r_m \cdot L$$

Da cui si ricava l'equazione di Fourier per una parete cilindrica, osservando che  $s = (r_2 - r_1)$ :

$$Q = K \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{s} \quad Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_m \cdot L \cdot (T_1 - T_2)}{(r_2 - r_1) \cdot K}$$

Tale equazione di può riscrivere nel modo seguente:

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_m \cdot L \cdot (T_1 - T_2)}{(r_2 - r_1) \cdot K} \quad Q = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{(r_2 - r_1)}{2 \cdot \pi \cdot r_m \cdot L \cdot K}} \quad \text{sostituendo la definizione di } r_m \text{ si ottiene:}$$

$$Q = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{(r_2 - r_1) \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \cdot \pi \cdot (r_2 - r_1) \cdot L \cdot K}} = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot K}} \quad Q = \frac{\Delta T}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot K}}$$

Come al solito a numeratore compare la forza spingente mentre a denominatore compare la resistenza al trasferimento di calore.

## 1.4 La convezione

E' il meccanismo di trasferimento del calore tipico dei **fluidi** (liquidi, gas e vapori). Mentre nella conduzione le particelle del materiale non si spostano ma oscillano attorno alla loro posizione di equilibrio, nella convezione si ha un **rimesciamento di materia**: le particelle si muovono dal punto più caldo al punto più freddo del sistema e quindi trasferiscono il calore grazie a tali movimenti che vengono definiti **moti convettivi**.

A seconda della causa dei moti convettivi si possono avere due diversi tipi di convezione:

- **convezione naturale:** i moti convettivi sono provocati da gradienti di densità a loro volta provocati da gradienti termici. Le particelle "più calde" sono meno dense e quindi tendono a salire, mentre le particelle "più fredde" sono più dense e quindi tendono a scendere
- **convezione forzata:** al moto convettivo naturale viene sovrapposto un moto convettivo più intenso generato da un agente esterno (agitatore meccanico, differenza di pressione prodotta da una pompa, ecc.)

Inoltre a seconda delle condizioni con le quali si realizza il moto convettivo si può avere:

- **convezione in regime laminare:** quando il fluido si muove ordinatamente mediante filetti fluidi, cioè il numero di Reynold ( $R_e$ ) è minore o uguale a 2100
- **convezione in regime turbolento:** quando il fluido si muove caoticamente mediante vortici, cioè il numero di Reynold è maggiore di 2100

Si ricorda che  $R_e$  rappresenta il rapporto tra l'energia trasferita dal fluido con meccanismo turbolento e l'energia trasferita dal fluido con meccanismo laminare (detto anche viscoso), è definito dall'equazione seguente, riferita allo scorrimento del fluido in un generico condotto:

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \quad R_e = \frac{G_s \cdot d}{\mu}$$

$\rho$ : densità del fluido

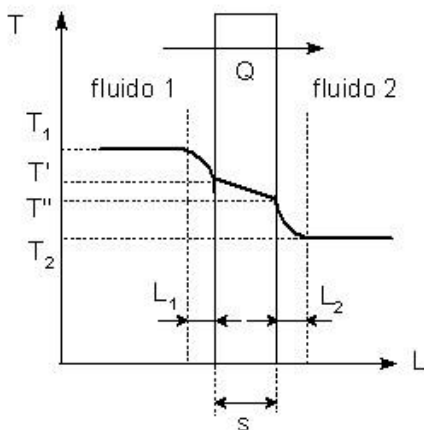
$v$ : velocità di scorrimento

$d$ : diametro del condotto

$\mu$ : viscosità del fluido

$G_s$ : portata specifica

Per ricavare un'equazione che descriva il trasferimento di calore per convezione, si considerano due fluidi a diversa temperatura separati da una parete piana a facce parallele. Il trasferimento di calore all'interno dei fluidi avverrà per convezione mentre il trasferimento di calore all'interno della parete solida avverrà per conduzione.



Tracciando il profilo termico si nota che all'interno dei due fluidi, dove il moto è turbolento, il rimescolamento di materia mantiene costante la temperatura e quindi nullo il gradiente termico. Nei pressi della parete solida, a causa dell'attrito, il fluido si muove con moto laminare, cioè per filetti fluidi, sempre più lenti mano a mano che si avvicinano alla parete; il filetto fluido aderente alla parete è praticamente fermo. Si formano così due strati di fluido in cui non vi è più rimescolamento di materia, detti **pellicole o strati liminari**, in cui il trasferimento di calore avviene per conduzione e non più per convezione. Le pellicole sono strati resistenti al trasferimento di calore e fanno sì che in questo caso il calore passi per conduzione attraverso tre pareti piane a contatto, una solida e le altre due fluide

Si potrà applicare l'equazione di Fourier ricavata per più pareti piane a contatto:

$$Q = K_p \cdot A \cdot \frac{(T' - T'')}{s} \quad \text{per la parete solida, dove } K_p \text{ è il coefficiente di conducibilità del solido della parete}$$

$$Q = K_1 \cdot A \cdot \frac{(T_1 - T')}{L_1} \quad \text{per la pellicola del fluido 1, dove } K_1 \text{ è il coefficiente di conducibilità del fluido 1}$$

$$Q = K_2 \cdot A \cdot \frac{(T'' - T_2)}{L_2} \quad \text{per la pellicola del fluido 2, dove } K_2 \text{ è il coefficiente di conducibilità del fluido 2}$$

Da notare che:

- $s/K_p$  rappresenta la resistenza al trasferimento di calore della lamina solida
- $L_1/K_1$  e  $L_2/K_2$  rappresentano le resistenze al trasferimento di calore delle due lamine fluide

Si definiscono:

$h_1 = K_1/L_1$  coefficiente di pellicola (liminare) del fluido 1

$h_2 = K_2/L_2$  coefficiente di pellicola (liminare) del fluido 2

**I coefficienti liminari non sono determinabili sperimentalmente** perché non è possibile misurare lo spessore delle pellicole ma **sono valutabili mediante equazioni empiriche** derivanti dall'analisi dimensionale del fenomeno, espresse da vari numeri adimensionali ( $R_e$ , ecc.). Riscrivendo le precedenti equazioni si ricava:

$$Q = K_p \cdot A \cdot \frac{(T' - T'')}{s} \quad Q = h_1 \cdot A \cdot (T_1 - T') \quad Q = h_2 \cdot A \cdot (T'' - T_2)$$

$$(T' - T'') = \frac{Q}{A} \cdot \frac{s}{K_p} \quad (T_1 - T') = \frac{Q}{A} \cdot \frac{1}{h_1} \quad (T'' - T_2) = \frac{Q}{A} \cdot \frac{1}{h_2}$$

Sommando membro a membro le tre equazioni e ricordando che il trasferimento di calore è stazionario, cioè non si ha accumulo né perdita di calore e quindi tutti i valori di Q sono uguali, si ottiene:

$$(T_1 - T_2) = \frac{Q}{A} \cdot \left( \frac{1}{h_1} + \frac{s}{K_p} + \frac{1}{h_2} \right)$$

$$Q = A \cdot \frac{(T_1 - T_2)}{\left( \frac{1}{h_1} + \frac{s}{K_p} + \frac{1}{h_2} \right)}$$

A numeratore compare la forza spingente, a denominatore la somma delle resistenze al trasferimento di calore. Per semplificare l'equazione si definisce:

$$\frac{1}{U} = \left( \frac{1}{h_1} + \frac{s}{K_p} + \frac{1}{h_2} \right) \quad Q = A \cdot \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{1}{U}}$$

dove U è definito come **coefficiente globale di scambio termico** il cui valore inverso 1/U rappresenta la sommatoria delle resistenze al trasferimento di calore, e quindi si ricava:

$$Q = U \cdot A \cdot (T_1 - T_2) \quad Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

**equazione globale di trasferimento di calore.** Tale equazione riassume il trasferimento di calore per convezione all'interno dei due fluidi, per conduzione all'interno della parete solida e all'interno delle due pellicole fluide che si formano sulle superfici della lamina solida.

#### 1.4.1 Valutazione dei coefficienti di pellicola

Nei calcoli relativi alle operazioni di trasferimento di calore (scambio termico) sarà necessaria la valutazione del coefficiente globale di scambio termico U, che dipende dai coefficienti di pellicola h (liminari) dei due fluidi che si scambiano calore attraverso una parete solida. Infatti 1/U rappresenta la somma di tutte le resistenze al trasferimento di calore.

Non è possibile calcolare h attraverso la sua definizione:  $h = K/L$  in quanto lo spessore L delle pellicole non è misurabile poiché non esattamente definito e per giunta variabile nel tempo. I coefficienti h dipendono dalle **caratteristiche dei fluidi** (viscosità  $\mu$ , densità  $\rho$ , calore specifico  $C_p$ , ecc.) e dalle **caratteristiche del moto** e del condotto in cui avviene (laminare, turbolento, ecc.).

