



CALCOLO SCAMBIATORI DI CALORE

OVERVIEW

Soluzioni per l'energia termica
Thermal energy solutions





LA TRASMISSIONE DEL CALORE

GENERALITÀ

Allorché si abbiano due corpi a differenti temperature, la temperatura del corpo più caldo diminuisce, mentre la temperatura di quello più freddo aumenta. La progressiva riduzione della differenza di temperatura deve essere ricondotta a uno scambio di energia, scambio che persiste finché esiste la differenza di temperatura, ovvero quando si raggiunge l'equilibrio termico. Quando il trasferimento di energia avviene solo a causa di una differenza di temperatura e non viene fatto nessun lavoro dalla oppure sulla sostanza, esso è trattato da una scienza che prende il nome di **trasmissione del calore**. La trasmissione del calore è in sostanza energia che viene trasmessa in conseguenza di una differenza (gradiente) di temperatura ΔT .

Questo trasferimento di energia viene espresso come *quantità di calore q trasmessa nell'unità di tempo t* ; è un flusso di calore e prende il nome di *flusso termico $Q = q/t$* e si misura in W, dal momento che 1 J/s equivale ad 1 W; Q è perciò una potenza termica.

Il trasferimento di energia si realizza in tre modi:

- **conduzione**: quando il trasferimento di calore, prodotto dal gradiente di temperatura, avviene in un corpo solido oppure in un fluido in quiete;
- **convezione**: si tratta invece del trasferimento di calore che avviene tra una superficie ed un fluido in movimento dotati di temperature diverse;
- **irraggiamento**: tutte le superfici che si trovano ad una data temperatura emettono energia sotto forma di onde elettromagnetiche. Perciò, in assenza di un mezzo situato tra di esse, il calore tra le due superfici, a diversa temperatura viene trasferito per solo irraggiamento.

Quasi sempre queste forme di trasmissione coesistono.

QUANTITÀ DI CALORE

La quantità di calore, contenuto in un gas liquido, o in un corpo, in genere è:

$$q = c_p \cdot m \cdot \Delta T$$

dove si indica con: q = la quantità di calore, in J
 c_p = la capacità termica massica a pressione costante, in J/(kg · K)
 m = la massa del corpo, in kg
 ΔT = la differenza di temperatura, in K

Nella [tab.16.1](#) sono indicati i valori della capacità termica massica a pressione costante, relativa ad alcuni elementi fra i più comuni.



tab. 16.1
Capacità termica massica

MEZZO	c_p
Aria (a pressione atmosferica)	1.005
Alluminio	920
Rame	390
Olio	1.670 ÷ 2.140
Acciaio	460
Acqua	4.185
Zinco	385

CONDUZIONE

La conduzione avviene all'interno dei corpi solidi o di strati sottili di gas e liquidi. La quantità di calore trasmessa è data dalla seguente formula:

scambio termico
per conduzione

$$q = -\lambda \cdot A \cdot t \cdot \Delta T / \Delta x$$

essendo: q = la quantità di calore trasmesso, in J
 λ = la conduttività termica, in W/ (m K)
 A = l'area perpendicolare al flusso termico, in m²
 t = il tempo, in secondi
 ΔT = la differenza di temperatura, in K
 Δx = la distanza tra i due punti, in m

Di seguito riportiamo (tab.16.2), i coefficienti di conduttività termica più comuni.

tab. 16.2
Coefficiente di
conduttività termica

MEZZO	λ
Aria (a pressione atmosferica)	0,025
Alluminio	140 ÷ 220
Rame	145 ÷ 395
Olio	0,170
Acciaio	29 ÷ 58
Acqua	0,580
Zinco	113

CONVEZIONE

La convezione ha luogo nei gas e nei liquidi. La quantità di calore trasmesso è funzione diretta della velocità del mezzo.

Il calore trasmesso è dato dalla formula:

scambio termico
per convezione

$$q = \alpha \cdot A \cdot t \cdot (T_m - T_s)$$

essendo: q = la quantità di calore trasferito, in J
 α = il coefficiente dello strato limite, in W/(m² · K)
 A = l'area, in m²
 t = il tempo, in secondi
 T_m = la temperatura del mezzo, in K
 T_s = la temperatura della superficie, in K

In tale equazione, la scelta del valore di α è di difficile scelta, dato che esso è funzione della forma geometrica, del liquido e del gas, della velocità e delle proprietà termiche della superficie.

