



Università Politecnica delle Marche
Facoltà di Ingegneria
corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 1
INTRODUZIONE AL CORSO

Università Politecnica delle Marche
Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche



FISICA TECNICA

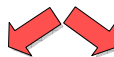
ENERGIA



- trasferimento**
- conversione**
- degradazione**

scienza che si basa su osservazioni sperimentali, l'esposizione delle leggi fondamentali può avere:

carattere fenomenologico



carattere postulatorio

**maggior rigore e sveltezza di
trattazione, per giungere più
rapidamente alle applicazioni**





CONTENUTI DEL CORSO

● **TERMODINAMICA APPLICATA**

● **principi generali nella forma di equazioni di bilancio**

- della massa
- dell'energia (1° principio)
- dell'entropia (2° principio)

● **proprietà delle sostanze (termodinamica degli stati)**

- calcolo delle proprietà secondo modelli
 - gas
 - vapori
 - liquidi



CONTENUTI DEL CORSO

● **TERMODINAMICA APPLICATA**

● **analisi termodinamica di componenti**

- pompe, compressori, turbine
- scambiatori di calore
- valvole

● **analisi termodinamica di sistemi**

- sistemi motori (conversione dell'energia)
 - a vapore
 - a gas
- sistemi operatori (trasferimento dell'energia)
 - refrigeratori
 - pompe di calore

● **miscele di gas e vapori**

- termodinamica dell'aria umida



CONTENUTI DEL CORSO

- **TRASMISSIONE DEL CALORE**
 - **comprensione dei fenomeni fisici**
 - **analisi dei modelli descrittivi**
 - **conduzione**
 - **convezione**
 - **irraggiamento**
 - **sviluppo di metodologie per il calcolo della velocità del trasferimento energetico e/o della distribuzione della temperatura**



UN PO' DI STORIA

- la scienza della **TERMODINAMICA APPLICATA** nasce agli inizi del secolo XIX
- cresce grazie ai contributi essenziali di **Sadi CARNOT (1796-1832)** **James Prescott JOULE (1818-1889)** **William THOMSON, LORD KELVIN (1824-1907)** **Rudolf CLAUSIUS (1822-1888)**
- agli inizi del secolo XIX la conversione **CALORE → LAVORO** trovava ampia applicazione nel motore a vapore
- quella tecnologia non si basava però sull'organico sviluppo di una scienza
- erano ancora senza risposta le domande:
 - ✓ qual è il limite massimo di energia meccanica ottenibile da una assegnata quantità di combustibile?
 - ✓ da quali parametri dipende questo limite?



UN PO' DI STORIA

SADI CARNOT (1796-1832)

- *Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance* (1824)
- la produzione di potenza meccanica nel motore a vapore non è dovuta al consumo di **calorico**, ma al suo trasporto da un corpo caldo ad uno freddo
- se esiste una differenza di temperatura può essere prodotta potenza meccanica
- la potenza meccanica ottenibile dal calore è indipendente dal fluido di lavoro usato, dipendendo soltanto dalle temperature dei corpi tra i quali il **calorico** è trasferito
- Carnot suggerisce il concetto di **DEGRADAZIONE ENERGETICA**: Se il calore passa direttamente dalla sorgente calda a quella fredda viene persa l'opportunità di ottenere il lavoro che la motrice a vapore avrebbe potuto sviluppare
- egli, però, pensa ancora che il lavoro sia ottenuto dal **PASSAGGIO** del calore dalla sorgente calda a quella fredda e non dalla sua **CONVERSIONE**
- analogia idraulica (**calore=acqua, differenza di temperatura=dislivello idraulico**)
- così come la quantità di acqua è identica a quella a valle, anche il **calorico** rimane immutato



UN PO' DI STORIA

- CARNOT pone le basi della **2a LEGGE DELLA TERMODINAMICA** prima che fosse acquisito il principio di conservazione dell'energia (**1a LEGGE DELLA TERMODINAMICA**)

RUDOLF CLAUSIUS (1822-1888)

- pubblicò lavori tra il 1851 ed il 1876
- enunciò che la termodinamica si basa su due principi distinti, conciliando così le accurate misure di **JOULE** sull'equivalenza tra calore e lavoro (**1a LEGGE**) ed i risultati di **CARNOT** (**2a LEGGE**)
- propose di chiamare **ENTROPIA** (εντροπη, in trasformazione) la grandezza la cui variazione infinitesima per un processo reversibile è esprimibile come:
- in uno dei suoi ultimi lavori scrisse:
 - ✓ l'energia dell'universo è costante (**1a LEGGE**)
 - ✓ l'entropia dell'universo tende ad un valore massimo (**2a LEGGE**)



TERMODINAMICA APPLICATA

termodinamica classica usa un approccio **MACROSCOPICO**, secondo il quale la materia è vista come un continuo, ignorandone la natura particellare. Tiene conto di quello che i nostri sensi possono rilevare delle proprietà e del comportamento della materia, e fornisce un metodo diretto e semplice per la risoluzione dei problemi ingegneristici

termodinamica statistica in realtà la materia è costituita da un numero grandissimo di particelle, le **molecole**. Descrivere il comportamento della materia dal punto di vista **MICROSCOPICO** richiederebbe la conoscenza del comportamento delle singole molecole e ciò rende il problema assai più complesso: l'unica possibilità è quella di affidarsi alla statistica, che considera il comportamento medio delle particelle



SISTEMI TERMODINAMICI

sistema termodinamico è una porzione di materia o di spazio che si prende in considerazione, relativamente ai quali verranno scritte le leggi generali e particolari

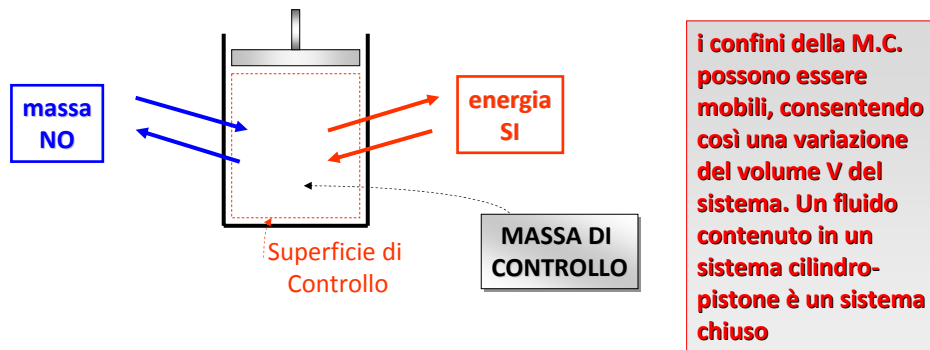
ambiente è la materia o lo spazio al di fuori del sistema

superficie di controllo (S.C.) i confini che individuano un sistema costituiscono la S.C.; essa è condivisa dal sistema e dall'ambiente e, in termini matematici, ha spessore nullo e pertanto non può né contenere massa né occupare volume



SISTEMI TERMODINAMICI

sistemi chiusi i confini del sistema non consentono flussi di massa

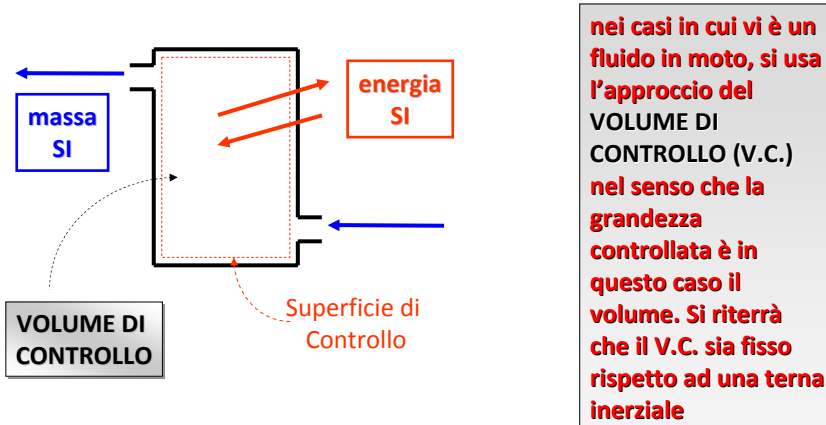


i sistemi chiusi sono studiati secondo l'approccio della MASSA DI CONTROLLO (M.C.) nel senso che la grandezza controllata è in questo caso la massa



SISTEMI TERMODINAMICI

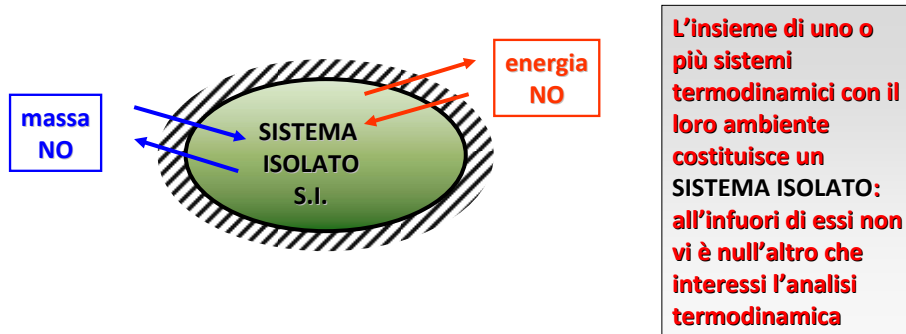
sistemi aperti i confini del sistema consentono flussi di massa





SISTEMI TERMODINAMICI

sistemi isolati i confini del sistema non consentono flussi di massa né di energia



PROPRIETA'

La descrizione macroscopica di un sistema è fatta in termini di **PROPRIETA'** fisiche che possono essere, in linea di principio, misurate con l'aiuto di appropriati strumenti di laboratorio

<i>nome</i>	<i>simbolo</i>	<i>unità di misura</i>
massa	m	kg
temperatura	T	K
volume	V	m ³
pressione	p	Pa = N · m ⁻²
densità	ρ	kg · m ⁻³
energia	E	J
energia interna	U	J



Le particolari classi di fenomeni studiati non richiedono la conoscenza di tutte le proprietà fisiche che caratterizzano il sistema termodinamico, bensì ciascuna analisi richiederà un numero limitato, in genere piuttosto piccolo, di proprietà legate alla particolare fenomenologia

PROPRIETA'**proprietà estensive**

si pensi di suddividere un sistema in un certo numero di sottosistemi. Una proprietà è **ESTENSIVA** se il suo valore per l'intero sistema è pari alla somma dei valori relativi a tutti i sottosistemi che lo compongono

volume, massa, energia

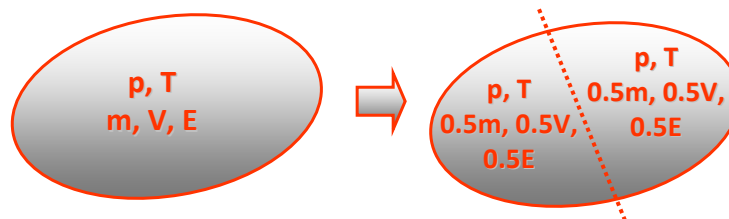
proprietà intensive

si supponga di far tendere ad un valore infinitesimo l'estensione di un sistema. Le proprietà i cui valori non tendono a zero sono dette **INTENSIVE**: il loro valore non dipende dalla estensione del sistema

temperatura, pressione

PROPRIETA'

un semplice criterio è applicabile ad un sistema per stabilire quale delle proprietà che lo caratterizzano è intensiva e quale estensiva
si suddivide il sistema in due parti uguali: ciascuna parte avrà le stesse proprietà intensive di prima, e proprietà estensive dimezzate





PROPRIETA'

proprietà specifiche se si divide una proprietà estensiva per la massa si definisce la relativa **PROPRIETÀ SPECIFICA**. Essa non dipende più dall'estensione del sistema, non gode della proprietà additiva e soddisfa alla definizione di proprietà intensiva



salvo poche eccezioni, con la lettera maiuscola si indica la proprietà estensiva e con la corrispondente minuscola quella specifica



STATO TERMODINAMICO ED EQUILIBRIO

stato termodinamico lo stato termodinamico di un sistema è costituito dall'insieme di valori delle proprietà che lo caratterizzano



si è constatato sperimentalmente che lo **STATO** di un sistema, descritto dal valore di n coordinate, è assegnato se sono fissati i valori di m ($m < n$) di queste



STATO TERMODINAMICO ED EQUILIBRIO

la termodinamica tratta dei sistemi in stato di equilibrio. Si parla di stato di equilibrio termodinamico se il risultato delle misure macroscopiche eseguite sulle proprietà del sistema non muta nel tempo

equilibrio termodinamico

equilibrio termico

si ha quando la temperatura è la stessa in ogni punto del sistema, cioè se il sistema non presenta gradienti di temperatura che sono la causa del flusso termico

equilibrio meccanico

si ha quando in nessun punto vi sono variazioni di pressione nel tempo

equilibrio chimico

si ha quando la composizione chimica del sistema non varia nel tempo, cioè non si verificano reazioni chimiche



STATO TERMODINAMICO ED EQUILIBRIO

equilibrio locale il concetto di equilibrio è estendibile a sistemi infinitesimi di massa dm e volume dV ; si parla, in tal caso, di equilibrio locale

ad esempio la densità (in un punto) è definita

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow \Delta V'} \left(\frac{\Delta m}{\Delta V} \right)$$

(si è preferito non scrivere $DV \rightarrow 0$, ma $DV \rightarrow DV'$, in cui DV' è il più piccolo volume per il quale il numero di molecole contenute è significativo per le medie statistiche)

si ha quindi:

$$r = f(P, q)$$

la densità come le altre proprietà intensive, può variare nello spazio e nel tempo. Sia V il volume di un sistema. La massa ad esso associata può essere espressa come:

$$m = \int_V \rho \cdot dV$$

ovviamente se la densità è uniforme in V , si ha semplicemente:

$$m = \rho V$$

se si isola istantaneamente un sistema di massa dm e se non si osserva mutamento del suo stato nel tempo, il suo stato è di equilibrio. Le proprietà intensive del sistema dm sono tra loro correlate così come quelle che descrivono il sistema di dimensioni finite

si estende la metodologia ad un approccio che è più flessibile e che consente di avere più informazioni



TRASFORMAZIONI

processo o trasformazione ogni cambiamento che un sistema subisce passando da uno stato di equilibrio ad un altro si chiama processo o trasformazione. Il processo è descritto in termini delle coordinate che identificano gli stati iniziale e finale e dell'interazione energetica con l'ambiente o della nuova configurazione assunta dai vincoli esterni

trasformazione quasi statica se l'evoluzione del sistema avviene in un tempo sufficientemente lungo da rendere trascurabili i gradienti spaziali delle proprietà intensive e specifiche, di modo che ciascun stato intermedio dell'evoluzione è praticamente uno stato di equilibrio, si parla di **trasformazione quasi statica**

in teoria perché questa trasformazione avvenga sarebbe richiesto un tempo infinito: si tratta di una trasformazione ideale che non trova corrispondenza in alcun processo reale; in realtà è sufficiente che il tempo sia maggiore del tempo di rilassamento caratteristico del sistema, per considerare una trasformazione reale come quasi statica con un errore trascurabile



TRASFORMAZIONI

trasformazione quasi statica la trasformazione quasi statica, contrariamente ad una trasformazione reale, è descritta non solo dai valori che le proprietà assumono negli stati iniziale e finale e dai flussi energetici globali, ma dai valori delle coordinate che, punto per punto, caratterizzano gli stati di quasi equilibrio del sistema, nonché dai contributi energetici elementari che interessano tratti infinitesimi della trasformazione

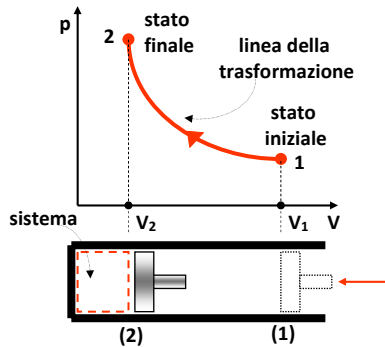
ha senso parlare di  **cammino della trasformazione**
equazione della trasformazione

in termini geometrici, all'equazione caratteristica di una sostanza pura corrisponde una superficie caratteristica, ed il cammino della trasformazione quasi statica è una curva tracciata da uno stato iniziale a uno stato finale sulla superficie caratteristica



TRASFORMAZIONI

trasformazione quasi statica i diagrammi delle trasformazioni, costruiti impiegando come coordinate le proprietà termodinamiche, sono molto utili nella visualizzazione delle trasformazioni stesse



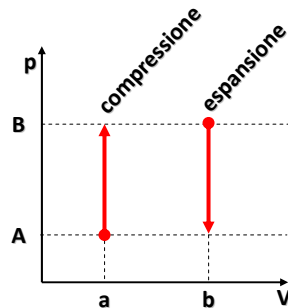
- la linea della trasformazione indica una serie di stati di equilibrio attraverso i quali il sistema passa durante la trasformazione e ha significato soltanto per le trasformazioni *quasi statiche*
- nel caso di trasformazioni *NON quasi statiche* non si può parlare di linea della trasformazione, poiché non è possibile individuare gli stati attraverso cui il sistema passa durante la trasformazione
- esse vengono pertanto rappresentate mediante una linea tratteggiata



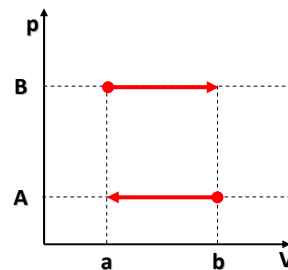
TRASFORMAZIONI

trasformazione quasi statica il prefisso *iso-* è usato di solito per designare una trasformazione nella quale una particolare proprietà rimane costante

isoterma isobara isocora isoentropica isoentalpica



isocore



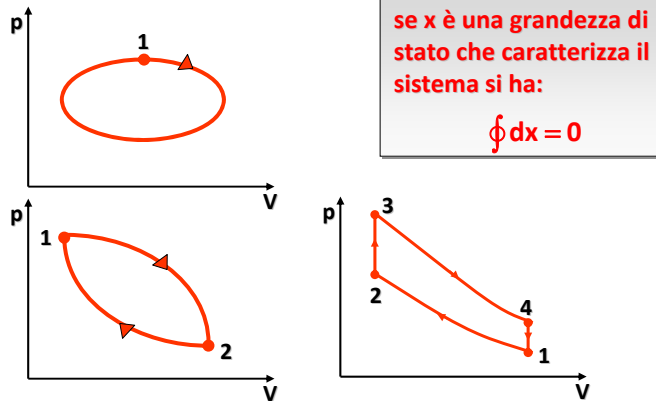
isobare



TRASFORMAZIONI

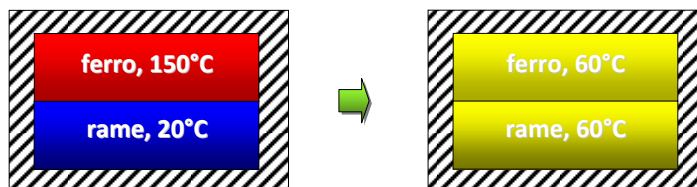
trasformazione ciclica (CICLO)

si dice che un sistema segue un **CICLO** se alla fine del processo ritorna nel suo stato iniziale, cioè gli stati iniziale e finale coincidono



TEMPERATURA

- la **TEMPERATURA** è una grandezza macroscopica, correlabile con il moto delle molecole e quindi con l'energia molecolare
- non è facile darne una definizione anche se è un concetto a noi familiare in quanto ad essa sono legati effetti fisiologici quali la "sensazione di caldo" o "di freddo"
- in realtà vedremo che tali sensazioni sono legate a situazioni di disequilibrio termico



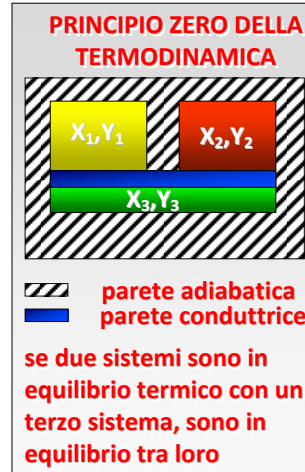
a) processo di scambio termico dal corpo a temperatura maggiore a quello a temperatura minore

b) il processo di scambio termico termina quando i due corpi sono alla stessa temperatura → **EQUILIBRIO TERMICO**