Pertanto sfruttando l'analisi dimensionale e la correlazione tra i diversi meccanismi di trasporto si è giunti alla formulazione di alcune **equazioni empiriche** utili alla valutazione dei coefficienti di pellicola. In queste equazioni compaiono alcuni numeri adimensionali che rappresentano rapporti tra entità trasportate e relativi meccanismi di trasporto:

- Numero di Reynold ( $R_e$ ): è il rapporto tra l'energia trasportata dal fluido con meccanismo turbolento e l'energia trasportata con meccanismo laminare:

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu}$$

- Numero di Prandtl ( $P_r$ ): è il rapporto tra l'energia scambiata con meccanismo laminare e l'energia scambiata mediante conduzione:

$$P_r = \frac{C_p \cdot \mu}{K}$$

- Numero di Nusselt ( $N_u$ ): è il rapporto tra l'energia scambiata mediante convezione e l'energia scambiata mediante conduzione:

$$N_u = \frac{h \cdot d}{K}$$

$\rho$ : densità del fluido

$v$ : velocità di scorrimento

$d$ : diametro del condotto

$\mu$ : viscosità del fluido

$C_p$ : calore specifico a pressione costante

$K$ : conducibilità termica

$h$ : coefficiente di pellicola



Ad esempio nel caso della **convezione forzata**, che si verifica sempre nella pratica impiantistica, all'interno di un condotto di diametro  $d$  si ha la seguente equazione empirica che permette la valutazione del coefficiente di pellicola per il fluido all'interno del condotto stesso:

$$Nu = m \cdot Re^\alpha \cdot Pr^\beta \quad h = m \cdot \frac{k}{d} \cdot Re^\alpha \cdot Pr^\beta$$

dove i coefficienti  $m$ ,  $\alpha$  e  $\beta$  variano a seconda del tipo di apparecchio di scambio termico che si sta dimensionando. Noti i coefficienti liminari  $h$  è possibile calcolare  $U$  con metodi specifici.

## 1.5 L'irraggiamento

Qualsiasi corpo a temperatura maggiore dello zero assoluto emette calore sotto forma di radiazioni elettromagnetiche, dette **radiazioni termiche**. L'emissione di tali radiazioni termiche è detto **irraggiamento**, che consiste nell'emissione di energia termica da parte di un corpo in relazione alla sua temperatura. L'irraggiamento diventa importante solo per i corpi sufficientemente caldi: in genere l'emissione cade nel campo spettrale IR ma per i corpi ad elevata temperatura, come ad esempio metalli incandescenti, può arrivare nella zona VIS sotto forma di radiazioni rosso-arancio.

L'irraggiamento presenta due peculiarità:

- il calore emesso sotto forma di radiazioni non ha bisogno di un mezzo per propagarsi ma può trasferirsi anche nel vuoto
- mentre nella conduzione e nella convezione il flusso di calore (calore trasferito per unità di tempo) dipende da un salto termico (forza spingente o motrice), nell'irraggiamento il flusso termico dipende solo dalla temperatura del corpo che emette

Per un emettitore/assorbitore ideale come un **corpo nero** (corpo che assorbe totalmente tutte le radiazioni che lo colpiscono) vale la **legge di Stefan-Boltzmann**:

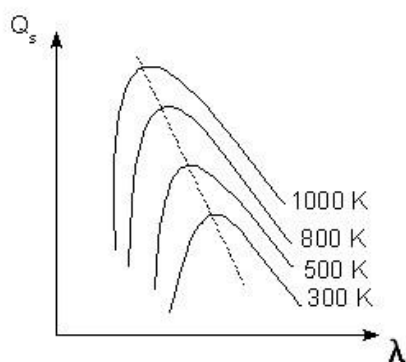
$$Q_s = \sigma \cdot T^4$$

$Q_s$ : energia totale emessa nell'unità di tempo per unità di superficie

$\sigma$ : costante di Stefan-Boltzmann

$T$ : temperatura assoluta

L'energia non viene emessa in modo uniforme a tutte le lunghezze d'onda ma per ogni temperatura l'emissione è massima da una lunghezza d'onda specifica, come espresso dalla **legge di Wien**:



$$T \cdot \lambda_{max} = 2,898 \cdot 10^{-3}$$

Si vede che la lunghezza d'onda di massima emissione è inversamente proporzionale alla temperatura assoluta del corpo che emette.

Tutto ciò è evidenziato nel grafico a fianco che mostra la legge dello spostamento di Wien: infatti il massimo di emissione di ogni curva si sposta all'aumentare della temperatura a  $\lambda$  sempre più piccole. Infatti riscaldando un blocco di metallo inizialmente non si vede il calore emesso per irraggiamento (zona IR) quindi si ha emissione di luce rosso-arancio (VIS) fino al blu-violetto se non fonde prima

## 1.6 Scambiatori a doppio tubo

Lo **scambio termico** è l'**applicazione pratica del trasferimento di calore**: di solito negli impianti industriali si ha la necessità di scambiare calore (riscaldare o raffreddare) tra due fluidi a diversa temperatura separati da una parete solida. In questo caso entreranno in gioco il meccanismo della conduzione attraverso la parete e della convezione all'interno dei fluidi e tra i fluidi e la parete. Di solito le temperature operative sono abbastanza basse da poter trascurare l'irraggiamento.

Nei processi industriali si possono distinguere due **tipi di fluidi**:

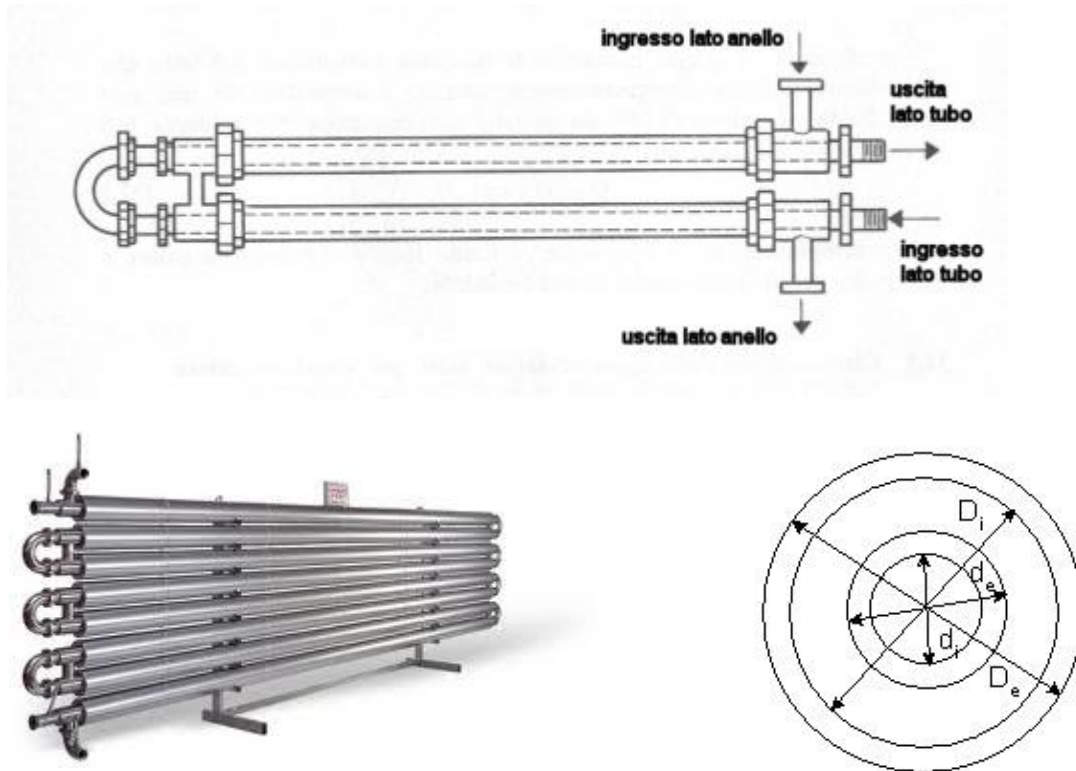
- **fluidi di processo**: sono quelli che fanno parte direttamente del ciclo produttivo (grezzo petrolifero durante le varie fasi di lavorazione di una raffineria, acqua in un impianto di potabilizzazione, ecc.)

- **fluidi di servizio:** sono i fluidi ausiliari, utilizzati per riscaldare o raffreddare (acqua di raffreddamento, vapore a bassa pressione per riscaldare, ecc).

In funzione del compito che devono assolvere si possono distinguere vari **tipi di apparecchi per lo scambio termico**:

1. **scambiatori di calore:** quando i due fluidi che scambiano calore sono entrambi di processo
2. **refrigeranti:** quando un fluido di processo viene raffreddato da un fluido di servizio, generalmente acqua
3. **condensatori:** quando un vapore di processo viene condensato da un fluido refrigerante di servizio
4. **riscaldatori:** quando un fluido di processo viene riscaldato, generalmente da vapor d'acqua
5. **ribollitori:** quando un liquido di processo viene vaporizzato da un fluido di servizio, generalmente vapor d'acqua

Il modello più semplice di scambiatore di calore è costituito da **due tubi concentrici**, all'interno dei quali circolano i due fluidi che si scambiano calore. Tale scambiatore è detto **hairpin**.