Le convezioni possono essere **libere** o **forzate**.



La **convezione libera** si ottiene per differenza nella massa volumica, dovuta alla differente temperatura.

La **convezione forzata** si ottiene a mezzo pompa o a mezzo di un agitatore.

Per convezione libera di aria α vale 5 ÷ 30
 Per convezione forzata di aria α vale 30 ÷ 300
 Per convezione forzata di acqua α vale 300 ÷ 11.000

IRRAGGIAMENTO

Per irraggiamento si intende, come detto, la trasmissione di energia calorifica da un corpo all'altro, mediante propagazione di onde elettromagnetiche.

Il calore trasmesso è dato da:

$$q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T^4 \cdot t$$

scambio termico per irraggiamento

essendo: q = la quantità di calore, in J

ε = fattore di emissività

σ = la costante di Stefan-Boltzman, in $W/(m^2 \cdot K) = 5,77 \cdot 10^{-8}$

A = l'area, in m^2

T = la temperatura, in K

t = il tempo, in secondi

Se due corpi sono a temperatura T_1 e T_2 , la quantità di calore trasmesso per irraggiamento, vale:

$$q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_1^4 + T_2^4) \cdot t$$

scambio termico fra il corpo 1 e il corpo 2 essendo $T_1 > T_2$

Il fattore di emissività ε si trova nella *tab. 16.3*.

SUPERFICIE	ε
Corpo nero assoluto	1,00
Alluminio lucidato	0,05
Lamiera d'acciaio laminata	0,66
Lamiera d'acciaio arrugginita	0,68
Lamiera d'acciaio lucidata	0,24
Ottone lucidato	0,04
Vetro	0,93

*tab. 16.3
Fattori di emissività*

TRASMISSIONE DI CALORE ATTRAVERSO PARETI

Quando lo scambio termico avviene tra due mezzi separati da una parete, si può scrivere che:

$$q = \mathcal{U} \cdot A \cdot \Delta T \cdot t$$

scambio termico attraverso pareti

essendo: q = la quantità di calore trasmesso, in J

\mathcal{U} = il coefficiente di trasmissione globale, in $W/(m^2 \cdot K)$

A = l'area, in m^2

ΔT = la differenza di temperatura, in K

t = il tempo, in secondi

Il coefficiente globale di trasmissione dipende dai coefficienti di trasmissione ai lati della parete, nonché dalla conduttività termica nella parete, secondo tale equazione:

$$1/\mathcal{U} = 1/\alpha_i + d/\lambda + 1/\alpha_e$$

inverso del coefficiente globale di trasmissione

essendo: α_i = il coefficiente di trasmissione relativi allo strato limite interno al tubo, in $W/(m^2 \cdot K)$,



α_e = il coefficiente di trasmissione relativi allo strato limite esterno al tubo, in $W/(m^2 \cdot K)$,

d = lo spessore della parete, in m

λ = la conduttività termica della parete, in $W/(m \cdot K)$

Se si avesse uno scambiatore aria-acqua con tubi di rame dello spessore di 1 mm, si potrebbe avere un \mathcal{U} uguale a:

$$1/\mathcal{U} = 1/1.300 + 0,001/200 + 1/130 = 0,008467$$

$$\mathcal{U} = 118,1 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$$

essendo: $\alpha_i = 1.300 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$

$\lambda = 200 \text{ W}/(m \cdot K)$

$\alpha_e = 130 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$

$d = 0,001 \text{ m}$

L'equazione sopra citata è valida solo per tubazioni pulite a pareti lisce.

Nelle tubazioni degli scambiatori, le tubazioni si presentano, dopo un certo periodo con una certa rugosità ed inoltre si presentano con un certo grado di sporco.

L'equazione che tiene conto di ciò diventa allora:

$$1/\mathcal{U} = 1/\alpha_e + f_e + d/\lambda \cdot \ln [d/(d - 2t)] + (f_i + 1/\alpha_i) \cdot [d/(d - 2t)]^2$$

essendo i coefficienti quelli visti prima, con l'aggiunta di:

f_e, f_i = rispettivamente i fattori di sporco all'esterno e all'interno del tubo

t = lo spessore del tubo di diametro d , in m

Valori tipici del fattore di sporco sono elencati nella [tab. 16.4](#).

