Scambio Termico

Il modo più semplice per scambiare calore tra due corpi e, in particolare, tra due fluidi è quello di porli in diretto contatto; questo, però, non è sempre attuabile in quanto potremmo non avere più due fasi distinte. In questi casi, il trasferimento di calore si realizza mediante l'interposizione di una superficie di scambio che mantenga distinti i due fluidi; tale superficie, però, costituisce una resistenza aggiuntiva al trasferimento di calore.

Lo scambio termico per contatto diretto viene realizzato con due fluidi per i quali non si verificano fenomeni di sporcamento, inquinamento o miscelazione spinta tra le fasi; nel caso in cui i due fluidi siano un liquido e un gas, tale metodologia può essere utilizzata solo se è possibile tollerare l'evaporazione del liquido nella corrente gassosa, cioè quando tale evento non è da considerarsi né come una perdita di liquido né come causa di inquinamento della corrente gassosa.

Volendo effettuare una classificazione delle apparecchiature per lo scambio termico, possiamo riferirci o all'obiettivo che si intende perseguire oppure alle particolarità costruttive; nel primo caso possiamo distinguere le seguenti apparecchiature:

scambiatori riscaldano una corrente e, contemporaneamente, ne raffreddano un'altra; i fluidi non subiscono passaggi di stato e non vengono utilizzati fluidi di servizio

riscaldatori o raffreddatori non differiscono sostanzialmente dagli scambiatori, ma il loro unico scopo è quello di riscaldare o raffreddare una corrente utilizzando dei fluidi di servizio senza interessarsi, però, a ciò che accade loro

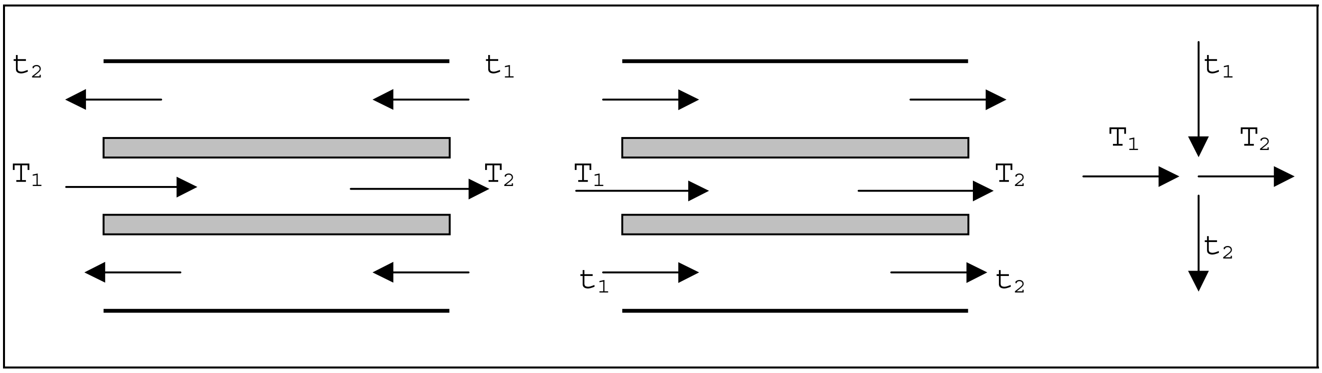
condensatori ed evaporatori in queste apparecchiature avvengono dei passaggi di stato: nei condensatori uno dei fluidi condensa cedendo calore di condensazione mentre negli evaporatori uno dei fluidi vaporizza grazie al calore fornito da un altro fluido

ribollitore il calore per la vaporizzazione del fluido non viene ceduto da un altro fluido ma per irraggiamento (fiamme)

Nel secondo caso, riferendoci cioè alle particolarità costruttive per gli scambiatori, abbiamo gli scambiatori a tubi concentrici, a tubi e mantello, a testa flottante ecc. . .   .

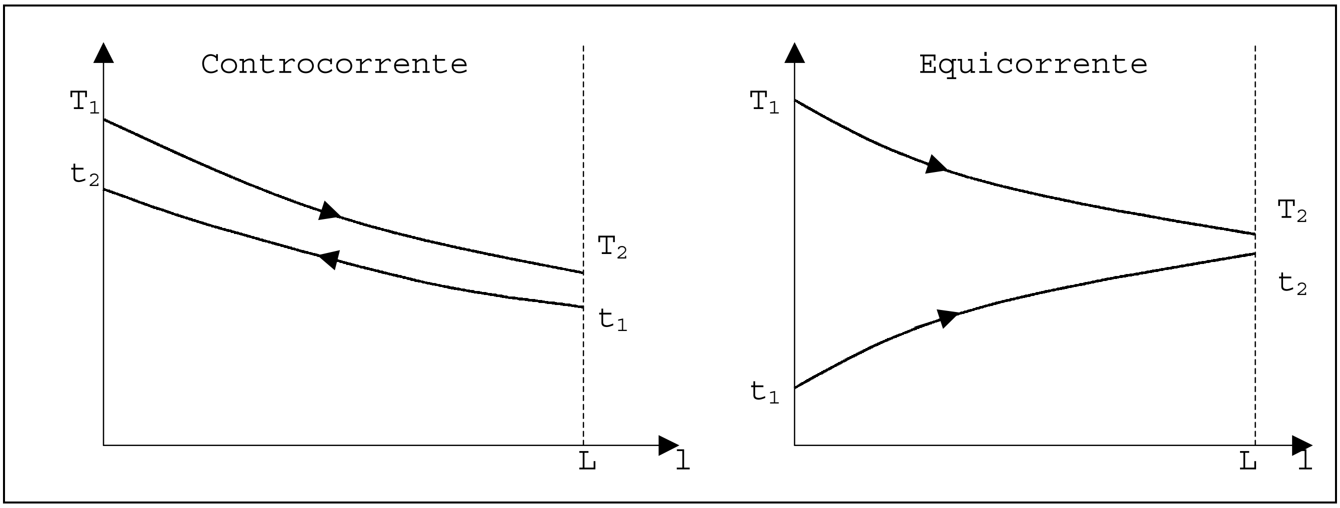
Scambiatori

Occupiamoci, ora, dello scambio di calore tra due fluidi che non possono essere messi a diretto contatto: è necessario, quindi, realizzare tale scambio interponendo una parete in modo da tenere separati i due fluidi. Indichiamo con T_1 e T_2 le temperature d'ingresso e di uscita del fluido caldo e con t_1 e t_2 le temperature d'ingresso e di uscita del fluido freddo: vogliamo studiare cosa accade al variare del moto relativo delle due correnti in uno scambiatore. Ad esempio, se ci riferiamo ad uno scambiatore a tubi concentrici, possiamo avere i seguenti casi:



Si tratta di scambiatori in controcorrente, in equicorrente e, infine, di scambiatori il cui moto è a flusso incrociato.

E' possibile rappresentare i profili di temperatura della corrente fredda e della corrente calda in funzione della lunghezza L dello scambiatore (comunque indicativa della superficie di scambio) nel caso di controcorrente ed equicorrente:



Si vede subito che **in controcorrente** non vi è alcuna difficoltà concettuale ad ottenere in uscita il fluido freddo ad una temperatura t_2 maggiore di quella in uscita del fluido caldo T_2; al limite, realizzando uno scambiatore di lunghezza sufficientemente grande potremmo far si che la T_2 sia prossima alla t_1. **In equicorrente**, invece, affinché ci sia scambio di calore è necessario che in ogni sezione dello scambiatore risulti T > t, cioè la differenza (T - t) deve essere sempre positiva; al limite (per $L \rightarrow \infty$) si può verificare che $T_2 = t_2$. E' importante sottolineare che le curve viste sono state tracciate ritenendo costanti ed uguali i coefficienti di scambio.

Prima di trarre delle considerazioni di carattere generale sulle differenze tra le modalità di scambio viste, è necessario effettuare delle precisazioni per chiarire in che modo si definisce l'efficienza di uno scambiatore di calore.
In generale, nello studio termico dei vari tipi di scambiatore di calore si utilizza un'equazione del tipo

$$\mathbf{q = U\ A\ \Delta T_{media}}$$

Questa espressione è conveniente quando si conoscono le temperature estreme necessarie per il calcolo dell'opportuna differenza media di temperature ed è, quindi, largamente utilizzata nel progetto di scambiatori con caratteristiche termiche fissate.
Vi sono, però, molti casi in cui è possibile valutare le prestazioni di uno scambiatore di calore, ad esempio U, ma non si conoscono le temperature di uscita dei due fluidi; ciò si verifica o nella scelta di uno scambiatore oppure quando l'unità è stata collaudata con certe portate dei fluidi mentre le condizioni di esercizio richiedono portate diverse di uno o di entrambi i fluidi: **in tali casi è preferibile eliminare del tutto ogni riferimento a differenze medie di temperature di qualunque tipo**.

Un metodo che utilizza tale impostazione è stato sviluppato da **Nusselt** e da **Broeck**.

Per ottenere un'espressione della potenza termica scambiata che non comprenda alcuna temperatura di uscita, si definisce **EFFICIENZA DELLO SCAMBIATORE ε** il rapporto tra la potenza termica effettivamente scambiata nello scambiatore e la massima potenza termica scambiabile.
E' necessario sottolineare che la massima potenza termica scambiabile sarebbe ottenibile in uno scambiatore di calore in controcorrente con una superficie di scambio infinita; in questo scambiatore, in assenza di dispersioni di calore verso l'esterno, la temperatura di uscita del fluido freddo è uguale a quella di ingresso del fluido caldo quando $m_f\, c_f < m_c\, c_c$ mentre la temperatura di uscita del fluido caldo è uguale alla temperatura di ingresso del fluido freddo quando $m_c\, c_c < m_f\, c_f$:

- $\mathbf{T_{fu} = T_{ci}}$ quando $\mathbf{m_f\ c_f < m_c\ c_c}$
- $\mathbf{T_{cu} = T_{fi}}$ quando $\mathbf{m_c\ c_c < m_f\ c_f}$

In altri termini l'efficienza **ε** confronta la potenza termica effettiva con quella massima che è limitata soltanto dal secondo principio della termodinamica. Dipendendo dalla minore delle due capacità termiche orarie, l'efficienza è esprimibile come:

1) $$\varepsilon = \frac{C_c\left(T_{ci} - T_{cu}\right)}{C_{\min}\left(T_{ci} - T_{fi}\right)}$$

oppure

2) $$\varepsilon = \frac{C_f\left(T_{fu} - T_{fi}\right)}{C_{\min}\left(T_{ci} - T_{fi}\right)}$$

in cui C_{min} è la minore tra $\mathbf{m_c\ c_c}$ e $\mathbf{m_f\ c_f}$.

Se è nota l'efficienza dello scambiatore, la potenza termica si può ricavare direttamente dall'equazione

$$\textbf{3)}\quad \mathbf{q = \varepsilon\, C_{min}\,(T_{ci} - T_{fi})}$$

essendo $$\boldsymbol{\varepsilon}\, \mathbf{C_{min}\,(T_{ci} - T_{fi}) = C_c\,(T_{ci} - T_{cu}) = C_f\,(T_{fu} - T_{fi})}$$

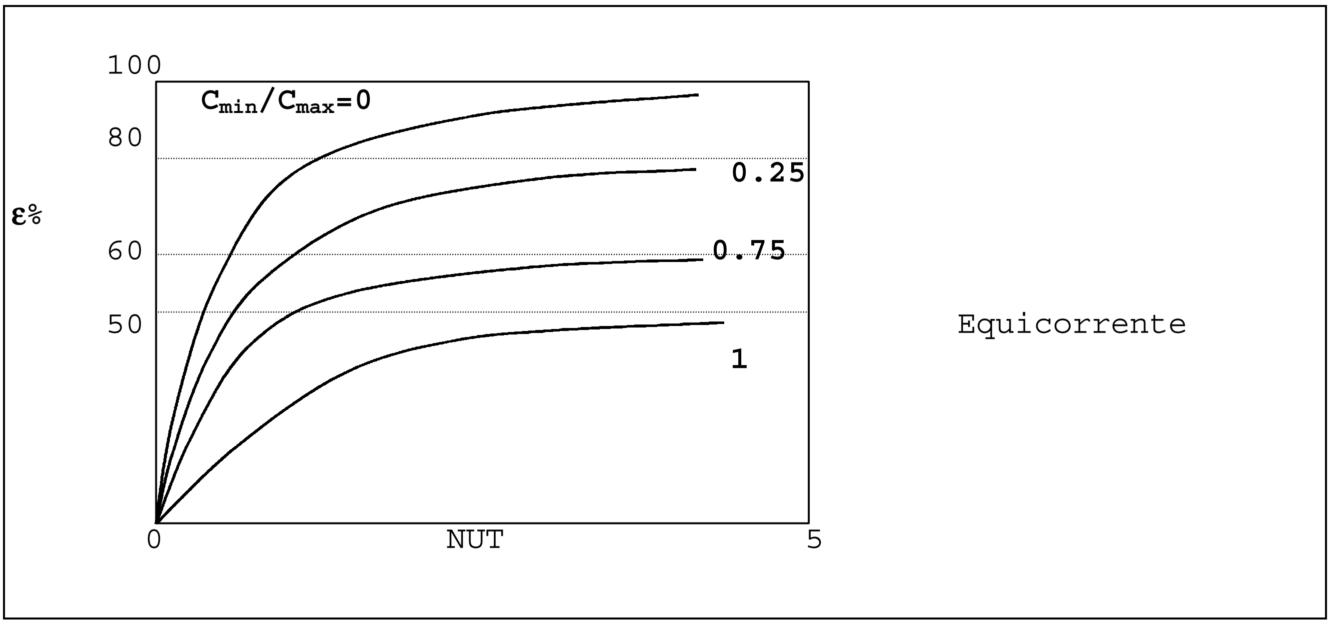
La relazione 3) è di estrema importanza perché esprime la potenza termica scambiata in funzione dell'efficienza, della capacità termica oraria minore e della differenza tra le temperature di ingresso.
Da tutta una serie di considerazioni, si arriva ad esprimere l'efficienza **ε** di uno scambiatore in equicorrente come:

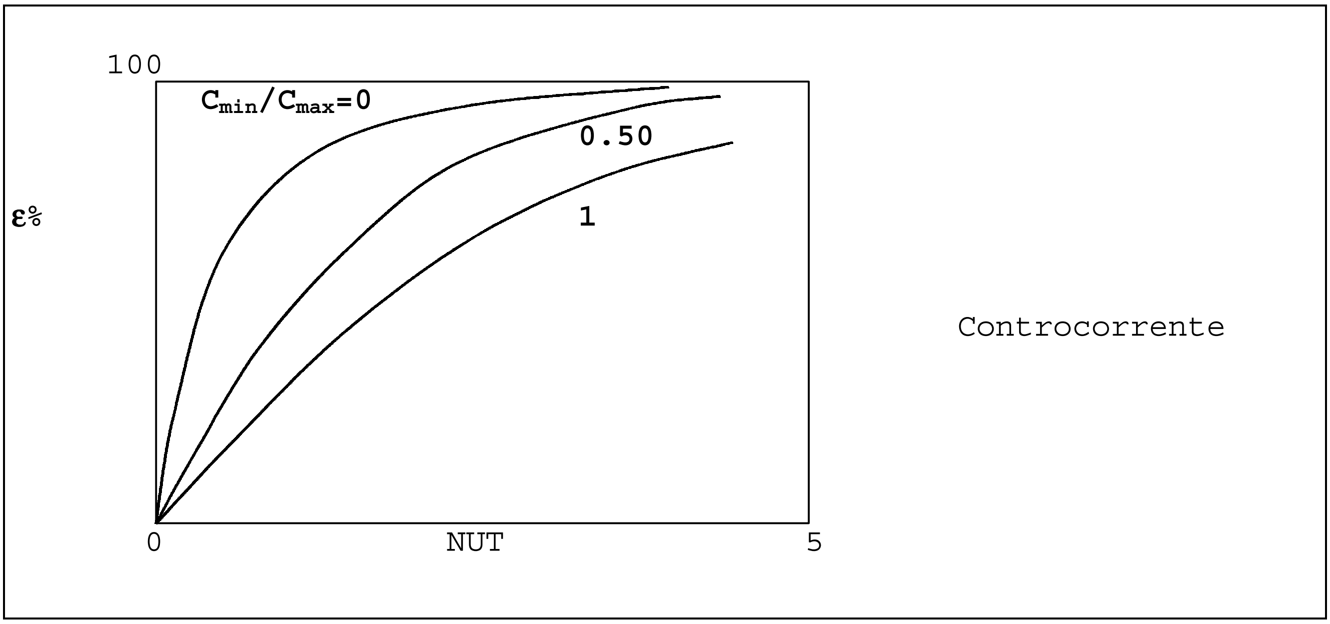
$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\left[1+\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right]\frac{UA}{C_{\min}}}}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}$$

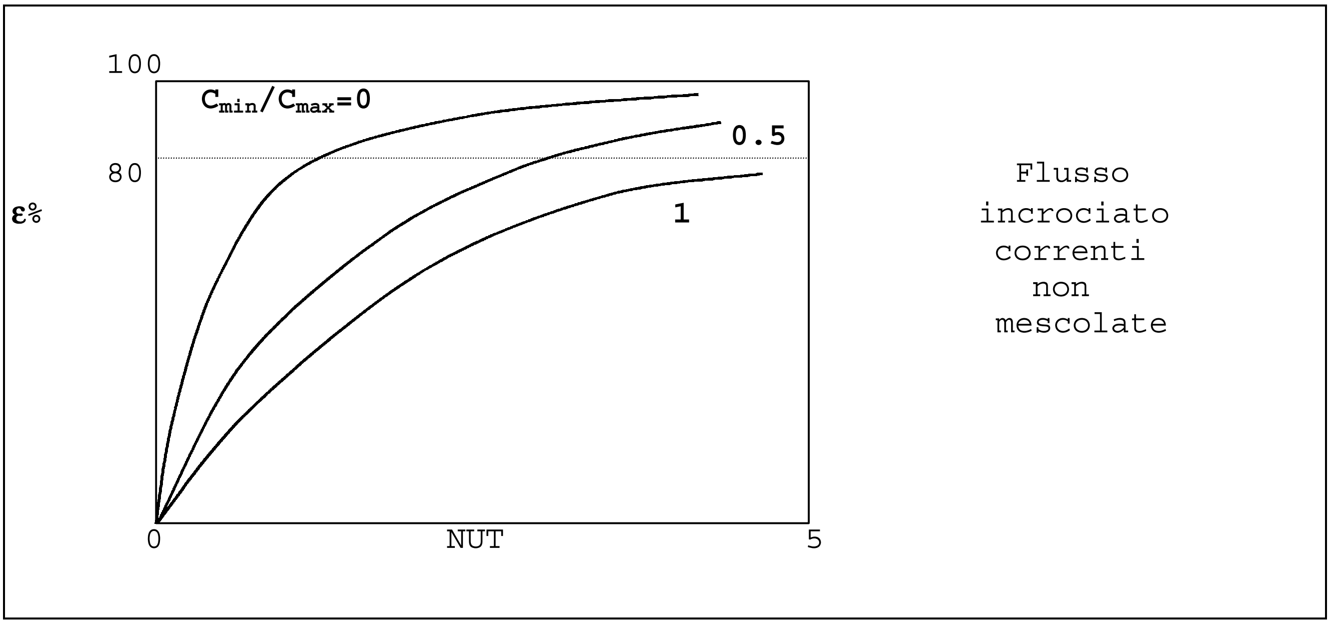
In definitiva, possiamo concludere che l'efficienza può essere espressa in funzione di due termini adimensionali:

- rapporto tra le capacità termiche orarie C_{min}/C_{max}
- rapporto tra la conduttanza globale e la capacità termica oraria minore $\mathbf{UA/C_{min}}$: tale rapporto è chiamato **numero di unità di trasmissione del calore (NUT)** ed è indice della quantità di calore scambiata; più grande è il NUT, più vicino è lo scambiatore al suo limite termodinamico (NUT è adimensionale).