Ogni unità hairpin formata da 2 tubi concentrici è caratterizzata da 4 diametri:

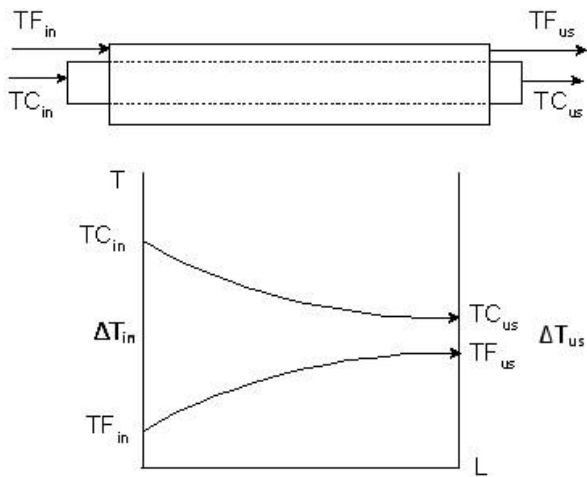
- $d_i$ : diametro interno tubo interno
- $d_e$ : diametro esterno tubo interno
- $D_i$ : diametro interno tubo esterno
- $D_e$ : diametro esterno tubo esterno

Uno dei fluidi passa all'interno della sezione cilindrica detta **lato tubo**, l'altro fluido attraversa la sezione anulare detta **lato anello**. Vari hairpin possono essere connessi tra loro in serie collegando in modo opportuno gli ingressi e le uscite delle singole unità, per raggiungere la superficie di scambio richiesta

### 1.6.1 Scambio in equicorrente e controcorrente

All'interno di un hairpin vi saranno due possibili modi per realizzare lo scambio termico: in equicorrente e in controcorrente.

**Scambio in equicorrente:** i due fluidi si muovono nello stesso senso di moto. Indicando con  $TC_{in}$  e  $TC_{us}$  le temperature di ingresso e uscita del fluido caldo e con  $TF_{in}$  e  $TF_{us}$  le temperature di ingresso e uscita del fluido freddo, si ottiene il seguente profilo termico:

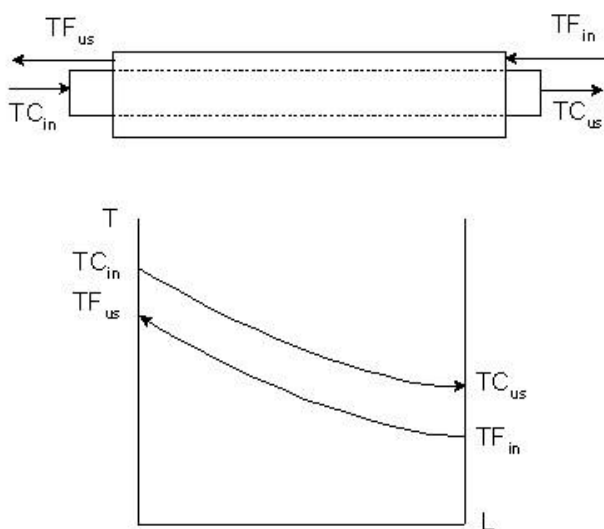


Le temperature dei due fluidi si avvicinano progressivamente ma dopo una certa lunghezza di tubo rimangono pressoché costanti e non si eguagliano mai a causa delle resistenze al trasferimento di calore. Il tratto di scambiatore successivo a tale condizione è inutile in quanto  $\Delta T$  tra i due fluidi non varia più e quindi cessa anche il trasferimento di calore. **Il calore non viene quindi scambiato in modo uniforme.**

Inoltre si ha che:  $TC_{us} > TF_{us}$  e quindi **non viene recuperata la massima quantità di calore possibile.**

Da tutto ciò si deduce che lo scambio termico in equicorrente non è molto efficiente.

Scambio in controcorrente: i due fluidi si muovono con senso di moto opposto. Indicando con  $TC_{in}$  e  $TC_{us}$  le temperature di ingresso e uscita del fluido caldo e con  $TF_{in}$  e  $TF_{us}$  le temperature di ingresso e uscita del fluido freddo, si ottiene il seguente profilo termico:



In questo caso il  $\Delta T$  tra i due fluidi varia in modo più uniforme e di conseguenza **il calore viene scambiato in modo uniforme** in tutta la tubazione e non vi sono tratti inutili.

Inoltre è possibile che la temperatura di uscita del fluido freddo sia maggiore della temperatura di uscita del fluido caldo, ovvero:  $TF_{us} > TC_{us}$  e quindi si ha un **maggior recupero di calore.**

Da ciò si deduce che lo scambio in controcorrente è più efficiente dello scambio in equicorrente.

In ogni caso di scambio termico è possibile scrivere le **equazioni di bilancio termico**, ricordando che il calore scambiato, o entalpia scambiata, può essere di due tipi:

- **calore sensibile**: viene ceduto o acquistato da un fluido senza passaggio di stato
- **calore latente**: viene ceduto o acquistato da un fluido in seguito a passaggio di stato (evaporazione o condensazione)

Le equazioni di bilancio termico esprimono l'**eguaglianza tra calore assorbito e calore ceduto**, trascurando le eventuali perdite di calore.

Per il calore sensibile:  $Q = F \cdot C_p \cdot \Delta T$

Q: calore scambiato (W o kcal/h)

F: portata ponderale (kg/h)

$C_p$ : calore specifico a pressione costante (kJ/kg·°C o kcal/kg·°C)

$\Delta T$ : salto termico tra i due fluidi (°C)

Per il calore latente:  $Q = F \cdot \lambda$

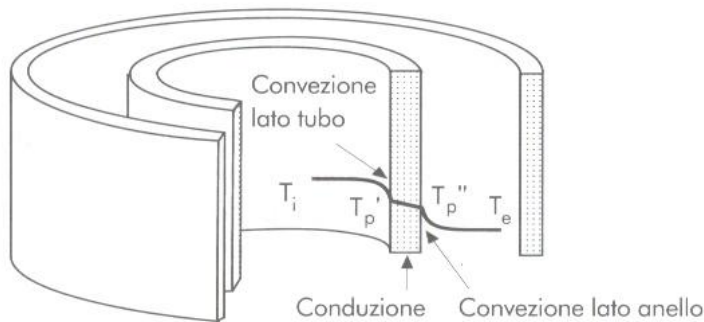
$\lambda$ : calore latente di condensazione /evaporazione (kJ/kg o kcal/kg)

### 1.6.2 Coefficiente di trasferimento globale

In uno scambiatore a tubi concentrici lo scambio termico tra i due fluidi, che scorrono rispettivamente nel lato tubo e nel lato anello, avviene attraverso la parete del tubo interno. Pertanto il meccanismo complessivo di trasferimento di calore prevede:

- convezione nel lato anello e nel lato tubo
- conduzione attraverso la parete del tubo interno

Ovviamente si formeranno **due pellicole di fluido**, una nel lato, l'altra nel lato anello per cui il profilo termico del trasferimento di calore sarà il seguente, nell'ipotesi che il fluido caldo FC circoli nel lato tubo e che il fluido freddo FF circoli nel lato anello:



Nello schema sono indicate le seguenti temperature:

- $T_i$ : temperatura fluido lato tubo
- $T_{p'}$ : temperatura parete interna tubo interno
- $T_{p''}$ : temperatura parete esterna tubo interno
- $T_e$ : temperatura fluido lato anello

Le temperature dei due fluidi non coincidono con le temperature delle relative pareti a causa della resistenza al trasferimento di calore dovuta alla presenza delle due pellicole (strati liminari) sulle due facce del tubo interno. Si possono scrivere le opportune equazioni di trasferimento del calore per il sistema considerato, ricordando la generica equazione ricavata per la convezione:

$$Q = \frac{\Delta T}{\frac{1}{h \cdot A}} \quad \Delta T: \text{salto termico} \quad A: \text{superficie} \quad h: \text{coefficiente di pellicola}$$

$$Q = \frac{(T_i - T_{p'})}{\frac{1}{A_i \cdot h_i}} \quad \text{calore trasferito per convezione lato tubo}$$

$$Q = \frac{(T_{p'} - T_{p''})}{\frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2 \cdot \pi \cdot K \cdot L}} \quad \text{calore trasferito per conduzione attraverso la parete}$$

$$Q = \frac{(T_{p''} - T_e)}{\frac{1}{A_e \cdot h_e}} \quad \text{calore trasferito per convezione lato anello}$$

Sommando membro a membro le 3 equazioni e semplificando si ottiene:

$$Q = \frac{(T_i - T_e)}{\frac{1}{A_i \cdot h_i} + \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2 \cdot \pi \cdot K \cdot L} + \frac{1}{A_e \cdot h_e}} \quad \text{dove il denominatore rappresenta la resistenza complessiva al trasferimento di calore}$$

Poiché i tubi dello scambiatore sono costituiti da materiale con elevata conducibilità termica ( $K$  grande) e lo spessore del tubo interno è piccolo (rapporto  $d_e/d_i$  molto vicino a 1 e quindi il logaritmo di tale rapporto è molto vicino a zero), è possibile trascurare la resistenza conduttiva della parete interna e quindi ottenere:

$$Q = \frac{(T_i - T_e)}{\frac{1}{A_i \cdot h_i} + \frac{1}{A_e \cdot h_e}}$$

Volendo introdurre il coefficiente globale di scambio termico  $U$  e ricordando l'equazione di trasferimento generica valida per la convezione, si avrà in generale:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad Q = U \cdot A \cdot (T_i - T_e) \quad \text{in questo caso specifico (fluido caldo lato tubo)}$$

dove  $A$  è riferita per convezione alla superficie laterale esterna del tubo interno e quindi sarà  $A_e$ , molto simile in ogni caso ad  $A_i$ . Si potrà quindi scrivere in definitiva:

$$Q = U \cdot A_g \cdot (T_i - T_e) \quad Q = \frac{(T_i - T_e)}{\frac{1}{U \cdot A_g}}$$