[tab. 16.4](#)
Fattori di sporco

FATTORE DI SPORCO	f
acqua di mare	0,00010
acqua salmastra	0,00035
acqua di torre, trattata	0,00020
acqua di torre, non trattata	0,00055
acqua di pozzo o città	0,00020
olio lubrificante	0,00020
aria compressa	0,00035

SCAMBIATORI DI CALORE

SCAMBIATORI SENZA PASSAGGIO DI STATO

Uno scambiatore di calore è tipicamente un componente in cui l'energia viene trasferita da un fluido ad un altro attraverso una superficie solida. I meccanismi che governano questo trasferimento d'energia sono soprattutto quelli di convezione e di conduzione.

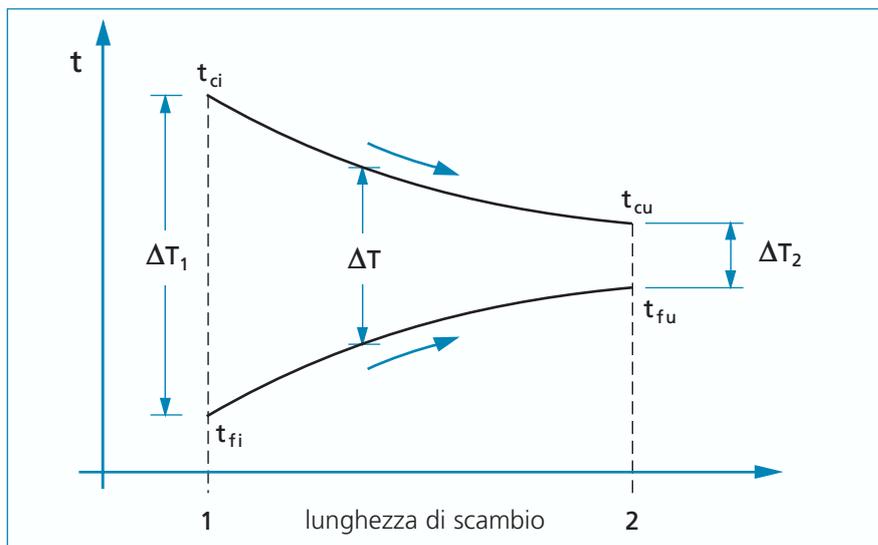
Esistono sostanzialmente due tipi di scambiatori in cui i fluidi, che corrono all'interno dell'unità, non sono soggetti a un passaggio di stato.

Nello **scambiatore a fascio tubiero**, utilizzato prevalentemente per liquidi, uno dei due fluidi scorre all'interno dei tubi, mentre l'altro ne lambisce la superficie esterna descrivendo un percorso, determinato dalla posizione di diaframmi trasversali i quali, oltre a generare turbolenza, provocano una componente della velocità del fluido in direzione normale ai tubi (flusso incrociato).

Lo **scambiatore compatto** è invece principalmente usato per il trasferimento di calore fra due gas oppure fra un gas ed un liquido.



Esso è costituito da una serie di tubi ai quali sono uniti trasversalmente o una serie di lamierini che costituiscono un pacco, oppure da una serie di alette.



tab. 16.5

Distribuzione di temperatura per uno scambiatore di calore in equicorrente

GLI SCAMBIATORI CON PASSAGGIO DI STATO

Molte applicazioni hanno come obiettivo il passaggio di stato di uno dei due fluidi. Lo scambiatore, molto spesso di derivazione dallo scambiatore a fascio tubiero, prende il nome di evaporatore quando si forma vapore e di condensatore quando invece si condensa una corrente di vapore.