Per la maggior parte degli scambiatori di interesse pratico, l'efficienza si può determinare in modo analogo a quanto visto per l'equicorrente. **Kays** e **London** hanno realizzato dei diagrammi dai quali è possibile ricavare l'efficienza ε dai valori del NUT e di C_{min}/C_{max}.







Tali diagrammi portano sulle ascisse i NUT degli scambiatori e sulle ordinate l'efficienza: il parametro costante di ciascuna curva è il rapporto C_{min}/C_{max} .

Si noti che in un evaporatore o un condensatore si ha che

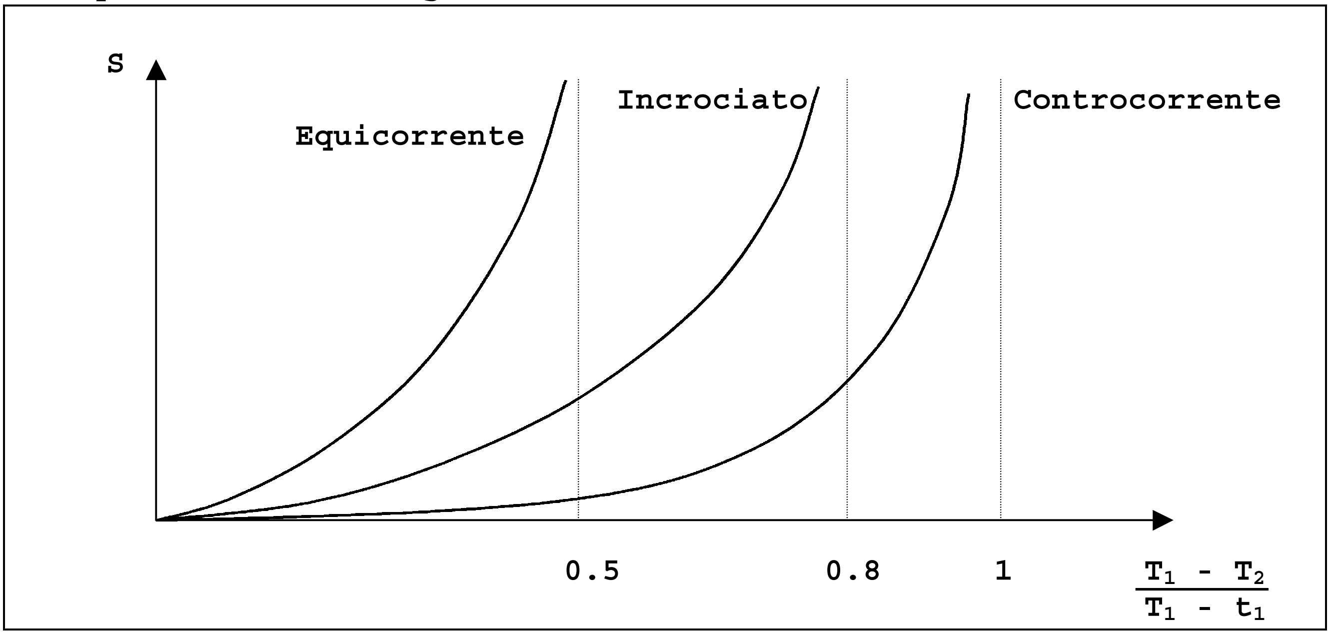
$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0$$

perché se la temperatura di un fluido resta costante attraverso lo scambiatore il suo effettivo calore specifico (e quindi la sua capacità termica oraria) sono per definizione infiniti.

Queste importanti considerazioni, con la definizione stessa di efficienza, rendono possibile attraverso una serie di semplificazioni il confronto tra area di scambio e tipo di flusso utilizzato; vediamo come è possibile realizzare ciò. E' necessario ipotizzare che:

1. le capacità termiche dei due fluidi sono uguali; in altri termini si ha che $\mathbf{C_{min} = C_{max} = m_c\ c_c = m_f\ c_f}$
2. conduttanza globale **U** costante

Con tali semplificazioni è possibile tracciare un diagramma, tratto come caso particolare da quelli già visti, con l'efficienza in ascisse ed il NUT in ordinate; in particolare, poiché le capacità termiche sono uguali, l'efficienza ε è esprimibile con il solo rapporto di temperature [che nel nostro caso è esprimibile come $(T_1-T_2)/(T_1-t_1)$] mentre il NUT, poiché U e C_{min} sono costanti, non esprime altro che la variazione della superficie di scambio: ovviamente, le curve considerate sono quelle relative alla condizione di capacità termiche uguali e cioè $\mathbf{C_{min}/C_{max} = 1}$.



In definitiva, abbiamo ottenuto un diagramma che riporta le aree di scambio **S** per i vari tipi di scambiatore in funzione del rapporto $\mathbf{(T_1-T_2)/(T_1-t_1)}$; si noti che il termine (T_1-T_2) rappresenta (a meno del prodotto $m_c\ c_c$ portata per calore specifico del fluido caldo) la quantità di calore scambiata, mentre il termine (T_1-t_1) la massima quantità di calore cedibile. E' evidente che per realizzare un certo salto termico, cioè un certo valore del rapporto in ascissa, è necessaria nel caso di Equicorrente un'area di scambio molto maggiore che nel caso di flusso incrociato; l'area necessaria, a parità di ascissa, è ancora minore per lo scambiatore in controcorrente.
Inoltre, quando il rapporto in ascissa supera un certo valore (ad esempio il 50%) non è più possibile sfruttare l'Equicorrente, nel senso che per tali valori la superficie di scambio $\mathbf{S} \rightarrow \infty$ (asintoto verticale).

E' chiaro, quindi, come **in generale** la controcorrente sia preferibile alla equicorrente, nel senso che con la controcorrente possiamo realizzare un certo scambio con una superficie minore; il flusso incrociato individua situazioni intermedie tra quelle ottenibili in controcorrente ed in equicorrente.
Nel caso in cui, però, sia necessaria una modesta aria di scambio, l'equicorrente potrebbe essere più conveniente, in quanto nel primo tratto lo scambio risulta essere molto rapido data la grande forza spingente; ad esempio, per il trattamento di liquidi freddi molto viscosi, ipotizzando che il salto termico non sia eccessivo, conviene operare in equicorrente in quanto la velocità con cui cresce la temperatura del liquido freddo è maggiore rispetto alla controcorrente: un liquido molto viscoso è caratterizzato da un basso valore del coefficiente di scambio termico, per cui è necessario riscaldarlo nel più breve tempo possibile in modo tale da diminuirne la viscosità (tale condizione non può essere rappresentata nel diagramma visto in quanto questo è stato realizzato supponendo costante il coefficiente globale di scambio).

E' inevitabile, a questo punto, ricordare relazioni e considerazioni fondamentali per quanto è stato appena espresso; in particolare, vogliamo chiarire la dipendenza del coefficiente di scambio dalla viscosità e, inoltre, come questa varia in funzione delle sostanze considerate e della temperatura.

Coefficiente di scambio - viscosità

In primo luogo dobbiamo ricordare le seguenti definizioni:

numero di Reynolds $\mathrm{Re} = \dfrac{\rho v D}{\mu}$ **numero di Prandtl** $\mathrm{Pr} = \dfrac{\mu c_p}{k}$

numero di Nusselt medio $\overline{Nu} = \dfrac{hD}{k}$

Per moto laminare $\overline{Nu} = (\mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr})^{\frac{1}{3}}$ per cui la viscosità non influisce sullo scambio termico

Per moto Turbolento $\overline{Nu} = A \cdot \mathrm{Re}^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}^{0.33} = A \cdot (\rho v D)^{0.8} \cdot \left(\dfrac{c_p}{k}\right)^{0.33} \cdot \mu^{-0.5}$

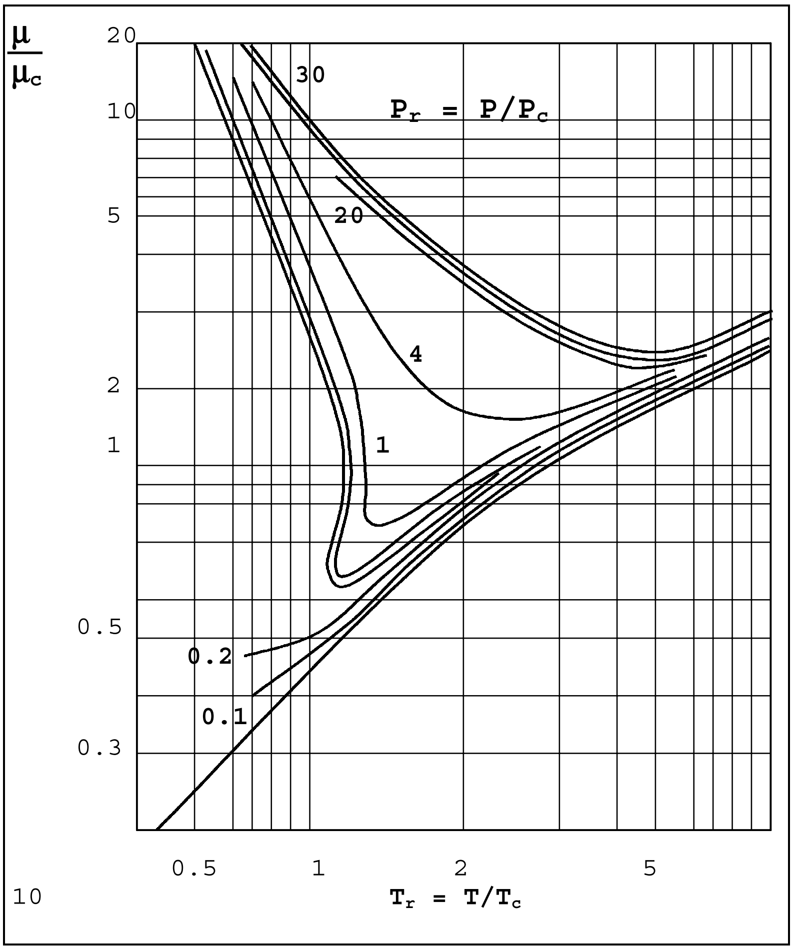
da tale relazione si può facilmente dedurre la relazione che intercorre tra la viscosità, il numero di Nusselt ed il coefficiente di scambio; in particolare si ha che:

se **μ aumenta** → $\mu^{-0.5}$ diminuisce → Nusselt diminuisce → **h diminuisce**

se **μ diminuisce** → $\mu^{-0.5}$ aumenta → Nusselt aumenta → **h aumenta**

Effetti della temperatura e della pressione sulla viscosità di GAS puri

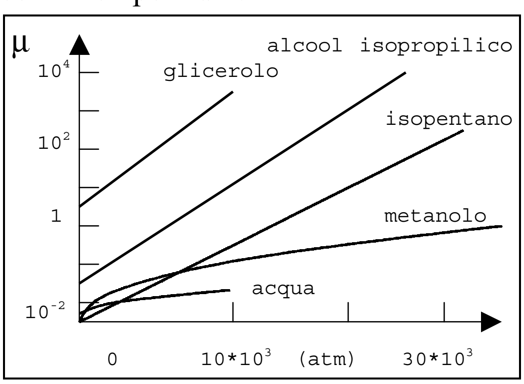
La valutazione delle proprietà di trasporto si realizza attraverso l'impiego di diverse basi teoriche e di una molteplicità di relazioni che vanno ben oltre le nostre attuali necessità; senza voler semplificare tale argomento è sufficiente riportare l'andamento qualitativo del diagramma generalizzato delle viscosità ridotte. **La viscosità di un gas** è una forte funzione della pressione solo in certe regioni di pressione e di temperatura; in particolare, le variazioni di pressione non producono effetti significativi ad alte temperature ridotte oppure a basse pressioni ridotte: il diagramma riportato mostra, anche se in modo approssimato, l'andamento della viscosità in funzione della temperatura e della pressione.



Possiamo vedere che, per bassi valori della pressione ridotta, è presente solo un piccolo effetto della pressione sulla viscosità; le curve relative a bassi valori della pressione ridotta si riferiscono alla condizione di **gas diluito** (potremmo anche parlare di **gas a comportamento ideale**): **in questo stato la viscosità aumenta con la temperatura**. Per alti valori della pressione ridotta notiamo un ampio campo di temperature in cui la viscosità decresce con la temperatura. In ultima analisi, per alti valori della temperatura ridotta, ci troviamo ancora in una condizione in cui si risente di un piccolo effetto della pressione sulla viscosità del gas: all'aumentare della pressione aumenta anche la viscosità.

Effetti della temperatura e della pressione sulla viscosità di LIQUIDI puri

Per i liquidi non si hanno basi teoriche solide come quelle esistenti per i gas; in altri termini nessuna teoria ci permette di valutare a priori la viscosità dei liquidi, per cui la sola strada da tentare è quella delle valutazioni sperimentali da cui dedurre delle relazioni generali: in generale, la viscosità dei liquidi è molto differente da quella dei gas, nel senso che presenta valori molto più alti e decresce rapidamente con la temperatura.



Effetti dell'alta pressione sulla viscosità di liquidi a bassa temperatura Consideriamo un liquido con temperatura minore di quella normale di ebollizione: la sua viscosità non varia sostanzialmente per moderati incrementi di pressione, ma se ci veniamo a trovare in condizioni di pressione estremamente elevata (ordine di grandezza 10000 atmosfere), si hanno forti aumenti della viscosità (questa può aumentare anche di diversi ordini di grandezza). Sembra essere una regola generale che, più è complessa la struttura della molecola, maggiore è l'effetto della pressione.

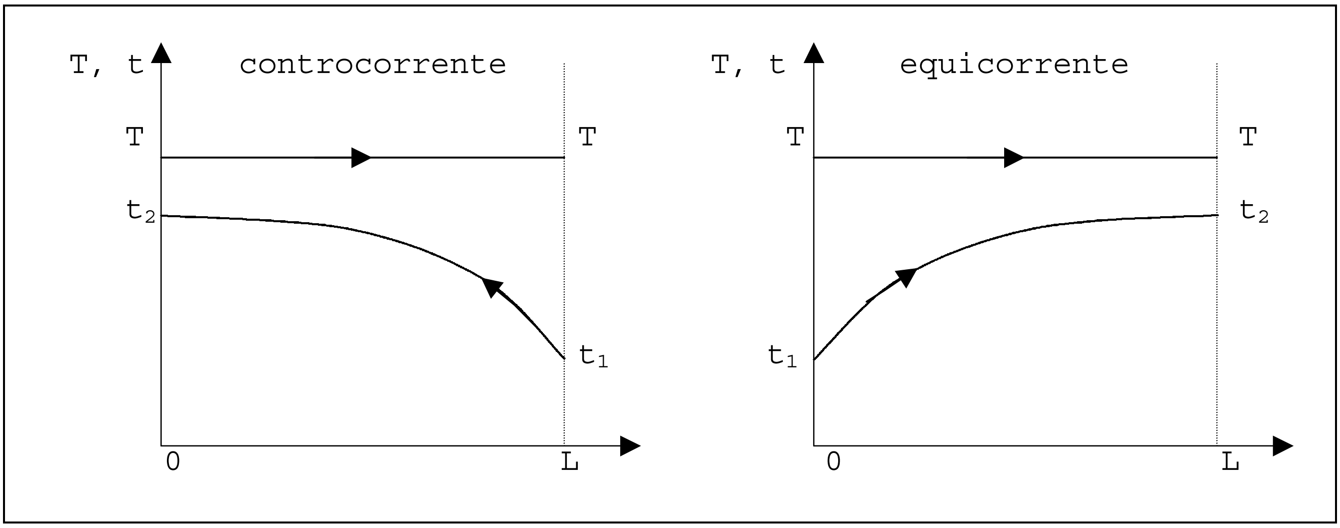
Effetti della temperatura sulla viscosità dei liquidi La viscosità dei liquidi decresce con la temperatura; su un ampio campo di temperature (freezing point - normal boiling point) l'andamento è ben descritto dalla **Correlazione di Andrade**:

$$\mu_L = Ae^{\frac{B}{T}}$$

Tale relazione è molto usata, anche se è imprecisa a basse temperature: spesso, infatti, i liquidi in prossimità del freezing point mostrano un deciso incremento della viscosità.