E confrontando questa relazione con quella ricavata in precedenza si ha:

$$Q = \frac{(T_i - T_e)}{\frac{1}{A_i h_i} + \frac{1}{A_g h_g}} \quad Q = \frac{(T_i - T_e)}{\frac{1}{U \cdot A_g}} \quad \frac{1}{U \cdot A_g} = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{1}{A_g h_g} \quad \frac{1}{U} = \frac{A_g}{A_i h_i} + \frac{1}{h_g}$$

ricordando la relazione tra diametro e superficie laterale del tubo:

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L = 2 \cdot \pi \cdot \frac{d}{2} \cdot L \quad A = \pi \cdot d \cdot L$$

$$A_i = \pi \cdot d_i \cdot L \quad A_g = \pi \cdot d_g \cdot L \quad \frac{A_g}{A_i} = \frac{\pi \cdot d_g \cdot L}{\pi \cdot d_i \cdot L} \quad \frac{A_g}{A_i} = \frac{d_g}{d_i}$$

Sostituendo al rapporto delle superfici il rapporto dei diametri nella relazione dove compare 1/U si ottiene:

$$\frac{1}{U} = \frac{d_g}{h_i \cdot d_i} + \frac{1}{h_g}$$

Questa relazione permette il calcolo del coefficiente U. Infatti valutando i coefficienti di pellicola  $h_e$  e  $h_i$  con le opportune equazioni empiriche relative a specifici apparecchi e noti i diametri interno ed esterno del tubo interno, è possibile calcolare 1/U e quindi il coefficiente globale di scambio termico U che esprime il trasferimento di calore dal fluido caldo al fluido freddo attraverso la parete del tubo interno dell'hairpin.

Si consideri il seguente **esempio** di calcolo:

Il tubo interno di uno scambiatore a doppio tubo ha un diametro interno  $d_i = 2,97$  cm e un diametro esterno  $d_e = 3,30$  cm. Supponendo che i relativi coefficienti di pellicola siano:  $h_i = 800$  W/(m<sup>2</sup>·°C) e  $h_e = 500$  W/(m<sup>2</sup>·°C) calcolare il coefficiente di trasferimento globale U

$$\frac{1}{U} = \frac{d_g}{h_i \cdot d_i} + \frac{1}{h_g}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{3,10 \cdot 10^{-2}}{800 \cdot 2,97 \cdot 10^{-2}} + \frac{1}{500} = 3,26 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^2 \cdot \text{°C)/W}$$

$$U = \frac{1}{3,26 \cdot 10^{-3}} = 306 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)} \quad \text{coefficiente di trasferimento globale}$$

Come si vede U deve essere minore del più piccolo coefficiente di pellicola, perché il suo inverso rappresenta la somma di tutte le resistenze al trasferimento di calore

### 1.6.3 Equazione di trasferimento globale e temperatura media logaritmica

In uno scambiatore di calore tipo hairpin si può rappresentare il calore globalmente scambiato nell'apparecchio mediante la seguente **equazione di trasferimento**:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

L'uso di tale equazione nei calcoli per il dimensionamento dello scambiatore presenta due **problemi**:

- **le temperature dei fluidi che scambiano calore non rimangono costanti** in tutto lo scambiatore, come dimostrato dai relativi profili termici, e quindi variano anche le loro caratteristiche (densità, viscosità, ecc.) e ciò influenza il calcolo dei coefficienti di pellicola che in un hairpin vengono valutati con la seguente **equazione empirica**, derivante dai numeri adimensionali:

$$Nu = m \cdot R_e^\alpha \cdot P_r^\beta \quad \frac{h \cdot d}{K} = m \cdot R_e^\alpha \cdot P_r^\beta \quad h = m \cdot \frac{K}{d} \cdot R_e^\alpha \cdot P_r^\beta$$

$$h = 0,027 \cdot \frac{K}{d} \cdot \left(\frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{K}\right)^{0,23} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad \text{per hairpin a circolazione forzata con } Re > 2100$$

d: diametro (generico) del condotto

$\mu$ : viscosità del fluido valutata alla temperatura del fluido

$\mu_p$ : viscosità del fluido valutata alla temperatura della parete con cui il fluido è in contatto

Poiché le temperature dei fluidi sono abbastanza vicine alle relative temperature di parete si può dire che:

$$\frac{\mu}{\mu_p} \cong 1 \quad \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \cong 1 \quad \text{semplificando quindi l'equazione precedente}$$

$$h = 0,027 \cdot \frac{K}{d} \cdot \left(\frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{K}\right)^{0,33}$$

Tale equazione può essere utilizzata, con gli opportuni adattamenti, per calcolare i coefficienti di pellicola dal lato anello e dal lato tubo.

**Per il lato tubo**  $d = d_i$  e quindi si ha:

$$h_i = 0,027 \cdot \frac{K}{d_i} \cdot \left(\frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{K}\right)^{0,33}$$

**Per il lato anello** non esiste un vero e proprio condotto ma uno spazio anulare e pertanto si ricorre ad un diametro fittizio detto **diametro equivalente**  $D_{eq}$  definito come:

$$D_{eq} = \frac{D_i^2 - D_e^2}{d_e}$$

$D_i$ : diametro interno del tubo esterno

$D_e$ : diametro esterno del tubo interno

ponendo quindi nell'equazione empirica  $d = D_{eq}$

$$h_s = 0,027 \cdot \frac{K}{D_{eq}} \cdot \left(\frac{\rho \cdot v \cdot D_{eq}}{\mu}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{K}\right)^{0,33}$$

Per **valutare correttamente con le apposite tabelle e nomogrammi** le grandezze tipiche dei fluidi ( $\rho$ ,  $\mu$ ,  $C_p$ ) vista la variazione della temperatura lungo lo scambiatore, si fa riferimento alle **temperature caloriche**, così definite:

$$T_{Fcal} = T_{FIN} + F_c \cdot (T_{FUS} - T_{FIN}) \quad \text{per il fluido freddo}$$

$$T_{Ccal} = T_{CIN} - F_c \cdot (T_{CIN} - T_{CUS}) \quad \text{per il fluido caldo}$$

dove  $F_c$  è detto fattore calorico, posto sempre per semplicità e in calcoli approssimati uguale a 0,5. Di conseguenza le grandezze tipiche dei fluidi ( $\rho$ ,  $\mu$ ,  $C_p$ ) vengono valutate alle **temperature medie** tra ingresso e uscita

- **la forza spingente  $\Delta T$  non rimane costante** in tutto lo scambiatore: varia di poco in uno scambio in controcorrente, molto di più in uno scambio in equicorrente. Di conseguenza per utilizzare l'equazione di trasferimento del calore si introduce il  **$\Delta T$  logaritmico medio  $\Delta T_{ml}$**  detto anche **LMTD** (Logarithmic Mean Difference Temperature) definito come:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Dove i due valori di  $\Delta T$  sono riferiti alle estremità dell'hairpin, supponendo che  $\Delta T_1$  sia il più grande e  $\Delta T_2$  il più piccolo.

In conclusione l'equazione di trasferimento che esprime lo scambio termico in un hairpin sarà dunque:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml}$$

In genere noti  $Q$  (dal bilancio termico),  $U$  (dal calcolo dei coefficienti di pellicola  $h$  con le equazioni empiriche ed i numeri adimensionali) e  $\Delta T_{ml}$  (dal profilo termico) si potrà calcolare  $A$  cioè la superficie di scambio termico richiesta in un determinato processo di trasferimento di calore e quindi progettare l'apparecchio o valutarne l'idoneità.

Si consideri il seguente **esempio di calcolo**:

Due fluidi devono scambiare calore tra le seguenti temperature:

$$FC \quad T_{CIN} = 350^\circ C \quad T_{CUS} = 280^\circ C$$

$$FF \quad T_{FIN} = 180^\circ C \quad T_{FUS} = 260^\circ C$$

Calcolare il  $\Delta T_{ml}$  sia per lo scambio in equicorrente che in controcorrente

Si utilizza il seguente **schema quantificato** per rappresentare i flussi di materia e di energia:

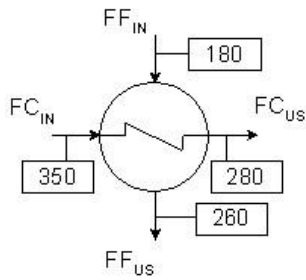
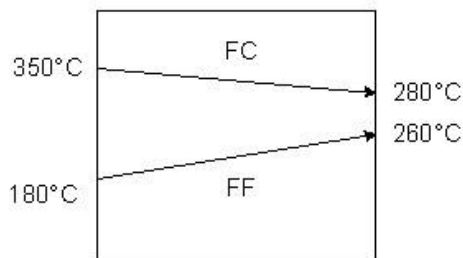


Tabella di riepilogo dati in ingresso

$TC_{IN} = 350^{\circ}C$        $TC_{US} = 280^{\circ}C$   
 $TF_{IN} = 180^{\circ}C$        $TF_{US} = 260^{\circ}C$

I dati sono riportati nello schema quantificato a fianco allo scopo, dove compare il simbolo generico di scambiatore di calore previsto dalla UNICHIM per gli schemi di principio

### Scambio in equicorrente



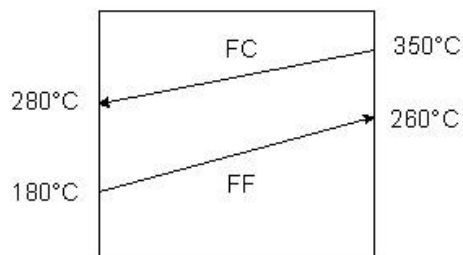
$$\Delta T_1 = (350 - 180) = 170^{\circ}C$$

$$\Delta T_2 = (280 - 260) = 20^{\circ}C$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(170 - 20)}{\ln\frac{170}{20}} = 70,1^{\circ}C$$

### Scambio in controcorrente



$$\Delta T_1 = (280 - 180) = 100^{\circ}C$$

$$\Delta T_2 = (350 - 260) = 90^{\circ}C$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(100 - 90)}{\ln\frac{100}{90}} = 95,2^{\circ}C$$

Risulta che il  $\Delta T_{ml}$  è più grande nello scambio in controcorrente e quindi a parità di calore scambiato è necessaria una minore superficie di scambio ovvero a parità di superficie di scambio è possibile scambiare più calore tra i due fluidi. Il calcolo conferma che lo scambio in controcorrente è da preferire. Solo nel caso in cui il fluido freddo sia molto viscoso allora si utilizza l'equicorrente perché consente un più rapido riscaldamento iniziale e quindi una consistente riduzione della viscosità ed una migliore circolazione del fluido freddo nello scambiatore.