CLASSIFICAZIONE BASATA SULLA CONFIGURAZIONE DEI FLUSSI

In base alla configurazione dei flussi, gli scambiatori sono definiti:

- **equicorrente:** quando i due flussi scorrono uno parallelo all'altro, nella stessa direzione; sono molto diffusi, ma la loro efficienza è piuttosto bassa (fig. 16.5);
- **a correnti incrociate:** quando i due flussi formano tra loro un angolo retto; sono abbastanza efficienti e impiegati data la facilità con cui il fluido può essere convogliato allo scambiatore (esempio: radiatori per autoveicoli);
- **controcorrente a flusso incrociato:** quando i due flussi formano tra loro ancora un angolo retto, ma il flusso nei tubi, inizialmente va in una direzione e poi con una conversione torna in direzione inversa; quindi lo scambiatore ha entrata ed uscita del fluido passante nei tubi sulla stessa testata; è molto più efficiente del precedente;
- **fascio tubiero a più passaggi:** quando il flusso è obbligato a percorrere lo scambiatore, cambiando spesso direzione a causa di diaframmi posti all'interno dello scambiatore.

PROGETTO DELLO SCAMBIATORE

Per progettare uno scambiatore bisogna correlare la quantità di calore trasmesso nell'unità di tempo Q con le temperature di ingresso e di uscita dei due fluidi e l'area A della superficie totale richiesta per quel dato scambio termico.

Tramite l'equazione di bilancio energetico di sistemi aperti al fluido caldo (pedice c) e al fluido freddo (pedice f), caratterizzati dalla portata in massa m_c ed m_f si possono ottenere due di queste espressioni.



L'equazione del bilancio energetico, scritta in termini di flusso termico e tramite le entalpie in uscita (pedice $_2$) e in ingresso (pedice $_1$) dei due fluidi è:

$$Q = m (h_2 - h_1)$$

Ricordando che, per un gas perfetto l'entalpia espressa in funzione della temperatura è:

$$h = c_p \cdot T$$

abbiamo una **prima equazione relativa al fluido freddo**, ovvero il flusso Q che entra nel fluido freddo, facendone aumentare la temperatura, è:

$$Q = m_f \cdot c_{pf} \cdot (t_{f2} - t_{f1})^{(1)}$$

essendo c_{pf} la capacità termica massica del fluido freddo.

Ma la sottrazione del flusso termico Q , fa diminuire la temperatura del fluido caldo dal valore di ingresso t_{c1} al valore di uscita t_{c2} e quindi **l'equazione per il flusso caldo** è:

$$Q = m_c \cdot c_{pc} \cdot (t_{c1} - t_{c2})$$

essendo c_{pc} la capacità termica massica del fluido caldo.

Noto il gradiente termico, oppure calcolato in base alle equazioni di bilancio sopra citate, si procede al dimensionamento dell'area A della superficie di scambio, con un'equazione che lega il calore trasmesso nell'unità di tempo Q tra i due fluidi con l'area A e la differenza media di temperatura ΔT_m dei due fluidi.

Scambio termico fra due fluidi tramite la superficie A

$$Q = \mathcal{U} \cdot A \cdot \Delta T_m$$

Il legame tra il flusso termico Q ed il prodotto dell'area A per la differenza media di temperatura è espresso dal **coefficiente globale di scambio \mathcal{U}** , che viene determinato empiricamente.

Nella **tab. 16.6** vengono riportati dei valori indicativi di \mathcal{U} , in $W/(m^2 \cdot K)$ per diverse condizioni di scambio termico molto usuali nelle applicazioni.

Definiamo pertanto il **coefficiente globale di scambio come il flusso termico Q trasmesso, attraverso una parete di area A unitaria, a seguito di una variazione di temperatura ΔT_m unitaria:**

$$\mathcal{U} = Q / (A \cdot \Delta T_m)$$

Coefficiente globale di scambio

tab. 16.6
Valori tipici del coefficiente globale di scambio

Combinazione di fluidi	Valore di \mathcal{U}
Acqua - acqua	850 ÷ 1700
Acqua - olio	110 ÷ 350
Gas - gas	10 ÷ 40
Vapore – olio combustibile denso	56 ÷ 170
Condensatore di vapore (acqua nei tubi)	1000 ÷ 6000
Scambiatore di calore a tubi alettati (acqua nei tubi, aria in corrente incrociata)	25 ÷ 50

L'espressione ΔT_m è chiamata, in modo corretto, **differenza di temperatura media logaritmica**, ed è definita dal rapporto:

$$\Delta T_m = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)$$

essendo ΔT_1 la differenza di temperatura iniziale, $t_{c1} - t_{f1}$ e ΔT_2 la differenza di temperatura finale del fluido $t_{c2} - t_{f2}$.