TEMPERATURA

- se il sistema A è in equilibrio termico con il sistema C e il sistema B è in equilibrio termico con il sistema C, allora anche i due sistemi A e B sono in equilibrio termico con il sistema C (il "termometro")
- **PRINCIPIO ZERO DELLA TERMODINAMICA** (Ralph H. Fowler, 1931)
- esiste una grandezza scalare, detta **TEMPERATURA**, che è una proprietà di tutti i sistemi termodinamici (in equilibrio), tale che l'uguaglianza di temperatura è una condizione necessaria e sufficiente per l'**equilibrio termico**

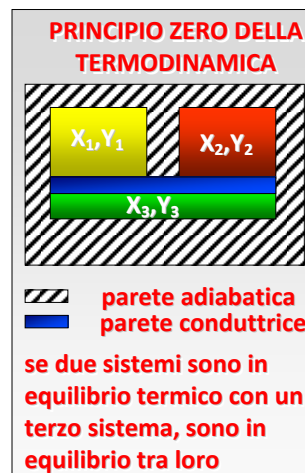


TEMPERATURA

la **TEMPERATURA** è una proprietà intensiva che può essere direttamente misurata correlandone la variazione per un sistema alla corrispondente variazione di una proprietà di un altro sistema detto **TERMOMETRO**, il cui stato è fatto variare vincolando le altre proprietà scelte come indipendenti

il sistema e il termometro debbono essere all'equilibrio termico essendo separati da pareti rigide e fisse ma non adiabatiche

se la lettura di due sistemi è uguale si può dire che questi hanno la stessa temperatura



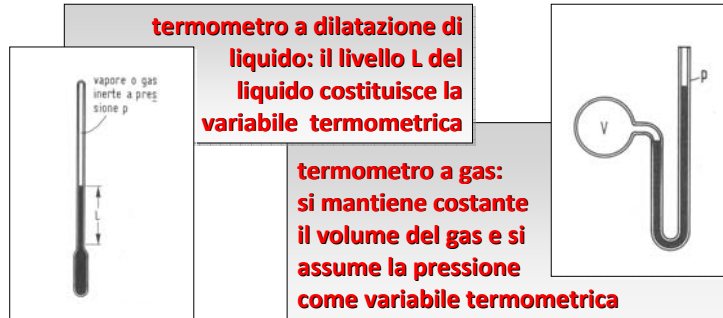


TEMPERATURA

la **TEMPERATURA** è una proprietà intensiva che può essere direttamente misurata correlandone la variazione per un sistema alla corrispondente variazione di una proprietà di un altro sistema detto **TERMOMETRO**, il cui stato è fatto variare vincolando le altre proprietà scelte come indipendenti

VARIABILE TERMOMETRICA

- il sistema e il termometro debbono essere all'equilibrio termico essendo separati da pareti rigide e fisse ma non adiabatiche



TEMPERATURA

dilatazione	VARIABILE TERMOMETRICA	
forza elettromotrice	resistenza elettrica	radiazione e.m.
pressione di un gas	suscettività magnetica	velocità del suono

indicata con x la **VARIABILE TERMOMETRICA** generica, si tratta di fissare la legge che collega i valori di tale variabile alla temperatura T :

- questa legge può essere qualsivoglia, di tipo lineare, quadratico, logaritmico, etc.

- ad esempio:

$$T = a \cdot X$$

per determinare la costante a si possono usare due metodi



TEMPERATURA

$T = a \cdot X$

per determinare la costante **a** si possono usare due metodi

1° si considerano DUE stati facilmente riproducibili

$$T(x_g) = a \cdot x_g \quad T(x_v) = a \cdot x_v \quad T(x) = \frac{T(x_v) - T(x_g)}{x_v - x_g}$$

2° si considera UNO stato facilmente riproducibile

$$T(x_1) = a \cdot x_1 \quad \frac{T(x)}{x} = \frac{T(x_1)}{x_1}$$

SCALE ASSOLUTE



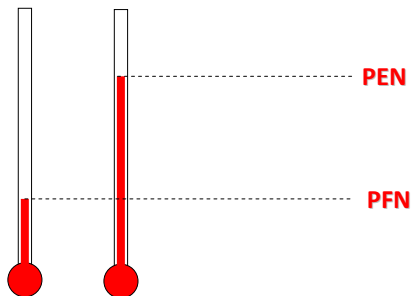
TEMPERATURA

1° si considerano DUE stati facilmente riproducibili

$$T(x_g) = a \cdot x_g \quad T(x_v) = a \cdot x_v \quad T(x) = \frac{T(x_v) - T(x_g)}{x_v - x_g}$$

adottato prima del 1954

i due stati facilmente riproducibili possono essere il **punto di fusione normale (PFN)** ed il **punto di ebollizione normale (PEN)** dell'acqua

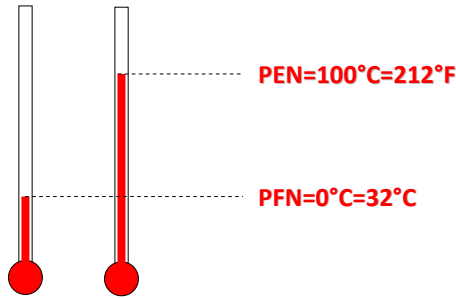




TEMPERATURA

se si sceglie: **PFN=0, PEN=100**
 si ottiene la **SCALA CENTIGRADA**
 intervallo diviso in 100 parti uguali = 1°C

se si sceglie: **PFN=32, PEN=212**
 si ottiene la **SCALA FAHRENHEIT**
 intervallo diviso in 180 parti uguali = 1°F



$$T[°C] = \frac{5}{9}(T[°F] - 32)$$

la scala centigrada fu sostituita nel 1948 dalla scala che usa i **GRADI CELSIUS [°C]**, così definita:

- il punto triplo dell'acqua è definito a 0.01°C
- in questa scala il PEN vale 99.975°C



TEMPERATURA

2° si considera UNO stato facilmente riproducibile

$$T(x_1) = a \cdot x_1 \qquad \frac{T(x)}{x} = \frac{T(x_1)}{x_1}$$

SCALE ASSOLUTE

adottato nel 1954

si è scelto il **PUNTO TRIPLO DELL'ACQUA**

- per definizione la temperatura del punto triplo dell'acqua è:

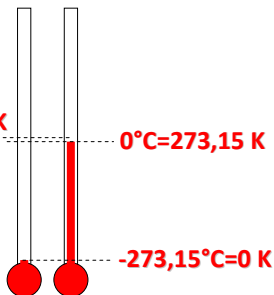
SCALA KELVIN

$$T_T = 273.16$$

$$273.16 = a \cdot x_T$$

$$T(x) = 273.16(x/x_T)$$

0,01°C=273,16 K
 punto triplo
 dell'acqua



l'unità di misura è il **KELVIN [K]**,
 definito come 1/273.16 della
 temperatura termodinamica del
 punto triplo dell'acqua



TEMPERATURA

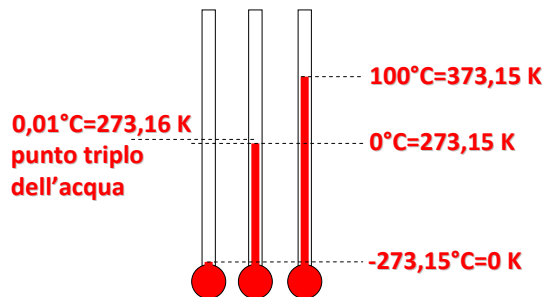
- l'attuale definizione operativa della temperatura utilizza come variabile termometrica il gas ideale a volume costante (coincide con la temperatura termodinamica)
- l'ampiezza del grado Celsius venne assunta uguale a quella del Kelvin

$$T[K] = t[^\circ\text{C}] + 273,15$$

$$t[^\circ\text{C}] = T[K] - 273,15$$

$$\Delta T[K] = \Delta t[^\circ\text{C}]$$

- nei Paesi anglosassoni la scala assoluta collegata alla Scala dei gradi Fahrenheit è la **scala RANKINE**



$$1 \text{ K} = 1^\circ\text{C} \quad t[^\circ\text{C}] = \frac{5}{9}(t[^\circ\text{F}] - 32)$$

$$t[^\circ\text{C}] = T[K] - 273,15 \quad 1 \text{ R} = 1^\circ\text{F} \quad T[K] = \frac{5}{9}T[\text{R}]$$

$$t[^\circ\text{F}] = T[\text{R}] - 459,67$$



TEMPERATURA

SCALA INTERNAZIONALE DI TEMPERATURA

- il termometro campione è quello a gas ideale, il cui uso è molto delicato ed è riservato a pochissimi laboratori
- è stato conveniente definire, mediante misure il più possibile accurate, eseguite con quel termometro, i valori delle temperature di punti facilmente riproducibili
- punti tripli o punti di fusione o ebollizione normale di sostanze pure
- l'insieme di questi punti, insieme alle regole che definiscono come deve essere fatta l'interpolazione tra i medesimi costituisce la **SCALA INTERNAZIONALE DI TEMPERATURA, ITS90**
- La ITS90 ha sostituito la **IPTS68**

le temperature misurate con termometri calibrati in accordo con la ITS90 si indicano con

$$t_{90} [^\circ\text{C}]$$

$$T_{90} [\text{K}]$$



TEMPERATURA

punti di definizione della ITS90

	T_{90}/K	$t_{90}/^{\circ}C$	Substance ^a	State ^b
1	3 to 5	-270,15 to -268,15	He	V
2	13,8033	-259,3467	e-H ₂	T
3	~17,0	~-256,15	e-H ₂ (or He)	V (or G)
4	~20,3	-252,85	e-H ₂ (or He)	V (or G)
5	24,5561	-248,5939	Ne	T
6	54,3584	-218,7916	O ₂	T
7	83,8058	-189,3442	Ar	T
8	234,3156	-38,8344	Hg	T
9	273,16	0,01	H ₂ O	T
10	302,9146	29,7646	Ga	M
11	429,7485	156,5985	In	F
12	505,078	231,928	Sn	F
13	692,677	419,527	Zn	F
14	933,473	660,323	Al	F
15	1234,93	961,78	Ag	F
16	1337,33	1064,18	Au	F
17	1357,77	1084,62	Cu	F

^a All substances except ³He are of natural isotopic composition, e-H₂ is hydrogen at the equilibrium concentration of the ortho- and para-molecular forms.

^b For complete definitions and advice on the realization of these various states, see "Supplementary Information for the ITS-90". The symbols have the following meanings:

V: vapour pressure point; T: Triple Point (temperature at which the solid, liquid and vapour phases are in equilibrium); G: gas thermometer point; M,F melting point, freezing point (temperature, at a pressure of 101 325 Pa, at which the solid and liquid phases are in equilibrium)

8/2010

36/1



PRESSIONE

- la **PRESSIONE** è la forza esercitata da un fluido su una superficie di area unitaria
- si parla di pressione soltanto nel caso di fluidi
- nei solidi la grandezza corrispondente alla pressione è la **tensione**
- l'unità di misura della pressione è il **PASCAL [Pa]**

$$1 \text{ [Pa]} = 1 \text{ [N}\cdot\text{m}^{-2}]$$

$$1 \text{ [bar]} = 10^5 \text{ [Pa]} = 0,1 \text{ [MPa]} = 100 \text{ [kPa]}$$

unità di misura tecniche

$$1 \text{ [kg}_f\cdot\text{m}^{-2}] = 1 \text{ [mm}_{\text{H}_2\text{O}}] = 9,81 \text{ [Pa]}$$

$$1 \text{ [kg}_f\cdot\text{cm}^{-2}] = 10^4 \text{ [kg}_f\cdot\text{m}^{-2}] = 98'100 \text{ [Pa]}$$

$$1 \text{ [atm]} = 101'325 \text{ [Pa]} = 1,013 \text{ [bar]} = 760 \text{ [mm}_{\text{Hg}}] = 10'333 \text{ [mm}_{\text{H}_2\text{O}}]$$

$$1 \text{ [ata]} = 1 \text{ [kg}_f\cdot\text{cm}^{-2}]$$

- [atm] atmosfera standard
- [ata] atmosfera tecnica

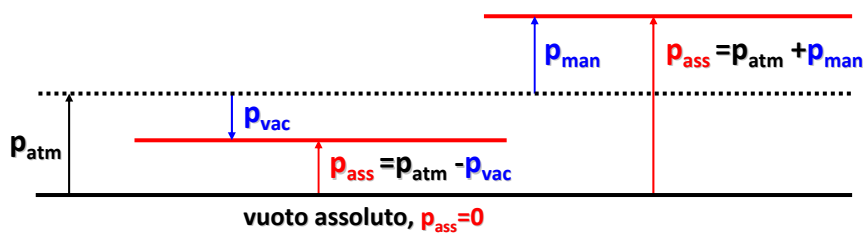
2/2011

37/1



PRESSIONE

- **PRESSIONE ASSOLUTA** è la pressione in una data posizione misurata rispetto al vuoto assoluto (pressione assoluta zero)
- **PRESSIONE RELATIVA** (o **pressione manometrica**): molto spesso la pressione è misurata calibrando gli strumenti in modo da indicare zero in corrispondenza della pressione atmosferica, così che indicano la differenza tra la pressione assoluta e la pressione atmosferica locale
- **PRESSIONE AL VACUOMETRO** è una pressione inferiore alla pressione atmosferica



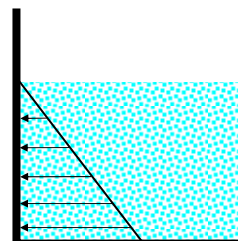
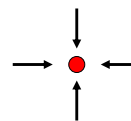
2/2011

38/1



PRESSIONE

- **PRESSIONE IN UN PUNTO**: essendo la pressione una forza per unità di superficie, si potrebbe pensare che essa sia un vettore; in realtà, la pressione in ogni punto di un fluido è la stessa in tutte le direzioni, Ovvero essa ha una intensità, ma non una specifica direzione: la pressione è una **GRANDEZZA SCALARE**
- pertanto la pressione non cambia in direzione orizzontale
- essa cambia invece in direzione verticale in un campo gravitazionale, per effetto dell'aumento del peso del fluido sovrastante il punto considerato



2/2011

39/1



PRESSIONE

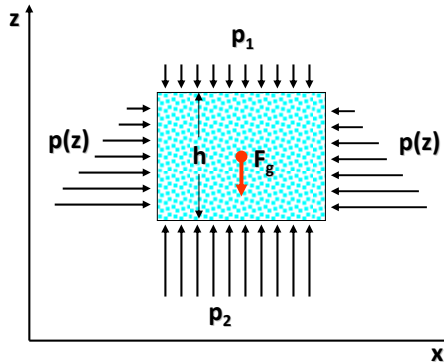
- si consideri un elemento rettangolare di fluido di altezza $\Delta z = h$ in **EQUILIBRIO IDROSTATICO**
- nella direzione x (e y) le forze di pressione ad ogni profondità si equilibrano, in quanto la pressione non varia in direzione orizzontale
- in direzione verticale si ha:

$$\sum F_z = 0$$

$$p_2 \cdot \Delta x \cdot \Delta y - p_1 \cdot \Delta x \cdot \Delta y = F_g = m \cdot g = (\rho \cdot \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z) g$$

$$p_2 = p_1 + (\rho \cdot g \cdot \Delta z) = p_1 + \rho \cdot g \cdot h$$

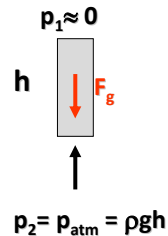
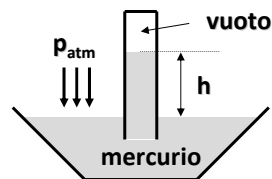
- ✓ ρ = densità del fluido
- ✓ h = profondità



PRESSIONE

MISURA DELLA PRESSIONE ATMOSFERICA

- **ATMOSFERA STANDARD:** pressione prodotta da una colonna di mercurio di 760 mm di altezza a 0 °C ($\rho_{Hg} = 13.595 \text{ kg}\cdot\text{m}^3$) per effetto della accelerazione di gravità standard ($g = 9.807 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$)
- La pressione atmosferica media varia da 101'325 [Pa] a livello del mare a 89,88; 79,50; 54,05; 26,5; 5,53 [kPa] ad altitudini di 1'000, 2'000, 5'000, 10'000 e 20'000 [m] rispettivamente



PRESSIONE

MISURA DELLA PRESSIONE: IL MANOMETRO

- **SECONDO L'IMPIEGO**
 - **MANOMETRI ASSOLUTI:** misurano la pressione del fluido assumendo come unità di misura la pressione atmosferica
 - **MANOMETRI DIFFERENZIALI:** misurano la differenza di pressione tra due fluidi diversi o fra due punti di uno stesso fluido
- **SECONDO IL FUNZIONAMENTO**
 - **MANOMETRI A LIQUIDO:** la pressione determina la variazione del livello di un liquido in un tubo di vetro graduato a lettura diretta
 - **MANOMETRI METALLICI:** La pressione determina la deformazione di un elemento elastico (un tubo, una capsula, un diaframma) collegato, mediante un meccanismo amplificatore ad un meccanismo indicatore; sono usati soprattutto nelle applicazioni industriali, in quanto più robusti ed adatti ad elevate pressioni, anche se meno precisi di quelli a liquido

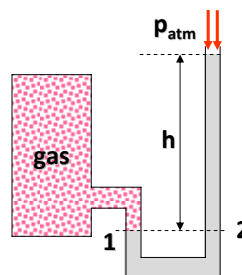
2/2011

42/1

PRESSIONE

MISURA DELLA PRESSIONE: IL MANOMETRO DIFFERENZIALE

- consiste in un tubo piegato a U, in vetro o plastica, contenente un liquido di densità nota
- la pressione nel gas è praticamente uguale a quella nel punto 1: $p_{\text{gas}} = p_1$
- poiché la pressione in un fluido non varia in direzione orizzontale: $p_2 = p_1$



$$p_{\text{gas}} = p_1 = p_2 = p_{\text{atm}} + \rho \cdot g \cdot h$$

$$\Delta p = p_{\text{gas}} - p_{\text{atm}} = \rho \cdot g \cdot h$$

✓ ρ = densità del fluido manometrico

si osservi che l'area della sezione trasversale del tubo non ha alcuna influenza sulla altezza differenziale h e quindi sulla misura della pressione

2/2011

43/1



bibliografia

- ✓ **Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009**
- ✓ **G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998**
- ✓ **P. Mazzei, R. Vanoli, *Fondamenti di termodinamica*, Liguori Editore, Napoli, 1982**
- ✓ **R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984**
- ✓ **R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996**
- ✓ **L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983**



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 2
TDA-PROPRIETA'

Università Politecnica delle Marche



Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche

PROPRIETÀ

La **TERMODINAMICA DEGLI STATI** si occupa dello studio delle metodologie per il calcolo delle **PROPRIETÀ** dei sistemi in differenti stati termodinamici

proprietà

- lo stato termodinamico di un sistema è costituito dall'insieme dei valori delle proprietà che lo caratterizzano
- l'evidenza sperimentale mostra che non tutte le proprietà sono indipendenti dalle altre, e che lo stato termodinamico può essere determinato in modo univoco dalla sola conoscenza delle proprietà indipendenti
- tutte le altre proprietà possono essere ricavate da quelle indipendenti
- una regola generale, nota come **POSTULATO DI STATO**, permette di determinare il numero di proprietà indipendenti necessarie a specificare lo stato di un sistema

8/2010

1/2



PROPRIETÀ

POSTULATO DI STATO

il numero di proprietà interne, intensive, indipendenti, necessario a definire lo stato di un sistema ad un componente è pari ad UNO PIÙ IL NUMERO DI MODI in cui esso può significativamente scambiare lavoro reversibile

proprietà

- si parla di **SISTEMA SEMPLICE** quando c'è solo **UN** modo significativo per scambiare lavoro reversibile
- per un sistema semplice, quindi, sono **DUE** le **PROPRIETÀ INDIPENDENTI** necessarie a fissare lo stato del sistema
- sebbene non esista nessun sistema veramente semplice, molti sistemi possono essere modellati come semplici, almeno per gli scopi di questo corso