Vogliamo ricordare, infine, che l'unità di misura per la viscosità è il **Poise (gr cm^{-1} s^{-1})**.

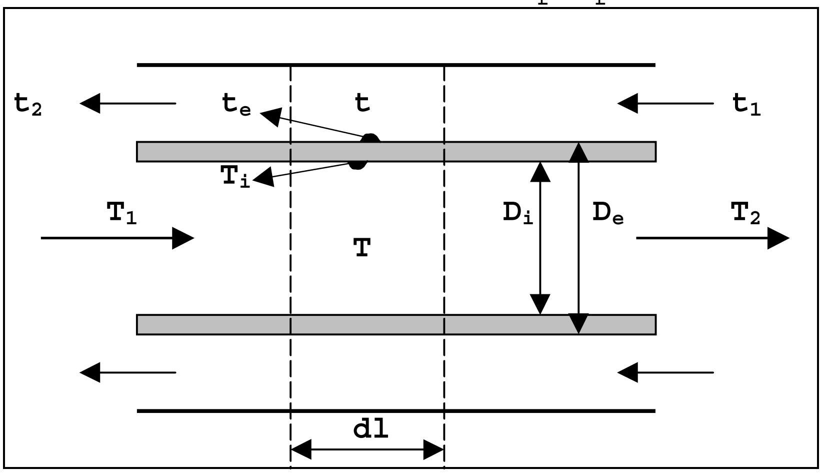
Vi sono dei casi in cui lo scambio in equicorrente è del tutto equivalente a quello in controcorrente: questo si verifica quando uno od entrambi i fluidi puri subiscono un passaggio di stato. Supponiamo che il fluido caldo condensi a temperatura costante T; si ha che:



Possiamo facilmente osservare che le condizioni che si realizzano in controcorrente ad un'estremità dello scambiatore sono perfettamente identiche a quelle che si realizzano in equicorrente all'estremità opposta; in altri termini, se siamo in presenza di un passaggio di stato (con una temperatura che resta costante), non vi è distinzione tra equicorrente e controcorrente in quanto le condizioni che si verificano in una sezione dell'equicorrente sono le stesse che si determinano nella controcorrente in una sezione posta alla stessa distanza valutata, però, a partire dall'altra estremità dello scambiatore.

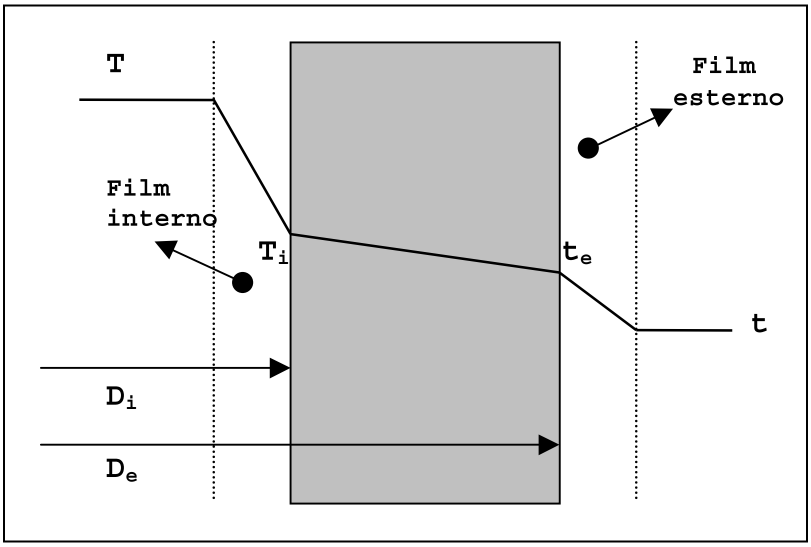
Vogliamo determinare, ora, l'andamento della temperatura in uno scambiatore a tubi concentrici in controcorrente; a tale scopo, consideriamo una generica sezione di lunghezza infinitesima dl del nostro scambiatore: in condizioni di moto turbolento, la temperatura T del fluido caldo e quella t del fluido freddo sono uniformi all'interno di tale sezione (in altri termini, non vi è resistenza al trasporto di calore all'interno della massa fluida).

Notiamo, però, che per mantenere un flusso finito di calore deve esistere una differenza di temperatura tra fluido caldo e fluido freddo: questo significa che vi sono delle resistenze interposte (se non vi fossero resistenze potremmo scambiare una quantità finita di calore con una differenza di temperatura infinitesima).
Spostandoci dall'interno della massa fluida a temperatura T alla parete, troviamo che su questa vi è una temperatura $T_i < T$; in altri termini vi è una resistenza proprio in corrispondenza della parete.



Non conoscendo il meccanismo con cui viene trasmesso il calore all'interfaccia fluido - parete, ricorriamo ad un modello descrittivo che ci consenta di effettuare dei calcoli; vista la differenza di temperatura tra l'interno del fluido e la parete è lecito supporre che in prossimità della parete stessa vi sia uno strato infinitesimo di fluido in cui non esistono componenti del moto turbolento (si parla, quindi, di **film stagnante**) in grado di trasportare calore: in questo caso il trasporto avviene per conduzione. Si noti, però, che lo spessore di tale film stagnante non solo non è noto, ma varia in funzione della fluidodinamica per cui è necessario ricorrere ad un altro modello e cioè ritenere che il trasporto di calore avvenga per convezione (che è in realtà una conduzione attraverso un film stagnante il cui spessore è influenzato dalla fluidodinamica del sistema; vi sono anche fenomeni di accumulo e di mescolamento); il coefficiente di scambio $\mathbf{h_i}$ dovrebbe essere espresso dal rapporto tra la conducibilità del fluido e lo spessore del film, rapporto che non siamo in grado di calcolare: h_i si calcola, quindi, sperimentalmente attraverso il numero di Nusselt Nu.
Il film stagnante interno costituisce una resistenza allo scambio, ma non è l'unica; dobbiamo aggiungere anche la resistenza dovuta alla parete, in cui si ha un meccanismo di trasporto per conduzione (devono essere note la sua conducibilità e il suo spessore) e la resistenza del film stagnante esterno (ricordiamo che una resistenza non è altro che l'inverso di un coefficiente di scambio).
E' evidente che, poiché le resistenze sono in serie, la potenza termica a regime è la stessa attraverso i vari stadi per cui, nell'esplicitare tale termine, possiamo riferirci ad una qualunque delle resistenze oppure alla resistenza totale introducendo opportuni coefficienti di scambio e forze spingenti appropriate (a rigore non si può parlare di flussi uguali in quanto le superfici di scambio non sono uguali; tuttavia, il tratto dl è infinitesimo per cui potremmo anche introdurre tale approssimazione: se, però, nelle relazioni esplicitiamo l'area di scambio dobbiamo parlare di **potenza termica**).

Rappresentiamo graficamente l'andamento della temperatura attraverso le resistenze viste; ricordiamo che, per le ipotesi viste in precedenza, lo scambio di calore avviene verso l'esterno.



Riferendoci al film stagnante interno possiamo esprimere la potenza termica dQ come segue:

1) $$dQ = h_i \pi D_i d\ell (T - T_i)$$

se, invece, ci riferiamo al film stagnante esterno:

2) $$dQ = h_e \pi D_e d\ell (t_e - t)$$

In tali relazioni abbiamo ritenuto lo spessore dei film stagnanti così piccoli da non generare variazioni della superficie di scambio; volendo, però, riferire la potenza termica al tubo dello scambiatore bisogna tener presente che il termine D_e - D_i è una differenza finita, per cui la superficie di scambio varia: dobbiamo riferirci, quindi, ad una superficie equipotenziale di diametro generico D da integrare tra D_i e D_e. Il meccanismo di trasporto è di tipo conduttivo, per cui possiamo scrivere che:

$$dQ = -k\pi D d\ell \frac{dT}{dr} = -2k\pi D d\ell \frac{dT}{dD} \qquad \text{in quanto} \qquad \frac{dD}{2} = dr$$

separando le variabili ed integrando otteniamo

$$\frac{dD}{D} = -2k\pi \frac{d\ell}{dQ} dT \qquad \text{dove} \qquad -2k\pi \frac{d\ell}{dQ} \qquad \text{è costante}$$

$$[\ln D]_{D_i}^{D_e} = -2k\pi \frac{d\ell}{dQ} \int_{T_i}^{t_e} dT \qquad \ln \frac{D_e}{D_i} = 2k\pi \frac{d\ell}{dQ} (T_i - t_e)$$

3) $$dQ = 2k\pi \frac{d\ell}{\ln \frac{D_e}{D_i}} (T_i - t_e)$$

Abbiamo detto che è possibile esprimere la potenza termica attraverso la forza spingente totale; è importante sottolineare che, poiché la geometria del sistema è di tipo cilindrico, il coefficiente di scambio globale dipende necessariamente dalla superficie (interna od esterna) a cui ci si riferisce: possiamo scrivere che

4) $$dQ = U_i \pi D_i d\ell (T - t)$$

5) $$dQ = U_e \pi D_e d\ell (T - t)$$

In generale, viene utilizzata la relazione 5) in quanto i tubi in commercio sono catalogati attraverso il **Diametro nominale** che non è altro che il diametro esterno. A questo punto, ricaviamo dalle relazioni 1), 2) e 3) le differenze di temperatura:

$$T - T_i = \frac{dQ}{h_i \pi D_i d\ell}$$

$$t_e - t = \frac{dQ}{h_e \pi D_e d\ell}$$

$$T_i - t_e = \frac{dQ}{2k\pi d\ell} \ln \frac{D_e}{D_i}$$

sommando membro a membro, otteniamo

6) $$T - t = \frac{dQ}{\pi d\ell} \left(\frac{1}{h_i D_i} + \frac{\ln \frac{D_e}{D_i}}{2k} + \frac{1}{h_e D_e} \right)$$

possiamo, però, ricavare la stessa differenza di temperatura dalle relazioni di scambio globale 4) e 5) ed otteniamo:

7) $$T - t = \frac{dQ}{\pi d\ell} \frac{1}{U_i D_i}$$

8) $$T - t = \frac{dQ}{\pi d\ell} \frac{1}{U_e D_e}$$

Confrontando la relazione 6) con la 7) osserviamo che:

$$9)\qquad \frac{1}{U_i}=\left(\frac{1}{h_i}+\frac{D_i\ln\frac{D_e}{D_i}}{2k}+\frac{D_i}{h_eD_e}\right)$$

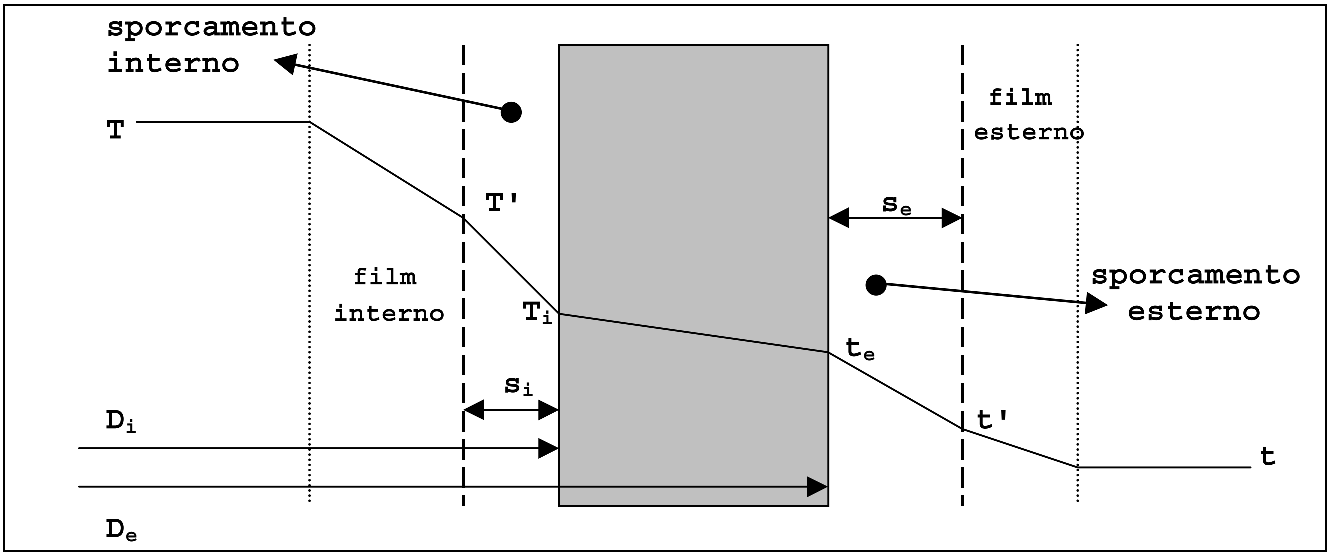
mentre confrontando la relazione 6) con la 8) osserviamo che

$$10)\qquad \frac{1}{U_e}=\left(\frac{D_e}{h_iD_i}+\frac{D_e\ln\frac{D_e}{D_i}}{2k}+\frac{1}{h_e}\right)$$

In definitiva, abbiamo visto che la resistenza totale, inverso del coefficiente di scambio globale, è esprimibile come somma delle singole resistenze in serie.
Prendiamo in considerazione i termini della relazione 10); la resistenza totale è riferita, come si vede nella 8), alla superficie di scambio esterna mentre la resistenza $1/h_i$, come si vede nella 1), è riferita alla superficie di scambio interna: il termine D_e/D_i ci consente di riferire la resistenza $1/h_i$ alla superficie esterna.
Analogo ragionamento nella relazione 9) dove la resistenza globale $1/U_i$ è riferita alla superficie di scambio interna, mentre la resistenza $1/h_e$ è riferita alla superficie esterna: il termine D_i/D_e ci consente di riferire la resistenza $1/h_e$ alla superficie interna.

Nel corso del funzionamento degli scambiatori è possibile avere la formazione di depositi sulle superfici metalliche; questi sono costituiti da strati incoerenti di materiale solido formato da particelle depositate l'una sull'altra: questi strati costituiscono un'ulteriore resistenza al trasporto di calore e si parla di RESISTENZE DI SPORCAMENTO. Tale fenomeno dipende dalla natura del fluido utilizzato (dalla sua purezza, se contiene sali o particelle in sospensione) e dalle condizioni fluidodinamiche (variazioni di velocità, di temperatura e presenza o meno di gomiti).

Teoricamente, per tener conto delle resistenze di sporcamento nell'espressione della resistenza globale, dovremmo tener conto di due termini (per lato interno e per lato esterno) del tipo s/k dove s è lo spessore dello strato depositato mentre k è la sua conducibilità (ipotizzando un meccanismo di trasporto di tipo conduttivo).
Rappresentiamo graficamente l'andamento della temperatura attraverso le resistenze viste; ricordiamo che, per le ipotesi viste in precedenza, lo scambio di calore avviene verso l'esterno.



La potenza termica che attraversa i due strati di sporcamento si può esprimere come:

11) $$dQ = \frac{k_i}{s_i}\pi D_i d\ell (T' - T_i)$$

12) $$dQ = \frac{k_e}{s_e}\pi D_e d\ell (t_e - t')$$

A questo punto, però, dobbiamo portare delle variazioni alla forza spingente relativa ai film stagnanti:

film interno $$dQ = h_i \pi D_i d\ell (T - T')$$

film esterno $$dQ = h_e \pi D_e d\ell (t' - t)$$

L'espressione della potenza termica relativa al tubo la possiamo esprimere come:

$$dQ = 2k\pi \frac{d\ell}{\ln \frac{D_e}{D_i}} (T_i - t_e)$$

(Abbiamo lasciato le stesse notazioni T_i e t_e per le temperature sulle pareti del tubo solo per comodità: lungi da noi il pensare che l'intervento dello sporcamento non alteri tali valori rispetto al caso precedente. Inoltre, vogliamo precisare che la potenza termica attraverso la parete del tubo, pur interessata da un meccanismo di tipo conduttivo, non si è potuta esprimere nella stessa forma delle 11)/12) in quanto non si poteva scegliere come diametro né D_i né D_e).