Differenza di temperatura media logaritmica

(1) - Trattandosi di differenza di temperature, per il calcolo Δt_m si può indifferentemente esprimere in gradi Celsius o gradi kelvin



Vedere la *fig. 16.6* per le differenze di temperatura media logaritmica ΔT_m per uno **scambiatore in equicorrente** ed in **controcorrente**

Nel caso di scambiatori a **correnti incrociate**, occorre introdurre un fattore di correzione F_{corr} per tener conto del fatto che questo flusso si avvicina, ma non è uguale a quello in controcorrente.

Esempio 1

Si abbia uno scambiatore a tubi concentrici, utilizzato per raffreddare dell'olio di un impianto. La portata dell'acqua di raffreddamento, che scorre all'interno del tubo di diametro $d_1 = 16$ mm, è $m_f = 0,12$ kg/s, mentre la portata dell'olio, che circola nel tubo esterno di diametro $d_2 = 30$ mm, è di $m_c = 0,06$ kg/s.

Olio ed acqua di raffreddamento entrano rispettivamente alle temperature $t_{c1} = 110$ °C e $t_{f1} = 30$ °C.

Assumendo un coefficiente globale di scambio $\mathcal{U} = 40$ W/(m²·K), si chiede la lunghezza del tubo necessaria affinché l'olio esca dallo scambiatore con una temperatura $t_{c2} = 70$ °C.

Si considera come valore della capacità termica massica per l'olio $c_{pc} = 2,15$ kJ/(kg·K) e per l'acqua $c_{pf} = 4,18$ kJ/(kg·K).

La lunghezza del tubo deriva dall'equazione già vista, e cioè:

$$Q = \mathcal{U} \cdot A \cdot \Delta T_m \quad \text{ovvero} \quad Q = \mathcal{U} \cdot \pi \cdot d_1 \cdot L \cdot \Delta T_m \quad \text{da cui:}$$

$$L = Q / (\mathcal{U} \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \Delta T_m)$$

Noti d_1 e \mathcal{U} si calcola Q attraverso il bilancio di flusso di calore scambiato attraverso la parete e quindi la differenza media di temperatura logaritmica.

$$Q = m_c \cdot c_{pc} \cdot (t_{c1} - t_{c2})$$

$$Q = 0,06 \text{ kg/s} \cdot 2150 \text{ J/(kg·K)} \cdot (110 \text{ °C} - 70 \text{ °C}) = 5.160 \text{ W} \quad (\text{fluido caldo})$$

mentre per fluido freddo è:

$$Q = m_f \cdot c_{pf} \cdot (t_{f1} - t_{f2}) \quad \text{da cui} \quad t_{f2} = t_{f1} + Q / (m_f \cdot c_{pf})$$

$$t_{f2} = 30 \text{ °C} + 5.160 \text{ W} / (0,12 \text{ kg/s} \cdot 4180 \text{ J/(kg·K)}) = 40,3 \text{ °C}$$

La differenza media di temperatura è:

$$\Delta T_m = [(110 - 40,3) - (70 - 30)] / \ln [(110 - 40,3) / (70 - 30)] =$$

$$= (69,7 - 40) / \ln (69,7 / 40) = 53,5 \text{ °C} = 53,5 \text{ K}$$

$$L = 5.160 \text{ W} / [40 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \cdot \pi \cdot 0,016 \text{ m} \cdot 53,5 \text{ K}] = 47,96 \text{ m} \approx 48 \text{ m}$$

Per trovare la differenza media di temperatura logaritmica si può far uso di nomogrammi, come quelli in *fig. 16.7* e *16.8*.

La ΔT_m in inglese viene chiamata LMTD (Log Mean Temperature Difference), mentre le varie differenze di temperatura sono chiamate GTTD ed LTTD ⁽²⁾

Secondo l'esempio visto prima si ha, facendo uso dei nomogrammi, con i valori:

$$\text{GTTD (o } \Delta T_1) = 69,7 \quad \text{e} \quad \text{LTTD (o } \Delta T_2) = 40$$

risulta che il valore letto è fra 53 e 54.