SISTEMI SEMPLICI COMPRIMIBILI

sistemi semplici elastici

sistemi semplici magnetici

il solo modo di scambiare lavoro per un **SISTEMA SEMPLICE COMPRIMIBILE** è associato con un processo quasistatico di variazione di volume, dato da:

$$\int p dv$$

8/2010

2/2



PROPRIETÀ

proprietà

- per un **SISTEMA SEMPLICE COMPRIMIBILE** sono assenti (o marginali) gli effetti magnetici, elettrici, gravitazionali, legati alle forze d'inerzia ed alle forze superficiali
- qualora questi effetti debbano essere considerati, aumenta il numero delle proprietà necessarie ad identificare lo stato
- in definitiva, lo stato intensivo di un sistema semplice comprimibile è determinato da **SOLE 2 PROPRIETÀ INTENSIVE INDIPENDENTI**; le restanti proprietà possono essere calcolate con le cosiddette **EQUAZIONI DI STATO**
- per un sistema semplice comprimibile l'esperienza dice che temperatura e volume specifico possono essere assunte come variabili indipendenti e la pressione determinata come funzione delle altre due

$$p=p(v,T)$$

8/2010

3/2

PROPRIETÀ

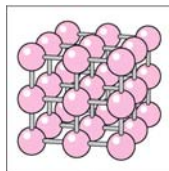
SOSTANZA PURA

- è una sostanza la cui composizione chimica non varî spazialmente nel sistema (acqua, azoto, ossigeno, anidride carbonica sono sostanze pure - elementi o composti chimici)
- anche miscele di elementi e/o composti sono sostanze pure se una miscela è omogenea; l'aria (miscela gassosa principalmente formata da N_2 ed O_2), pur essendo a più componenti, può essere considerata una sostanza pura
- una miscela di olio e acqua non è una sostanza pura, poiché essendo l'olio non solubile in acqua, si ha la formazione di due zone con composizioni chimiche diverse

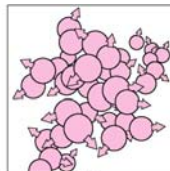
PROPRIETÀ

FASI DI UNA SOSTANZA PURA

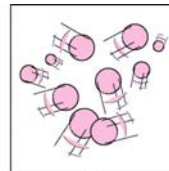
- le sostanze pure possono esistere in differenti fasi: a temperatura e pressione ambiente l'acqua è liquida (b), l'aria è un aeriforme (c), l'alluminio è un solido (a)



(a)



(b)



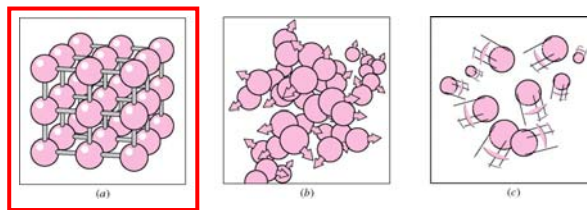
(c)

- ogni fase è caratterizzata da una sua struttura molecolare omogenea
- se nel sistema sono presenti più fasi, queste sono separate da ben identificabili superfici di confine
- acqua (liquida) e ghiaccio costituiscono una sostanza pura bifasica (fasi solida e liquida): anche se la p e la T sono uniformi, nel passare da una fase all'altra, le proprietà specifiche (volume specifico, energia interna specifica, calore specifico...) variano con DISCONTINUITÀ

PROPRIETÀ

FASE SOLIDA

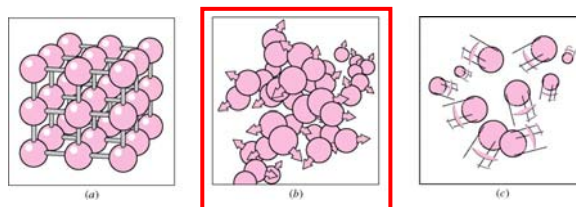
- le molecole sono disposte in un reticolo
- le distanze tra le molecole sono piccole per cui le forze intermolecolari sono intense, il che consente di mantenere le molecole in posizioni fisse (in realtà le molecole vibrano attorno alla posizione di equilibrio con velocità che dipende dalla temperatura)



PROPRIETÀ

FASE LIQUIDA

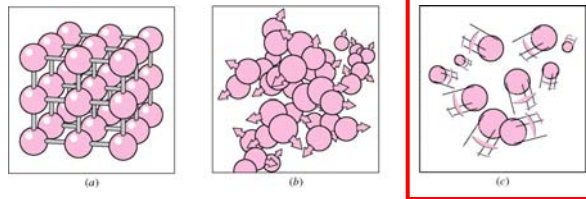
- le molecole non sono più vincolate in posizioni fisse tra loro
- gruppi di molecole si muovono l'uno rispetto all'altro, anche se all'interno del gruppo viene mantenuta una struttura ordinata
- generalmente la distanza tra le molecole subiscono un leggero aumento passando dalla fase solida alla fase liquida tranne rare eccezioni come l'acqua



PROPRIETÀ

FASE AERIFORME

- le molecole sono lontane le une dalle altre e non si ha alcuna struttura ordinata
- le forze intermolecolari sono deboli e le molecole nel loro moto casuale danno luogo ad urti tra loro e con le superfici del contenitore



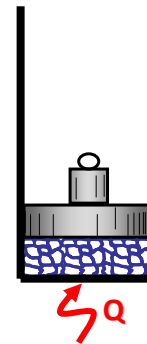
ESPERIMENTO $p-v-T$

SOSTANZA PURA

- allo scopo di esaminare il comportamento di una sostanza pura si descrivono alcuni semplici esperimenti
- le proprietà p , v , T sono **DIRETTAMENTE MISURABILI**, e il v e la T sono sempre tra loro indipendenti

comportamento $p-v-T$ - SOLIDO

- si consideri inizialmente una massa unitaria di sostanza pura in fase **SOLIDA** contenuta in un sistema pistone-cilindro
- si supponga di riscaldare la sostanza **isobaricamente** con una trasformazione reversibile
- la prima legge per una trasformazione isobara reversibile ($dq+vdp=dh$) informa che il calore ceduto al sistema è pari all'incremento di entalpia, il che si manifesta con un aumento della temperatura e del volume

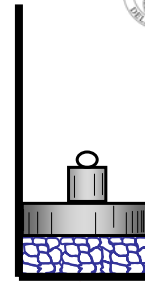




ESPERIMENTO pVT

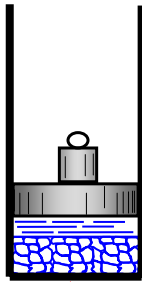
comportamento pVT - SOLIDO

- la dilatazione per effetto del riscaldamento è di piccolissima entità in quanto l'incremento di energia degli atomi, a causa della rigidità del reticolo cristallino, comporta solo un piccolo aumento della distanza interatomica



Q

proprietà



Q

comportamento pVT - FUSIONE

- somministrando ancora calore ha inizio il processo di *fusione* (il processo inverso è detto *solidificazione*), ossia si manifesta la fase liquida e contemporaneamente si nota che la temperatura resta costante
- in questa condizione il sistema è bifasico
- sebbene p e T siano uniformi all'interno del sistema bifasico, le proprietà specifiche come la densità, presentano una discontinuità passando da una fase all'altra

8/2010

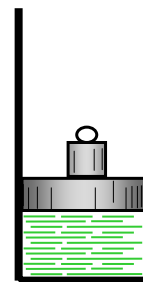
10/2



ESPERIMENTO pVT

comportamento pVT - LIQUIDO

- un'ulteriore somministrazione di calore comporta un aumento progressivo della massa della fase liquida fino alla completa scomparsa della fase solida
- la quantità di calore fornita al sistema per effettuare il cambiamento di fase dell'intera massa presente è una misura dell'entalpia di fusione
- quest'ultima può essere vista come somma della variazione di energia interna e del lavoro di variazione di volume scambiato con l'ambiente



Q

proprietà

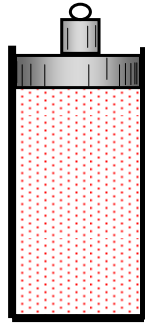
11/2



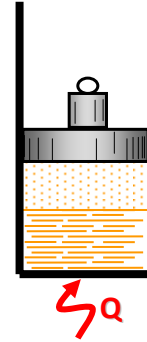
ESPERIMENTO pVT

comportamento pVT - VAPORIZZAZIONE

- il riscaldamento della sola fase liquida determina nuovamente un aumento della temperatura e del volume specifico fino a che non compare la fase aeriforme (o fase gassosa) ed ha inizio la **vaporizzazione** (il processo inverso è detto **condensazione** o **liquefazione**)



- l'energia termica fornita successivamente comporta un aumento della quantità di aeriforme a temperatura costante



comportamento pVT - AERIFORME

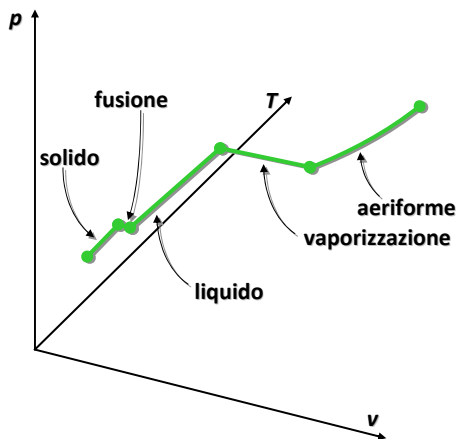
- quando la sostanza è tutta aeriforme il suo volume è notevolmente maggiore di quello della fase liquida

proprietà




COMPORAMENTO pVT

comportamento pVT



- riportando in un grafico tridimensionale pVT le terne di valori misurate durante gli esperimenti si ottiene una curva come quella a fianco
- ripetendo l'esperimento per differenti valori di pressione si osserva che i passaggi di fase solido-liquido e liquido-aeriforme avvengono a temperature differenti
- durante il cambiamento di fase esiste una corrispondenza biunivoca tra la temperatura e la pressione di un sistema bifasico in equilibrio

proprietà

Università Politecnica delle Marche 

Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche

COMPORTAMENTO pVT


regola delle fasi o di Gibbs $V=n-F+2$

n	→	numero delle sostanze
F	→	numero delle fasi coesistenti in equilibrio
V	→	varianza, numero di possibili variazioni, tra p e T , tali che F non cambi

regola delle fasi per un sistema monocomponente $V=3-F$

sistema a una sola fase	→	bivalente
sistema a due fasi	→	monovariante
sistema a tre fasi	→	invariante PUNTO TRIPLO

14/2

Università Politecnica delle Marche 

Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche

COMPORTAMENTO pVT

regola delle fasi o di Gibbs $V=n-F+2$

n	→	numero delle sostanze
F	→	numero delle fasi coesistenti in equilibrio
V	→	varianza, numero di possibili variazioni, tra p e T , tali che F non cambi

regola delle fasi per un sistema monocomponente $V=3-F$

sistema a una sola fase	→	bivalente
sistema a due fasi	→	monovariante
sistema a tre fasi	→	invariante PUNTO TRIPLO

- se l'esperimento viene ripetuto ad una nuova pressione, inferiore a quella del punto triplo per la sostanza impiegata, il riscaldamento del solido causerà il passaggio di fase solido-aeriforme che è detto **sublimazione** (il processo inverso è detto **condensazione**)
- la quantità di calore fornita perché l'intera massa sublimi è una misura dell'**entalpia di sublimazione**
- anche in questo caso se si ripete l'esperimento per diversi valori di pressione, sempre inferiori a quelli del punto triplo, si osserva che il passaggio di fase solido-aeriforme avviene per differenti temperature
- in particolare, al diminuire della pressione la temperatura diminuisce
- se si esegue il passaggio di fase liquido-aeriforme per riscaldamento isobarico, facendo crescere la pressione dal valore minimo (quello del punto triplo) si osserva che la differenza tra i valori delle proprietà specifiche relative alle due fasi decresce monotonicamente

15/2



COMPORTAMENTO $p-v-T$

PUNTO CRITICO

proprietà

- per un assegnato valore della pressione, caratteristico della sostanza, la differenza si annulla
- questa **PRESSIONE** è detta **CRITICA**, così come la corrispondente **TEMPERATURA**
- pressione e temperatura critiche caratterizzano lo stato intensivo della sostanza che è detto **STATO CRITICO**
- se si riscalda isobaricamente una sostanza pura in fase liquida ad una pressione maggiore di quella critica non si osserverà alcun cambiamento di fase e tutte le proprietà specifiche varieranno con continuità
- per tale motivo è invalsa la consuetudine di parlare di **fluido** allorché la sostanza è ad una **pressione maggiore di quella critica**
- analogamente comprimendo isotermicamente una sostanza a temperatura maggiore di quella critica non si osserverà alcun cambiamento di fase
- la **temperatura critica** può essere definita come quel valore di temperatura che, se superato, non consente, per compressione isoterma, la liquefazione della fase aeriforme

8/2010

16/2



SUPERFICIE CARATTERISTICA

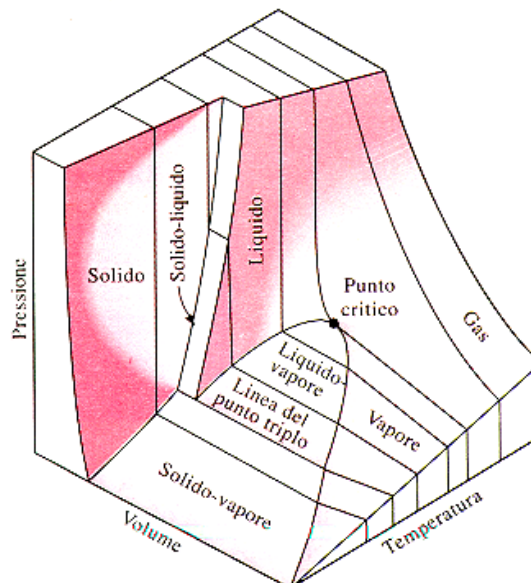
proprietà

- gli stati di equilibrio di un sistema p, v, T ad un componente possono essere rappresentati da una superficie in uno spazio a 3 dimensioni; tale superficie è detta

SUPERFICIE CARATTERISTICA

- essa rappresenta l'Equazione di Stato (EOS)

$$p = f(v, T)$$



8/2010



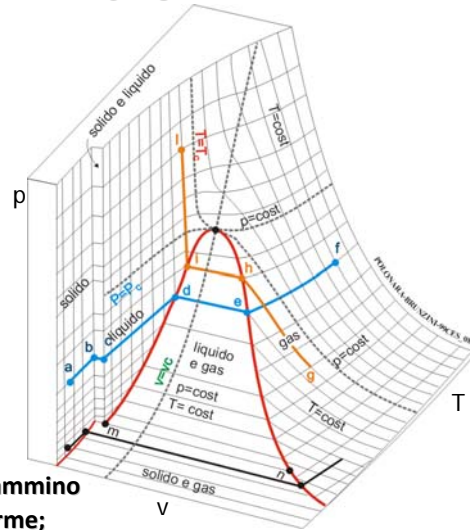
SUPERFICIE CARATTERISTICA

proprietà

- si immagini di eseguire l'esperienza di riscaldamento isobarico misurando le proprietà pressione, temperatura e volume specifico e di ripeterlo per valori di pressione crescenti
- l'insieme dei dati raccolti consentirebbe di ottenere una parte della superficie caratteristica

$$p=f(v,T)$$

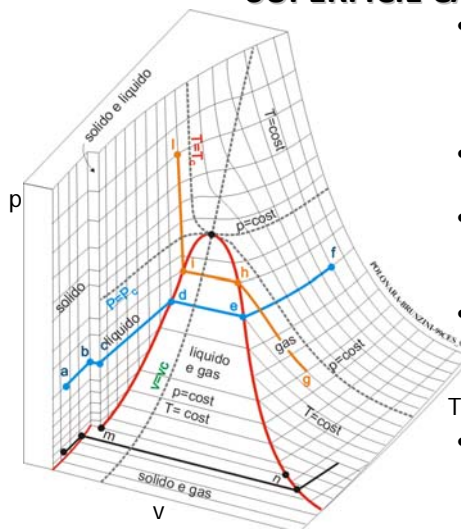
- la linea tratteggiata **abcdef** rappresenta gli stati termodinamici relativi al riscaldamento alla pressione p_a
- la linea tratteggiata **ghil** rappresenta il cammino di una compressione isoterma dell'aeriforme; in particolare, essendo T_g minore della temperatura critica, al compressione causa il passaggio di fase aeriforme-liquido



SUPERFICIE CARATTERISTICA

proprietà

- l'insieme dei punti dei possibili stati MONOFASICI costituiscono tre regioni corrispondenti alla fase solida, liquida ed aeriforme
- tali regioni sono separate da altre tre che rappresentano gli stati bifasici
- un sistema plurifasico in equilibrio è detto SATURO così come ciascuna delle fasi presenti
- le linee che delimitano la regione bifasica sono rappresentative di stati in cui la sostanza è ancora in condizioni di saturazione
- in particolare per la miscela liquido-aeriforme si avranno rispettivamente solo liquido saturo e solo vapore saturo e quindi



linea mC → linea del liquido saturo o CURVA LIMITE INFERIORE

linea nC → linea del vapore saturo secco o CURVA LIMITE SUPERIORE



SUPERFICIE CARATTERISTICA

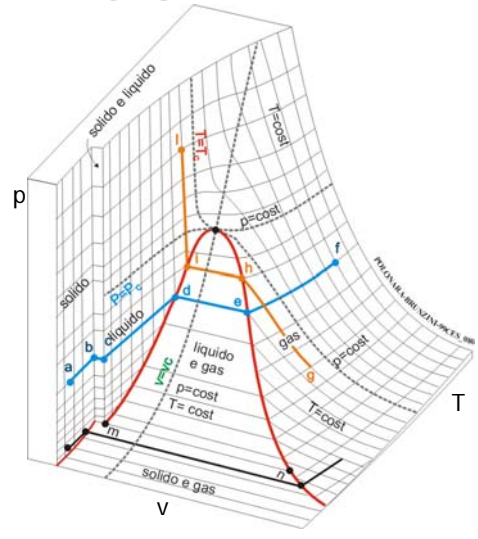
proprietà

liquido sottoraffreddato o compresso
 ↓
 stati il cui punto rappresentativo è a sinistra della curva limite inferiore

vapore saturo
 ↓
 stati interni alla regione bifasica liquido-gas

vapore saturo secco
 ↓
 stati sulla curva limite superiore

vapore surriscaldato
 ↓
 stati compresi tra la curva limite superiore e l'isoterma critica



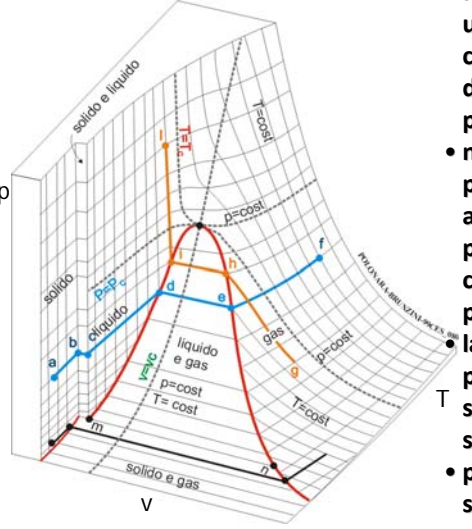
8/2010

20/2



SUPERFICIE CARATTERISTICA

proprietà



- nelle tre regioni monofasiche lo stato è univocamente determinato dalla conoscenza dei valori di una qualsiasi coppia di coordinate tra p , v e T , in quanto le tre proprietà sono tra loro indipendenti
- nelle regioni bifasiche invece temperatura e pressione sono tra loro dipendenti: fissata, ad esempio, la temperatura due fasi possono coesistere in equilibrio in corrispondenza di un solo valore di pressione
- la conoscenza di p e T , in questo caso, non permette di individuare univocamente lo stato, ma il segmento lungo infiniti possibili stati di equilibrio della miscela
- per questo motivo le tre regioni bifasiche sono dei settori cilindrici con generatrice parallela all'asse dei volumi specifici