Andando a ricavare da tali relazioni le differenze di temperatura, otteniamo:

$$T - T' = \frac{dQ}{h_i \pi D_i d\ell}$$

$$T' - T_i = \frac{dQ}{\frac{k_i}{s_i} \pi D_i d\ell}$$

$$T_i - t_e = \frac{dQ}{2k\pi d\ell} \ln \frac{D_e}{D_i}$$

$$t_e - t' = \frac{dQ}{\frac{k_e}{s_e} \pi D_e d\ell}$$

$$t' - t = \frac{dQ}{h_e \pi D_e d\ell}$$

al solito, sommando membro a membro, otteniamo:

$$T - t = \frac{dQ}{\pi d\ell} \left(\frac{1}{h_i D_i} + \frac{1}{\frac{k_i}{s_i} D_i} + \frac{1}{2k} \ln \frac{D_e}{D_i} + \frac{1}{\frac{k_e}{s_e} D_e} + \frac{1}{h_e D_e} \right)$$

Confrontando tale espressione con le 7) ed 8) ottenute dalle relazioni 4) e 5) scritte utilizzando i coefficienti di scambio globale, otteniamo le seguenti relazioni:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{\frac{k_i}{s_i}} + \frac{D_i}{2k} \ln \frac{D_e}{D_i} + \frac{D_i}{\frac{k_e}{s_e} D_e} + \frac{D_i}{h_e D_e}$$

$$\frac{1}{U_e} = \frac{D_e}{h_i D_i} + \frac{D_e}{\frac{k_i}{s_i} D_i} + \frac{D_e}{2k} \ln \frac{D_e}{D_i} + \frac{1}{\frac{k_e}{s_e}} + \frac{1}{h_e}$$

Come nel caso già visto in precedenza, possiamo concludere che la resistenza globale è esprimibile attraverso la somma delle resistenze parziali in serie.
Dopo questa efficace schematizzazione, bisogna però precisare che, in realtà, la caratterizzazione delle resistenze di sporcamento è estremamente complessa in quanto:

- lo spessore s di tali depositi non solo non è noto, ma varia nel tempo

- non è possibile conoscere la conducibilità di tali depositi per il loro meccanismo di formazione; infatti, anche supponendo di conoscere il materiale di cui sono costituiti, ad esempio calcare, non possiamo utilizzare la conducibilità del calcare (inteso come solido compatto) in quanto lo strato depositato si è formato attraverso la precipitazione e la cementazione di numerosissime particelle costituendo, in tal modo, un solido incoerente permeabile al fluido: tale permeabilità gioca un suo ruolo nel meccanismo di scambio, per cui non è possibile schematizzare in modo semplice tali fenomeni

Le resistenze di sporcamento, quindi, vengono valutate per via sperimentale e si indicano, generalmente, con R_i (resistenza di sporcamento interno) e con R_e (resistenza di sporcamento esterna).
Ora, poiché, la resistenza offerta dal tubo è, in generale, trascurabile rispetto a quelle dei film stagnanti (questo, comunque, è sempre bene verificarlo; in particolare, non è vero quando un fluido passa di stato come nel caso dei tubi per generatori di vapore che si trovano a diretto contatto con le fiamme), la resistenza globale esterna si può esprimere come:

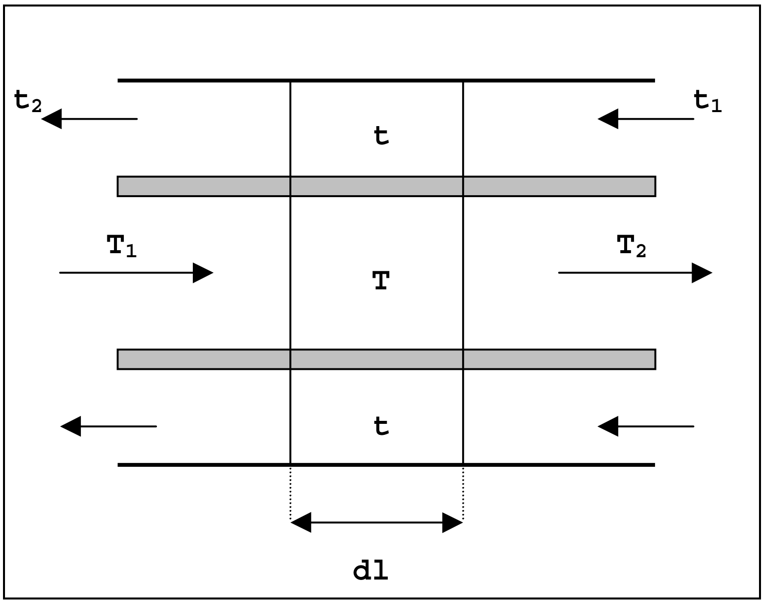
$$\frac{1}{U_e} = \frac{D_e}{h_i D_i} + \frac{1}{h_e} + R_i + R_e$$

Ricordiamo che la quantità di calore elementare scambiata attraverso una parete di lunghezza dl di tubo in cui circolano due fluidi a temperatura T e t è espressa dalla relazione:

$$dQ = U_e \pi D_e d\ell (T - t)$$

Quello che, però, ci interessa è conoscere la quantità di calore Q scambiata globalmente nell'unità di tempo attraverso un tubo di lunghezza finita L, ovvero quale deve essere la lunghezza del tubo per scambiare la potenza termica Q.

Riferiamoci ad uno scambiatore in controcorrente dove, in una sezione generica dl, le condizioni di scambio si possono ritenere costanti e i due fluidi hanno rispettivamente temperature T e t; il nostro obiettivo è quello di trovare una relazione tra calore scambiato e lunghezza del tubo: effettuando un bilancio sui due fluidi si ha che la potenza termica è esprimibile come



$$Q = CW(T_1-T_2) = cw(t_2-t_1)$$

dove **c, C** calori specifici fluido freddo e caldo
w, W portate massiche fluido freddo e caldo

Il bilancio visto è relativo alle condizioni di ingresso e uscita dei due fluidi; **se, invece, effettuiamo tale bilancio tra una sezione generica e quella di uscita del fluido caldo**, possiamo scrivere che:

$$CW(T-T_2) = cw(t-t_1)$$

da cui possiamo ottenere l'espressione di T in funzione di t e cioè

$$T = T_2 + \frac{cw}{CW}(t - t_1)$$

Si noti che stiamo ipotizzando che il processo:

- non avvenga con passaggio di stato
- le perdite di calore verso l'esterno siano nulle
- le quantità c (calori specifici) w (portate massiche) e U (coefficiente di scambio globale) possano considerarsi costanti lungo tutta l'apparecchiatura

Tali assunzioni sono delle approssimazioni che, poi, devono essere verificate principalmente in relazione al coefficiente di scambio globale (nel caso in cui non possa essere considerato costante, possiamo prendere un valore medio tra ingresso ed uscita).
Consideriamo, ora, la sezione elementare dl; per tale sezione abbiamo già visto come si può esprimere dQ in funzione del coefficiente

globale U_e: se, però, ci riferiamo al solo fluido freddo possiamo dire che dQ = cw dt per cui si ha che

$$dQ = cw\ dt = U_e \pi D_e\ dl\,(T-t)$$

Separando le variabili otteniamo:

$$cw \frac{dt}{T-t} = U_e \pi D_e d\ell \qquad\qquad cw \frac{dt}{T_2 + \frac{cw}{CW}(t-t_1) - t} = U_e \pi D_e d\ell$$

A questo punto, possiamo integrare tra la sezione di ingresso del fluido freddo (sezione 0) e la sezione di uscita del fluido freddo (sezione L) ricordando le ipotesi semplificative prima fatte e cioè portate e calori specifici costanti, le temperature del fluido caldo e del fluido freddo variano con continuità (nel senso che non vi è passaggio di stato) ed inoltre possiamo ritenere U_e costante cioè assumiamo che i coefficienti di scambio interni ed esterni siano costanti (questo, in realtà, non è vero perché se varia la temperatura variano le proprietà del fluido, ma possiamo sempre riferirci a dei valori medi):

$$cw \int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{T_2 + \frac{cw}{CW}(t-t_1) - t} = U_e \pi D_e \int_0^L d\ell$$

$$\frac{cw}{\frac{cw}{CW}-1} \int_{t_1}^{t_2} \frac{\left(\frac{cw}{CW}-1\right)}{T_2 - \frac{cw}{CW}t_1 + \left(\frac{cw}{CW}-1\right)t} dt = U_e \pi D_e L$$

$$\frac{cw}{\frac{cw}{CW}-1} \left[\ln\left(T_2 - \frac{cw}{CW}t_1 + \left(\frac{cw}{CW}-1\right)t \right)\right]_{t_1}^{t_2} = U_e \pi D_e L$$

$$\frac{cw}{\frac{cw}{CW}-1} \ln \frac{T_2 - \frac{cw}{CW}t_1 + \frac{cw}{CW}t_2 - t_2}{T_2 - \cancel{\frac{cw}{CW}t_1} + \cancel{\frac{cw}{CW}t_1} - t_1} = U_e \pi D_e L$$

da una relazione precedente (bilancio sui fluidi tra ingresso e uscita) si ha $\quad T_1 - T_2 = \frac{cw}{CW}t_2 - \frac{cw}{CW}t_1$

per cui possiamo scrivere che

$$\frac{cw}{\frac{cw}{CW}-1}\ln\frac{T_1-t_2}{T_2-t_1}=U_e\pi D_e L$$

sempre dal bilancio sui fluidi tra ingresso ed uscita si ha anche

$$\frac{cw}{CW}=\frac{T_1-T_2}{t_2-t_1} \Longrightarrow \frac{cw}{CW}-1=\frac{T_1-T_2}{t_2-t_1}-1=\frac{T_1-T_2-t_2+t_1}{t_2-t_1}$$

$$\frac{cw}{CW}-1=\frac{(T_1-t_2)-(T_2-t_1)}{t_2-t_1}$$

possiamo scrivere, quindi, la seguente relazione

$$\frac{cw(t_2-t_1)}{(T_1-t_2)-(T_2-t_1)}\ln\frac{T_1-t_2}{T_2-t_1}=U_e\pi D_e L$$

possiamo porre	$\Delta t_1 = T_1 - t_2$	differenza di temperatura tra fluido caldo e fluido freddo ad una delle estremità
	$\Delta t_2 = T_2 - t_1$	differenza di temperatura tra fluido caldo e fluido freddo all'altra estremità

ricordando che quanto esposto è vero nell'ipotesi di flusso in controcorrente, si ha che

$$cw(t_2-t_1)\ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}=U_e\pi D_e L(\Delta t_1-\Delta t_2)$$

$$cw(t_2-t_1)=U_e\pi D_e L\frac{\Delta t_1-\Delta t_2}{\ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$Q=U_e\pi D_e L\Delta t_{m.l.}$$

Si noti che il termine

$$\Delta t_{m.l.} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

non è altro che la media logaritmica delle differenze di temperatura. In definitiva, abbiamo ottenuto che per un tratto elementare dl si ha

$$dQ = U_e \pi D_e d\ell (T - t)$$

mentre per un tubo di lunghezza L si ha

$$Q = U_e \pi D_e L \Delta t_{m.l.}$$

L'espressione, quindi, resta formalmente la stessa, a patto di trasformare le grandezze da elementari a globali e di variare la forza spingente dal valore (T - t) valido per l'elemento considerato, ad un valore che rappresenti mediamente la forza spingente sull'intera superficie (viene utilizzata una media logaritmica).
Si noti che nel caso di equicorrente si ottiene un'espressione identica salvo una diversa definizione dei Δt, mentre nel caso di passaggi di stato, oltre al calore sensibile, vi sono i λ di vaporizzazione.

Progetto di uno scambiatore

Supponiamo di voler raffreddare un fluido caldo utilizzando un fluido di servizio; del fluido caldo sono assegnati i seguenti valori:

- portata W (Kg/s)
- temperatura di ingresso T_1
- temperatura di uscita T_2

mentre del fluido freddo di servizio è assegnata solo la temperatura t_1 a cui è disponibile; si ritengono note le caratteristiche di trasporto di entrambi i fluidi.
Tramite il bilancio sul fluido caldo

$$\mathbf{Q = CW\ (T_1 - T_2)}$$

siamo in grado di conoscere la potenza termica che vogliamo scambiare; a questo punto, relativamente al fluido freddo, sono note la potenza termica Q (cal/s) e la temperatura t_1: dovendo comunque essere verificato il bilancio

$$Q = cw\ (t_2 - t_1)$$

possiamo concludere che la portata w e la temperatura t_2 non possono essere assegnate entrambe arbitrariamente.
Notiamo che tale problema può essere impostato, in modo del tutto equivalente, a partire da quanto si voglia riscaldare il fluido freddo: è necessario sottolineare, inoltre, che le quantità di calore da trasferire possono essere molto diverse a causa di variazioni della portata W o della differenza di temperatura $T_1 - T_2$.
Consideriamo, ora, la relazione di scambio prima trovata:

$$Q = U_e \pi D_e L \Delta t_{m.l.}$$

per poter risolvere il nostro problema di scambio termico, dobbiamo effettuare delle scelte per quel che riguarda i valori del diametro esterno D_e (che influenza anche U_e) e della lunghezza L; tali scelte devono tener conto della variabilità della portata massica W. Ricordiamo che la portata massica è in relazione con D_e attraverso l'espressione:

$$W = \rho\ v\ S$$

con **W** portata massica **ρ** densità **v** velocità **S** sezione di passaggio
Si tenga presente, infatti, che la sezione di passaggio S dipende proprio dal diametro esterno D_e (i tubi commerciali sono caratterizzati da precisi valori del diametro esterno e dello spessore); inoltre, supponendo la densità ρ costante, possiamo riferirci a portate volumetriche ed eliminare la densità al secondo membro della relazione. E' evidente, quindi, che nota la portata W la scelta del diametro D_e (cioè la scelta della sezione di passaggio) deve avvenire in funzione della velocità del fluido; in particolare, un aumento di velocità comporta:

- una **sezione di passaggio minore**, cioè valori più piccoli del diametro esterno D_e

- un **aumento delle perdite di carico** che dipendono dal quadrato della velocità

- un **aumento del coefficiente di scambio interno** e ciò si ripercuote sul coefficiente di scambio globale (si noti, però, che se la resistenza massima è dal lato esterno, l'aumento del coefficiente interno non migliora la situazione; in genere, comunque, i due coefficienti sono dello steso ordine di grandezza)

Forzare oltre certi limiti la velocità determina un modesto incremento del coefficiente di scambio interno, mentre le perdite di carico aumentano notevolmente. D'altra parte, una diminuzione della velocità comporta:

- una **sezione di passaggio maggiore**, cioè valori più grandi del diametro esterno D_e

- una **diminuzione delle perdite di carico**

- una **diminuzione del coefficiente di scambio**

In definitiva, quindi, rischiamo di realizzare uno scambiatore dal costo eccessivo o per la presenza di notevoli perdite di carico o per un diametro D_e troppo grande; un equilibrio tra queste situazioni si ottiene fissando per i liquidi una velocità di 0,5 m/s, mentre per i gas una velocità di 5 m/s.

E' evidente, a questo punto, che se realizzassimo lo scambiatore con un unico tubo, nota la portata W e la velocità, determineremmo univocamente il diametro D_e e, nota che sia anche la potenza termica da scambiare, la lunghezza L del tubo; in queste ipotesi, in funzione delle diverse portate da trattare, dovremmo realizzare tubi di differente diametro.
Vediamo un esempio: supponiamo di considerare due diverse portate volumetriche di un liquido $W_1 = 100$ cm^3/s e $W_2 = 100*10^3$ cm^3/s; le sezioni relative a tali portate, considerando che la velocità è di 0.5 m/s = 50 cm/s, sono date da $S_1 = 2$ cm^2 e $S_2 = 2*10^3$ cm^2 mentre i diametri relativi sono $D_1 = 1.6$ cm e $D_2 = 50$ cm (risulta $D_2 = 31\ D_1$). Si noti che, poiché il liquido è lo stesso nei due casi (cioè stesso calore specifico C) e volendo ottenere uno stesso ΔT, dalle relazioni

$$Q_1 = CW_1\ \Delta T \qquad\qquad Q_2 = CW_2\ \Delta T$$

Otteniamo che

$$Q_2 = 10^3\ Q_1$$

Volendo trovare anche la lunghezza di tali scambiatori, dalle relazioni

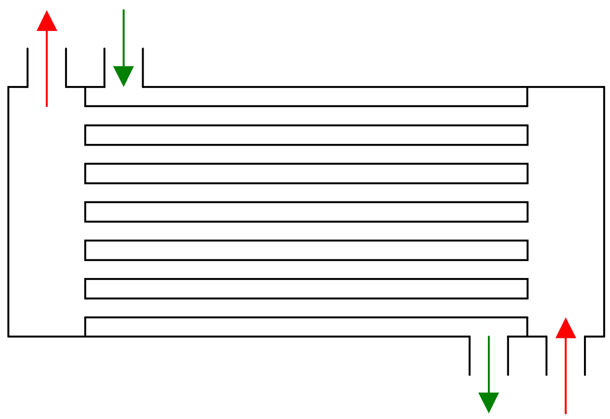
$$Q_1 = U_e\ \pi\ D_1\ L_1\ \Delta t_{m.l.} \qquad\qquad Q_2 = U_e\ \pi\ D_2\ L_2\ \Delta t_{m.l.}$$

Otteniamo

$$L_1 = \frac{Q_1}{U_e \pi D_1 \Delta t_{m.\ell.}} \qquad L_2 = \frac{Q_2}{U_e \pi D_2 \Delta t_{m.\ell.}} = \frac{10^3 Q_1}{U_e \pi 31 D_1 \Delta t_{m.\ell.}} = \frac{10^3}{31} L_1$$

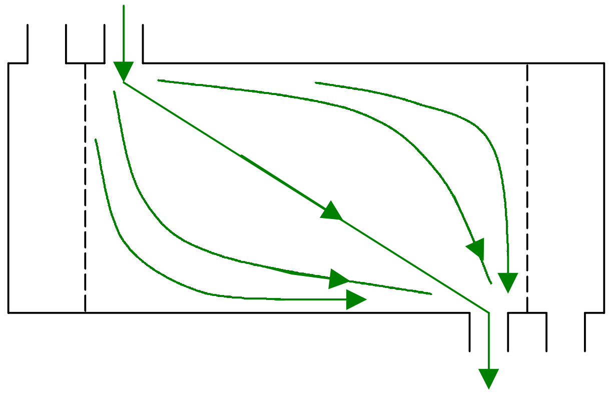
Risulta chiaro, quindi, che il voler realizzare lo scambiatore con un unico tubo non è una scelta valida, sia perché una qualsiasi variazione di portata renderebbe non più adatto lo scambiatore (mancanza di flessibilità), sia perché per portate molto grandi abbiamo bisogno di tubi con grosso diametro ed estremamente lunghi, cosa che dal punto di vista industriale e di trasporto è da scartare.