(2) - GTTD = greatest terminal temperature Difference = differenza delle temperature finali più alte
LTTD = Least Terminal Temperature Difference = differenza delle temperature finali più basse



Esempio 2

Uno scambiatore di calore deve portare 500 l/s di aria da 140 °C a 25 °C. La portata dell'acqua di raffreddamento è 0,9 kg/s e la sua temperatura è di 10 °C.
Se il coefficiente globale di scambio termico è $\mathcal{U} = 118 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, qual è la superficie A di scambio necessaria, trascurando la condensazione?

La massa volumica dell'aria è data da:

$$\rho = 10^5 / (287,1 \cdot 298,15) = 1,1682 \text{ kg}/\text{m}^3$$

La portata massica dell'aria è:

$$500 \cdot 1,1682 / 1.000 = 0,584 \text{ kg}/\text{s}$$

La capacità termica massica dell'aria è:

$$1.005 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

La capacità termica massica dell'acqua è:

$$4.185 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

La quantità di calore dello scambiatore, lato aria, è:

$$q_a = 0,584 \cdot 1.005 \cdot (140 - 25) = 67.496 \text{ W}$$

Per l'equilibrio tale carico deve essere uguale a quello ceduto all'acqua.

$$q_a = q_w = 0,9 \cdot 4.185 \cdot (t_{2w} - 10) = 67.496$$

$$t_{2w} = 67.496 / (0,9 \cdot 4.185) + 10 = 27,9 \text{ °C}$$

$$\Delta T_1 = \text{GTTD} = t_{1a} - t_{2w} = 140 - 27,9 = 112,1$$

$$\Delta T_2 = \text{LTTD} = t_{2a} - t_{1w} = 25 - 10 = 15$$

$$\Delta T_m = (112,1 - 15) / \ln(112,1 / 15) = 97,1 / 2,01 = 48,3$$

Pertanto: $q = \mathcal{U} \cdot A \cdot \Delta T_m$

da cui: $A = q / (\mathcal{U} \cdot \Delta T_m)$

$$A = 67.496 / (118 \cdot 48,3)$$

La superficie cercata è pertanto: $A = 11,85 \text{ m}^2$

fig. 16.6

Differenza di temperatura media logaritmica ΔT_m tra fluido più caldo «c» e fluido più freddo «f» per i tipi principali di scambiatori di calore.