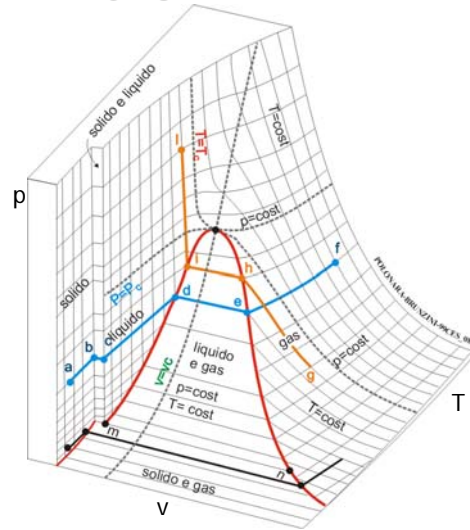
21/2



SUPERFICIE CARATTERISTICA

proprietà

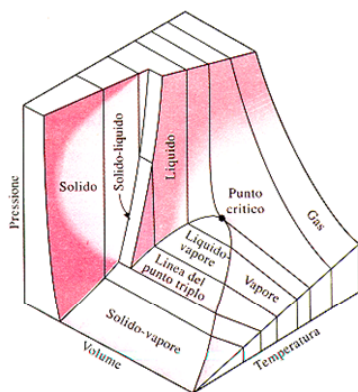
- i valori della proprietà volume specifico relativi al liquido saturo e al vapore saturo secco sono diversi
- se, fissata la pressione, si valuta il v del liquido saturo si vede che questo è assai minore del valore che compete al vapore saturo secco



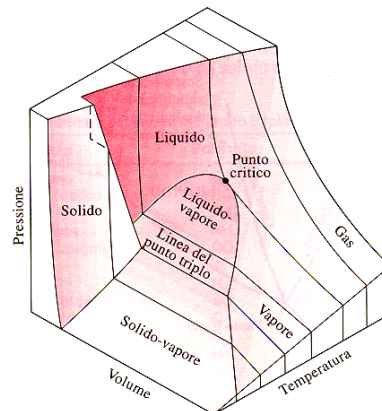
SUPERFICIE CARATTERISTICA

proprietà

- superficie $p-v-T$ per acqua, bismuto, antimonio, gallio



- forma della superficie $p-v-T$ per la gran parte delle sostanze

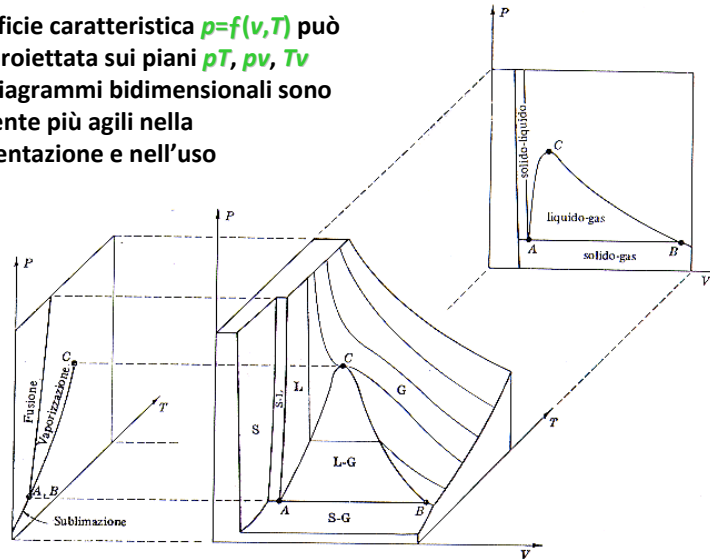




SUPERFICIE CARATTERISTICA

- la superficie caratteristica $p=f(v,T)$ può essere proiettata sui piani pT , pV , Tv
- questi diagrammi bidimensionali sono ovviamente più agili nella rappresentazione e nell'uso

proprietà



8/2010

24/2



bibliografia

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998
- ✓ P. Mazzei, R. Vanoli, *Fondamenti di termodinamica*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996
- ✓ L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983

2/2011

25/2



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 3
TDA-PROPRIETA'/2



PROPRIETÀ

La **TERMODINAMICA DEGLI STATI** si occupa dello studio delle metodologie per il calcolo delle **PROPRIETÀ** dei sistemi in differenti stati termodinamici

proprietà

- lo stato termodinamico di un sistema è costituito dall'insieme dei valori delle proprietà che lo caratterizzano
- l'evidenza sperimentale mostra che non tutte le proprietà sono indipendenti dalle altre, e che lo stato termodinamico può essere determinato in modo univoco dalla sola conoscenza delle proprietà indipendenti
- tutte le altre proprietà possono essere ricavate da quelle indipendenti
- una regola generale, nota come **POSTULATO DI STATO**, permette di determinare il numero di proprietà indipendenti necessarie a specificare lo stato di un sistema



PROPRIETÀ

POSTULATO DI STATO

il numero di proprietà interne, intensive, indipendenti, necessario a definire lo stato di un sistema ad un componente è pari ad UNO PIÙ IL NUMERO DI MODI in cui esso può significativamente scambiare lavoro reversibile

- si parla di **SISTEMA SEMPLICE** quando c'è solo **UN** modo significativo per scambiare lavoro reversibile
- per un sistema semplice, quindi, sono **DUE** le **PROPRIETÀ INDIPENDENTI** necessarie a fissare lo stato del sistema
- sebbene non esista nessun sistema veramente semplice, molti sistemi possono essere modellati come semplici, almeno per gli scopi di questo corso

SISTEMI SEMPLICI COMPRIMIBILI

sistemi semplici elastici

sistemi semplici magnetici

il solo modo di scambiare lavoro per un **SISTEMA SEMPLICE COMPRIMIBILE** è associato con un processo quasistatico di variazione di volume, dato da:

$$\int p dv$$

8/2010

2/3

Università Politecnica delle Marche

Dipartimento di Energetica

PROPRIETÀ

- per un **SISTEMA SEMPLICE COMPRIMIBILE** sono assenti (o marginali) gli effetti magnetici, elettrici, gravitazionali, legati alle forze d'inerzia ed alle forze superficiali
- qualora questi effetti debbano essere considerati, aumenta il numero delle proprietà necessarie ad identificare lo stato
- in definitiva, lo stato intensivo di un sistema semplice comprimibile è determinato da **SOLE 2 PROPRIETÀ INTENSIVE INDIPENDENTI**; le restanti proprietà possono essere calcolate con le cosiddette
- per un sistema semplice comprimibile l'esperienza dice che temperatura e volume specifico possono essere assunte come variabili indipendenti e la pressione determinata come funzione delle altre due

EQUAZIONI DI STATO

$$p=f(v,T)$$

8/2010

3/3



EQUAZIONI DI STATO

proprietà

- **l'EQUAZIONE DI STATO di una sostanza pura:**
 - ✓ è ricavata empiricamente
 - ✓ non può essere dedotta dalle leggi della termodinamica
 - ✓ nella sua forma generale può essere predetta da ipotesi sulla struttura microscopica della materia
- una **unica EQUAZIONE DI STATO** che descriva tutti gli stati di esistenza di una sostanza (in pratica la **SUPERFICIE CARATTERISTICA**) è assai complicata
- si preferisce semplificare l'equazione di stato restringendo il suo valore a delle zone ben definite della superficie caratteristica, di interesse per la tecnica
- in queste zone le proprietà si calcolano semplificando l'equazione di stato e utilizzando diagrammi e tabelle
- al di fuori di queste zone occorre utilizzare equazioni di stato più articolate e complesse che possono essere reperite sui manuali o implementate in appositi software di calcolo delle proprietà dei fluidi di interesse per la tecnica (es. idrocarburi, refrigeranti etc.)



EQUAZIONI DI STATO

proprietà

- si preferisce semplificare l'equazione di stato restringendo il suo valore a delle zone ben definite della superficie caratteristica, di interesse per la tecnica
- in queste zone le proprietà si calcolano semplificando l'equazione di stato e utilizzando diagrammi e tabelle

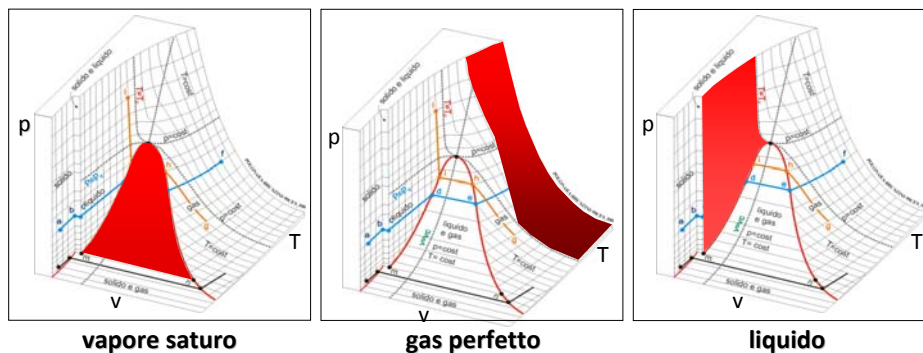




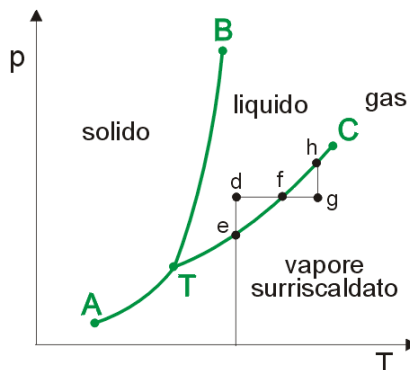
DIAGRAMMA PRESSIONE-TEMPERATURA

proiezione sul piano pT



diagramma di fase

- poiché le regioni bifasiche della superficie caratteristica sono rappresentate da settori cilindrici con generatrice parallela all'asse del volume specifico, le loro proiezioni sul piano pT sono delle linee e, in particolare, la linea comune alle tre regioni bifasiche si proietta in un punto



AT → linea di sublimazione

TB → linea di liquefazione

TC → linea di vaporizzazione o ebollizione

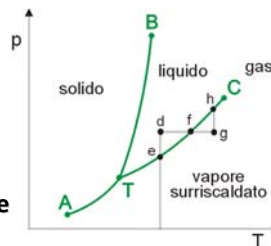
CURVA DI SATURAZIONE

T → PUNTO TRIPLO



DIAGRAMMA PRESSIONE-TEMPERATURA

- per le sostanze che solidificando si contraggono (come quella rappresentata nella figura) la linea di liquefazione (o di fusione) ha pendenza positiva
- per le sostanze che solidificando si contraggono (come l'ACQUA) la linea di liquefazione (o di fusione) ha pendenza negativa
- le zone della superficie caratteristica rappresentative delle condizioni di equilibrio monofasico si proiettano in aree



stato d
liquido sottoraffreddato (o compresso)



temperatura inferiore al valore di saturazione corrispondente alla stessa pressione (raffreddamento isobarico da f)

o

pressione superiore al valore di saturazione corrispondente alla stessa temperatura (compressione isoterma da e)

stato g
vapore surriscaldato



temperatura maggiore del valore di saturazione corrispondente alla stessa pressione

o

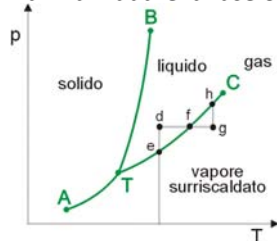
pressione inferiore al valore di saturazione corrispondente alla stessa temperatura (stati a sinistra dell'isoterma critica)



DIAGRAMMA PRESSIONE-TEMPERATURA

- la corrispondenza biunivoca tra p e T per sistemi bifasici, in particolare quella relativa alle miscele costituite da vapore saturo è di particolare importanza applicativa
- di solito è fornita sui manuali in forma di Tabelle; gli estremi per Tabelle di questo tipo sono ovviamente il punto triplo ed il punto critico
- la conoscenza della pressione e della temperatura di saturazione, sebbene non sempre consenta l'identificazione dello stato, permette in ogni caso di individuare la fase o le fasi presenti

temp °C	press bar	temp °C	press bar
0	0.006107		
5	0.008722	350	165.37
10	0.012275	355	175.77
15	0.017045	360	186.74
20	0.02337	365	198.30
25	0.03166	370	210.52
50	0.04241		
35	0.05621	371	213.06
40	0.07374	371	213.06
45	0.09581	372	215.62
50	0.12334	373	218.22
55	0.15740	374	220.86
60	0.1992	374.15	221.29
65	0.2501		
70	0.3116		
75	0.3855		
80	0.4736		
85	0.5780		
90	0.7011		
95	0.8453		
100	1.0132		
105	1.2080		
110	1.4326		
115	1.6905		
120	1.9853		



esempio:

- sistema costituito da acqua a $t=60^\circ\text{C}$ e $p=70\text{ kPa}$
- dalla Tabella si deduce che la pressione è maggiore di quella corrispondente alla saturazione
- il sistema è pertanto allo stato di liquido sottoraffreddato

proprietà



PROPRIETÀ TERMODINAMICHE DELL'ACQUA

T °C	p bar	v _l dm ³ /kg	v _g m ³ /kg	entropia			entalpia			energia in tema		
				s _l kJ/kgK	s _g kJ/kgK	s _g -s _l kJ/kgK	h _l J/kg	h _g kJ/kg	h _g -h _l kJ/kg	u _l kJ/kg	u _g kJ/kg	u _g -u _l kJ/kg
0	0.006107	1.0002	206.3	0	9.1545	9.1545	0.00	2500.5	2500.5	0	2374.5	2374.5
5	0.008722	1.0000	147.1	0.0764	9.0234	8.9470	21.05	2509.7	2488.6	21.05	2360.4	2339.3
10	0.012275	1.0002	106.4	0.1511	8.8985	8.7474	42.03	2518.9	2476.9	42.03	2388.3	2346.3
15	0.017045	1.0008	77.96	0.2244	8.7793	8.5549	62.96	2528.1	2465.1	62.96	2395.2	2352.2
20	0.02337	1.0017	57.84	0.2963	8.6652	8.3689	83.06	2537.3	2453.4	83.86	2402.1	2318.2
25	0.03166	1.0029	43.41	0.3660	8.5561	8.1892	104.74	2546.4	2441.7	104.74	2409.0	2304.3
50	0.04241	1.0043	32.94	0.4364	8.4516	8.0152	125.61	2555.5	2429.9	125.61	2415.7	2290.1
35	0.05621	1.0059	25.26	0.5046	8.3514	7.8468	146.47	2564.5	2418.0	146.46	2422.3	2276.0
40	0.07374	1.0078	19.56	0.5718	8.2553	7.6835	167.34	2573.5	2406.2	167.33	2429.3	2262.0
45	0.09581	1.0099	15.28	0.6379	8.1631	7.5252	188.22	2582.4	2394.2	188.21	2436.0	2247.8
50	0.12334	1.0121	12.05	0.7031	8.0745	7.3714	209.11	2591.3	2382.2	209.10	2442.7	2233.6
55	0.15740	1.0146	9.583	0.7672	7.9893	7.2221	230.00	2600.1	2370.1	229.98	2449.3	2219.3
60	0.1992	1.0172	7.682	0.8304	7.9074	7.0770	250.91	2608.8	2357.9	250.89	2455.8	2204.9
65	0.2501	1.0200	6.205	0.8928	7.8286	6.9358	271.84	2617.4	2345.5	271.81	2462.2	2190.4
70	0.3116	1.0229	5.048	0.9542	7.7526	6.7984	292.78	2625.9	2333.1	292.75	2468.6	2175.8
75	0.3855	1.0260	4.135	1.0149	7.6794	6.6645	313.74	2634.2	2320.5	313.70	2474.8	2161.1
80	0.4736	1.0293	3.410	1.0747	7.6088	6.5341	334.72	2642.5	2307.8	334.67	2481.0	2146.3
85	0.5780	1.0327	2.829	1.1337	7.5407	6.4070	355.72	2650.5	2295.0	355.66	2487.2	2131.5
90	0.7011	1.0363	2.361	1.1920	7.4749	6.2829	376.75	2658.7	2281.9	376.68	2493.2	2116.5
95	0.8453	1.0400	1.982	1.2495	7.4114	6.1619	397.80	2666.6	2268.8	397.71	2499.1	2101.4
100	1.0132	1.0438	1.673	1.3063	7.3500	6.0437	418.88	2674.4	2255.5	418.77	2504.9	2086.1
105	1.2080	1.0479	1.419	1.3625	7.2906	5.9281	439.99	2682.1	2242.1	439.86	2510.7	2070.8
110	1.4326	1.0520	1.210	1.4179	7.2331	5.8152	461.13	2689.6	2228.5	460.98	2516.3	2055.3
365	198.30	2.03	0.00604	4.0013	4.9541	0.9528	1817.9	2425.9	608.0	1777.6	2306.1	528.5
370	210.52	2.23	0.00499	4.1131	4.8069	0.6938	1893.7	2339.9	446.2	1846.8	2234.9	388.1
374.15	221.29	3.18	0.00318	4.430	4.430	0	2099.7	2099.7	0	2029.3	2029.3	0

proprietà



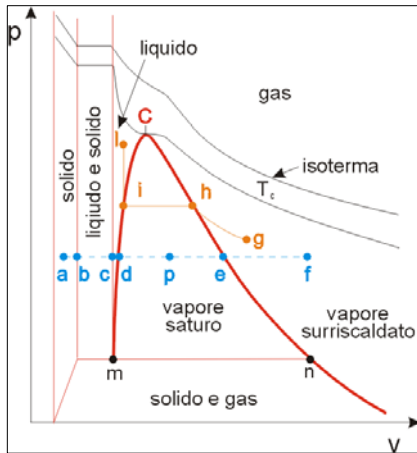
DIAGRAMMA PRESSIONE-VOLUME SPECIFICO

proiezione sul piano $p-v$



piano di Clapeyron

- le linee tratteggiate **abcdef** e **ghil** rappresentano il **riscaldamento isobarico** e la **compressione isoterma** viste in precedenza



- sia le regioni monofasiche che quelle bifasiche si proiettano in questo piano come aree
- la zona del **vapore saturo** è racchiusa dalle **curve limite superiore (nC)** e **inferiore (mC)** e dalla linea degli stati tripli
- poiché pressione e temperatura di un vapore saturo sono proprietà tra loro dipendenti, la loro conoscenza consente di individuare sul piano $p-v$ un segmento (come il **de**) corrispondente agli infiniti stati aventi eguali pressione e temperatura, ma differenti proprietà specifiche

8/2010

10/3

Università Politecnica delle Marche

Dipartimento di Energetica

VAPORE SATURO

- i processi di **VAPORIZZAZIONE** e **CONDENSAZIONE** sono **ISOTERMI** e **ISOBARI** (dentro la campana)
- si definisce **CALORE DI VAPORIZZAZIONE** (o **DI CONDENSAZIONE**) **$h(p,T)$** il calore scambiato per vaporizzare (condensare) l'unità di massa di sostanza in condizioni iniziali e finali di saturazione

- il **CALORE DI VAPORIZZAZIONE** (o **DI CONDENSAZIONE**) **$h(p,T)$** altro non è che la differenza di **ENTALPIA** tra lo stato di **VAPORE SATURO SECCO** e lo stato di **LIQUIDO SATURO**

T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)
0	0.006	2500
20	0.023	2454
60	0.074	2358
100	1.013	2257
140	3.61	2145
250	39.73	1716
340	145.9	1028
374.15	221.3	0

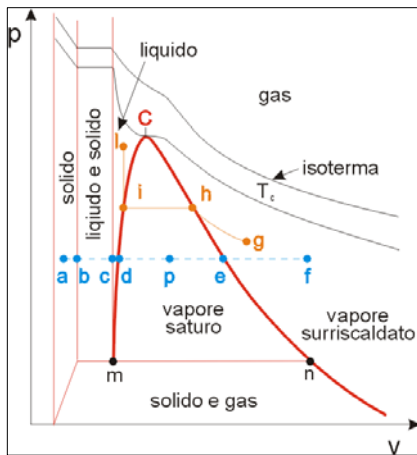
8/2010

11/3

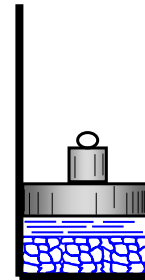


VAPORE SATURO

- se dalla tabella è possibile ricavare le proprietà negli stati di liquido saturo e di vapore saturo secco, l'osservazione del piano pv permette di rintracciare un metodo per calcolare le proprietà di sistemi in equilibrio ad uno stato intermedio (es.: **il punto p, interno alla curva a campana**)



- nel cilindro c'è una miscela in cui sono contemporaneamente presenti entrambe le fasi, mutuamente in equilibrio