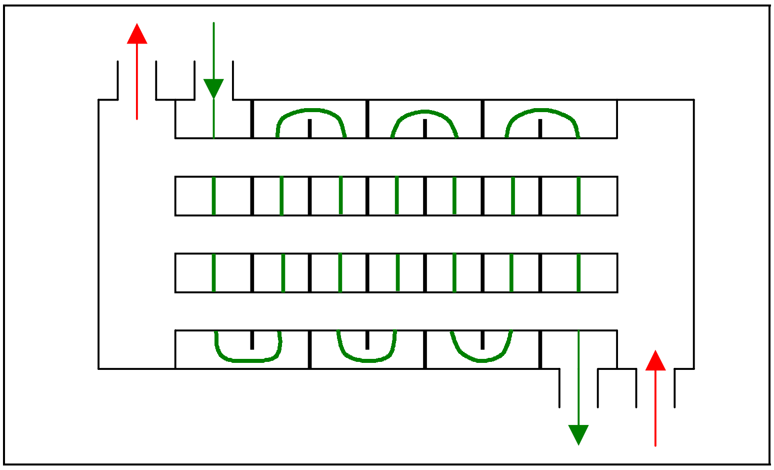
E' importante osservare, però, che i criteri visti per la determinazione della sezione di passaggio e, quindi, del diametro, sono del tutto generali ed espressi senza tener presente che il tubo deve essere utilizzato, in particolare, per effettuare scambi termici; per centrare tale obiettivo, non dobbiamo determinare D_e solo attraverso le considerazioni su velocità e portata, ma è necessario realizzare **un elevato rapporto Superficie - Volume** (tale rapporto è esprimibile come $\pi DL/\pi(D^2/4)L = \mathbf{4/D}$ cioè **diminuisce all'aumentare del diametro**).
A questo punto, è ancora più evidente che tubi di grosso diametro non sono adatti allo scambio termico proprio perché, oltre a quanto già visto, realizzano un basso rapporto superficie - volume; l'unica possibilità che abbiamo per ottenere contemporaneamente alti rapporti superficie - volume e grandi sezioni di passaggio è quella di utilizzare più tubi di piccolo diametro in parallelo: ad esempio, nel caso prima visto potremmo utilizzare 1000 tubi D_1 L_1 al posto di un unico tubo D_2 L_2.
Tale scelta, però, non è gradita da un punto di vista economico, in quanto una maggiore produzione deve determinare un minor costo unitario del prodotto e ciò si verifica solo se gli impianti più grandi non vengono concepiti come ripetizione di impianti più piccoli (si deve evitare, cioè, la multiplazione dell'impianto). In definitiva, se rimaniamo nell'ordine dei 3-4 tubi, la multiplazione è accettabile in quanto la presenza di più unità in parallelo rappresenta una maggiore flessibilità operativa; però, quando il numero di tubi diventa grande, non possiamo più pensare a tubi coassiali, ma dobbiamo considerare gli **scambiatori a tubi e mantello.**



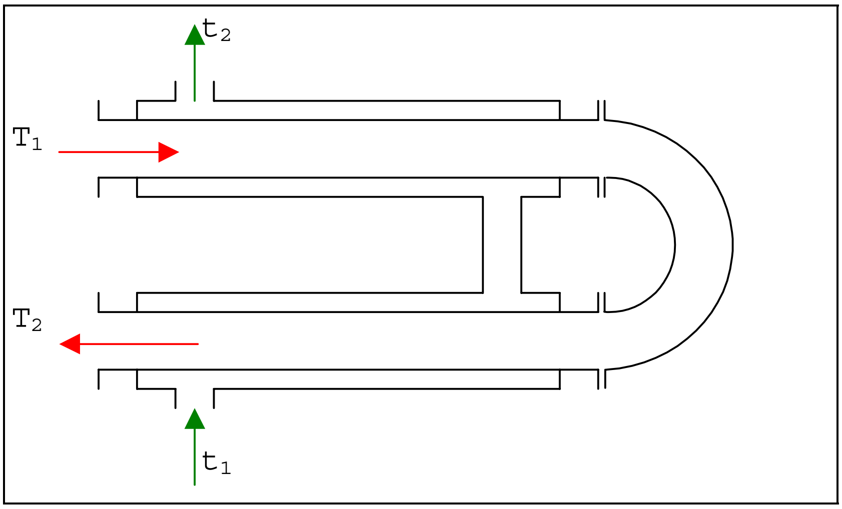
Tali scambiatori sono costituiti da moltissimi tubi connessi alle estremità a due piastre (**piastre tubiere**) collegate a due testate o collettori terminali; attraverso uno dei collettori terminali viene alimentato il fluido che passa nei tubi mentre l'altro fluido viene alimentato nel mantello.
Tale soluzione, però, non garantisce che i fluidi si muovano in perfetta controcorrente; si noti, infatti, che il flusso lato mantello è di tipo debolmente incrociato (per chiarire questo aspetto, abbiamo visualizzato tale

flusso nella figura qui riportata e, per semplicità, non abbiamo rappresentato il fascio tubiero). Tale tipo di flusso determina l'instaurarsi di percorsi preferenziali all'interno dello scambiatore; in particolare, la velocità più alta si raggiunge sulla direttrice ingresso - uscita, per poi diminuire verso gli angoli, proprio in cui è presente del fluido quasi stagnante (**Flusso Segregato**). La presenza di Flusso Segregato implica che parte della superficie dell'apparecchiatura non viene utilizzata ai fini dello scambio termico; per ovviare a tale inconveniente, vengono introdotti dei diaframmi in modo tale che il fluido lato mantello è costretto a percorrere diametralmente lo scambiatore. In questo modo non vi è più flusso segregato; inoltre il flusso, pur essendo incrociato, può essere visto globalmente come se fosse in controcorrente: ciò è lecito in quanto, l'impiego di un elevato numero di diaframmi, determina la presenza di numerose celle lato mantello che si possono ritenere, al limite, a perfetta miscelazione (cioè, rispetto allo scambio termico totale, le condizioni all'interno delle celle sono uniformi; ad esempio possiamo affermare che la temperatura é costante) e, quindi, il tutto si riduce ad un moto a pistone da una cella all'altra.

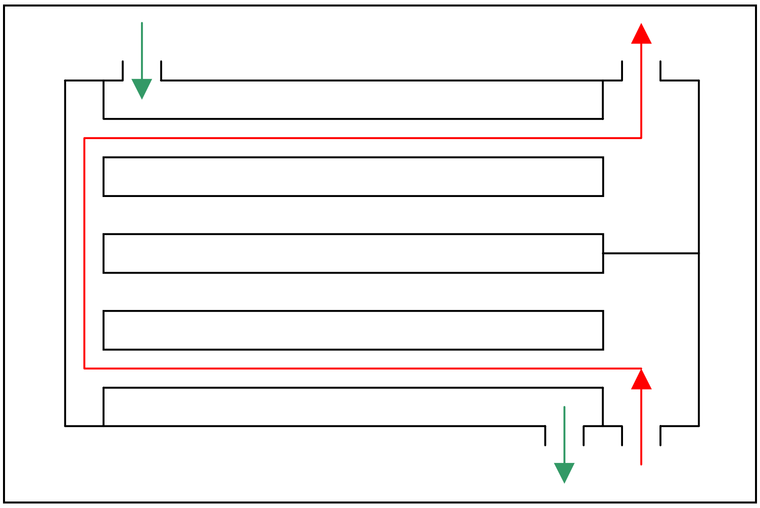




Abbiamo già posto in rilievo che, per quanto riguarda la relazione di scambio globale, dobbiamo effettuare delle scelte per quel che riguarda D_e ed L; a tal proposito dobbiamo osservare che, necessariamente, la produzione dei tubi è standardizzata proprio su tali parametri; in particolare, vengono prodotti tubi con diametro di 3/4, 1 e 1+1/4 inch mentre per le lunghezze si hanno 14, 16, 18 e 20 feet (6 metri: tale limite di lunghezza viene imposto sia per esigenze di produzione che di trasporto). E' evidente, quindi, che sorge il problema di come realizzare gli scambiatori se dalla relazione di scambio globale otteniamo lunghezze maggiori di tali valori; se si tratta di pochi tubi (visto che in tale ipotesi è possibile multiplare l'impianto), conviene adottare più scambiatori concentrici in serie: ad esempio, se dai calcoli effettuati troviamo che L = 30 m possiamo mettere in serie 5 tubi da 6 metri.



Il collegamento tra i vari tubi si realizza mediante l'impiego di un raccordo anulare, detto Gomito, necessario per avere una continuità tra un tubo e l'altro; si noti che non si ha scambio termico sul gomito. Nel caso in cui, però, abbiamo bisogno di 100 tubi in parallelo di 12 metri di lunghezza (cioè occorrono sia più tubi in serie che in parallelo) conviene utilizzare un particolare tipo di scambiatore a tubi e mantello con 2 passaggi nei tubi ed 1 passaggio nel mantello; in questo caso, se all'interno dello scambiatore vi sono n tubi, n/2 lavorano in parallelo e in



controcorrente mentre gli altri n/2 (in serie ai primi) lavorano in equicorrente: tale situazione, ovviamente, riduce l'efficienza dello scambio termico ma è la soluzione che abbiamo dovuto adottare per conservare la compattezza di tale apparecchiatura e tutti i vantaggi che ne derivano. L'espressione della potenza termica Q che si ottiene quando metà dei tubi lavora in equicorrente e metà in controcorrente è più complessa rispetto alla sola controcorrente in quanto varia la forza spingente media; in particolare, il valore $\Delta t_{m.l.}$ trovato, rispetto a quello della sola controcorrente, è più piccolo.

Tralasciando la dimostrazione, possiamo affermare che la relazione di scambio è del tutto analoga a quella ricavata per flusso in controcorrente a meno di un fattore correttivo:

$$Q = F\ U_e\ A_e\ \Delta t_{m.l.}$$

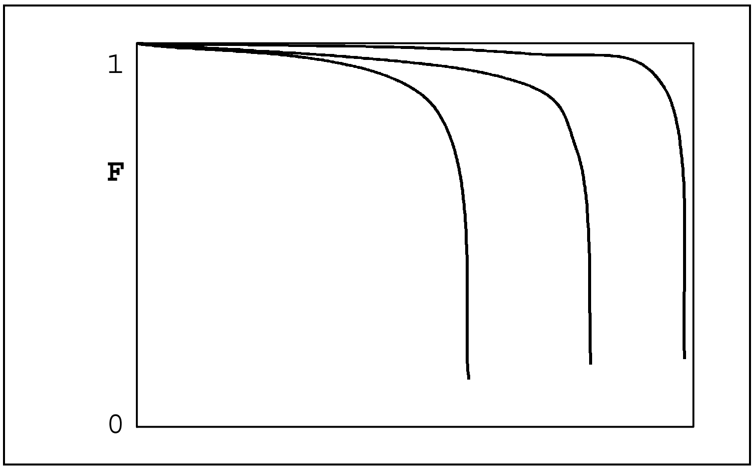
A_e superficie totale di scambio **$\Delta t_{m.l.}$** relativa alla controcorrente

F rendimento dello scambiatore rispetto alla perfetta controcorrente; ovviamente è inferiore all'unità (rapporto tra la quantità di calore scambiata rispetto a quella che si scambierebbe con la sola controcorrente)

Si noti che **F** è funzione di due numeri adimensionali:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \qquad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

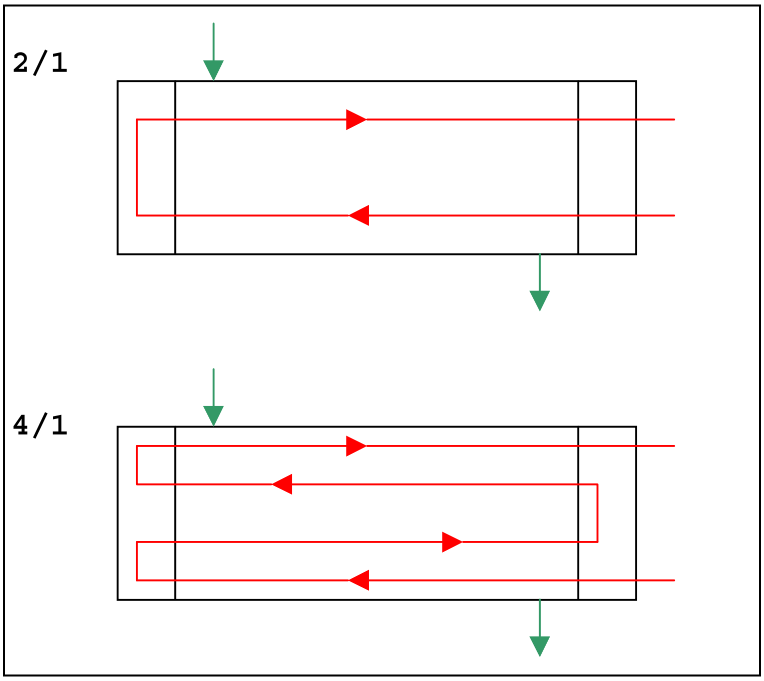
in altri termini, i valori di F (generalmente misurati sperimentalmente) si trovano tabellati in funzione di R e S oppure vengono diagrammati in funzione di uno dei due (ad esempio S), ottenendo curve parametriche in R. Si può capire come F dipenda da R e S tenendo presente che la relazione:



$$dQ = U_e \, dA_e \, (T-t)$$

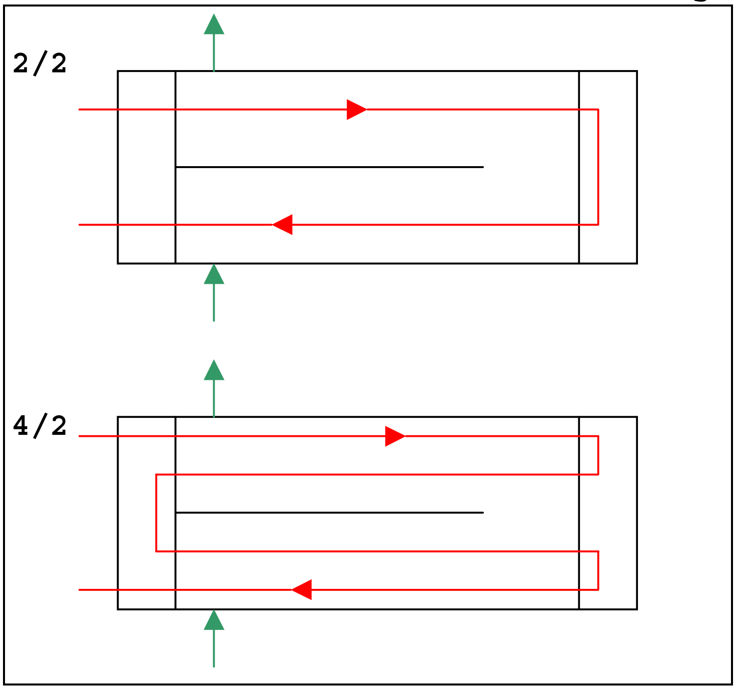
è ancora valida, per cui è possibile seguire un ragionamento analogo a quello visto per determinare Q nel caso di perfetta controcorrente, tenendo presente, però, che la relazione tra T e t è diversa.

Abbiamo visto scambiatori a 2 passaggi nei tubi ed 1 passaggio nel mantello (detti anche scambiatori 2/1), ma vi sono anche scambiatori con 4 passaggi nei tubi ed 1 nel mantello (detti 4/1); aumentando solo il numero di passaggi nei tubi (senza, cioè, aumentare il numero dei tubi) otteniamo degli incrementi di velocità del fluido: miglioriamo lo scambio termico e aumentiamo le perdite di carico.



Si è visto che, per scambiatori con lo stesso numero di passaggi lato mantello (ad esempio, passando dal 2/1 al 4/1) la variazione del termine F è di qualche unità per cento; questo si verifica perché F rappresenta l'efficienza dello scambiatore rispetto ad uno che realizzi la perfetta controcorrente: passando da un 2/1 ad un 4/1 (ribadiamo: con 1 solo passaggio nel mantello), metà dei tubi lavorano in controcorrente e metà in equicorrente (non si è avuta nessuna variazione) ma, cosa più importante, la distribuzione della temperatura lato mantello è rimasta invariata.

Possiamo concludere che, a parità del numero di passaggi lato mantello, F non dipende dal numero di passaggi lato tubi.
Inserendo, invece, un diaframma longitudinale lato mantello (in modo da ottenere 2 passaggi lato mantello), le cose cambiano; è sempre vero che metà dei tubi lavorano in controcorrente e l'altra metà in equicorrente (tranne che nel caso 2/2), però si viene a determinare una diversa distribuzione di temperature lato mantello: in particolare, aumentando il numero di passaggi lato mantello, si ottiene un valore più alto di F (a fronte, evidentemente, di una maggiore complessità costruttiva).



E' necessario, a questo punto, effettuare alcune precisazioni relative al numero di passaggi lato mantello:

- l'inserimento dei diaframmi longitudinali viene effettuato, essenzialmente, per modificare il profilo di temperature lato mantello e non per aumentare la velocità del fluido (per ottenere tale obiettivo basterebbe aumentare i diaframmi verticali)

- nel caso dello scambiatore 2/2, la presenza del diaframma longitudinale determina, appunto, 2 passaggi lato mantello e ciò ripristina totalmente la perfetta controcorrente: in questi casi (che si presentano quando il numero di passaggi lato tubi è uguale al numero di passaggi lato mantello) il valore di F è unitario (**F=1**)

Ribadiamo, quindi, che il valore di F è unitario quando si realizza nello scambiatore la perfetta controcorrente; in tutti gli altri casi si verifica che $F < 1$: se F si discosta troppo dall'unità bisogna valutare l'effettiva convenienza dell'apparecchiatura.
Supponiamo che uno scambiatore 2/1 presenta un valore $F = 0.5$; questo implica un raddoppio delle superfici di scambio rispetto a quelle in controcorrente, per cui conviene ricorrere ad uno scambiatore a diaframma longitudinale (che, però, presentano maggiori difficoltà costruttive): se, invece, per lo scambiatore 2/1 otteniamo come valore $F=0.9$, allora non conviene adottare lo scambiatore a diaframma longitudinale. Ripetiamo, inoltre, che aumentare i passaggi lato mantello difficilmente ripristina le condizioni di controcorrente; tuttavia, passare da uno scambiatore 4/1 ad uno 4/2, determina un

incremento della F e cioè un avvicinamento alle condizioni di controcorrente: questo, perché il diaframma modifica il profilo di temperatura lato mantello.
Il valore di F per il quale possiamo ritenere accettabile lo scambiatore è dato da **F = 0.70 ÷ 0.80**.