### 1.6.4 Fattori di sporramento

Il coefficiente globale di scambio termico U calcolato con la seguente equazione:

$$\frac{1}{U} = \frac{d_2}{h_i d_i} + \frac{1}{h_2}$$

è realistico solo nella fase iniziale di funzionamento dello scambiatore, quando ancora non si sono formate sulle pareti interne ed esterne del tubo interno **depositi di sporco o incrostazioni**. Per indicare che si tratta del coefficiente di scambio a pareti pulite si indica con  $U_C$  (C: clean - pulito).

$$\frac{1}{U_C} = \frac{d_2}{h_i d_i} + \frac{1}{h_2}$$

In seguito le incrostazioni riducono il coefficiente di scambio termico perché producono resistenze aggiuntive allo scambio termico e quindi lo scambiatore potrebbe non essere più idoneo al funzionamento previsto in fase di progettazione.

Bisogna tenere conto delle incrostazioni mediante i **coefficienti di sporramento** interno ed esterno, calcolando il coefficiente totale di scambio a pareti incrostate  $U_D$  (D: dirt - sporco):

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_i + R_e \quad Q = U_D \cdot A \cdot \Delta T_{mi} \quad \text{equazione di trasferimento per lo scambiatore}$$

$R_i$ : coefficiente di sporramento interno, relativo al fluido che circola nel lato tubo

$R_e$ : coefficiente di sporramento esterno, relativo al fluido che circola nel lato anello

I **coefficienti di sporramento sono tabellati** (valori indicativi) per i principali fluidi industriali ed hanno le seguenti dimensioni:  $m^2 \cdot h \cdot ^\circ C / kcal$  ovvero  $m^2 \cdot ^\circ C / W$  in quanto sono delle resistenze al trasferimento di calore.

In fase di progetto bisogna decidere il **lato di circolazione dei due fluidi**: in genere il fluido con il **maggior coefficiente di sporramento** viene fatto circolare dal **lato tubo** di un hairpin perché più facile da pulire mediante appositi strumenti. Inoltre occorre tenere presente che il FC viene generalmente fatto circolare dal lato tubo per ridurre le dispersioni di calore verso l'ambiente.

I coefficienti di sporramento possono anche essere correlati con  $U_D$  in altro modo, definendo  $R_D$  il **coefficiente globale di sporramento** che tiene conto di entrambi i lati della parete del tubo interno dell'hairpin:

$$R_D = R_i + R_e$$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_D \quad R_D = \frac{1}{U_D} - \frac{1}{U_C} \quad R_D = \frac{U_C - U_D}{U_D \cdot U_C}$$

Equazione che permette di calcolare  $R_D$  noti i coefficienti globali di scambio termico a pareti pulite e incrostate, il cui valore può anche essere valutato empiricamente per casi specifici.

Inoltre si può anche scrivere:

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_D \quad \frac{1}{U_D} = \frac{1 + U_C \cdot R_D}{U_C} \quad U_D = \frac{U_C}{1 + U_C \cdot R_D}$$

Equazione che permette il calcolo di  $U_D$  in alternativa a quella ricavata in precedenza.

### 1.6.5 Calcoli di verifica e calcoli di progetto

I calcoli relativi agli scambiatori (hairpin o fascio tubiero) possono essere di due tipi:

- **calcoli di progetto**: calcolo della superficie dello scambiatore necessaria per realizzare un determinato processo di scambio termico. Dalla superficie si passa al numero di tubi necessari e quindi alle altre caratteristiche costruttive
- **calcoli di verifica**: si controlla se uno scambiatore esistente, di determinata superficie, è in grado di effettuare il processo di scambio termico voluto

In entrambi i casi si procede in modo sistematico secondo il seguente **schema**:

1. bilancio termico (o entalpico): permette di calcolare il calore scambiato, detto anche potenza termica, e di definire le temperature di ingresso e di uscita dei due fluidi che si scambiano calore
2. calcolo della  $\Delta T_{mi}$  che rappresenta la forza spingente media agente all'interno dello scambiatore e che viene utilizzata nell'equazione di trasferimento
3. calcolo delle temperature caloriche, eventualmente approssimate dalle temperature medie tra ingresso e uscita per i due fluidi
4. valutazione delle grandezze tipiche dei fluidi ( $\rho$ ,  $\mu$ ,  $C_p$ ), mediante apposite tabelle, alle temperature caloriche o medie per calcoli approssimati. In alternativa i dati possono essere già forniti dal testo del problema riferiti alle temperature medie dei due fluidi; occorre solo fare molta attenzione alla coerenza delle unità di misura
5. scelta del lato di circolazione (tubo o anello) per i due fluidi in base al coefficiente di sporramento, quindi calcolo dei coefficienti di pellicola  $h$
6. calcolo del coefficiente globale di scambio termico a parete pulita  $U_C$  e quindi a parete incrostate  $U_D$
7. calcolo della superficie di scambio termico e del numero di tubi necessario

Si consideri il seguente **esempio di calcolo di progetto** relativo al dimensionamento di un hairpin:

2000 kg/h di etilbenzene devono essere raffreddati da 80°C a 35°C utilizzando acqua di raffreddamento alla temperatura iniziale di 20°C mediante uno scambiatore a doppio tubo in controcorrente. Ogni unità hairpin è costituita da tubi metallici aventi le seguenti caratteristiche:

- tubo interno:  $d_i = 2,62$  cm       $d_2 = 3,17$  cm
- tubo esterno:  $D_i = 4,53$  cm       $D_e = 5,08$  cm
- lunghezza dei tubi:  $L = 6$  m



Tenendo conto che il fluido caldo (etilbenzene) verrà fatto circolare dal lato tubo in quanto più incrostante, i due fluidi hanno le seguenti caratteristiche, valutate alle loro temperature medie:

etilbenzene (EB) → lato tubo

$$\rho = 0,867 \text{ g/cm}^3 = 867 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,46 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$C_p = 0,47 \text{ kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$$

$$K = 0,34 \cdot 10^{-4} \text{ kcal/s}\cdot\text{m}\cdot^\circ\text{C}$$

$$R_i = 2,05 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C/kcal}$$

Acqua di raffreddamento (H<sub>2</sub>O) → lato anello

$$\rho = 1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$$

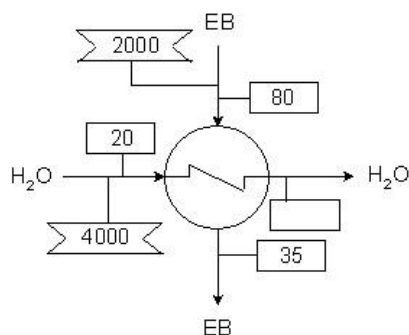
$$\mu = 0,95 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$C_p = 1 \text{ kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$$

$$K = 1,05 \cdot 10^{-4} \text{ kcal/s}\cdot\text{m}\cdot^\circ\text{C}$$

$$R_i = 1,02 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C/kcal}$$

Con i dati a disposizione calcolare il numero di unità harpin necessarie per realizzare il processo di scambio termico richiesto, disponendo di una portata di acqua pari a 4000 kg/h



I dati relativi ai flussi di materia ed alle temperature vengono inseriti nello schema quantificato a fianco, che permetterà di impostare i successivi bilanci.

Su nota subito che manca la temperatura di uscita dell'acqua, che dovrà quindi essere immediatamente calcolata e quindi inserita a sua volta nello schema.