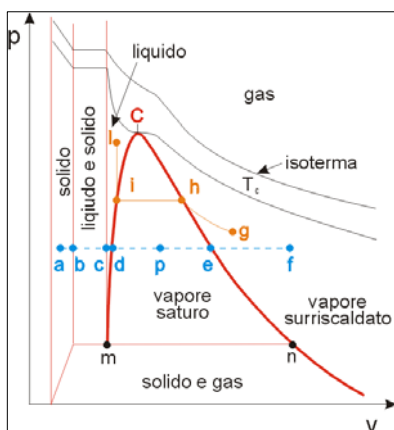


$$V = V_l + V_{vss} = m_l v_l + m_{vss} v_{vss}$$

$$v = \frac{V}{m} = \frac{m_l}{m} v_l + \frac{m_{vss}}{m} v_{vss}$$



VAPORE SATURO



TITOLO DEL VAPORE

rapporto tra massa del vapore saturo secco e la massa totale

$$x = \frac{m_{vss}}{m} = \frac{m_{vss}}{m_l + m_{vss}}$$

grandezza adimensionale, con valore che può variare tra 0 e 1

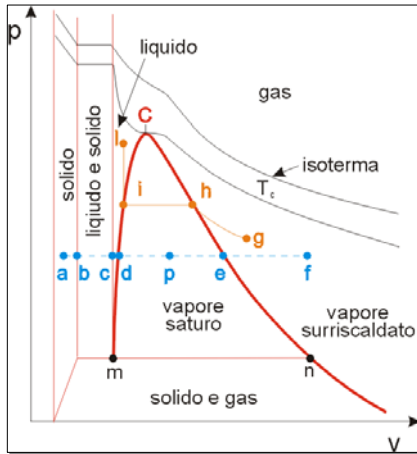
$$v = \frac{V}{m} = \frac{m_l}{m} v_l + \frac{m_{vss}}{m} v_{vss}$$

$$v = (1-x)v_l + x \cdot v_{vss} = v_l + x(v_{vss} - v_l)$$

- per un vapore saturo esiste, a ciascuna pressione o temperatura, una corrispondenza biunivoca tra volume specifico e titolo
- lo stato può essere quindi caratterizzato dalla coppia di proprietà p o T ed x
- il luogo dei punti aventi ugual titolo definisce le **curve isotitolo**



VAPORE SATURO



TITOLO DEL VAPORE
CORRISPONDENTE AL PUNTO p

$$x = \frac{dp}{de}$$

$$\overline{dp} = v - v_l \quad \overline{de} = v_{vss} - v_l$$

- la relazione binomia ricavata per il volume specifico può essere estesa a qualsiasi altra proprietà specifica

$$v = v_l + x(v_{vss} - v_l)$$

$$u = u_l + x(u_{vss} - u_l)$$

$$h = h_l + x(h_{vss} - h_l)$$

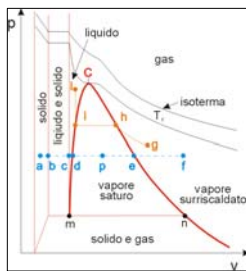
$$s = s_l + x(s_{vss} - s_l)$$



proprietà



VAPORE SATURO



problema 1:

noti p (o T) ed il titolo del vapore

calcolare:

v, u, h, s

- si entra nella Tabella del vapore saturo con p (o T)
- leggendo i valori di v_l, v_{vss}; u_l, u_{vss}; h_l, h_{vss}; s_l, s_{vss};
- si applicano le formule binomie viste

problema 2:

noti p (o T) ed una proprietà specifica tra v, u, h, s

calcolare:

la fase e le restanti proprietà

- supponendo che la sostanza sia un vapore saturo si entra nella corrispondente tabella con p (o T) e si leggono (se è noto, per esempio, v) v_l e v_{vss}
- se è v_l < v < v_{vss} l'ipotesi è corretta e si calcola x
 - se è v < v_l l'ipotesi non è corretta, la fase è liquida (si usa il modello scelto per il liquido)
 - se è v > v_{vss} l'ipotesi non è corretta, la fase è gassosa (si usa il modello scelto per il gas)

proprietà



VAPORE SATURO

- con le semplici regole viste finora e l'uso delle tabelle è possibile valutare le proprietà dei principali fluidi tecnici nella zona del VAPORE SATURO, corrispondente alla zona colorata in rosso

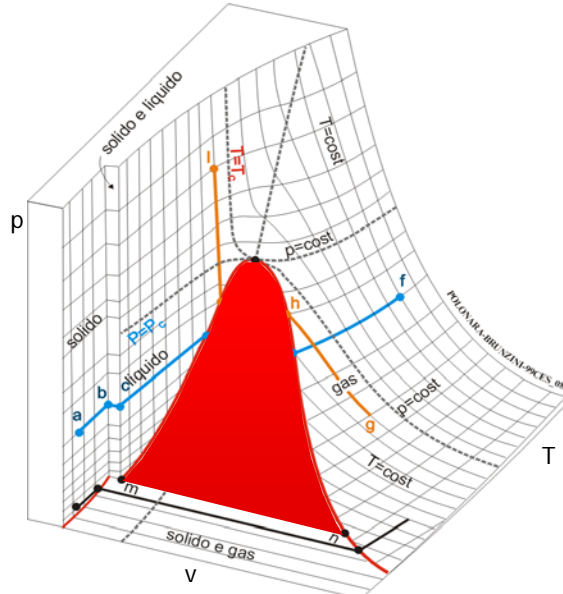
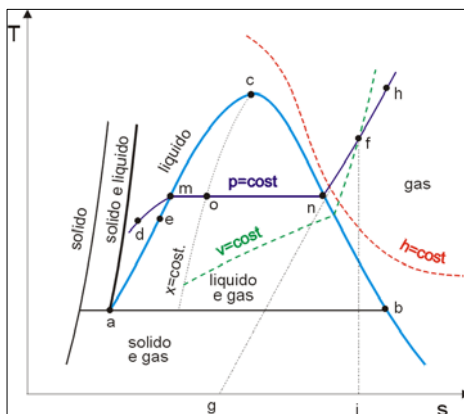


DIAGRAMMA TEMPERATURA-ENTROPIA, Ts



- nel diagramma T_s , la zona bifasica liquido-aeriforme è delimitata dall'isoterma del punto triplo (segmento **ab**) e dalle curve limite inferiore (segmento **ac**) e superiore (segmento **bc**)

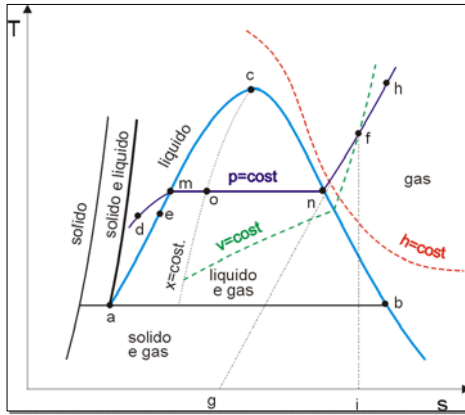
isoterme
↓
orizzontali

isoentropiche
↓
verticali

isoentalpiche
↓
tendono a diventare orizzontali (come le isoterme) al crescere della temperatura; quando questo accade ciò indica che il comportamento della sostanza tende a quello del gas ideale, per il quale h e T si corrispondono biunivocamente



DIAGRAMMA TEMPERATURA-ENTROPIA, Ts



isobare



nella regione del liquido si addensano alla curva limite inferiore in quanto le proprietà della sostanza in fase liquida sono poco sensibili alla pressione. I punti d ed e (a $T=cost$ e pressione diversa) hanno praticamente la stessa entropia e quindi di fatto coincidono nel diagramma

isobare



si confondono con le isoterme al di sotto della curva a campana

proprietà



DIAGRAMMA ENTALPIA-ENTROPIA, hs

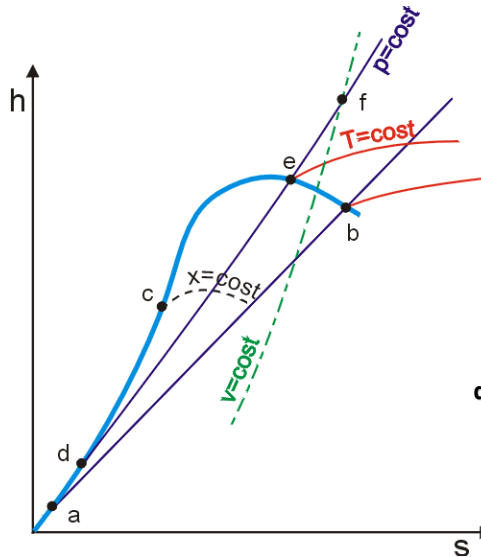


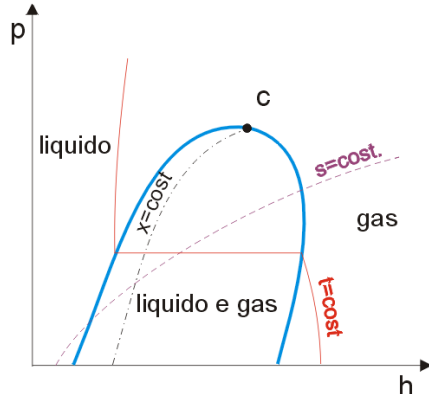
diagramma di Mollier

proprietà



DIAGRAMMA PRESSIONE-ENTALPIA, $p-h$

proprietà



- è un diagramma di particolare utilità nello studio dei cicli inversi
- la lunghezza del tratto di isobara nella regione bifasica rappresenta l'entalpia di vaporizzazione corrispondente a quella pressione di saturazione

isoterme



- hanno andamento verticale nella zona del liquido (la dipendenza dell'entalpia di un liquido dalla pressione è trascurabile)
- Nella regione bifasica sono orizzontali (corrispondenza biunivoca con la pressione)
- nella zona del vapore surriscaldato assumono pendenza negativa e tendono a diventare verticali nel campo delle basse pressioni (gas ideale)



GAS IDEALE

il modello di GAS IDEALE (o GAS PERFETTO)

la disponibilità di una equazione analitica che permetta il calcolo delle proprietà di una sostanza è spesso utile:

- ne consente l'uso nei computer
- consente calcoli più precisi rispetto all'uso dei diagrammi di stato
- fornisce un'informazione continua sul variare delle proprietà

- un'ampia zona della parte di esistenza della sostanza monofasica gassosa è ben descritta dal **modello di gas ideale**
- osservazioni sperimentali su sostanze in fase gassosa sono state correlate per fornire un'equazione di stato $f(p,v,T)=0$ che ben descrive il comportamento di sostanze monofasiche gassose per bassi valori della densità (bassa pressione, alta temperatura)
- ipotesi: **ASSENZA DI FORZE INTERMOLECOLARI**

a)
equazione di stato $f(p,v,T)=0$

$$p\bar{v} = \bar{R}T$$

equazione di stato
del GAS IDEALE



GAS IDEALE

a) equazione di stato $f(p,v,T)=0$
 $p\bar{v} = RT$
 equazione di stato
 del GAS IDEALE

\bar{v} → è il volume specifico molare
 $[m^3 \cdot kmol^{-1}]$

\bar{R} → è la COSTANTE UNIVERSALE DEI GAS
 $R = 8315 [J \cdot kmol^{-1} \cdot K^{-1}]$

- dividendo ambo i membri della equazione di stato per il peso molecolare, M , si ottiene

$$p \frac{\bar{v}}{M} = \frac{\bar{R}}{M} T \quad p v = RT$$

R → è la COSTANTE CARATTERISTICA DEL GAS
 $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$

- per scrivere l'equazione di stato in termini estensivi occorre moltiplicare per il numero di moli, n , o per la massa della sostanza, m

$$pV = n\bar{R}T$$

$$pV = mRT$$

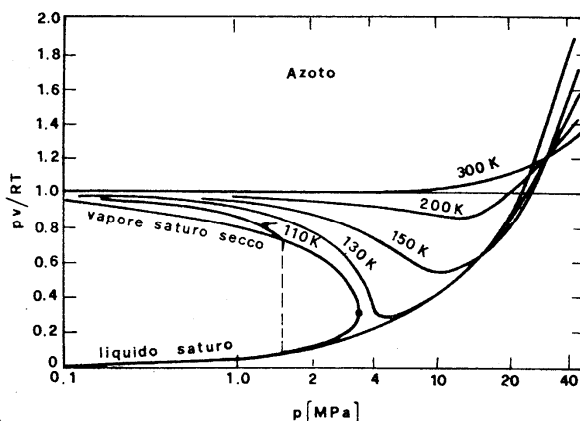
proprietà



GAS IDEALE

il modello di GAS IDEALE (o GAS PERFETTO)

- nessuna sostanza si comporta esattamente come descritto dal modello di gas ideale
- tale modello costituisce però, per qualsiasi sostanza, il comportamento asintotico al decrescere della pressione



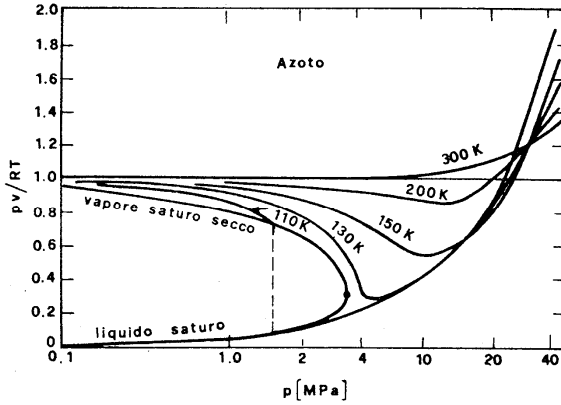
- quando la pressione tende a zero, per qualunque valore della temperatura, il rapporto pv/RT tende a 1, ossia l'azoto si comporta da gas ideale;
- alla temperatura ambiente (300 K) il modello di gas ideale può essere utilizzato per l'azoto fino ad una pressione di 10 MPa



GAS IDEALE

il modello di GAS IDEALE (o GAS PERFETTO)

proprietà



per $p > 30$ MPa



è sempre
 $pv/RT > 1$



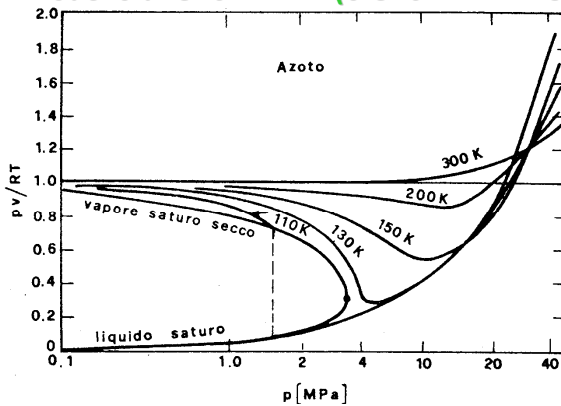
in queste condizioni
le forze molecolari
sono repulsive e
pertanto la densità
del gas è minore di
quella
corrispondente al
comportamento
ideale



GAS IDEALE

il modello di GAS IDEALE (o GAS PERFETTO)

proprietà



raffreddamento
isobarico



il rapporto pv/RT
decrece al diminuire
della temperatura
e assume valori < 1



la densità aumenta più di
quanto previsto dal
modello di gas ideale

- questo perché la diminuzione isobarica di temperatura comporta una riduzione della distanza tra le molecole e quindi l'allontanamento dal campo di validità dell'ipotesi di assenza di forze intermolecolari
- in queste condizioni di p e T le forze molecolari sono di tipo attrattivo e pertanto il modello ideale sottostima il valore della densità del gas



GAS IDEALE

il modello di GAS IDEALE (o GAS PERFETTO)

- l'equazione di stato può essere scritta in una forma più generale

$$\frac{pv}{RT} = z$$



z fattore di comprimibilità della sostanza

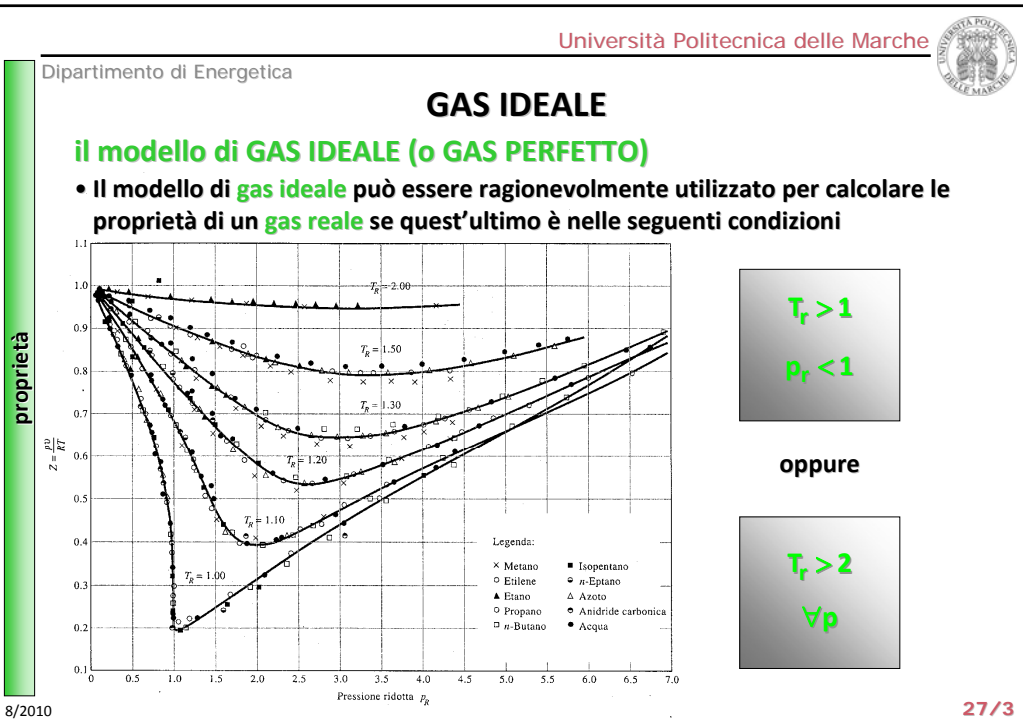
- questa ultima forma dell'equazione di stato comprende quella dei gas ideali, quando **z** è uguale a 1
- secondo il **PRINCIPIO DEGLI STATI CORRISPONDENTI**, la funzione è unica per tutte le sostanze

$$z = z(T_r, p_r)$$

$$T_r = \frac{T}{T_c} \quad \text{TEMPERATURA RIDOTTA}$$

$$p_r = \frac{p}{p_c} \quad \text{PRESSIONE RIDOTTA}$$

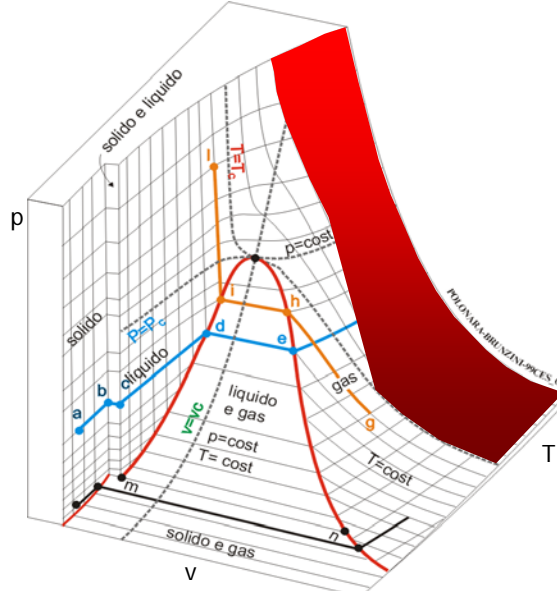
- se identifichiamo lo stato di sostanze diverse in termini di p_r e T_r , il valore di **z** per una data coppia di p_r e T_r , è lo stesso, con buona approssimazione, per tutte le sostanze





- con l'ausilio delle semplici regole viste finora e di altre che verranno introdotte in seguito è possibile valutare le proprietà dei principali fluidi tecnici nella zona del GAS IDEALE, corrispondente alla zona colorata in rosso