Affrontiamo, ora, il problema di progetto di uno scambiatore valutando, in primo luogo, <u>il numero dei gradi di libertà</u>; focalizziamo la nostra attenzione su come si presenta il problema di scambio termico: vogliamo raffreddare una portata W di fluido caldo di calore specifico C dalla temperatura iniziale T_1 a quella finale T_2, per cui riusciamo a conoscere la potenza termica Q dal bilancio

$$(1) \quad Q = CW\,(T_1 - T_2)$$

Per raggiungere tale obiettivo, utilizziamo un fluido di servizio di caratteristiche fisiche note (conosciamo, tra le altre cose, il calore specifico c) come è nota la temperatura t_1 a cui è disponibile; restano incognite la portata w e la temperatura finale t_2: possiamo scrivere l'ulteriore equazione di bilancio

$$(2) \quad Q = cw\,(t_2 - t_1)$$

Si noti che il problema può anche essere posto scambiando i ruoli del fluido caldo e del fluido freddo, cioè possiamo ipotizzare di voler riscaldare un certo fluido di cui si conosce portata, calore specifico e temperatura finale ed iniziale attraverso l'impiego di un fluido caldo di cui conosciamo solo calore specifico e temperatura iniziale. Ovviamente, possiamo scrivere l'equazione di scambio:

$$(3) \quad Q = F\,U_e\,A_e\,\Delta t_{m.l.}$$

Per determinare la superficie di scambio A_e possiamo utilizzare la seguente relazione

$$(4) \quad A_e = n\,\pi\,D_e\,L$$

dove **n** numero totale di tubi — **D_e** diametro esterno tubi
L lunghezza dei tubi — **A_e** area totale esterna di scambio

L'efficienza F, invece, dipende da R, S (che a loro volta dipendono dalle temperature di ingresso ed uscita dei due fluidi) e dal valore di K che rappresenta il numero di passaggi lato mantello, per cui possiamo scrivere che

$$(5) \quad F = F(T_1,\ T_2,\ t_1,\ t_2,\ K)$$

avremmo potuto anche scrivere F = F(R, S, K), ma sarebbe stato necessario scrivere le due equazioni $R=R(T_1,T_2,t_1,t_2)$ ed

$S=S(T_1,T_2,t_1,t_2)$ e considerare R ed S come variabili, ma ciò non avrebbe fatto altro che aumentare il numero di equazioni e di variabili da considerare.
Abbiamo visto che, in generale, la velocità si può esprimere come portata volumetrica diviso la sezione di passaggio, per cui dobbiamo effettuare una scelta su quale fluido far passare lato tubi e quale lato mantello; possiamo scrivere che:

$$(6) \quad v_i = \frac{W}{\rho S} = \frac{W}{\rho \dfrac{n}{N} \dfrac{\pi D_i^2}{4}}$$

$\mathbf{v_i}$ velocità lato tubi
$\boldsymbol{\rho}$ densità fluido caldo
N numero di passaggi nei tubi
S sezione a disposizione del fluido
W portata massica fluido lato tubi

$$(7) \quad v_e = \frac{w}{\rho' S_m}$$

$\mathbf{v_e}$ velocità lato mantello
$\boldsymbol{\rho'}$ densità fluido freddo
w portata massica fluido lato mantello
$\mathbf{S_m}$ sezione di passaggio lato mantello

Si noti che la sezione di passaggio lato mantello è funzione di come vengono disposti i tubi sulla piastra (disposizione triangolare o quadrata e passo tra i tubi); più in generale, quindi, **S_m rappresenta la geometria lato mantello.**
Osserviamo, inoltre, che i due diametri, interno ed esterno, non sono indipendenti ma legati dalla relazione:

$$(8) \quad D_e = D_i + 2s$$

dove **s** rappresenta lo spessore della tubazione.
Le altre grandezze che ci interessano sono quelle relative all'esercizio dello scambiatore e cioè le perdite di carico interne ed esterne:

$$(9) \quad \Delta p_i = \Delta p_i\ (\text{proprietà fluido interno}, v_i, D_i, N, L)$$

$$(10) \quad \Delta p_e = \Delta p_e\ (\text{proprietà fluido esterno}, v_e, S_m, K)$$

Ovviamente, potremmo considerare tutte le possibili equazioni e variabili per stabilire i gradi di libertà del sistema, ma sappiamo che è inutile portare in conto più variabili di quante ne servano; ad esempio, se vogliamo considerare come variabili U_e, h_i, h_e e $\Delta t_{m.l.}$ dobbiamo necessariamente scrivere anche le loro relazioni di dipendenza e cioè le seguenti:

(11) $$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{h_i D_i} + R_i + R_e$$

(12) $h_i = h_i$(proprietà fluido interno, v_i, D_i)

(13) $h_e = h_e$(proprietà fluido esterno, v_e, D_e, passo tra i tubi)

(14) $\Delta t_{m.l.} = \Delta t_{m.l.}(T_1, T_2, t_1, t_2)$

si noti, però, che U_e, h_i, h_e sono espresse in funzione di altre variabili già considerate, per cui, conoscendo le relazioni 11), 12), 13), siamo in grado di valutarle non appena sono note le altre variabili e le resistenze di sporcamento R_i e R_e; è necessario sottolineare che:

- il passo tra i tubi è legato alla **geometria lato mantello** e, quindi, alla variabile $\mathbf{S_m}$ già considerata; in seguito affronteremo con maggior dettaglio i delicati aspetti relativi al mantello

- il discorso sulle resistenze di sporcamento riguarda essenzialmente U_e: si possono ritenere già note o per conoscenza diretta o per analogia con altri scambiatori realizzati con gli stessi materiali

In conclusione, possiamo evitare di considerare il contributo delle variabili U_e, h_i, h_e al calcolo dei gradi di libertà; supponiamo note, inoltre, le resistenze di sporcamento. Possiamo effettuare un analogo discorso per $\Delta t_{m.l.}$ nel senso che, volendola considerare come variabile è necessario scrivere la relativa equazione di definizione; anche in questo caso, però, ci rendiamo conto che vi è una dipendenza dalle varie temperature di ingresso ed uscita dei due fluidi considerati: temperature già considerate in precedenza.

Riassumendo, abbiamo individuato le seguenti equazioni:

(1) $\mathbf{Q = CW\ (T_1 - T_2)}$

(2) $\mathbf{Q = cw\ (t_2 - t_1)}$

(3) $\mathbf{Q = F\ U_e\ A_e\ \Delta t_{m.l.}}$

(4) $\mathbf{A_e = n\ \pi\ D_e\ L}$

(5) $\mathbf{F = F(T_1, T_2, t_1, t_2, K)}$

(6) $$v_i = \frac{W}{\rho S} = \frac{W}{\rho \frac{n}{N} \frac{\pi D_i^2}{4}}$$

(7) $$v_e = \frac{w}{\rho' S_m}$$

(8) $\mathbf{D_e = D_i + 2s}$

(9) $\mathbf{\Delta p_i = \Delta p_i}$ **(proprietà fluido interno, $\mathbf{v_i}$, $\mathbf{D_i}$, N, L)**

(10) $\mathbf{\Delta p_e = \Delta p_e}$ **(proprietà fluido esterno, $\mathbf{v_e}$, $\mathbf{S_m}$, K)**

Abbiamo, quindi, un totale di **10 equazioni**; supponiamo, ora, di non aver effettuato alcuna ipotesi sui fluidi impiegati: le variabili considerate sono le seguenti

Q, W, T_1, T_2, proprietà fluido interno (caldo),

w, t_1, t_2, proprietà fluido esterno (freddo),

A_e, n, N, L, D_e, D_i, s, v_i, Δp_i,

F, K, v_e, Δp_e, S_m

Non appena scegliamo i fluidi che vogliamo utilizzare, possiamo ritenere note le loro proprietà; in definitiva, abbiamo un totale di **21 variabili**. Possiamo concludere che abbiamo 11 gradi di libertà. In realtà, esiste un grado di libertà in più non esprimibile direttamente sotto forma di variabile e che, quindi, non compare esplicitamente nella valutazione effettuata: si tratta della possibilità di scegliere quale fluido deve circolare lato tubi e quale lato mantello per cui si hanno **12 gradi di libertà**.
Vogliamo osservare che, in ogni caso, abbiamo ritenuto note le resistenze di sporcamento, mentre la scelta di quale fluido mandare lato tubi o lato mantello compare esplicitamente nelle definizioni viste per la velocità interna v_i e quella esterna v_e.

La decisione di come distribuire i fluidi all'interno dello scambiatore viene presa in base a delle considerazioni che ora accenniamo, ma che chiariremo in seguito; il criterio base è legato ad esigenze di manutenzione (cioè di corretto funzionamento dello scambiatore stesso) in quanto i fluidi utilizzati possono causare dei depositi: è necessario, quindi, prevederne l'eliminazione. Essendo molto più agevole pulire l'interno dei tubi tramite l'eliminazione della testata e l'introduzione di un tampone, è buona norma far passare lato tubi il fluido che sporca in misura maggiore.
Se entrambi sporcano in ugual misura è preferibile far passare lato mantello il fluido per il quale è più difficile contenere entro certi limiti le perdite di carico; si noti, infatti, che lato mantello, distanziando opportunamente i diaframmi verticali, è possibile accomodare maggiormente le variazioni di portata.
Nel caso in cui non vi dovessero essere problemi per la perdite di carico, conviene far passare lato tubi il fluido più caldo in modo da evitare grossi problemi di isolamento lato mantello.

Una volta fissati i fluidi da utilizzare e la loro distribuzione all'interno dello scambiatore (torniamo ad 11 g.d.l.), è evidente che, per impostare un problema di scambio termico, dobbiamo conoscere di un fluido sicuramente portata W, temperatura di ingresso T_1 e temperatura di uscita T_2 (fluido caldo), mentre dell'altro fluido dobbiamo conoscere la temperatura t_1 a cui è disponibile.

In definitiva, 4 g.d.l. sono impiegati come dati del problema: si ha

$$N_L = 7$$

Ottimizzare un problema a 7 variabili è cosa estremamente complessa ma possiamo raggiungere tale scopo utilizzando dati sperimentali (derivanti dalla lunga esperienza acquisita con tali apparecchiature), considerazioni di tipo tecnico e criteri di scelta per minimizzare i costi (perché vogliamo realizzare lo scambio termico con il minor costo possibile). Si è visto che conviene saturare i gradi di libertà residui con le seguenti scelte:

1. D_e diametro esterno tubi
2. **s** spessore tubi
3. **L** lunghezza tubi
4. v_i velocità interna (tubi) o **N** numero di passaggi lato tubi
5. **w** oppure t_2 (portata fluido freddo, temperatura di uscita)
6. **K** numero di passaggi lato mantello (tipologia di scambiatore)
7. S_m sezione passaggio lato mantello (geometria lato mantello)

Diametro esterno D_e Abbiamo già visto che diametri molto grandi non sono adatti per realizzare lo scambio termico, ma neanche quelli troppo piccoli in quanto, per ottenere un'elevata superficie di scambio, avremmo bisogno di tubi troppo lunghi (con elevate perdite di carico) ed il conseguente numero più elevato di tubi ci costringerebbe ad una costruzione più complicata. Il campo dei diametri ottimali è quello di 3/4 inch, 1 inch e (1 + 1/4) inch (tutti valori ottenuti con un salto pari a 1/4 inch: ricordiamo che **1 inch = 2.54 cm**) e questo per permettere alle aziende produttrici di effettuare una standardizzazione; si noti, però, che le industrie tendono ad adottare scambiatori utilizzanti tubi con lo stesso diametro (generalmente 1 inch) per semplificare le scorte in magazzino. L'intervallo citato ha una sua ragion d'essere in virtù del fatto che, in corrispondenza di tali valori, la curva dei costi è appiattita, per cui al suo interno il costo delle operazioni praticamente non varia; la scelta vista, quindi, rappresenta una soluzione ottimizzata.

Spessore s Il valore dello spessore s dipende essenzialmente dalla presenza o meno di processi di corrosione e dal carico meccanico a cui è soggetto il tubo. Se non sono previsti fenomeni di corrosione, lo spessore è quello necessario ad assicurare la dovuta rigidità e la perfetta tenuta rispetto all'altro fluido per cui è possibile adottare lo spessore commerciale di questi tubi; se, invece, sono presenti fenomeni di corrosione oppure si deve lavorare in depressione oppure sotto pressione, allora lo spessore del tubo deve essere adeguatamente proporzionato. E' inutile, quindi, inserire come variabile da ottimizzare lo spessore s in quanto tale scelta è indipendente da criteri di ottimizzazione.

Lunghezza L Dall'analisi del costo degli scambiatori di calore in funzione della lunghezza dei tubi, si è visto che i valori ottimizzati appartengono all'intervallo

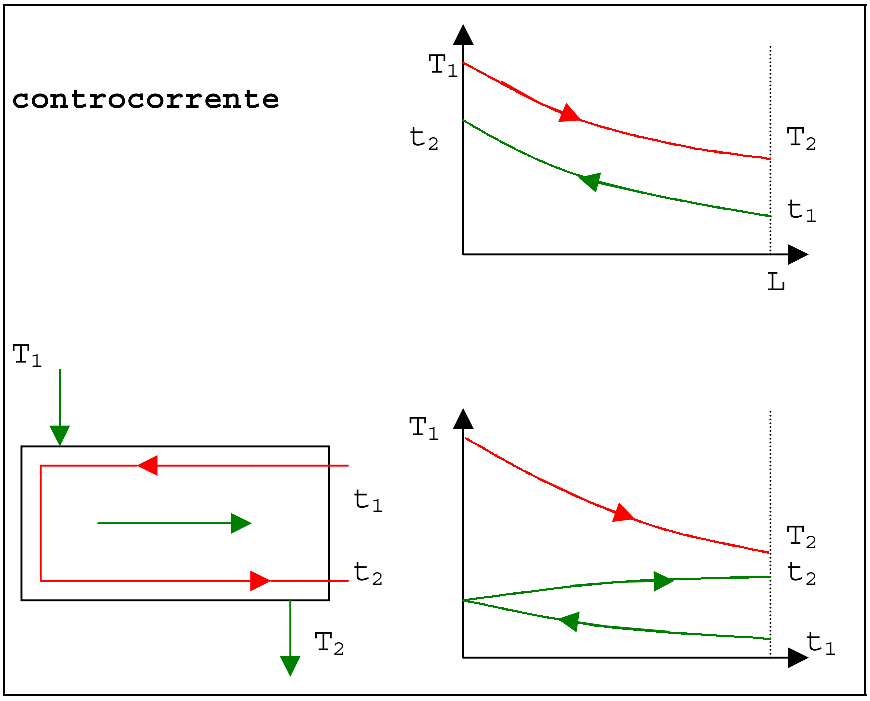
$$\mathbf{14\ ft}\ (\text{circa } 4\ m) \le \mathbf{L} \le \mathbf{20\ ft}\ (\text{circa } 6\ m) \qquad 1\ ft = 30.48\ cm$$

in quanto al crescere della lunghezza L il costo diminuisce (inoltre, si realizza uno scambiatore geometricamente più semplice perché viene limitato al minimo il numero di passaggi nei tubi); del resto, però, tubi più lunghi di 6 m non conviene utilizzarli perché, portando in conto anche i costi di trasporto, il loro trasferimento viene considerato come trasporto eccezionale, con conseguente incremento dei costi. Sempre per esigenze di standardizzazione non vengono prodotte tutte le lunghezze appartenenti all'intervallo visto, ma si procede di 2 ft in 2.

Velocità interna v_i Ricordiamo che un aumento della velocità determina l'aumento dei coefficienti di scambio, ma anche un aumento delle perdite di carico; i valori ottimizzati, già visti in precedenza, sono i seguenti:

$$v_i = 0.5\ m/s \text{ liquidi}$$
$$v_i = 2 \div 5\ m/s \text{ gas}$$

Temperatura di uscita t_2 In generale, se vogliamo raffreddare il fluido caldo si deve verificare che $T_2 > t_2$; a tale scopo dobbiamo prevedere che il valore t_2 sia molto distante da quello di T_1: in particolare, possiamo scegliere la differenza $T_1 - t_2$ compresa tra $5 \div 10$ °C nel caso di perfetta controcorrente, altrimenti conviene scegliere un valore compreso tra $20 \div 30$ °C. Questo si verifica perché nel caso della controcorrente, t_2 si trova sicuramente a contatto con temperature maggiori; se, però, consideriamo uno scambiatore del tipo 2/1 e rappresentiamo sul diagramma T, L l'andamento delle temperature rispetto alle correnti, ci rendiamo subito conto che se t_2 si avvicina troppo a T_2 potremmo avere una superficie di scambio maggiore di quella strettamente



necessaria: questo ci fa capire che, in qualche modo, la scelta del valore di t_2 è dipendente dal tipo di scambiatore con cui abbiamo a che fare (cioè dipende anche da K).
Si noti, però, che la scelta di t_2 è dettata anche dal costo del fluido di servizio (cosa che si ripercuote sulla portata w utilizzata); infatti, se il costo è basso, si possono scegliere valori della differenza di temperatura (T_1 - t_2) maggiori in quanto l'ottimo economico viene a spostarsi verso condizioni di lavoro che utilizzano più alte portate di fluido: condizione, questa, caratterizzata da una forza spingente maggiore con conseguente riduzione delle superfici di scambio (vogliamo sottolineare che la scelta di un valore più piccolo per t_2 rende più piccola anche la differenza t_2 - t_1 per cui dalla relazione $Q = wc\ (t_2 - t_1)$ otteniamo una portata maggiore).
Se, invece, il costo del fluido di servizio è elevato, si è costretti a lavorare con una differenza T_1 - t_2 più piccola cioè con un valore di t_2 più alto e, quindi, con una portata w minore.