#### Calcolo temperatura di uscita H<sub>2</sub>O

Viene scambiato solo calore sensibile:  $Q = F \cdot C_p \cdot \Delta T$

$$\text{Bilancio termico: } F_{EB} \cdot C_{PEB} \cdot \Delta T_{EB} = F_{H_2O} \cdot C_{PH_2O} \cdot \Delta T_{H_2O}$$

dove il termine di sinistra è il calore ceduto da EB mentre il termine di destra è il calore acquistato da H<sub>2</sub>O

$$Q = F_{EB} \cdot C_{PEB} \cdot \Delta T_{EB} = 2000 \cdot 0,47 \cdot (80 - 35) = 42300 \text{ kcal/h}$$

$$Q = F_{H_2O} \cdot C_{PH_2O} \cdot \Delta T_{H_2O} \quad \Delta T_{H_2O} = \frac{Q}{F_{H_2O} \cdot C_{PH_2O}} = \frac{42300}{4000 \cdot 1} = 10,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$20 + 10,6 = 30,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

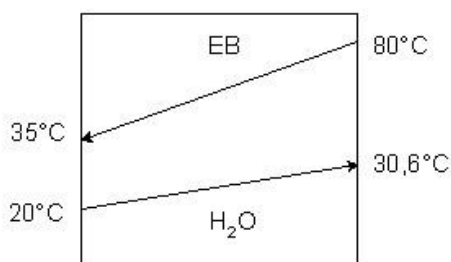
A titolo di esempio si consideri la conversione della potenza termica da kcal/h a W:

$$1 \text{ cal} = 4,18 \text{ J} \quad 1 \text{ kcal} = 4,18 \text{ kJ} \quad 1 \text{ W} = 1 \text{ J/s}$$

$$Q = 42300 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \cdot 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kcal}} = 176814 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} \quad 176814 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} \cdot \frac{1}{3600} \frac{\text{h}}{\text{s}} = 49,125 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \text{ (kW)} = 49125 \text{ W}$$

Pertanto lo scambiatore in fase di progetto deve fornire una potenza termica pari a 42300 kcal/h ovvero 49125 W

#### Calcolo $\Delta T_{ml}$ in controcorrente



$$\Delta T_1 = (80 - 30,6) = 49,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = (35 - 20) = 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{49,4 - 15}{\ln \frac{49,4}{15}} = 28,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

#### Calcolo coefficienti di pellicola

$$\text{Lato tubo (EB): } h_i = 0,027 \cdot \frac{K}{d_i} \cdot (R_g)^{0,8} \cdot (P_r)^{0,33}$$

$$d_i = 2,62 \text{ cm} = 2,62 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$S = \pi \cdot \frac{d_i^2}{4} = 3,14 \cdot \frac{(2,62 \cdot 10^{-2})^2}{4} = 5,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$F_p = F_v \cdot \rho \quad F_v = \frac{F_p}{\rho} = \frac{2000}{3600 \cdot 867} = 6,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$F_v = v \cdot S \quad v = \frac{F_v}{S} = \frac{6,4 \cdot 10^{-4}}{5,4 \cdot 10^{-4}} = 1,18 \text{ m/s} \quad \text{velocità di flusso}$$

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu} = \frac{967 \cdot 1,18 \cdot 2,62 \cdot 10^{-2}}{0,46 \cdot 10^{-3}} = 58270 \quad \text{numero di Reynold}$$

$$P_r = \frac{C_F \cdot \mu}{K} = \frac{0,47 \cdot 0,46 \cdot 10^{-3}}{0,34 \cdot 10^{-4}} = 6,36 \quad \text{numero di Prandtl}$$

$$h_i = 0,027 \cdot \frac{0,34 \cdot 10^{-4}}{2,62 \cdot 10^{-2}} \cdot (58270)^{0,8} \cdot (6,36)^{0,33} = 0,418 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$h_i = 0,418 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2} \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} = 1508 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}) \quad \text{coefficiente di pellicola lato tubo}$$

Lato anello (H<sub>2</sub>O):  $h_e = 0,027 \cdot \frac{K}{D_{eq}} \cdot (R_e)^{0,8} \cdot (P_r)^{0,33}$

$$D_{eq} = \frac{D_i^2 - D_e^2}{d_g} = \frac{(4,33 \cdot 10^{-2})^2 - (3,17 \cdot 10^{-2})^2}{3,17 \cdot 10^{-2}} = 3,3 \cdot 10^{-2} \text{ m} \quad \text{diametro equivalente}$$

$$S = \pi \cdot \frac{D_{eq}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (3,3 \cdot 10^{-2})^2}{4} = 8,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad \text{sezione di passaggio lato anello}$$

$$F_v = \frac{F_p}{\rho} = \frac{4000}{3600 \cdot 1000} = 1,11 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{portata volumetrica}$$

$$v = \frac{F_v}{S} = \frac{1,11 \cdot 10^{-2}}{8,5 \cdot 10^{-4}} = 1,31 \text{ m/s} \quad \text{velocità di flusso}$$

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot D_{eq}}{\mu} = \frac{1000 \cdot 1,31 \cdot 3,3 \cdot 10^{-2}}{0,95 \cdot 10^{-3}} = 45505 \quad \text{numero di Reynold}$$

$$P_r = \frac{C_F \cdot \mu}{K} = \frac{1,095 \cdot 10^{-3}}{1,05 \cdot 10^{-4}} = 9,05 \quad \text{numero di Prandtl}$$

$$h_e = 0,027 \cdot \frac{1,05 \cdot 10^{-4}}{3,3 \cdot 10^{-2}} \cdot (45505)^{0,8} \cdot (9,05)^{0,33} = 0,947 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$h_e = 0,947 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2} \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} = 3407 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}) \quad \text{coefficiente di pellicola lato anello}$$

Calcolo coefficiente globale di scambio termico

$$\frac{1}{U_C} = \frac{d_g}{h_i \cdot d_i} + \frac{1}{h_e} \quad \frac{1}{U_C} = \frac{3,17 \cdot 10^{-2}}{1508 \cdot 2,62 \cdot 10^{-2}} + \frac{1}{3407} = 1,09 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}/\text{kcal)}$$

$$U_C = \frac{1}{1,09 \cdot 10^{-3}} = 913 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}) \quad \text{coefficiente globale a pareti pulite}$$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_i + R_e \quad \frac{1}{U_D} = \frac{1}{913} + 2,05 \cdot 10^{-4} + 1,02 \cdot 10^{-4} = 1,37 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}/\text{kcal)}$$

$$U_D = \frac{1}{1,37 \cdot 10^{-3}} = 732 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}) \quad \text{coefficiente globale a pareti incrostate}$$

Calcolo superficie di scambio termico

$$Q = U_D \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad A = \frac{Q}{U_D \cdot \Delta T_{ml}}$$

$$A = \frac{42300}{732 \cdot 28,9} = 2,0 \text{ m}^2 \quad \text{superficie di scambio termico}$$

Calcolo numero di unità hairpin richieste

N.B.: ogni unità possiede 2 tubi interni

$$A_1 = 2 \cdot \pi \cdot d_e \cdot L \quad A_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 3,17 \cdot 10^{-2} \cdot 6 = 1,19 \text{ m}^2 \quad \text{per ogni unità}$$

$$n = \frac{A}{A_1} \quad n = \frac{2,0}{1,19} = 1,7 \quad \text{quindi, approssimando, 2 unità hairpin richieste}$$

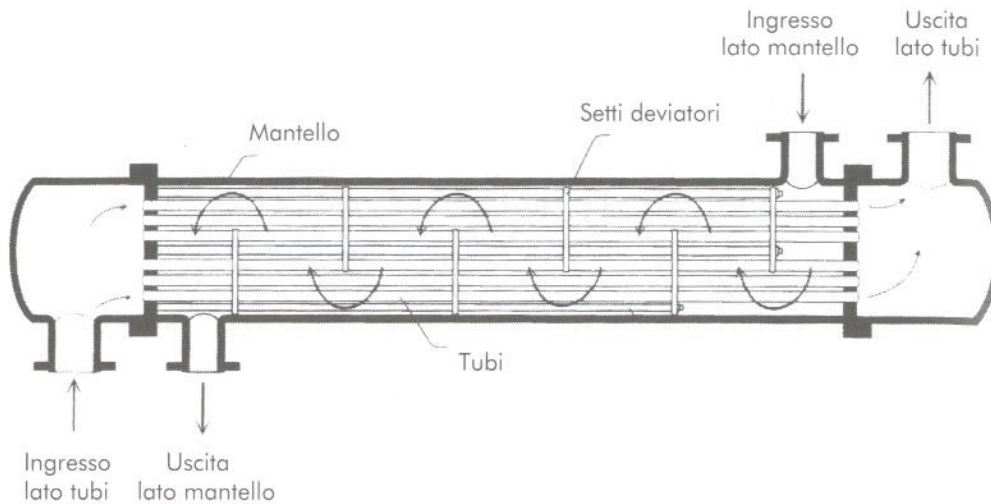
## 1.7 Scambiatori a fascio tubiero

Gli **scambiatori a doppio tubo** (hairpin) hanno il vantaggio di permettere una **perfetta controcorrente** e quindi di minimizzare le aree di scambio termico richieste. Presentano tuttavia un grave inconveniente che ne limita l'uso: sono **ingombranti** e quindi inadatti a scambiare potenze termico medio-elevate, normalmente richieste nei processi industriali.

Per ovviare a questo problema sono stati introdotti gli **scambiatori a fascio tubiero**. Sono costituiti da due parti:

- 2 piastre forate collegate da un fascio di tubi. Questo lato di circolazione dei fluido è detto **lato tubi**
- Un involucro esterno detto **mantello o shell**. Questo lato di circolazione dei fluidi è detto **lato mantello o lato shell**

Il più semplice scambiatore a fascio tubiero è del **tipo 1:1** dove la prima cifra rappresenta il numero di passaggi dal lato mantello, la seconda cifra rappresenta il numero di passaggi dal lato tubi. Si tratta in fondo di una evoluzione dell'hairpin: vi sono vari tubi interni (il fascio tubiero) ma un unico tubo esterno (il mantello).