GAS IDEALE



il modello di LIQUIDO

- l'equazione di stato $f(p,v,T)=0$ per una sostanza pura in fase liquida si fonda usualmente sull'ipotesi di incomprimibilità, ovvero sull'ipotesi di ritenere il volume specifico costante lungo una qualunque trasformazione
- ipotesi: **INCOMPRESSIBILITÀ**
- l'ipotesi di incomprimibilità è più che ragionevole negli stati non prossimi allo stato critico, e a patto che le pressioni di inizio e fine trasformazione non siano troppo distanti
- nessuna sostanza reale è incomprimibile, e il modello di liquido incomprimibile, a differenza del modello di gas ideale, non rappresenta un comportamento asintotico, ma un'idealizzazione che consente di semplificare notevolmente il calcolo delle proprietà
- il porre costante il volume specifico non corrisponde evidentemente a dare un determinato valore numerico della costante: nella pratica si sceglie come costante un idoneo valor medio nel campo di pressione e temperatura di interesse

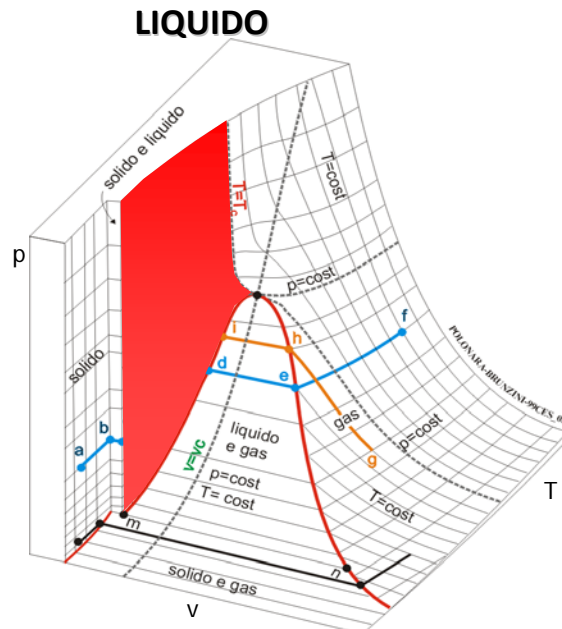
a)
equazione di stato $f(p,v,T)=0$

$v = \text{cost}$

equazione di stato
Per i LIQUIDI

- con l'ausilio delle semplici regole viste finora e di altre che verranno introdotte in seguito è possibile valutare le proprietà dei principali fluidi tecnici nella zona del LIQUIDO, corrispondente alla zona colorata in rosso

12/2010



30/3

bibliografia

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998
- ✓ P. Mazzei, R. Vanoli, *Fondamenti di termodinamica*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996
- ✓ L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983

2/2011

31/3



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 4
TDA-ENERGIA, CALORE, LAVORO

Università Politecnica delle Marche



Dipartimento di Energetica

ENERGIA

- l'**ENERGIA** è una proprietà estensiva del sistema
- può esistere in numerose **FORME**: energia termica, cinetica, potenziale, elettrica, magnetica, chimica, nucleare
- è utile classificare l'**ENERGIA TOTALE, E** di un sistema in due gruppi

forme macroscopiche

sono quelle che un sistema possiede nel suo complesso, RISPETTO A UN QUALCHE SISTEMA ESTERNO DI RIFERIMENTO; sono legate al movimento e all'influenza di alcuni fenomeni esterni come la gravità, il magnetismo, l'elettricità e la tensione superficiale

forme microscopiche

sono quelle legate alla struttura molecolare del sistema e al grado di attività molecolare; sono indipendenti dal sistema di riferimento esterno e dipendono dalla TEMPERATURA del sistema

ENERGIA INTERNA, U



ENERGIA

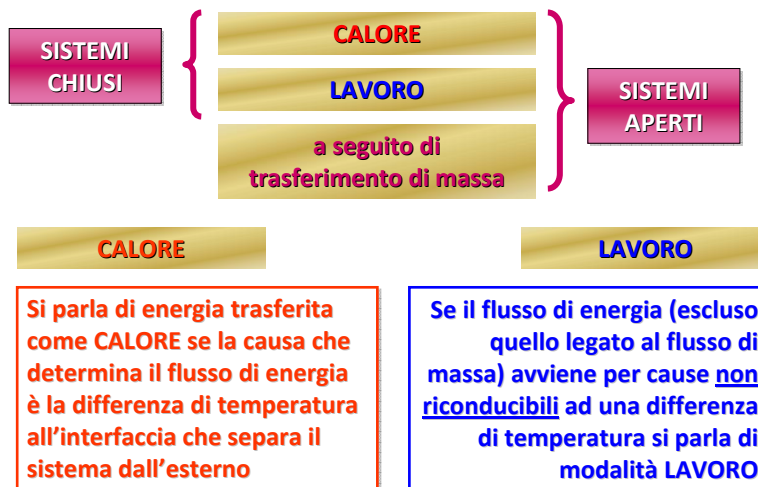
l'**ENERGIA INTERNA** è la somma di tutte le forme microscopiche di energia di un sistema

- l'energia interna **SENSIBILE** →
 - connessa con l'energia cinetica delle molecole
 - ✓ energia cinetica traslazionale
 - ✓ energia cinetica rotazionale
 - ✓ energia cinetica vibrazionale
- l'energia interna **LATENTE** →
 - associata alla fase di un sistema e quindi alle forze intermolecolari tra le molecole del sistema
- l'energia interna **CHIMICA (o di LEGAME)** →
 - associata alla fase di legame tra gli atomi che formano una molecola
- l'energia interna **NUCLEARE** →
 - associata con i legami all'interno del nucleo atomico



ENERGIA

Il contenuto di energia di un sistema può essere variato secondo tre differenti modalità

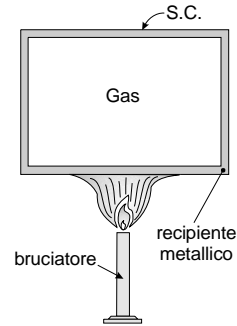




CALORE

energia trasferita come CALORE

- la causa che determina il flusso di energia è la **DIFFERENZA DI TEMPERATURA** all'interfaccia che separa il sistema dall'esterno
- *esempio: sistema chiuso riempito di gas. L'ambiente è a temperatura diversa da quella del sistema: una fiamma emette prodotti della combustione ad elevata temperatura. All'interfaccia che divide il sistema dall'ambiente c'è una differenza di temperatura: energia fluisce dall'esterno verso l'interno secondo la modalità **CALORE***



$$[Q] \equiv \text{Joule} = \text{J} \quad \text{☞} \quad q = \frac{Q}{m} \equiv \text{calore per unità di massa} \quad [q] \equiv \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

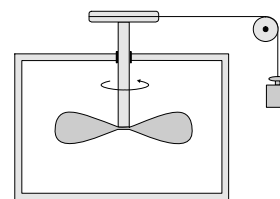
$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} = \text{potenza termica} \quad [\dot{Q}] \equiv \frac{\text{J}}{\text{s}} = \text{Watt} = \text{W}$$



LAVORO

energia trasferita come LAVORO

- se il flusso di energia (escluso quello legato al flusso di massa) avviene per cause **NON RICONDUCEBILI** ad una differenza di temperatura
- *esempio: sistema chiuso riempito di gas. L'abbassarsi di un peso causa la rotazione di un albero palettato posto all'interno del sistema. Si ha quindi passaggio di energia dall'esterno verso l'interno. E' evidente che non vi è differenza di temperatura tra esterno ed interno e non è questa a causare il flusso di energia, bensì l'abbassarsi del grave all'interno del campo gravitazionale*



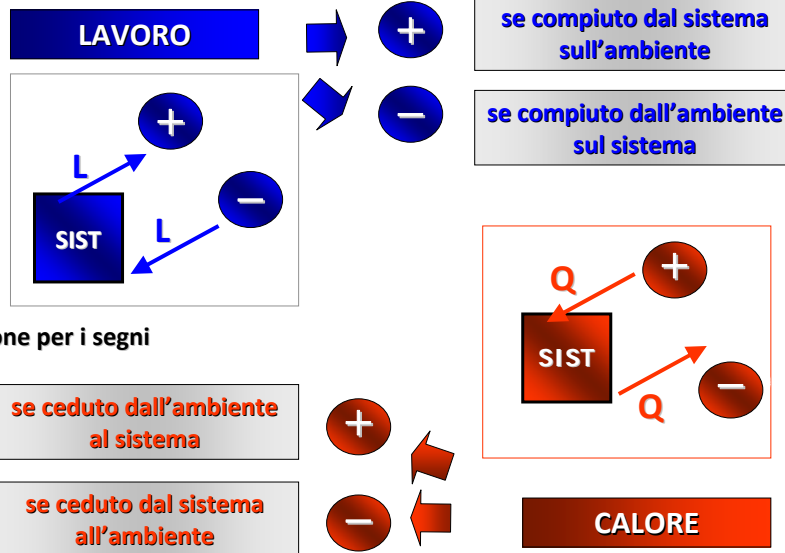
poiché il flusso di energia dall'ambiente al sistema non è causato da una differenza di temperatura si parla di energia trasferita come **LAVORO**

$$[L] \equiv \text{Joule} = \text{J} \quad l = \frac{L}{m} \equiv \text{lavoro per unità di massa} \quad [l] \equiv \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

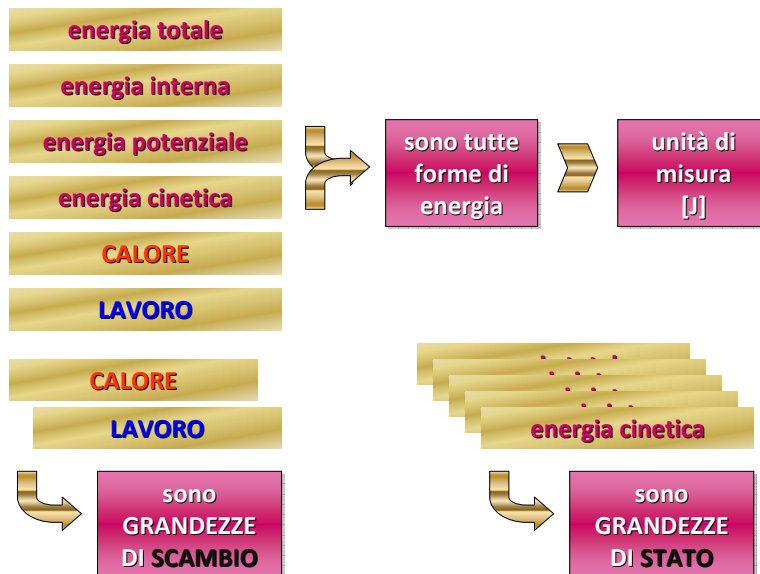
$$\dot{L} = \frac{dL}{dt} = \text{potenza meccanica} \quad [\dot{L}] \equiv \frac{\text{J}}{\text{s}} = \text{Watt} = \text{W}$$



MODALITA' DI TRASFERIMENTO DELL'ENERGIA



GRANDEZZE DI STATO E GRANDEZZE DI SCAMBIO





GRANDEZZE DI STATO E GRANDEZZE DI SCAMBIO

- energia totale
- energia interna
- energia potenziale
- energia cinetica
- volume specifico
- entalpia
- entropia

il differenziale di una

GRANDEZZA DI STATO
è un **DIFFERENZIALE ESATTO**

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

$$dx = M \cdot dy + N \cdot dz$$

$$\left(\frac{\partial M}{\partial z}\right)_y = \left(\frac{\partial N}{\partial y}\right)_z$$

proprietà dei differenziali esatti:

il valore dell'integrale

$$\Delta x = \int_A^B dx$$

è indipendente dal cammino seguito per andare da A a B

l'integrale esteso a un qualsiasi cammino ciclico

$$\oint dx = 0$$

è identicamente nullo

la funzione x , definita soltanto in base alla

$$dx = M \cdot dy + N \cdot dz$$

può venire determinata soltanto a meno di una costante additiva



GRANDEZZE DI STATO E GRANDEZZE DI SCAMBIO

il differenziale di una

GRANDEZZA DI STATO
è un **DIFFERENZIALE ESATTO**

il valore dell'integrale $\Delta x = \int_A^B dx$
è indipendente dal cammino seguito per andare da A a B

l'integrale esteso a un qualsiasi cammino ciclico $\oint dx = 0$
è identicamente nullo

dx



identifica una **variazione** infinitesima della grandezza (di stato)

CALORE

LAVORO

il differenziale di una

GRANDEZZA DI SCAMBIO
NON è un **DIFFERENZIALE ESATTO**

$$Q = Q(y, z); dQ = M \cdot dy + N \cdot dz$$

$$\left(\frac{\partial M}{\partial z}\right)_y \neq \left(\frac{\partial N}{\partial y}\right)_z$$

δQ



identifica una **quantità** infinitesima della grandezza (di scambio)



GRANDEZZE DI STATO E GRANDEZZE DI SCAMBIO

il differenziale di una

GRANDEZZA DI STATO

è un **DIFFERENZIALE ESATTO**

$$\int_1^2 dV = V_2 - V_1 = \Delta V$$

la variazione di volume durante la trasformazione 1-2 corrisponde sempre al volume nello stato 2 meno il volume nello stato 1, indipendentemente dal percorso seguito

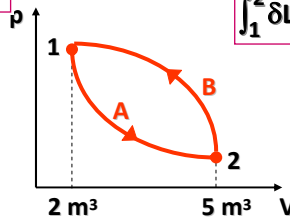
- trasformazione A: $\Delta V_A = 3 \text{ m}^3$; $L_A = 8 \text{ kJ}$
- trasformazione B: $\Delta V_B = 3 \text{ m}^3$; $L_B = 12 \text{ kJ}$

il differenziale di una

GRANDEZZA DI SCAMBIO

NON è un **DIFFERENZIALE ESATTO**

$$\int_1^2 \delta L = L_{12} \text{ (non } \Delta L)$$



il lavoro è ottenuto seguendo la linea di trasformazione e sommando le quantità infinitesime di lavoro (δL) scambiate lungo la trasformazione



TRASFORMAZIONI

trasformazione quasi statica

- se l'evoluzione del sistema avviene in un tempo sufficientemente lungo da rendere trascurabili i gradienti spaziali delle proprietà intensive e specifiche, di modo che ciascun stato intermedio dell'evoluzione è praticamente uno stato di equilibrio, si parla di **trasformazione quasi statica**
- la trasformazione quasi statica, contrariamente ad una trasformazione reale, è descritta non solo dai valori che le proprietà assumono negli stati iniziale e finale e dai flussi energetici globali, ma dai valori delle coordinate che, punto per punto, caratterizzano gli stati di quasi equilibrio del sistema, nonché dai contributi energetici elementari che interessano tratti infinitesimi della trasformazione

• ha senso parlare di



• **cammino della trasformazione**

• **equazione della trasformazione**



TRASFORMAZIONI

trasformazione reversibile

- trasformazione che può essere ripercorsa in senso inverso senza che se ne trovi traccia nell'ambiente circostante, cioè in modo che, alla fine della trasformazione inversa, sia l'ambiente sia il sistema ritornino nelle condizioni iniziali
- ciò è possibile solo se il calore e il lavoro netti scambiati tra il sistema e l'ambiente sono uguali in valore e di segno opposto per le trasformazioni diretta e inversa
- è percorribile in un verso o nell'altro, e il verso della trasformazione può essere invertito a piacimento
- tutte le trasformazioni che avvengono in natura sono **IRREVERSIBILI** quindi le **trasformazioni reversibili** sono semplicemente **IDEALIZZAZIONI** dei processi reali
- una **trasformazione reversibile** è semplice da analizzare, in quanto il sistema passa attraverso una serie di **STATI DI EQUILIBRIO**

**trasformazione
quasi statica**

≡

**trasformazione
REVERSIBILE**



TRASFORMAZIONI

un PRIMO GRUPPO di cause di IRREVERSIBILITÀ è caratteristico dei processi spontanei

- trasferimento di energia termica con differenza di temperatura finita
- espansione libera di un fluido da una regione a pressione maggiore verso una a pressione minore
- mescolamento spontaneo di materia di composizione differente e/o stati diversi
- reazioni chimiche spontanee

un SECONDO GRUPPO di cause di IRREVERSIBILITÀ è caratterizzato da una trasformazione di energia meccanica in energia termica: questa trasformazione non può avvenire nel verso opposto, quindi è irreversibile e comporta generazione entropica

- attrito, comprendendo anche i fenomeni di attrito in seno ad un fluido in moto
- flusso di una corrente elettrica attraverso una resistenza ~~mescolamento spontaneo di materia di composizione differente e/o stati diversi~~
- fenomeni di isteresi magnetica o di polarizzazione
- deformazione non elastica



LE FORME MECCANICHE DEL LAVORO

- ci sono molti modi diversi di compiere lavoro, ciascuno in qualche maniera correlato all'effetto di una forza e di uno spostamento
- in molti problemi di termodinamica l'unica forma di lavoro presente è il lavoro meccanico, associato al movimento del contorno o al movimento dell'intero sistema nel suo complesso

$$L = F \cdot x \quad [\text{J}]$$

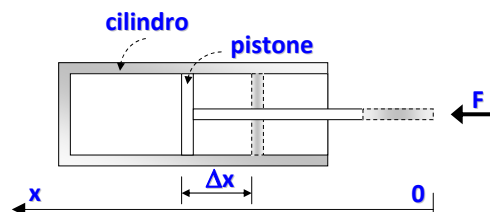
$$L = \int_1^2 F \cdot ds \quad [\text{J}]$$



LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI CHIUSI (SENZA DEFLUSSO)

lavoro di VARIAZIONE DI VOLUME

- tipica interazione energetica come lavoro tra un **SISTEMA CHIUSO** e l'ambiente
- del fluido è contenuto in un sistema pistone-cilindro. Il pistone è messo in movimento da una forza esterna che determina la compressione iniziale. Si noti che uno degli elementi della superficie di controllo (il pistone) è mobile, e che ciò consente questo tipo di interazione energetica
- il movimento del pistone, caratterizzato da una forza applicata in un verso o nell'altro, lungo la corsa Δx , è
- l'integrale si può calcolare se si conosce la funzione $p=p(V)$, cioè l'equazione della trasformazione sul piano di Clapeyron, p - V



$$\delta L_V = F \cdot dx = p \cdot A \cdot dx = p \cdot dV \quad [\text{J}]$$

$$L_V = \int_1^2 p \cdot dV \quad [\text{J}]$$

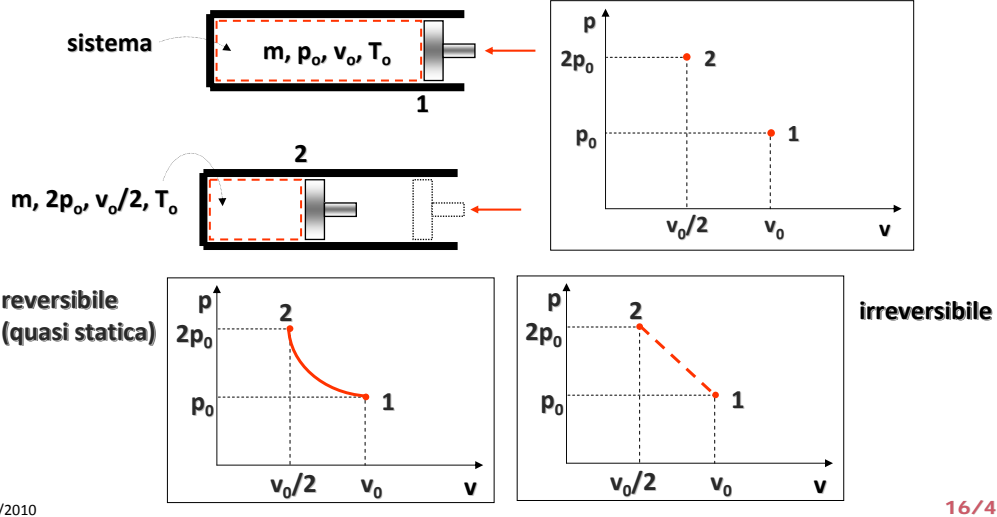




LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI CHIUSI (SENZA DEFLUSSO)

lavoro di VARIAZIONE DI VOLUME

- compressione isoterma



LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI CHIUSI (SENZA DEFLUSSO)

lavoro di VARIAZIONE DI VOLUME

- $p dV$ è il lavoro elementare in una trasformazione quasi-statica

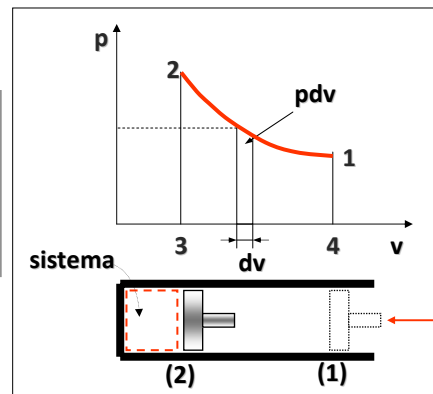
$$\text{area}(1234) = \int_1^2 p \cdot dV \text{ [J]}$$