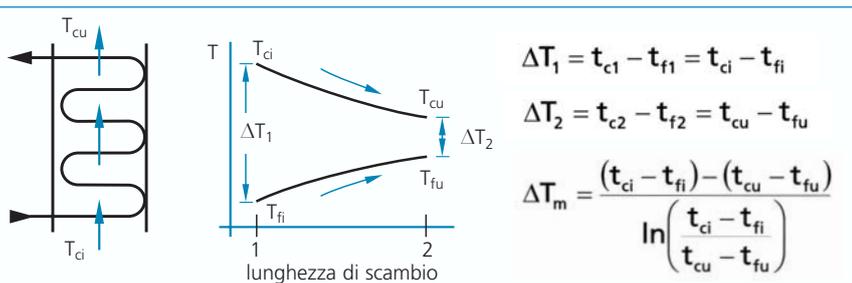


fig. 16.6 A

Scambiatore in equicorrente

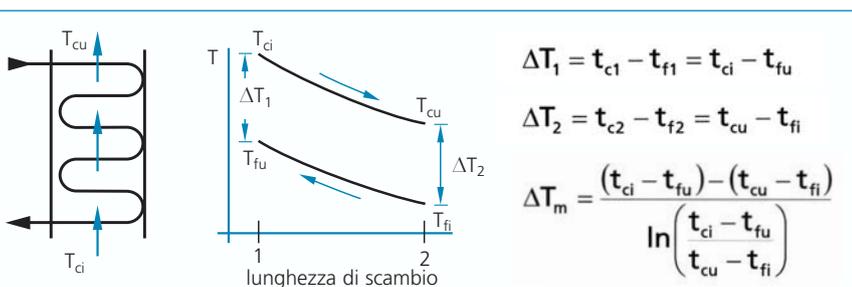
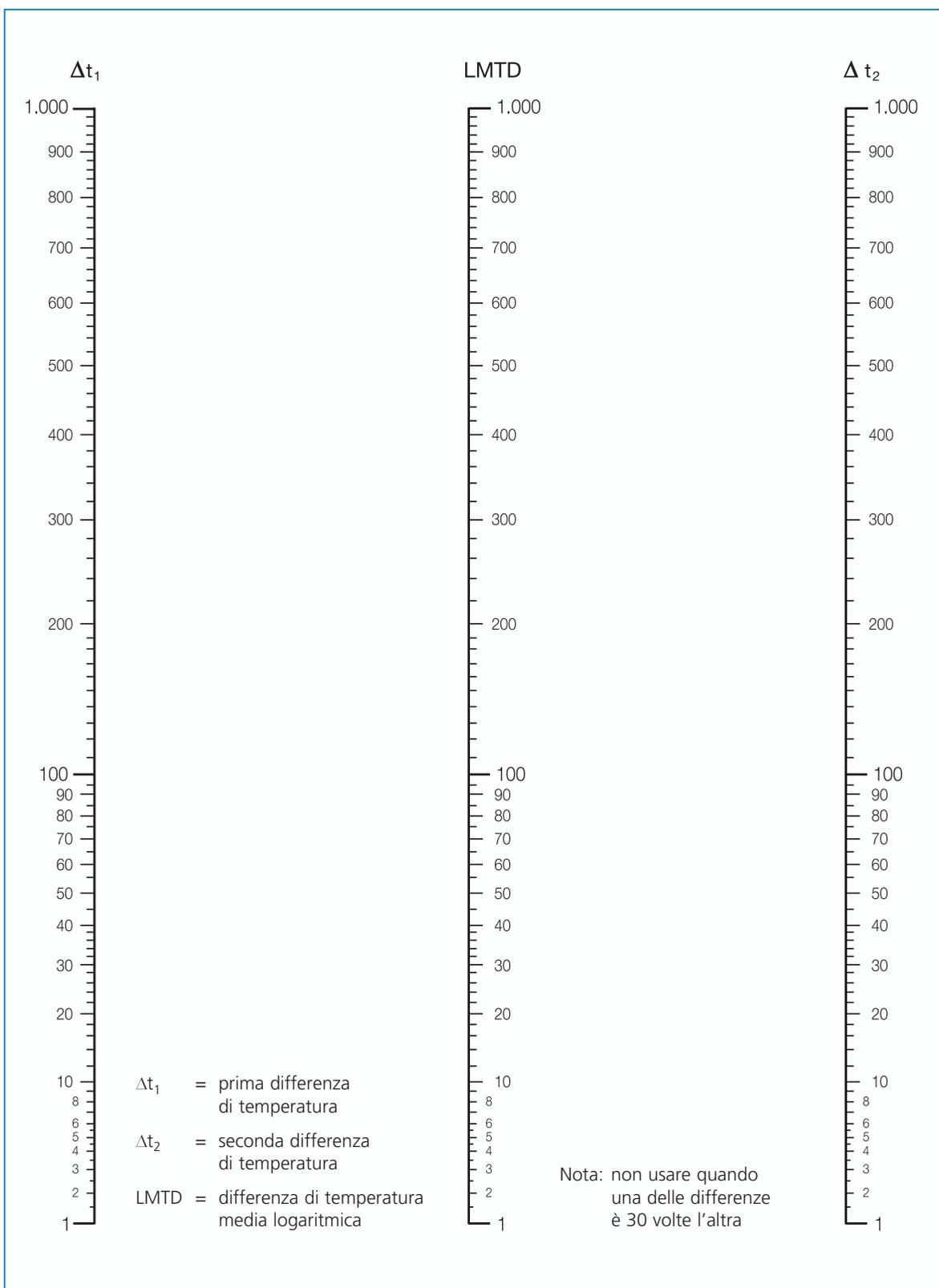


fig. 16.6 B

Scambiatore in controcorrente



NOMOGRAMMA PER LA DETERMINAZIONE DELLA DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA





NOMOGRAMMA PER LA DETERMINAZIONE DELLA DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA