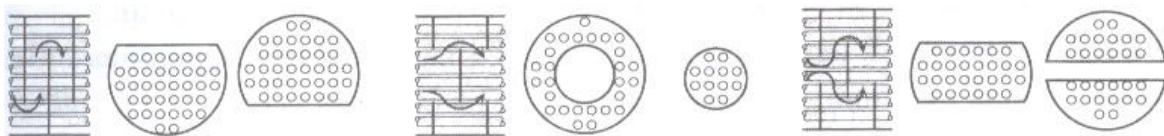


Con questi scambiatori è possibile compattare in un **piccolo spazio** una **grande superficie** di scambio termico, corrispondente alla superficie laterale dei tubi del fascio tubiero. Il fluido che circola dal lato tubi occupa tutta la sezione interna dei tubi:

$$A_t = n \cdot \pi \frac{d_i^2}{4} \quad \text{dove } n \text{ è il numero dei tubi del fascio tubiero}$$

Il fluido che circola dal lato mantello occupa lo spazio residuo del mantello lasciato libero dal fascio tubiero.

Nello shell sono presenti dei **diaframmi** o setti deviatori, opportunamente sagomati che sostengono il fascio tubiero e che costringono il fluido del lato shell a compiere un percorso tortuoso.



Il tipo di diaframma più semplice è una piastra forata con lo stesso diametro interno dello shell e tagliata a  $\frac{1}{4}$  del diametro: nei fori sono inseriti i tubi del fascio tubiero mentre dalla apertura passa il fluido lato mantello. Utilizzando varie geometrie si può variar il percorso di tale fluido. Lo scopo è in ogni caso quello di **rendere massima la turbolenza dal lato mantello**, in modo da aumentare il coefficiente di pellicola  $h_e$  e quindi migliorare lo scambio termico. Infatti il fluido lato mantello arriva perpendicolarmente al fascio tubiero e ciò riduce lo spessore delle pellicole, riducendo la resistenza al trasferimento di calore, aumentando di conseguenza  $h$  e quindi  $U$

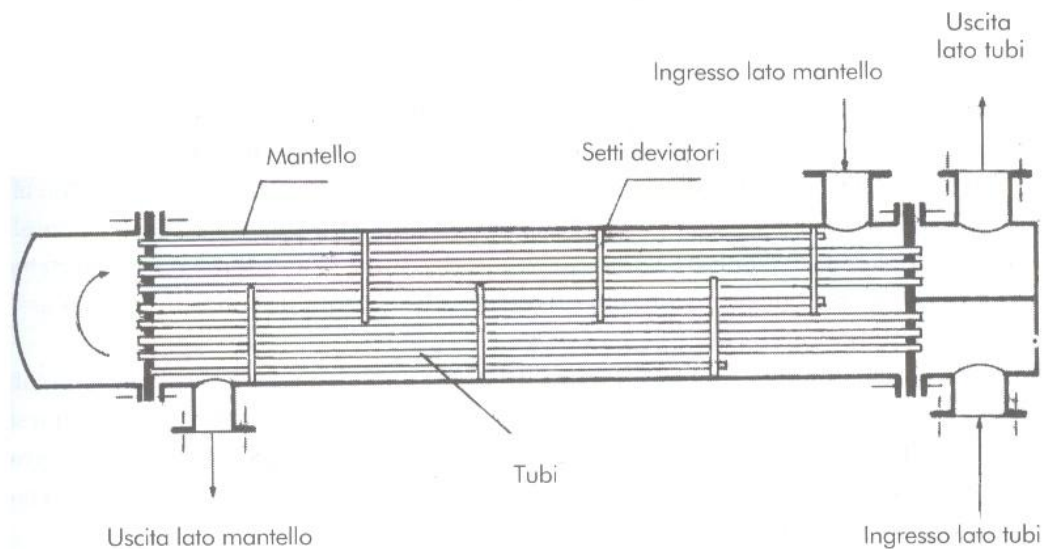
Per i **calcoli di dimensionamento e verifica** degli scambiatori a fascio tubiero si utilizza lo stesso schema già visto per l'hairpin: vengono usate le consuete equazioni empiriche contenenti i numeri adimensionali adattate alla nuova geometria dello scambiatore. In particolare:

- lato shell: 
$$h_e = 0,36 \cdot \frac{K}{D_{sq}} \cdot (R_g)^{0,55} \cdot (P_r)^{0,33}$$
- lato tubi: 
$$h_i = 0,023 \cdot \frac{K}{d_i} \cdot (R_g)^{0,8} \cdot (P_r)^{0,33}$$

Naturalmente la superficie di scambio termico che viene calcolata è quella totale e quindi è riferita agli  $n$  tubi del fascio.

È possibile migliorare ulteriormente il coefficiente globale di scambio termico  $U$  aumentando il numero di passaggi dai due fluidi all'interno dello scambiatore, tramite gli **scambiatori a più passaggi**. In tal modo i due fluidi rimangono più a lungo a contatto tramite le pareti dei tubi del fascio tubiero e quindi è possibile scambiare quantità di calore maggiori.

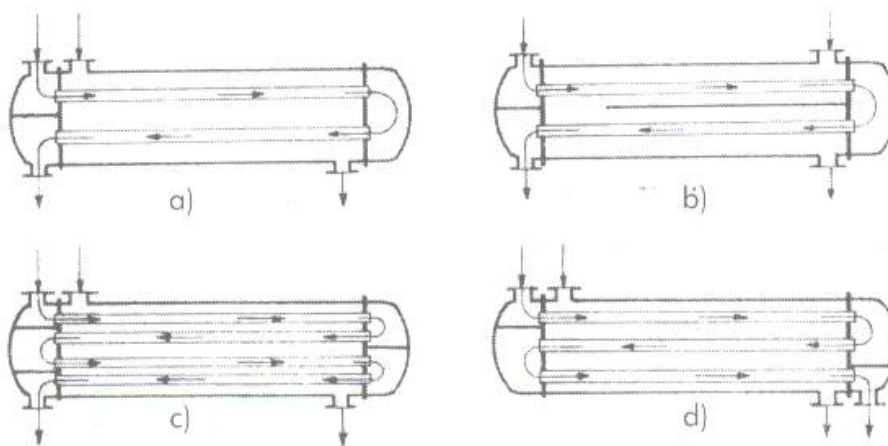
Ad esempio si ha lo scambiatore a fascio tubiero **tipo 1:2** in cui si ha 1 passaggio dal lato mantello e, tramite un ripartitore di flusso, si hanno 2 passaggi dal lato tubi:



In questo caso si ha 1 passaggio in equicorrente e 1 passaggio in controcorrente. Di conseguenza bisogna correggere il  $\Delta T_{mi}$  con un coefficiente di correzione detto **fattore di temperatura**  $F_T$  che tenga conto delle due diverse situazioni di scambio termico.  $F_T$  sarà sempre  $<1$  e l'equazione complessiva per il trasferimento di calore diventa:

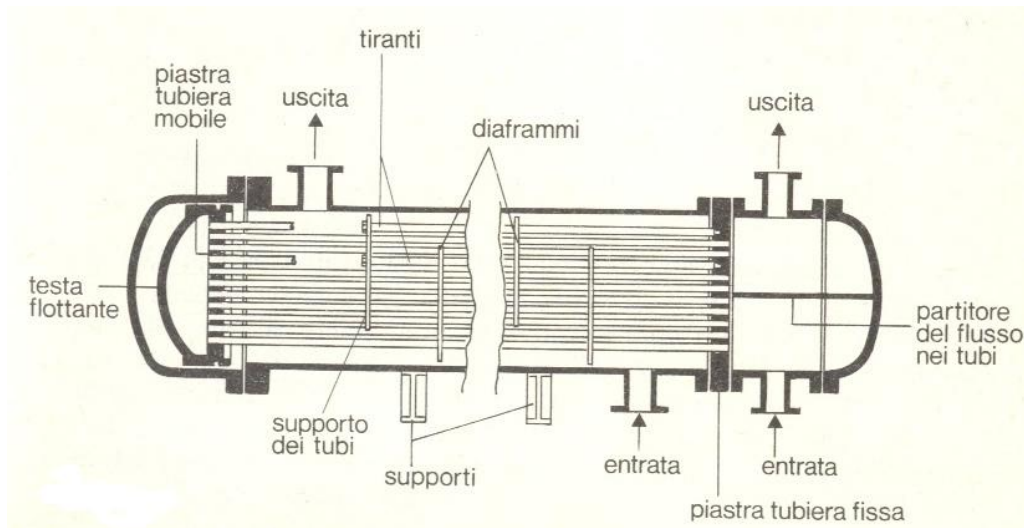
$$Q = U_D \cdot A \cdot F_T \cdot \Delta T_{mi}$$

Per aumentare  $F_T$  e avvicinarlo a 1 si possono ulteriormente aumentare i passaggi da entrambi i lati dello scambiatore, ad esempio nel tipo 2:4 ecc. mediante ulteriori ripartitori di flusso inseriti nello shell.