1 → 2

volume va diminuendo
 area sottesa sarà negativa
 lavoro negativo, di COMPRESIONE,
 fatto dall'ambiente sul sistema

2 → 1

volume va aumentando
 area sottesa sarà positiva
 lavoro positivo, di ESPANSIONE,
 fatto dal sistema sull'ambiente





LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI CHIUSI (SENZA DEFLUSSO)

lavoro di VARIAZIONE DI VOLUME

- se il processo NON è REVERSIBILE

ESPANSIONE

2 → 1

$$L_{irr} < L_{rev} = \int_1^2 p \cdot dV \text{ [J]}$$

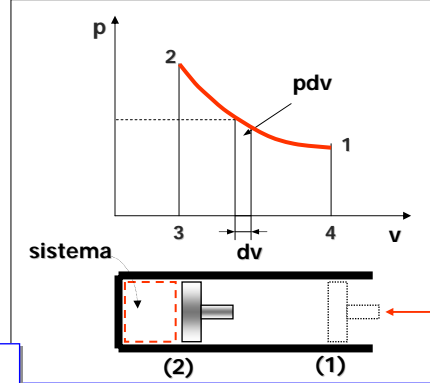
a causa delle irreversibilità il lavoro OTTENUTO è minore di quello che si ha nel caso ideale

COMPRESSIONE

1 → 2

$$|L_{irr}| > |L_{rev}| = \left| \int_1^2 p \cdot dV \right| \text{ [J]}$$

a causa delle irreversibilità il lavoro SPESO è maggiore di quello necessario nel caso ideale



- in entrambi i casi, se il processo NON è REVERSIBILE, il lavoro scambiato NON può essere calcolato come $\int_1^2 p \cdot dV$



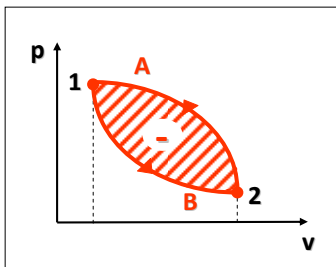
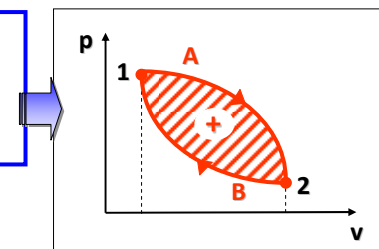
LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI CHIUSI (SENZA DEFLUSSO)

lavoro di VARIAZIONE DI VOLUME

- una trasformazione ciclica può essere vista come somma di due o più trasformazioni non cicliche
- in un ciclo il lavoro scambiato è dato dall'area del ciclo

A+B

il lavoro compiuto durante l'espansione A è maggiore del lavoro compiuto sul sistema durante la compressione B (CICLO DIRETTO)



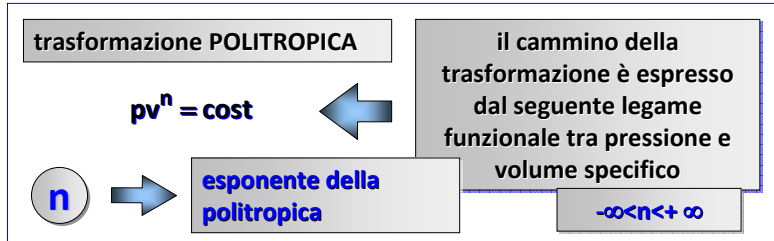
B+A

il lavoro compiuto durante l'espansione B è minore del lavoro compiuto sul sistema durante la compressione A (CICLO INVERSO)



LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI CHIUSI (SENZA DEFLUSSO)

Trasformazione POLITROPICA



poiché

$$p = \text{cost} \cdot v^{-n} \quad \text{cost} = p_1 \cdot v_1^{-n} = p_2 \cdot v_2^{-n}$$

allora

$$l_v = \int_1^2 p \cdot dv = \int_1^2 \text{cost} \cdot v^{-n} \cdot dv = \text{cost} \cdot \frac{v_2^{-n+1} - v_1^{-n+1}}{-n+1} = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1-n}$$



LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI CHIUSI (SENZA DEFLUSSO)

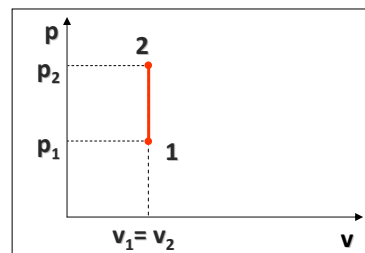
trasformazione ISOCORA

legge della trasformazione

$$v = \text{cost}$$

espressione del lavoro

$$l_{12} = \int_1^2 p \cdot dv = 0$$



legge generale

$$pv^n = \text{cost}$$

isocora

$$n = \infty$$



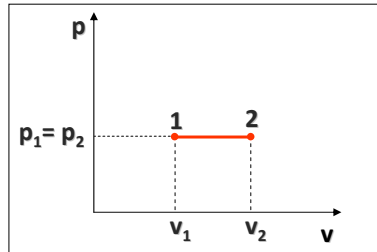
LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI CHIUSI (SENZA DEFLUSSO) trasformazione ISOBARA

legge della trasformazione

$$p = \text{cost}$$

espressione del lavoro

$$l_{12} = \int_1^2 p \cdot dv = p \int_1^2 dv = p(v_2 - v_1)$$



legge generale

$$pv^n = \text{cost}$$

isobara

$$n=0$$



LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI CHIUSI (SENZA DEFLUSSO) trasformazione ISOTERMA

legge della trasformazione

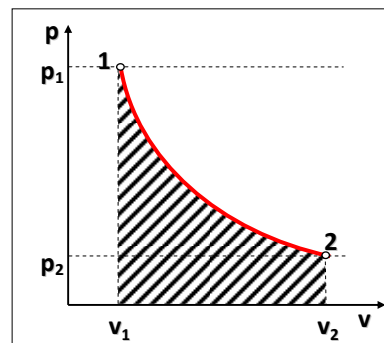
$$T = \text{cost}$$

NEL CASO DI GAS IDEALE

$$pv = RT = \text{cost}$$

espressione del lavoro

$$l_{12} = \int_1^2 p \cdot dv = \int_1^2 \text{cost} \cdot \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}$$



legge generale

$$pv^n = \text{cost}$$

isoterma

$$n=1$$

legge

$$pv = \text{cost}$$

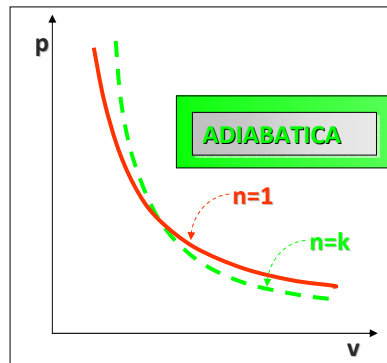
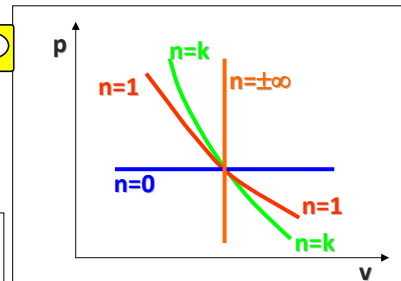
curva: ramo di iperbole equilatera



LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI CHIUSI (SENZA DEFLUSSO) trasformazione POLITROPICA

$$pv^n = \text{cost} \quad l_v = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1 - n}$$

- definizione valida indipendentemente dal fatto che si tratti o meno di GAS IDEALE



valida solo per il GAS IDEALE



bibliografia

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998
- ✓ P. Mazzei, R. Vanoli, *Fondamenti di termodinamica*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996
- ✓ L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 5
TDA-PRIMO PRINCIPIO

Università Politecnica delle Marche



Dipartimento di Energetica

PRIMO PRINCIPIO PER SISTEMI CHIUSI

il PRIMO PRINCIPIO della TERMODINAMICA

- sulla base di osservazioni sperimentali afferma che **l'ENERGIA NON PUO' ESSERE NE' CREATA NE' DISTRUTTA, MA PUO' SOLO CAMBIARE FORMA**
- gli esperimenti di **JOULE** dimostrarono che per un sistema chiuso tutte le trasformazioni adiabatiche tra due stati di equilibrio avvengono in modo che il lavoro netto compiuto è lo stesso indipendentemente dalla natura del sistema chiuso e dalla particolare trasformazione adiabatica
- poiché il lavoro netto è lo stesso per tutte le trasformazioni adiabatiche tra due stati di equilibrio, l'entità del lavoro deve dipendere solo dallo stato iniziale e finale, cioè deve corrispondere alla **VARIAZIONE** di una proprietà di stato

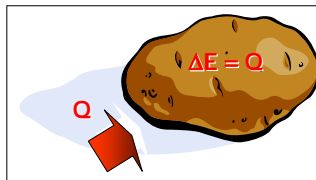
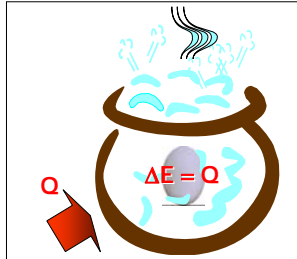
ENERGIA TOTALE, E

- all'**ENERGIA TOTALE** può attribuirsi qualsiasi conveniente valore arbitrario in corrispondenza di un determinato stato, assunto come stato di riferimento



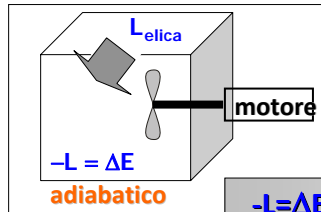
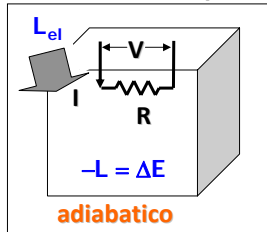
PRIMO PRINCIPIO PER SISTEMI CHIUSI

- trasformazioni che implicano trasmissione di CALORE ma non di LAVORO



$Q = \Delta E$ quando $L = 0$

- trasformazioni che implicano trasmissione di LAVORO ma non di CALORE

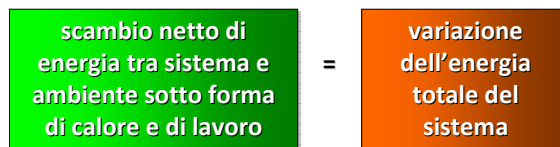


$-L = \Delta E$ quando $Q = 0$



PRIMO PRINCIPIO PER SISTEMI CHIUSI

- generalizzando le conclusioni



$Q - L = \Delta E_{MC}$

energia termica (CALORE) netta scambiata attraverso la S.C.

$Q = \sum_e |Q_e| - \sum_u |Q_u|$

variazione dell'energia totale del sistema tra la fine e l'inizio del tempo di osservazione

$\Delta E = E_2 - E_1$

energia meccanica (LAVORO) netta scambiata attraverso la S.C.

$L = \sum_u |L_u| - \sum_e |L_e|$



PRIMO PRINCIPIO PER SISTEMI CHIUSI

- si è visto che nello studio della termodinamica è consueta la divisione dell'**ENERGIA TOTALE** in interna ed esterna
- l'**ENERGIA ESTERNA**, a sua volta, è divisa in energia **potenziale** e **cinetica**: esse sono le aliquote direttamente misurabili da un osservatore esterno al sistema, e sono relative:
 - al moto del sistema nel suo complesso rispetto ad una terna di riferimento
 - alla posizione nel campo gravitazionale del sistema nel suo complesso
- l'**ENERGIA INTERNA, U**, rappresenta invece la somma di tutti i contributi microscopici di energia associati alle particelle elementari costituenti il sistema; può essere misurata dall'interno

$$E = \frac{1}{2}mw^2 + mgz + U$$

$$e = \frac{1}{2}w^2 + gz + u$$



PRIMO PRINCIPIO PER SISTEMI CHIUSI

- nei casi, molto frequenti, in cui il sistema chiuso è fisso, le variazioni di energia cinetica e potenziale saranno nulle, e allora:
- questa è la forma con cui, più spesso, si scrive la prima legge della termodinamica per i sistemi chiusi

$$Q - L = \Delta E_{MC}$$



$$Q - L = \Delta U_{MC}$$

- forme particolari del primo principio per sistemi chiusi

POTENZE

- se anziché riferirsi a un tempo prefissato di osservazione, $\Delta\theta$, si divide ciascun termine del bilancio per $\Delta\theta$ e si opera il limite per $\Delta\theta$ che tende a zero si può ragionare in termini di potenze, e la prima legge della termodinamica si riscrive nella forma:

$$\dot{Q} - \dot{L} = \frac{\partial}{\partial \theta} U_{MC}$$

[W]



PRIMO PRINCIPIO PER SISTEMI CHIUSI

- forme particolari del primo principio per sistemi chiusi

GRANDEZZE SPECIFICHE

- spesso è comodo riferirsi a sistemi che contengono una massa unitaria; si usano quindi le quantità specifiche, indicate con le lettere minuscole

$$q - l = \Delta u_{MC}$$

$$[J \cdot kg^{-1}]$$

GRANDEZZE INFINITESIME

- se il tempo di osservazione del fenomeno anziché finito ($\Delta\theta$) è infinitesimo ($\delta\theta$), allora si avrà:
- in cui il simbolo "δ" evidenzia che la quantità elementare non è un differenziale esatto, cioè non è una proprietà del sistema

$$\delta q - \delta l = du_{MC}$$

PROCESSO CICLICO

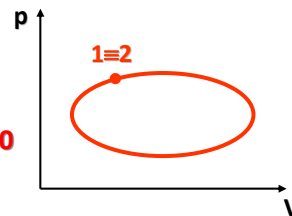
- gli stati finale ed iniziale coincidono, per cui

$$\Delta E = E_2 - E_1 = 0$$

$$Q - L = 0$$

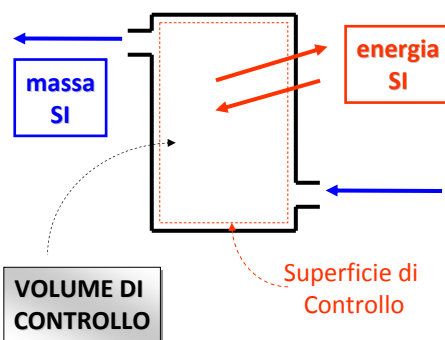
$$\oint \delta q - \oint \delta l = \oint du_{MC} = 0 \quad \oint (\delta q - \delta l) = 0$$

$$\oint \delta q = q_{netto} = \oint \delta l = l_{netto}$$



SISTEMI TERMODINAMICI

sistemi aperti i confini del sistema consentono flussi di massa



nei casi in cui vi è un fluido in moto, si usa l'approccio del VOLUME DI CONTROLLO (V.C.) nel senso che la grandezza controllata è in questo caso il volume. Si riterrà che il V.C. sia fisso rispetto ad una terna inerziale



EQUAZIONI DI BILANCIO PER UNA PROPRIETA' INTENSIVA

- identificato il sistema termodinamico
- fissato il tempo di osservazione $\Delta\theta$
- detta **P** una qualsiasi proprietà estensiva, si ha:

$$\begin{array}{c}
 \text{quantità di P} \\
 \text{ENTRATA} \\
 \text{nel sistema nel tempo } \Delta\theta
 \end{array}
 +
 \begin{array}{c}
 \text{quantità di P} \\
 \text{GENERATA} \\
 \text{nel sistema nel tempo } \Delta\theta
 \end{array}
 =
 \begin{array}{c}
 \text{quantità di P} \\
 \text{USCITA} \\
 \text{dal sistema} \\
 \text{nel tempo } \Delta\theta
 \end{array}
 +
 \begin{array}{c}
 \text{quantità di P} \\
 \text{DISTRUTTA} \\
 \text{nel sistema} \\
 \text{nel tempo } \Delta\theta
 \end{array}
 +
 \begin{array}{c}
 \text{VARIAZIONE} \\
 \text{nel tempo } \Delta\theta \\
 \text{della quantità di P} \\
 \text{contenuta nel sistema}
 \end{array}$$

esempio:

- $P = \text{denaro}$
- sistema = deposito bancario
- $\Delta\theta = 1 \text{ anno}$

quantità entrata = versamenti + accrediti

quantità uscita = prelievi + addebiti

generazione = interessi attivi

distruzione = interessi passivi e spese

*variazione del contenuto =
differenza tra saldo iniziale e finale*

(saldo finale - saldo iniziale) =

(versamenti+accrediti) -

(prelievi+addebiti) + (interessi

attivi) - (interessi passivi e spese)



EQUAZIONI DI BILANCIO PER UNA PROPRIETA' INTENSIVA

- lo schema logico visto è di tipo del tutto generale, e può essere applicato di volta in volta alla grandezza estensiva che si intende considerare
- la proprietà deve essere necessariamente **ESTENSIVA**; non avrebbe alcun senso fare un'equazione di bilancio di una proprietà intensiva
- applicando lo schema logico alle specifiche proprietà estensive si dovrà ipotizzare un particolare comportamento delle grandezze in esame; di solito si generalizza l'osservazione sperimentale e, quindi, si **POSTULA** che la proprietà abbia un certo comportamento
- *per esempio, nel caso della massa l'osservazione sperimentale conferma, almeno per i fenomeni non relativistici, che si tratta di una grandezza conservativa, che non si crea né si distrugge: questo è il postulato che si introduce nell'equazione di bilancio*



BILANCIO DI MASSA

- nell'ambito dei fenomeni non relativistici si ritiene che la **MASSA** sia una grandezza **CONSERVATIVA**, cioè che non possa né generarsi né distruggersi

POSTULATO

$$m_{gen} = m_{dis} = 0$$

EQUAZIONE DI BILANCIO

$$m_e = m_u + \Delta m$$

BILANCIO DI MASSA PER SISTEMI CHIUSI

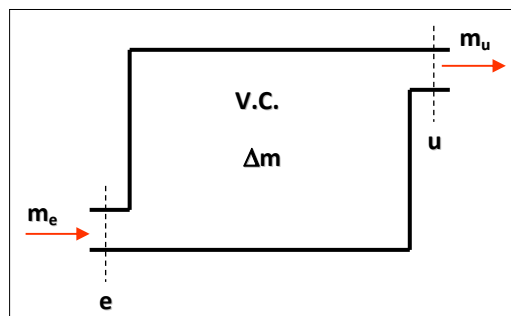
- l'equazione di bilancio di massa per un sistema chiuso è banale:
- si tratta della definizione stessa di SISTEMA CHIUSO, ovvero di sistema confinato da una superficie impermeabile ai flussi di massa

$$\Delta m = 0$$



BILANCIO DI MASSA PER SISTEMI APERTI

- si consideri un **SISTEMA APERTO**, delimitato cioè da una superficie di controllo (S.C.) che consente, almeno in alcune zone (ingressi ed uscite), il passaggio di massa



equazione di bilancio:

$$m_e = m_u + \Delta m$$

l'estensione al caso di superficie di controllo con più ingressi e più uscite è immediato:

$$S_e m_e = S_u m_u + \Delta m_{vc}$$



PORTATA MASSICA

- nello studio dei SISTEMI APERTI anziché parlare di "quantità di massa entrata nel tempo $\Delta\theta$ " si parla di **PORTATA MASSICA**
- la **PORTATA MASSICA** rappresenta la rapidità con cui la massa fluisce attraverso la superficie di controllo

PORTATA MASSICA
(o DI MASSA)
entrata (in un certo istante)

$$\lim_{\Delta\theta \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta\theta} = \frac{dm}{d\theta} = \dot{m} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