Numero di passaggi lato mantello K Si osservi che, quando uno scambiatore non funziona in perfetta controcorrente, è necessario introdurre l'efficienza F di tale scambiatore che rappresenta, come visto in precedenza, lo scostamento dal funzionamento in perfetta controcorrente; ricordiamo che l'efficienza F dipende da T_1, T_2, t_1, t_2, K. Dovendo realizzare uno scambiatore con un certo numero di passaggi nei tubi, ci troviamo immediatamente nel caso in cui F non è unitario in quanto non si viene a creare la perfetta controcorrente; ricordiamo, inoltre, che il valore di F è ottenibile attraverso una relazione in cui compaiono le 4 temperature estreme (quindi, da come è stato realizzato lo scambiatore).
I valori assunti da F sono compresi tra zero ed 1; supponiamo che $F = 0.1$: questo significa che tale scambiatore, a parità di U_e e di $\Delta t_{m.l.}$, per scambiare una stessa quantità di calore ha bisogno di un'area di scambio 10 volte più grande rispetto a quanto si otterrebbe in condizioni di perfetta controcorrente.
Tale situazione è del tutto inaccettabile, per cui conviene adottare soluzioni differenti; il valore limite di F, tale da ritenere ancora economicamente accettabile la soluzione trovata, è dato da $F=0.75\div0.8$: in altri termini, fino a che F rappresenta una diminuzione di efficienza intorno al 20÷25% rispetto allo scambio in controcorrente, la soluzione trovata è accettabile.
In definitiva, per $F \geq 0.75\div0.80$ possiamo adottare la soluzione trovata, ma per $F < 0.75$ dobbiamo passare a soluzioni differenti ottenute, generalmente, aumentando il numero K di passaggi lato mantello (ciò avviene mediante l'impiego dei diaframmi longitudinali). Ad esempio, passando da uno scambiatore 2/1 ad uno scambiatore 2/2, passiamo da una situazione in cui metà dei tubi lavorano in equicorrente e metà in controcorrente ad una situazione in cui tutti i tubi lavorano in controcorrente, per cui otteniamo un valore finale di F pari ad 1. Se, invece, passiamo da uno scambiatore

4/1 ad uno 4/2, è vero che metà dei tubi lavora ancora in equicorrente e l'altra metà ancora in controcorrente, ma l'introduzione del diaframma longitudinale ha modificato i profili di temperatura (diversa forza spingente locale) rispetto al caso di un unico passaggio lato mantello, determinando un diverso valore di F, più vicino a quello della controcorrente.
In generale, possiamo affermare che, se aumentando il numero di passaggi lato mantello si uguaglia il numero di passaggi lato tubi, abbiamo ottenuto la perfetta controcorrente ed F è unitario; se, invece, il numero di passaggi lato mantello è minore del numero di passaggi lato tubi non otteniamo la perfetta controcorrente, ma avviciniamo la scambio termico a tale condizione: in altri termini, l'aumento del numero K di passaggi lato mantello determina un aumento del valore di F; il valore di F diventa unitario se il numero di passaggi nel mantello uguaglia il numero di passaggi lato tubi.
Possiamo concludere, quindi, che il valore di F dipende, oltre che dalle 4 temperature estreme, anche dal numero di passaggi nel mantello K. Si noti che l'interposizione di diaframmi longitudinali costituisce una complicazione costruttiva, dunque, costi superiori; allora, il problema che si pone è quello di scegliere la soluzione che ci dia un valore accettabile di F compatibile da un punto di vista economico (cioè con il minor numero possibile di diaframmi longitudinali). In definitiva, dobbiamo sempre partire dalla soluzione impiantistica più semplice, e cioè quella con 1 passaggio lato mantello, per poi valutare F; se il valore ottenuto non è accettabile ($F < 0.75$) aumentiamo il numero K di passaggi lato mantello fino a quando non troviamo che $F \geq 0.75$: dunque, aumentando il numero di passaggi lato mantello, cerchiamo di avvicinarci il più possibile, compatibilmente con i discorsi economici, alle condizioni di controcorrente.

Geometria lato mantello S_m La prima cosa che dobbiamo osservare è che dalla relazione

$$v_e = \frac{w}{\rho' S_m}$$

dove S_m rappresenta la sezione di passaggio lato mantello (cioè la geometria lato mantello), appare evidente che non possiamo scegliere contemporaneamente la velocità v_e e la geometria lato mantello S_m perché tali scelte potrebbero non essere compatibili.
In generale, fissiamo la geometria lato mantello in modo tale che i valori di v_e siano tra quelli prima indicati per i liquidi e per i gas: successivamente, si deve verificare la compatibilità con le perdite di carico consentite.
La definizione della geometria lato mantello si concretizza in un certo numero di scelte; tra queste, la disposizione dei tubi (maglia triangolare o maglia quadrangolare) e la distanza tra i tubi (passo),

essendone già stato assegnato il diametro. Nella disposizione a maglia triangolare si incontrano perdite di carico più elevate rispetto alla disposizione a maglia quadrata, però, per questa ultima soluzione, si abbassa il coefficiente di scambio e si ha una più agevole pulizia della superficie esterna.
A parità di numero di tubi e del passo, con la maglia triangolare il diametro del mantello è più piccolo, in quanto la stesso numero di tubi è contenuto in un volume minore; il passo (distanza tra i tubi) è standardizzato e viene scelto in modo che il suo valore sia immediatamente superiore a quella che è la dimensione nominale dei tubi: la definizione della geometria lato mantello richiede ancora, noti il valore di K, la scelta della distanza tra i diaframmi (tra breve preciseremo meglio tali argomenti).

Possiamo concludere, quindi, che il progetto di uno scambiatore passa attraverso la scelta di un numero di variabili pari ai gradi di libertà e, nel calcolo successivo, delle rimanenti variabili necessarie a definire il dimensionamento dell'apparecchiatura e le condizioni di esercizio. Vediamo, ora, come si procede.
Una volta note le proprietà del fluido caldo e del fluido freddo, W, T_1, T_2 e t_1, dalla relazione

$$Q = CW\ (T_1 - T_2) = cw\ (t_2 - t_1)$$

siamo in grado di conoscere la portata termica Q; la temperatura t_2 è nota una volta assegnata la portata w (o viceversa). Consideriamo, ora, la relazione

$$Q = F\ U_e\ A_e\ \Delta t_{m.l.}$$

dove F, U_e, A_e sono incognite; si noti che conosciamo una relazione che esprime U_e in funzione dei coefficienti di scambio e delle resistenze di sporcamento, ma non la possiamo utilizzare perché non essendo nota la geometria lato mantello il coefficiente h_e è incognito: si ricordi che note le proprietà fisiche del fluido siamo in grado di conoscere il generico coefficiente di scambio h attraverso la relazione Nu = f(Re, Pr) (supponiamo, inoltre, note le resistenze di sporcamento R_i e R_e).
A questo punto, ci viene in aiuto l'esperienza in quanto, è pur vero che U_e è noto attraverso i coefficienti di scambio (funzioni del diametro dei tubi, delle velocità e della geometria lato mantello) per cui potrebbe variare entro campi vastissimi, però, noi siamo interessati a soluzioni ottimizzate dove le grandezze citate sono contenute all'interno di intervalli limitati; in quest'ottica, U_e dipende essenzialmente dalle proprietà dei fluidi, mentre le altre grandezze fanno riferimento a valori ottimizzati.
In definitiva, sono disponibili intervalli di valori di U_e tabellati in funzione delle coppie di fluidi utilizzati nello scambiatore e del campo di temperatura di lavoro (i valori di U_e riportati, sono stati

rilevati su scambiatori in cui tutte le altre grandezze sono già state ottimizzate). L'intervallo entro cui presumibilmente ricade il valore di U_e è piuttosto ampio, ma comunque, rappresenta una restrizione del possibile campo dei valori di tentativo. Alla luce di quanto detto possiamo assegnare un valore di tentativo al prodotto ($F * U_e$); anche F è incognito, però sappiamo che il suo valore deve appartenere all'intervallo 0.8 ÷ 1 per cui lo possiamo ipotizzare unitario: in definitiva, possiamo assumere per il prodotto ($F * U_e$) un valore appartenente all'intervallo individuato dai valori di U_e. Una volta effettuata tale scelta, è possibile ricavare il valore di A_e (superficie di tentativo).
A questo punto, tramite la relazione

$$A_e = n \pi D_e L$$

Possiamo calcolare il numero totale di tubi n; inoltre, dalla relazione

$$v_i = \frac{W}{\rho S} = \frac{W}{\rho \frac{n}{N} \frac{\pi D_i^2}{4}}$$

possiamo valutare il numero N di passaggi nei tubi. Alla fine di questa prima tornata di calcoli, non ci resta altro che effettuare delle correzioni in quanto:

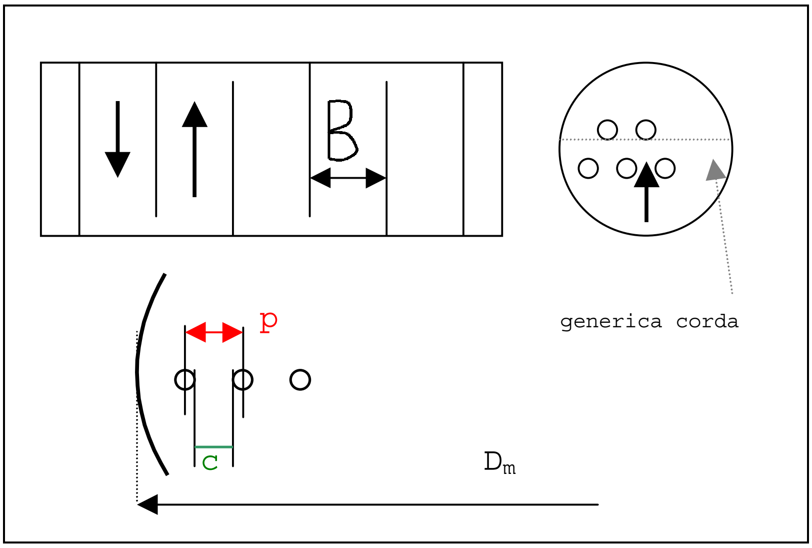
- Bisogna fissare K in modo tale che $F \geq 0.75 \div 0.80$
- Il numero N di passaggi nei tubi potrebbe assumere valori decimali non accettabili (deve essere ovviamente un numero intero), per cui il numero decimale eventualmente ottenuto deve essere convertito ad intero, e, conseguentemente, bisogna ricalcolare la velocità
- Abbiamo scelto il valore di U_e supponendo F = 1 anche se, in realtà, sappiamo che ciò si verifica solo in ipotesi di perfetta controcorrente

Un metodo per proseguire tale procedura può essere quello di andare a valutare i due coefficienti h_i e h_e con le informazioni così ottenute, e di andare successivamente a calcolare il coefficiente di scambio globale U_e tramite la relazione

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{h_i D_i} + R_i + R_e$$

per poi iterare nuovamente il calcolo con la procedura prima descritta; prima o poi si va a convergenza.

Per poter effettivamente procedere in questo senso è necessario approfondire la conoscenza della geometria lato mantello; infatti, senza tali informazioni il calcolo di S_m e del coefficiente di scambio h_e non è attuabile. Si noti che intendiamo per sezione di passaggio lato mantello quella attraversata dal fluido nel senso indicato dalle frecce; precisiamo ciò che intendiamo con alcuni simboli:



- **p** passo (distanza tra i centri di due tubi consecutivi)
- **c** distanza libera tra due tubi consecutivi
- **B** distanza tra due diaframmi verticali
- $\mathbf{D_m}$ diametro mantello

Diametro del mantello D_m Il diametro del mantello è funzione di

1. Numero di tubi **n** che dobbiamo alloggiare
2. Numero di passaggi **N** lato tubi
3. Diametro dei tubi $\mathbf{D_e}$
4. Distanza libera tra tubi **c**
5. Disposizione adottata (**maglia triangolare** o **quadrata**)

Le grandezze **n** e $\mathbf{D_e}$ sono state già fissate; per quanto riguarda la distanza libera tra i tubi **c** bisogna tener conto di due esigenze contrastanti e cioè abbiamo la necessità di tenere i tubi vicini per evitare che il fluido passi attraverso zone preferenziali fra i tubi non effettuando scambio termico ma, d'altro canto, non possiamo posizionarli troppo vicini in quanto possono essere soggetti a flessione (i diaframmi possono servirci anche per evitare tale problema): la soluzione adottata è quella di porre la distanza libera tra i tubi c pari a 1/4 di inch.
Lo spazio occupato dalle tubazioni è funzione anche della disposizione adottata (cioè dal tipo di maglia utilizzata) e del numero di passaggi nei tubi.
La maglia triangolare permette, a parità di tubi, di adottare mantelli più piccoli e di rendere più efficace lo scambio termico, però aumentano le perdite di carico e la manutenzione è più complessa in tutti i casi in cui la pulitura esterna debba essere effettuata manualmente perché non si può ricorrere a meccanismi di tipo chimico.
Per quanto riguarda il numero di passaggi lato tubi **N**, si può notare che se N = 1, allora tutta la superficie delle piastre terminali può essere utilizzata per mandrinare i tubi, ma se si verifica che N > 1, sono saldati sui collettori dei setti di separazione per cui, nelle

loro adiacenze, non possiamo posizionarvi i tubi (vi sono, quindi, delle zone inutilizzate).
Analogamente a quanto visto per i tubi, anche per il diametro del mantello D_m si ricorre a valori standardizzati e ciò costringe ad effettuare delle scelte; a tale scopo, esistono tabelle che riportano, per ciascun diametro commerciale D_m, quanti tubi di diametro D_e, di passo p, numero di passaggi lato tubi N e con tipo di maglia prefissato, possono esservi alloggiati.
Si può verificare che, fissate tutte le altre condizioni, troviamo per il nostro scambiatore un valore n del numero di tubi non riportato in tabella, ma compreso tra altri due valori, ad esempio n' e n'', relativi a due diametri commerciali del mantello consecutivi; poiché siamo in una fase di tentativo è indifferente scegliere uno dei due diametri: infatti, se scegliamo quello relativo ad un minor numero di tubi, significa realizzare una v_i di tentativo più grande (cioè con una superficie di scambio minore ma con un coefficiente U_e più grande), il contrario se scegliamo il diametro con un più alto numero di tubi (v_i minore, area di scambio maggiore ma coefficiente U_e più piccolo).
In definitiva, una volta effettuata la scelta, dobbiamo correggere il valore ($F * U_e$) di tentativo: ad esempio, se il numero di tubi è 458 e il diametro scelto consente l'introduzione di 482 tubi, dobbiamo correggere il valore di ($F * U_e$) moltiplicandolo per 458/482 (inoltre, il numero di tubi nel mantello è sempre pari).

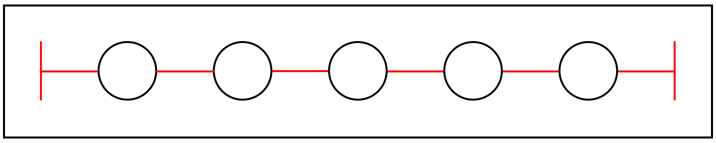
Sezione di passaggio S_m Uno dei motivi della complessità della geometria lato mantello è da ricercarsi nel passaggio del fluido tra i diaframmi e l'esterno dei tubi; tale circostanza determina una variazione continua della sezione di passaggio, per cui in ogni punto abbiamo velocità differenti.

Per chiarire tale punto, consideriamo lo spazio disponibile tra due diaframmi; abbiamo indicato con **B** la distanza tra due diaframmi consecutivi: questa resta costante fino a quando non si verifica l'inversione di moto del fluido.
L'altra dimensione interessata dal passaggio del fluido è una generica corda (il mantello ha sezione circolare): tale corda varia per due motivi e cioè, in primo luogo, perché andando verso l'alto aumenta fino a coincidere con il diametro per poi diminuire nuovamente e, in secondo luogo, per ogni corda impegnata dalle tubazioni bisogna sottrarre lo spazio impegnato dalle tubazioni stesse (in altri termini, **per ogni corda varia la distanza libera totale non impegnata delle tubazioni**).
Inoltre, considerando lo spazio in cui si verifica l'inversione del moto del fluido, possiamo osservare che il fluido non taglia più le tubazioni ma le percorre parallelamente, per cui vi è un'ulteriore variazione della distanza libera totale e del valore B.

Tale variabilità della sezione di passaggio ci obbliga a definirne comunque una per convenzione; in generale, tale sezione è funzione di

- Distanza tra i diaframmi **B**
- Diametro del mantello $\mathbf{D_m}$
- Diametro tubi $\mathbf{D_e}$
- Distanza libera tra due tubi **c**
- Disposizione dei tubi (maglia quadrata o triangolare)

Per il calcolo della sezione di passaggio convenzionale lato mantello S_m, scegliamo come riferimento il diametro su cui immaginiamo siano disposti i baricentri dei tubi; il nostro obiettivo è quello di determinare lo spazio a disposizione per il passaggio del fluido. Per



valutare ciò, basta dividere il diametro D_m per il passo p; moltiplicando, poi, per la distanza libera tra due tubi c (che ricordiamo essere uguale a 1/4 inch), si ha proprio lo spazio attraverso cui può passare il fluido lungo il diametro: il valore della sezione di passaggio convenzionale lato mantello S_m si ottiene, infine, moltiplicando ancora per la distanza B tra due diaframmi. Riassumendo:

D_m/p ≡ numero di volte che si ripete la distanza libera c

$(D_m/p)*c$ ≡ spazio utile per il passaggio del fluido [=] lunghezza

$S_m = B*(D_m/p)*c$ ≡ sezione di passaggio convenzionale [=] superficie

Si osservi che le perdite di carico e i coefficienti di scambio sono funzioni della velocità e, d'altra parte, sono fenomeni presenti in quelle zone in cui il fluido incontra le tubazioni, per cui la sezione di passaggio convenzionale è la più significativa tra quelle che si potrebbero scegliere (ad esempio, corde senza tubazioni) al fine di determinare una velocità per il calcolo sia delle perdite di carico che del coefficiente di scambio. Quindi, è lecito scrivere:

$$v_e = \frac{w}{\rho' \frac{D_m}{p} \frac{1}{4} B}$$

dove la scelta di B deve essere finalizzata per ottenere la velocità v_e intorno a valori ottimali; si tenga presente che B deve essere un valore intero perché, sommando un numero intero di volte la distanza B, si deve ottenere la lunghezza dei tubi. In definitiva, la sezione convenzionale dipende dalla scelta di 4 valori (c, p, D_m, B) ma questi non sono completamente indipendenti tra loro.