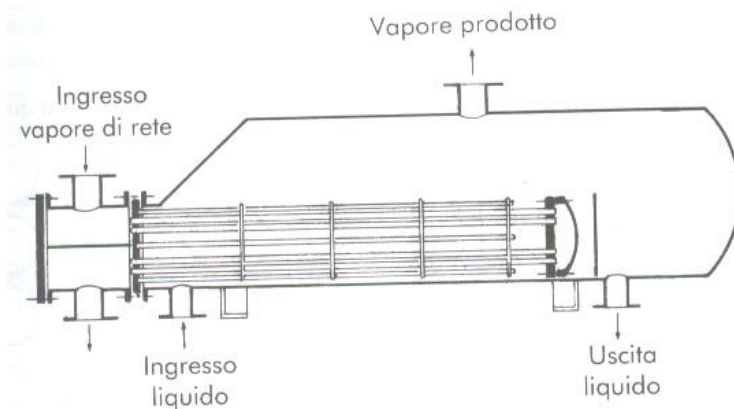


Negli scambiatori a fascio tubiero vi è il problema della **dilatazione dei tubi**. I tubi del fascio sono in genere saldati alle piastre e quindi l'intero scambiatore è un insieme rigido che può deformarsi per effetto delle dilatazioni provocati dagli elevati  $\Delta T$  a cui sono soggette le sue varie parti. Per ovviare a tale inconvenienti si possono utilizzare due diverse soluzioni costruttive:

- **compensatori** di dilatazione applicati al mantello
- scambiatori a **testa flottante**, con l'intero fascio di tubi che può dilatarsi. Nel disegno seguente è riportato uno scambiatore a testa flottante di tipo 1:2. Si nota che una delle piastre tubiere è mobile e l'intero fascio di tubi può contrarsi o dilatarsi a seconda del salto termico presente nell'apparecchio, evitando pericolose deformazioni e quindi rotture.



Un ulteriore tipo di scambiatore è il **ribollitore Kettle**. Viene utilizzato per vaporizzare parzialmente il prodotto di fondo di una colonna di distillazione, rimandando al fondo della stessa colonna il vapore prodotto come fluido riscaldante.



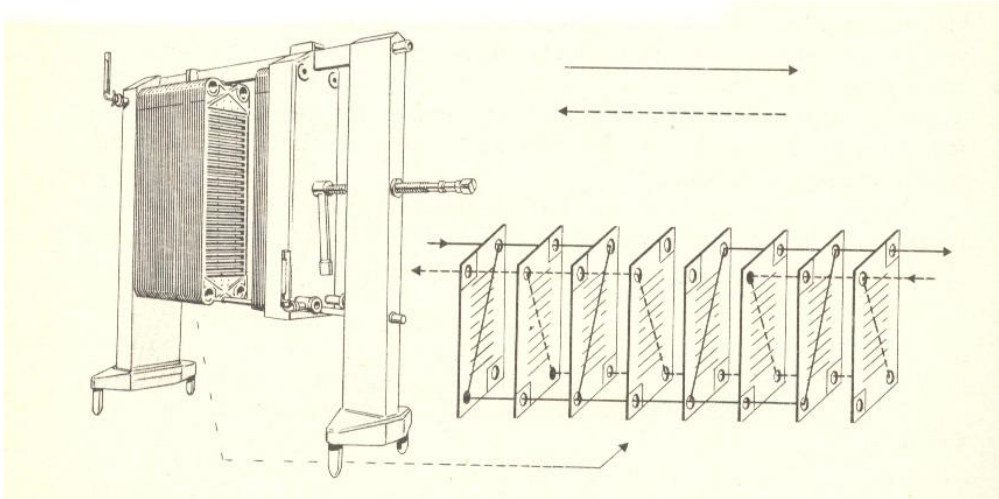
Il fascio tubiero è immerso nel liquido che esce dal fondo colonna ed entra dal basso del ribollitore. Il vapore percorre i tubi del fascio tubiero, vaporizza parzialmente il liquido ed il vapore prodotto rientra nel fondo della colonna di distillazione per riscaldarla mentre il liquido non vaporizzato supra lo stramazzo ed esce dal ribollitore.

## 1.8 Altri tipi di scambiatore

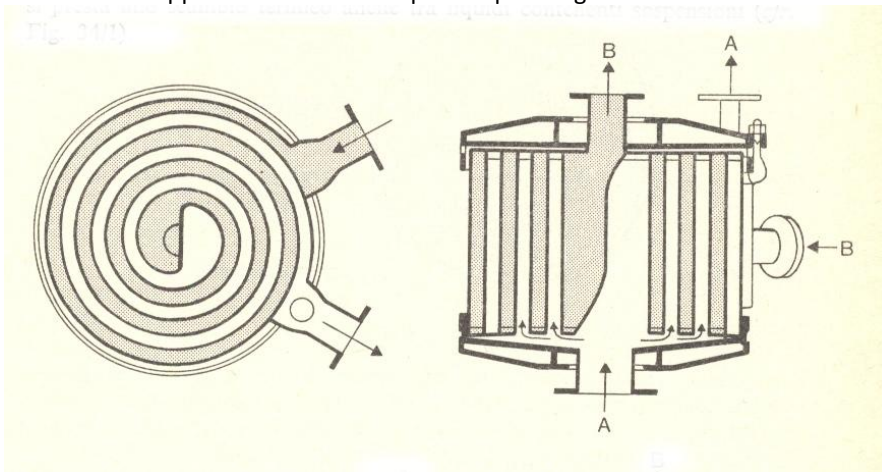
Accanto agli scambiatori a fascio tubiero, che sono di gran lunga i più usati, esistono altri scambiatori utilizzati in casi specifici.

Gli **scambiatori o refrigeranti a pioggia** sono costituiti da una serie di tubi disposti a serpentino. Sui tubi viene fatto cadere un liquido di raffreddamento, generalmente acqua, guidato sui tubi da apposite alette distributrici, che dopo aver bagnato tutti i tubi viene raccolta in una vasca alla base dello scambiatore. Il tipo di flusso realizzato è simile a una controcorrente.

Gli **scambiatori a piatti** sono costituiti da una serie di telai (piatti) sovrapposti, recanti opportuni fori e scanalature interne. I telai vengono sovrapposti a pacco e si formano così dei condotti e delle camere tra un telaio e il successivo. Grazie alla disposizione dei fori posti ai vertici dei telai, uno dei fluidi attraversa le camere pari, l'altro attraversa le camere dispari, scambiando calore attraverso la sottile parete dei telai. In questi scambiatori si può adattare la superficie di scambio richiesta variando il numero di piatti presenti.



Negli **scambiatori a spirale** si sfrutta un principio simile: sono costituiti da due lamiere avvolte a spirale, costituendo due spirali concentriche; i due fluidi passano all'interno delle due spirali, senza mescolarsi, scambiando calore attraverso le lamiere. In questo modo si possono realizzare elevate superfici di scambio termico in un apparecchio molto compatto e poco ingombrante.



## 1.9 I condensatori

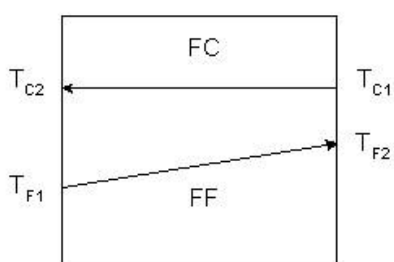
In alcuni processi di scambio termico si possono avere passaggi di stato:

- nei condensatori un fluido condensa passando da vapore a liquido
- nei ribollitori un liquido evapora passando da liquido a vapore

In particolare i **condensatori** si possono distinguere in:

- condensatori a miscela: il vapore viene miscelato direttamente con acqua fredda di servizio e quindi condensa. Si usano nelle evaporazioni/concentrazioni per condensare vapor d'acqua
- condensatori a superficie: si tratta di scambiatori a fascio tubiero; all'interno dei tubi circola acqua di raffreddamento, all'esterno il vapore condensa sui tubi freddi formando una pellicola liquida che gocciola nella parte inferiore dello scambiatore, da dove viene recuperata. Non si ha miscelazione tra i due fluidi e quindi si possono anche condensare vapori organici.

Nei condensatori si ha il seguente profilo termico:



FC: vapore che condensa (fluido caldo)

FF: fluido freddo

$T_{C1} = T_{C2}$  = temperatura di condensazione del vapore

La condensazione avviene a temperatura costante per cui il  $\Delta T_{ml}$  che si realizza non dipende dal tipo di scambio in equicorrente o controcorrente.

### 1.10 Fluidi di scambio termico

Negli impianti industriali è molto diffusa la necessità di scambiare calore tra fluidi di vario genere. I fluidi utilizzati per lo scambio termico (fluidi di servizio) sono detti **fluidi diatermici** e possono servire sia per il riscaldamento che per il raffreddamento.

Le **caratteristiche di un fluido diatermico** sono le seguenti:

- deve immagazzinare elevate quantità di energia termica, preferibilmente sotto forma di calore latente, per ridurre la massa di fluido in circolazione
- non deve subire degradazione termica
- non deve essere tossico o esplosivo
- non deve essere costoso

Per quanto riguarda il **riscaldamento** il più diffuso fluido diatermico è il **vapor d'acqua**. Viene prodotto mediante apposite caldaie, partendo da acqua demineralizzata e distribuito sotto forma di **vapore saturo secco** (senza gocce di acqua liquida trascinate) a bassa pressione (3-5 ata, cioè atmosfere assolute misurate a partire dal vuoto) in tutto l'impianto. Quando condensa libera una elevata quantità di calore in quanto possiede un elevato calore latente di condensazione (a 1 ata circa 540 kcal/kg). Il vapor d'acqua permette di riscaldare da 100°C a circa 150°C (vapore a 5 ata).

Per temperature superiori si utilizzano **altri fluidi di riscaldamento**:

- fino a circa 250°C si usano oli minerali a base naftenica
- fino a circa 400°C si usano i liquidi Dowtherm, varie miscele di difenile e ossido di difenile
- fino a circa 600°C si usano miscela di sali fusi come nitrati di sodio e potassio

Per il **raffreddamento** in genere si usa acqua industriale prodotta dagli impianti di demineralizzazione, la stessa che alimenta le caldaie di produzione del vapore