Abbiamo già visto, infatti, che la distanza libera tra due tubi vicini c viene scelta pari ad 1/4 inch e, poiché sussiste la relazione $\mathbf{p = D_e + c}$, una volta fissato D_e è automaticamente fissato anche il valore del passo; precisando, inoltre, anche la disposizione dei tubi, il numero di tubi n e il numero di passaggi lato tubi N, siamo in grado di valutare D_m attraverso le tabelle di cui abbiamo già parlato: il valore di S_m, pertanto, si riduce alla scelta di B (generalmente si adotta un valore compreso tra $D_m/10$ e D_m). Ricordiamo in ultima analisi che l'approssimazione di scambio in controcorrente è valida solo per un elevato numero di diaframmi, quindi, solo per piccoli valori di B.
E' necessario sottolineare, alla luce di quanto detto, che:

- Il numero di passaggi lato tubi N è finalizzato all'ottimizzazione della velocità v_i
- La distanza tra i diaframmi B è finalizzata all'ottimizzazione della velocità v_e
- Il numero di passaggi lato mantello K è finalizzato al miglioramento dell'efficienza dello scambiatore (cioè ad avvicinare all'unità il valore di F)

A questo punto, dobbiamo effettuare la verifica andando a calcolare proprio il valore (F * U_e); il valore F lo possiamo valutare perché sono noti R,S e K, mentre per il coefficiente di scambio globale abbiamo la relazione:

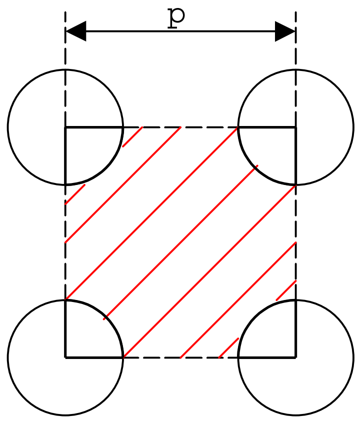
$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{h_i D_i} + R_i + R_e$$

per quanto riguarda h_i non vi sono problemi perché conosciamo la velocità interna, la geometria dei tubi e, quindi, la dimensione lineare caratteristica (diametro del tubo) per cui siamo in grado di applicare la relazione

$$Nu = a\ Re^{0.8}\ Pr^{1/3}$$

Ma per il calcolo di h_e, pur sapendo valutare una velocità lato mantello, abbiamo il problema di definire una dimensione caratteristica lato mantello.
Ricordiamo che il diametro idraulico (anche detto diametro equivalente) è definito come 4 volte il rapporto tra sezione di passaggio e perimetro bagnato, ovvero come 4 volte il rapporto tra il volume occupato e la superficie attraverso cui il calore viene trasferito; tenuto conto che la geometria lato mantello è complessa, per individuare il diametro idraulico ci riferiamo ad una cella elementare che si ripete per un certo numero di volte in tutto lo scambiatore: è evidente, quindi, che tale dimensione caratteristica è funzione della disposizione utilizzata per i tubi.

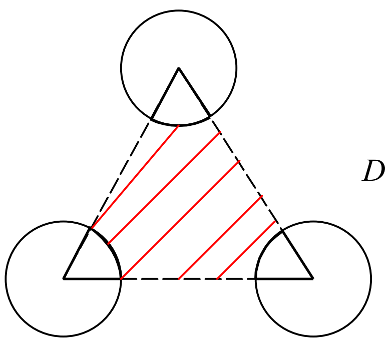
Maglia quadrata In questo caso la sezione di passaggio è costituita dall'area tratteggiata in figura (data dalla differenza dell'area del quadrato e dall'area dei 4 settori circolari relativi ai 4 tubi costituenti la maglia); poiché il lato del quadrato è proprio il passo p, la sezione di passaggio è data dalla differenza di p^2 con l'area di un cerchio. Per quanto riguarda il perimetro bagnato, questo è costituito da 4 archi di cerchio sottesi da angoli retti al centro e, quindi, sono pari alla circonferenza πD_e .



$$D_h = 4\frac{p^2 - \frac{\pi D_e^2}{4}}{\pi D_e}$$

Maglia triangolare In questo caso la sezione di passaggio è costituita sempre dall'area tratteggiata in figura, costituita da un triangolo equilatero di lato p (e di angoli di 60°) di area pari a $(1/2)*(\sqrt{3}/2*p^2)$ cui bisogna sottrarre tre volte l'area di un settore circolare di 60° per un totale di

$$(1/2)*\pi D_e^2/4$$



$$D_h = 4\frac{\frac{1}{2}p^2\frac{\sqrt{3}}{2} - \frac{\pi D_e^2}{8}}{\frac{\pi D_e}{2}}$$

Il perimetro bagnato è tre volte l'arco sotteso da un settore di 60°, pari cioè a

$$(3/6)\pi D_e = (1/2)\pi D_e$$

In definitiva, una volta determinata la dimensione caratteristica lato mantello siamo in grado di valutare anche h_e; a questo punto, quindi, siamo in grado di calcolare U_e e di confrontarlo con quello di tentativo: se sono uguali, abbiamo risolto il progetto dello scambiatore, ma se risulta $U_{e\_calc} \neq U_{e\_tent}$ dobbiamo effettuare un nuovo tentativo.

Il progetto sarà completato quando $U_{e\_calc} = U_{e\_tent}$.

In ogni caso, nel corso dei vari tentativi, bisogna verificare le perdite di carico; se le perdite di carico sono assegnate, le velocità trovate devono essere tali da non determinare Δp superiori.
Ribadiamo che tale verifica deve essere effettuata ad ogni tentativo: se i valori calcolati risultano superiori a quelli assegnati, affinché risultino più bassi nel tentativo successivo, è necessario ridurre la velocità del fluido.
Se si tratta del fluido interno, possiamo ridurre la $\mathbf{v_i}$ in due modi:

- **Aumentando n numero totale di tubi** (di conseguenza si ha un incremento di A_e e di U_e)
- **Diminuendo N numero di passaggi lato tubi** (di conseguenza i valori di A_e e di U_e sono minori)

Se si tratta del fluido esterno, possiamo ridurre la **$\mathbf{v_e}$ aumentando la distanza B tra i diaframmi verticali**.
Nel caso in cui le perdite di carico non siano assegnate, le velocità devono essere tali da non determinare per le perdite di carico valori superiori ai 20 psi: questo perché i costi di esercizio dipendono dalle perdite di carico.
E' evidente, quindi, che nel caso di uno scambiatore con un unico passaggio nei tubi è possibile spingere sul valore della velocità v_i senza per questo superare il limite imposto dalle perdite di carico; la situazione è ben diversa in presenza di 8 passaggi lato tubi in quanto abbiamo una lunghezza L molto elevata: in questo caso, per contenere le perdite di carico, dobbiamo necessariamente operare con velocità inferiori. Possiamo ragionare analogamente per le perdite di carico lato mantello: a seconda del numero di passaggi lato mantello, a parità di D_e, otteniamo perdite di carico diverse e, quindi, velocità differenti.
Ribadiamo che, alla fine di ogni tentativo, dobbiamo controllare i valori delle perdite di carico e questo sia per non eccedere i valori massimi, sia perché conviene sfruttare sempre tutto il Δp a disposizione in quanto con velocità più alte migliorano i coefficienti di scambio; questo secondo aspetto, comunque, deve essere valutato con attenzione.
Se, ad esempio, troviamo che le perdite di carico lato tubi sono pari a 4 psi al posto di 20 psi, in generale, ci conviene aumentare la velocità v_i in modo da restare entro i 20 psi perché, in questo modo, aumentando il coefficiente di scambio otteniamo una superficie minore; naturalmente, tale circostanza deve essere verificata in quanto non sempre migliorare h_i comporta un aumento del coefficiente di scambio globale U_e: infatti, se h_i è dello stesso ordine di grandezza o più basso di h_e allora effettivamente conviene aumentare v_i ma, se h_i è maggiore di h_e, aumentare v_i comporta un incremento di h_i ma ciò influisce poco sul coefficiente di scambio globale che sarà essenzialmente condizionato dal valore di h_e.

Scelta dei fluidi Non vi sono regole valide in assoluto per tutti i casi, per cui la scelta su quale fluido inviare lato mantello oppure lato tubi deve essere effettuata caso per caso; è vero, però, che è possibile individuare delle linee generali su cui basarsi per raggiungere tale obiettivo. Un primo approccio, estremamente pratico, suggerisce di effettuare i conti in entrambi i modi a disposizione, scegliendo la soluzione che fornisce il valore più alto del coefficiente di scambio globale (**Kern**).
Generalmente, si invia lato mantello il fluido meno corrosivo e più pulito, stante la maggior difficoltà di pulitura del mantello; al contrario, se si ha la necessità di utilizzare un fluido corrosivo lo si invia lato tubi e questi vengono realizzati con leghe opportune: in questo modo si evita di impiegare tali leghe per la realizzazione del mantello contenendo i costi.
Nella scelta del fluido da inviare lato mantello interviene anche la viscosità dei due fluidi. Lato mantello, l'impiego dei diaframmi verticali consente di impartire turbolenza e di aumentare le perdite di carico per attrito; quindi, un fluido che entro i tubi scorrerebbe in moto laminare deve essere inviato nel mantello allo scopo di aumentare l'efficienza dello scambio.
Si noti, inoltre, che i fluidi a pressione elevata devono essere inviati lato tubi per evitare di dover realizzare anche il mantello in modo tale da resistere alle alte pressioni(**Foust**).
A questo punto, per decidere quale dei due fluidi deve passare lato mantello e quale lato tubi, possiamo individuare le seguenti condizioni certamente valide in prima approssimazione:

Sporcamento se i fluidi utilizzati hanno diverso coefficiente di sporcamento, conviene inviare lato tubi il fluido che sporca maggiormente, in quanto è più facile pulire l'interno dei tubi che il mantello. Abbiamo visto, inoltre, che tale scelta (fluido lato tubi) deve essere effettuata anche per fluidi corrosivi oppure se tali fluidi devono essere trattati ad alta pressione.

Perdite di carico se i fluidi sporcano in ugual misura (o non sporcano affatto), conviene esaminare le perdite di carico; se le portate sono sensibilmente diverse, passa lato mantello il fluido con portata maggiore in quanto possiamo contenere le perdite di carico variando la distanza fra i diaframmi (in generale, la portata maggiore deve passare attraverso la sezione maggiore).

Isolamento termico se non ci sono né problemi di sporcamento né esigenze dovute al contenimento delle perdite di carico, passa lato tubi il fluido più caldo; in questo modo la superficie del mantello è certamente meno calda e ciò rende più semplice l'isolamento dello scambiatore verso l'esterno.

<u>Resistenze di sporcamento</u> Passiamo, ora, ad analizzare le resistenze di sporcamento che indicheremo con $R = R_i + R_e$; queste vengono assegnate oppure sono note tramite opportune tabelle: dipendono **dai fluidi utilizzati** ed **aumentano con il tempo di funzionamento dello scambiatore**. Si pone il problema, quindi, di valutare fino a quando è possibile tollerare l'incremento di R prima di procedere alla pulizia dello scambiatore: in altri termini, dobbiamo capire dopo quanto tempo è necessario effettuare la manutenzione, ma ciò dipende dal valore massimo ammissibile per R.
Per questioni essenzialmente economiche, il valore massimo ammissibile per R non può superare il 20÷25% delle resistenze di scambio: lo scambiatore, quindi, deve essere sovradimensionato proprio del 20÷25%. Si noti, però, che non tutti i fluidi sporcano allo stesso modo per cui, se adottassimo tale dimensionamento per tutti gli scambiatori, dovremmo effettuare in tempi diversi la manutenzione di scambiatori che utilizzano fluidi differenti; tale soluzione è intollerabile in quanto la manutenzione di ogni scambiatore implica la fermata di tutto l'impianto e, in questo modo, si ridurrebbe drasticamente il suo fattore di utilizzazione: in definitiva, la condizione economicamente più vantaggiosa, è quella che consente agli scambiatori un funzionamento continuo compatibile con il periodo di tempo che intercorre tra una fermata e l'altra dell'intero impianto. In generale, infatti, dopo 4÷5 anni si effettua una revisione completa dell'impianto, sia per gli aspetti chimici (di processo) che per quelli meccanici (delle strutture), della durata di 2 mesi e si procede alla manutenzione di tutte le apparecchiature; è evidente, quindi, che conviene concentrare in questo periodo la manutenzione di tutti gli scambiatori: a tale scopo, le resistenze dei vari scambiatori devono essere dimensionate sul tempo di manutenzione di tutto l'impianto (per questo motivo troviamo dei valori di R che sono il 5%, 15%, fino ad arrivare al massimo al 25% della resistenza globale).
Nel caso in cui, per coprire l'intervallo di tempo compreso tra due manutenzioni successive di tutto l'impianto, ci fosse bisogno di uno scambiatore con valore di R superiore a quello massimo consentito, conviene ricorrere all'impiego di due scambiatori più piccoli in modo tale da poter alternare le due unità tra produzione e manutenzione (scambiatore di riserva).

Analizziamo, ora, come si può effettuare il recupero del sovradimensionamento di uno scambiatore; supponiamo che lo scambiatore utilizzi un fluido di servizio, di portata w, per raffreddare un fluido caldo, di portata W, da una temperatura T_1 ad una temperatura T_2: il sovradimensionamento dello scambiatore determina un maggior raffreddamento del fluido caldo (cioè la temperatura di uscita è minore di quella di progetto T_2).

Per porre rimedio a tale situazione è sufficiente utilizzare una minore portata w del fluido di servizio; ciò comporta:

— una riduzione dei costi di pompaggio
— una riduzione della velocità del fluido di servizio
— una riduzione del corrispondente coefficiente di scambio
— una variazione del $\Delta t_{m.l.}$

Per regolare la portata w del fluido di servizio, in modo da ottenere per il fluido caldo proprio la temperatura T_2, si utilizza un sensore che misura la temperatura del fluido caldo in uscita e regola la portata w di conseguenza.
Si tenga presente che, per vari motivi, la temperatura di ingresso del fluido caldo può non essere esattamente uguale a T_1; in questo caso il calore scambiato non è pari a quello di progetto, ma ciò non ci interessa: l'importante è che la temperatura di uscita sia pari a T_2 (non è necessario controllare la temperatura di ingresso).

Nel caso in cui entrambi i fluidi siano da trattare (cioè nessuno dei due è un fluido di servizio di cui si può scegliere arbitrariamente la portata), non è possibile intervenire sulle portate per modificare le temperature di uscita: l'unica soluzione è quella di dimensionare opportunamente le resistenze di sporcamento.

Precisazioni sugli scambiatori a tubi concentrici

Ricordiamo che se la portata di progetto può passare in un unico tubo del diametro trovato ed alla velocità ottimizzata, allora lo scambiatore potrà essere a tubi concentrici; se, invece, per mantenere la velocità ottimale occorre un diametro elevato (>5 inch), conviene operare con più tubi in parallelo di diametro più piccolo: col crescere di questo numero, ad un certo punto, sarà conveniente utilizzare uno scambiatore a tubi e mantello.
Per gli scambiatori a tubi concentrici possiamo scrivere che:

$$\mathbf{Q = U_e\ A_e\ \Delta t_{m.l.}}$$

cioè il termine F non interviene più; mancherà, quindi, anche la relazione

$$\mathbf{F = F\ (T_1,\ T_2,\ t_1,\ t_2,\ K)}$$

In definitiva, vengono meno le incognite F e K ed 1 equazione; resta sempre da definire il numero di passaggi nei tubi e la geometria sezione anulare: a tal proposito si ha che

$$v_e = \frac{w}{\rho S_{an}}$$

dal valore desiderato di v_e fissiamo la sezione anulare S_{an} e, da questa, il suo diametro esterno D_{ean} in quanto si ha:

$$S_{an} = \frac{\pi D_{ean}^2}{4} - \frac{\pi D_e^2}{4}$$

avendo indicato con D_e il diametro esterno del tubo. In funzione della portata da utilizzare si ricava il numero di tubi in parallelo da disporre; generalmente, si adotta come scelta n = N cioè il fluido viene alimentato ad un unico tubo, ma può anche accadere che la portata sia non tanto bassa da poter essere trattata in un unico tubo né sufficientemente alta da dover ricorrere ad uno scambiatore a tubi e mantello: in questo caso si ricorre a 2÷3 tubi concentrici in parallelo anche se, tale soluzione, non è altro che una multiplazione di una apparecchiatura in più esemplari, per cui si perde il vantaggio dell'aggregazione dell'impianto.

Scambiatori a piastra Tali scambiatori sono costituiti da condotti in parallelo di sezione rettangolare ottenuti tramite l'accostamento di varie piastre; se in un condotto passa fluido caldo, nei due adiacenti deve passare fluido freddo: sono di potenzialità intermedia tra gli scambiatori a tubi concentrici e gli scambiatori a tubi e mantello.

Verifica di uno scambiatore

Sia nota la portata W di un fluido da raffreddare dalla temperatura T_1 alla temperatura T_2 mediante l'utilizzo di un fluido di servizio, disponibile alla temperatura t_1 e che raggiunge nello scambiatore la temperatura t_2; sono note, inoltre, sia le proprietà dei fluidi che il tipo di scambiatore utilizzato.
Un problema di verifica consiste nel calcolare il coefficiente di scambio globale U_e tramite la relazione:

$$\mathbf{Q = F\ U_e\ A_e\ \Delta t_{m.l.}}$$

dove sono note **Q**, $\mathbf{A_e}$, $\mathbf{\Delta t_{m.l.}}$ ed **F** (perché è noto il tipo di scambiatore) e confrontarlo, poi, con il valore di U_e calcolato attraverso la relazione

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{h_i D_i} + R_i + R_e$$

Generalmente, è sufficiente il calcolo di U_e in una sezione dello scambiatore, oppure, quando c'è da considerare una certa variabilità di U_e, se ne calcola un valore medio; spesso è sufficiente la media aritmetica dei valori di U_e calcolati nelle sezioni estreme.