BILANCIO DI MASSA IN TERMINI DI PORTATE

- nella nuova equazione di bilancio compare ora, insieme alla somma delle portate massiche in entrata ed in uscita, la rapidità con cui varia nel tempo il contenuto di massa all'interno del volume di controllo (m_{VC}):
$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_u \dot{m}_u + \frac{\partial}{\partial\theta} m_{VC}$$
- poiché il volume di controllo è fisso nello spazio, la derivata che compare in questo bilancio è quella locale, ovvero fatta soltanto rispetto al tempo



REGIME STAZIONARIO

- una categoria di fenomeni molto importanti nella tecnica è quella dei fenomeni in **REGIME STAZIONARIO**
- fenomeni caratterizzati da una trascurabile variazione col tempo della proprietà considerata
- in questo caso il contenuto di massa nel volume di controllo **NON POTRÀ VARIARE NEL TEMPO**

$$\frac{\partial}{\partial\theta} m_{VC} = 0, \quad \text{regime stazionario}$$

BILANCIO DI MASSA IN REGIME STAZIONARIO

- la somma delle portate massiche entranti uguaglia quella delle portate massiche uscenti
- se il sistema ha un solo ingresso e una sola uscita, la portata massica entrante è uguale a quella uscente
- l'equazione di bilancio diventa

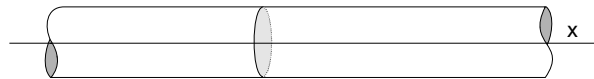
$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_u \dot{m}_u$$



FLUSSO MONODIMENSIONALE

- è utile correlare la portata massica alle proprietà termodinamiche del sistema (questo permette di calcolare la portata massica, quando essa non sia un dato del problema)
- la correlazione è assai semplice nel caso di **FLUSSO MONODIMENSIONALE**
- In caso di flusso monodimensionale le proprietà hanno un valore uniforme in ciascuna sezione ortogonale alla direzione del moto (variano soltanto lungo la coordinata che identifica il moto)
- Il moto avviene lungo **x**, qualsiasi proprietà varia solo lungo **x**

$$T=T(x), u=u(x), w=w(x), \dots$$

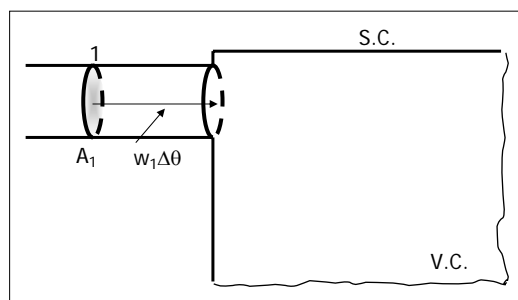


- nell'ambito di questa semplificazione è possibile calcolare la portata massica in maniera elementare



CALCOLO DELLA PORTATA MASSICA

- si consideri uno dei condotti di collegamento ad un VC, in cui il flusso sia monodimensionale
- la massa Δm_1 è contenuta in un cilindro di base A_1 , sezione trasversale del condotto, e di altezza $w_1 \Delta \theta$, avendo indicato con w_1 il valore uniforme della velocità del fluido nella sezione A_1



$$\Delta m_1 = \rho_1 \cdot A_1 \cdot w_1 \cdot \Delta \theta = \frac{1}{v_1} \cdot A_1 \cdot w_1 \cdot \Delta \theta$$

Δm_1



massa che, nel tempo $\Delta \theta$, entrerà, attraversando la S.C., in V.C.

ρ_1



densità

v_1



volume specifico, inverso della densità

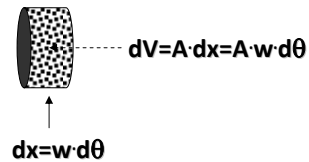
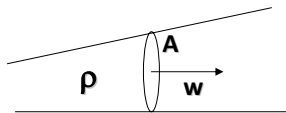


CALCOLO DELLA PORTATA MASSICA

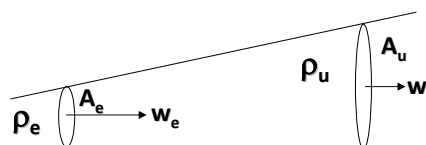
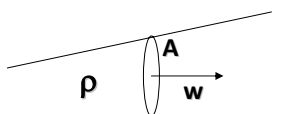
- dividendo per $\Delta\theta$, ed eseguendo il limite per $\Delta\theta$ che tende a zero, si ottiene:
- la portata massica in un generico elemento della S.C. è pari al prodotto della densità del fluido, per la misura della sezione trasversale del condotto, per la velocità del fluido

$$\Delta m_1 = \rho_1 \cdot A_1 \cdot w_1 \cdot \Delta\theta$$

$$\lim_{\Delta\theta \rightarrow 0} \frac{\Delta m_1}{\Delta\theta} = \frac{dm_1}{d\theta} = \dot{m}_1 = \rho_1 \cdot A_1 \cdot w_1 = \frac{1}{v_1} \cdot A_1 \cdot w_1$$



CALCOLO DELLA PORTATA MASSICA



- si possono riscrivere le varie forme dell'equazione di bilancio di massa, in regime stazionario, sostituendo al simbolo della portata le varie forme appena trovate

$$(\rho \cdot A \cdot w)_e = (\rho \cdot A \cdot w)_u$$

$$\left(\frac{A \cdot w}{v}\right)_e = \left(\frac{A \cdot w}{v}\right)_u$$

$$\sum_e (\rho \cdot A \cdot w)_e = \sum_u (\rho \cdot A \cdot w)_u$$

$$\sum_e \left(\frac{A \cdot w}{v}\right)_e = \sum_u \left(\frac{A \cdot w}{v}\right)_u$$



CALCOLO DELLA PORTATA VOLUMETRICA

- sia $\Delta V = A_w \Delta \theta$ il volume occupato dalla massa Δm , la definizione della portata volumetrica è
- poiché la portata volumetrica è più facilmente misurabile rispetto alla portata massica, è comodo esplicitare tale grandezza nell'equazione di bilancio della massa (per esempio in regime stazionario): \longrightarrow
- per i sistemi in regime stazionario con una sola entrata ed una uscita la PORTATA MASSICA è costante ma non lo è in generale quella VOLUMETRICA
- La PORTATA VOLUMETRICA è costante soltanto nel caso di fluido la cui densità sia praticamente costante (*fluidi incompressibili, liquidi*)
- per i liquidi si ha quindi che se il condotto è a sezione costante, anche la velocità è costante

PORTATA VOLUMETRICA
entrata (in un certo istante)

$$\lim_{\Delta \theta \rightarrow 0} \frac{\Delta V}{\Delta \theta} = \frac{dV}{d\theta} = \dot{V} \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$(\rho \cdot \dot{V})_e = (\rho \cdot \dot{V})_u$$

$$\sum_e (\rho \cdot \dot{V})_e = \sum_u (\rho \cdot \dot{V})_u$$

$$\left(\frac{\dot{V}}{v}\right)_e = \left(\frac{\dot{V}}{v}\right)_u$$

$$\sum_e \left(\frac{\dot{V}}{v}\right)_e = \sum_u \left(\frac{\dot{V}}{v}\right)_u$$



BILANCIO DI ENERGIA

- nell'ambito dei fenomeni non relativistici si ritiene che l'ENERGIA sia una grandezza **CONSERVATIVA**, cioè che non possa né generarsi né distruggersi

POSTULATO

$$E_{gen} = E_{dis} = 0$$

EQUAZIONE DI BILANCIO

$$E_e = E_u + \Delta E_{vc}$$

$$\dot{E}_e = \dot{E}_u + \frac{\partial}{\partial \theta} E_{vc}$$

BILANCIO DI ENERGIA PER SISTEMI CHIUSI

- **contrariamente a quello che si è visto per il bilancio di massa, il caso di un sistema chiuso non è qui privo di senso, perché l'energia può entrare ed uscire anche da un sistema chiuso**
- **occorre valutare le MODALITA' attraverso cui l'ENERGIA PUÒ FLUIRE ATTRAVERSO I CONFINI DEL SISTEMA**



MODALITA' DI TRASFERIMENTO DELL'ENERGIA

- si sa che in un sistema aperto attraverso il confine c'è flusso di materia
- la **MATERIA** porta con sé, ovviamente, **ENERGIA**
- se materia entra, entra energia, se materia esce, esce energia
- il flusso di energia che è associato al flusso di massa viene indicato come **FLUSSO CONVETTIVO**
- dove c'è una portata massica c'è un **FLUSSO CONVETTIVO** di energia ad essa associato

flusso energetico
CONVETTIVO

- ma l'energia può essere trasferita anche a causa di fenomeni non legati al flusso di massa

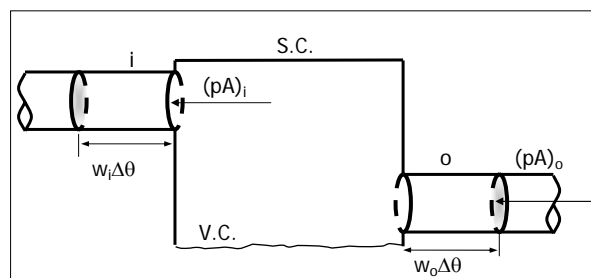
flusso energetico come
CALORE

flusso energetico come
LAVORO



BILANCIO DI ENERGIA PER SISTEMI APERTI

- un sistema aperto è delimitato da una S.C. fissa nello spazio che, attraverso alcuni suoi elementi, è attraversata, in ingresso e in uscita, da flussi di massa



- **IPOTESI:** in queste sezioni il flusso è **MONODIMENSIONALE**

- è opportuno notare che poiché la massa, Δm , contenuta nel volumetto ($A_i w_i \Delta \theta$) possa entrare nel volume di controllo, è necessario che il fluido retrostante, che fa parte dell'ambiente, la spinga, compiendo lavoro, per vincere la forza che si oppone al suo ingresso

- affinché la massa Δm possa entrare con velocità w , l'ambiente dovrà compiere un lavoro pari a:

$pA \cdot w \Delta \theta$
forza spostamento



BILANCIO DI ENERGIA PER SISTEMI APERTI

- questa interazione energetica è peculiare dei **SISTEMI APERTI**, ed è assente nei **SISTEMI CHIUSI**
- prende il nome di **LAVORO DI PULSIONE**
- il **LAVORO DI PULSIONE** è ovviamente presente anche nei varchi di uscita, dove, però, è il sistema a compiere lavoro sull'ambiente
- il **LAVORO DI PULSIONE** è simile nella sua struttura al termine del **FLUSSO CONVETTIVO**

in termini di potenza, dalla:

$$L = pA \cdot w \Delta\theta$$

segue:

$$\dot{L} = p \cdot A \cdot w$$

moltiplicando e dividendo per il volume specifico:

$$\dot{L}_p = (pv) \cdot \left(\frac{A \cdot w}{v} \right)$$

e ricordando che:

$$\dot{m} = (\rho \cdot A \cdot w) = \left(\frac{A \cdot w}{v} \right)$$

si ottiene:

LAVORO DI PULSIONE

$$\dot{L}_p = \dot{m} \cdot (pv)$$



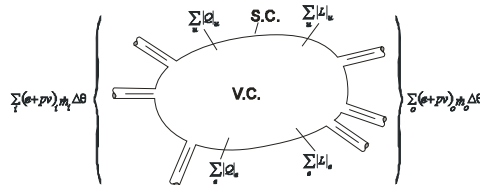
BILANCIO DI ENERGIA PER SISTEMI APERTI

- riepilogando, i flussi energetici che attraversano il confine di un sistema aperto sono classificabili come:

	flusso energetico come CALORE	\dot{Q}	[W]
	flusso energetico come LAVORO	\dot{L}	[W]
	flusso energetico CONVETTIVO	$\dot{m}(e)$	[W]
	flusso di PULSIONE	$\dot{m}(pv)$	[W]

- si può ora rendere più esplicita l'equazione di bilancio, partendo dalla forma generale scritta in precedenza (si utilizza lo schema con le potenze, quindi i termini hanno come unità di misura il [W]):

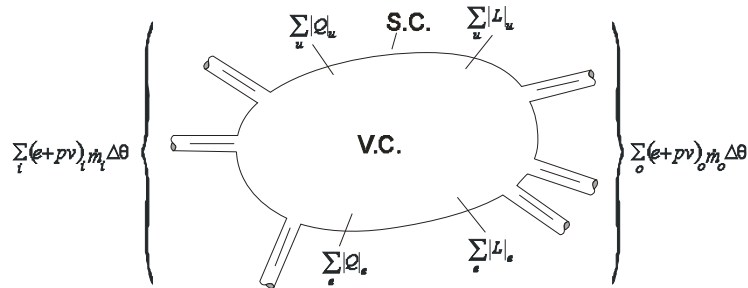
$$\dot{E}_e = \dot{E}_u + \frac{\partial}{\partial \theta} E_{VC}$$



$$\sum_e \dot{Q}_e + \sum_e \dot{L}_e + \sum_e (e+pv) \dot{m} = \sum_u \dot{Q}_u + \sum_u \dot{L}_u + \sum_u (e+pv) \dot{m} + \frac{\partial}{\partial \theta} E_{VC}$$



BILANCIO DI ENERGIA PER SISTEMI APERTI



$$\sum_e |\dot{Q}_e| + \sum_e |\dot{L}_e| + \sum_e (e+pv) \dot{m} = \sum_u |\dot{Q}_u| + \sum_u |\dot{L}_u| + \sum_u (e+pv) \dot{m} + \frac{\partial}{\partial \theta} E_{VC}$$

PRIMO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA PER I SISTEMI APERTI

- la potenza complessiva entrante bilancia la potenza complessiva uscente più la variazione nel tempo del contenuto di energia del sistema



BILANCIO DI ENERGIA PER SISTEMI APERTI

- come già visto per i sistemi chiusi è possibile indicare, per sinteticità, con:

$$\dot{Q} = \sum_e |\dot{Q}_e| - \sum_u |\dot{Q}_u|$$

la potenza termica (CALORE) netta entrante

$$\dot{L} = \sum_u |\dot{L}_u| - \sum_e |\dot{L}_e|$$

la potenza meccanica (LAVORO) netta uscente

- l'equazione di bilancio allora si semplifica nella:

$$\dot{Q} - \dot{L} + \sum_e (e+pv) \dot{m} - \sum_u (e+pv) \dot{m} = \frac{\partial}{\partial \theta} E_{VC}$$

- l'energia contenuta in un sistema aperto può variare tramite l'interazione energetica con l'esterno attraverso il confine, che può avvenire con:

- la modalità CALORE
- la modalità LAVORO
- i flussi CONVETTIVI, includendo in essi anche il lavoro di pulsione



BILANCIO DI ENERGIA PER SISTEMI APERTI

- se si riprende la suddivisione tra energia esterna ed energia interna, si ottiene:

$u+pv=h$ → **ENTALPIA**
 essendo una combinazione di proprietà, è anch'essa una proprietà del sistema [J/kg]

$$e + pv = \frac{1}{2}w^2 + gz + u + pv = \frac{1}{2}w^2 + gz + h$$

- poiché il binomio ($u+pv$) è invariabilmente presente nei bilanci di energia dei sistemi aperti e riveste una enorme importanza, è assai utile e comodo denotarlo in maniera sintetica con il simbolo h
- con la definizione dell'**ENTALPIA**, al cui interno confluiscono energia interna e lavoro di pulsione, l'equazione di bilancio può essere posta nella forma seguente, che è uno dei modi più usuali per scrivere il **bilancio di energia (primo principio della termodinamica)** nella fisica tecnica:

$$\dot{Q} - \dot{L} + \sum_e \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right) \dot{m} - \sum_u \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right) \dot{m} = \frac{\partial}{\partial \theta} E_{vc}$$



PRIMO PRINCIPIO PER SISTEMI APERTI

- forme particolari del primo principio per sistemi aperti

REGIME STAZIONARIO

- qualora il sistema aperto operi in condizioni di **regime stazionario**, il contenuto di energia relativo al volume di controllo non varia nel tempo

$$\frac{\partial}{\partial \theta} E_{vc} = 0$$

- e l'equazione di bilancio diventa:

$$\dot{Q} + \sum_e \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right) \dot{m} = \dot{L} + \sum_u \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right) \dot{m}$$

- con il significato che in regime stazionario i flussi energetici in ingresso e in uscita devono bilanciarsi: non essendoci accumulo si avrà, esattamente, il bilancio di ciò che entra, nelle varie forme, con ciò che esce, nelle varie forme



PRIMO PRINCIPIO PER SISTEMI APERTI

- forme particolari del primo principio per sistemi aperti

SISTEMI A UN SOLO INGRESSO E UNA SOLA USCITA

- qualora il sistema aperto presenti **un solo ingresso ed una sola uscita**, in REGIME STAZIONARIO la portata massica entrante coinciderà con quella uscente, e può quindi essere messa in evidenza; dalla:

$$\dot{Q} + \sum_e \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right) \dot{m} = \dot{L} + \sum_u \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right) \dot{m}$$

- si passa alla:

$$\dot{Q} - \dot{L} = \dot{m} \cdot \Delta \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right)$$

- il Δ in questo caso significa ancora variazione ma con una differenza rispetto ai casi precedenti dei **sistemi chiusi** (quando *significava differenza tra la fine e l'inizio del tempo di osservazione*);
- qui Δ significa **DIFFERENZA TRA CIÒ CHE ESCE E CIÒ CHE ENTRA** cioè tra uscita ed ingresso



PRIMO PRINCIPIO PER SISTEMI APERTI

- forme particolari del primo principio per sistemi aperti

GRANDEZZE SPECIFICHE

- quando il valore della portata evolvente è unico, la: $\dot{Q} - \dot{L} = \dot{m} \cdot \Delta \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right)$
- può essere riferita ad una portata unitaria:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} - \frac{\dot{L}}{\dot{m}} = \Delta \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right)$$

- poiché ciascun termine è dimensionalmente omogeneo ad una energia specifica (ovvero ad una potenza per unità di portata) [J/kg], essa è spesso denotata come:

$$q - l = \Delta \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right)$$

GRANDEZZE INFINITESIME

- qualora ci si riferisca ad un V.C. di estensione infinitesima nella direzione del moto avremo la forma:

$$\delta q - \delta l = d \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right)$$

- in cui il simbolo "δ" evidenzia che la quantità elementare non è un differenziale esatto, cioè non è una proprietà del sistema



BILANCIO DI ENERGIA

CONFRONTO FRA SISTEMI CHIUSI E SISTEMI APERTI

SISTEMI CHIUSI

$$\delta q - \delta l = de_{MC} = d \left(u + gz + \frac{w^2}{2} \right)_{MC}$$

SISTEMI APERTI

$$\delta q - \delta l = de_{VC} = d \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right)_{VC}$$

- nei **sistemi chiusi** compare l'**energia interna**, mentre nei **sistemi aperti** compare l'**entalpia**: questo a causa della presenza del lavoro di pulsione specifico
- un'altra differenza risiede nel simbolo di differenziale:

per i sistemi chiusi è una differenza valutata in due istanti diversi (infinitamente prossimi) nella M.C.

per i sistemi aperti è una differenza valutata nello stesso istante in due sezioni diverse (ingresso e uscita distanti una quantità infinitesima) del V.C.



bibliografia

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998
- ✓ A. Cesarano, P. Mazzei, *Elementi di termodinamica applicata*, Liguori Editore, Napoli, 1987
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996
- ✓ L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 6
TDA-SECONDO PRINCIPIO

Università Politecnica delle Marche



Dipartimento di Energetica

INTRODUZIONE

PRIMO PRINCIPIO della TERMODINAMICA

- l'energia è una grandezza che si conserva
- la soddisfazione del 1° principio di per sé non assicura che la trasformazione avvenga realmente; esempi:
 - *tazza di caffè caldo che si raffredda*
 - *riscaldamento di un ambiente ottenuto con una stufa elettrica*
 - *elica mossa dalla caduta di un grave che provoca mescolamento di un fluido*



- **LE TRASFORMAZIONI AVVENGONO, spontaneamente, SECONDO UN CERTO VERSO E NON IN QUELLO OPPOSTO**
- **le trasformazioni inverse non possono avvenire spontaneamente perché violano il SECONDO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA, una trasformazione può avvenire solo se soddisfa CONTEMPORANEAMENTE il 1° e il 2° principio**

SECONDO PRINCIPIO della TERMODINAMICA

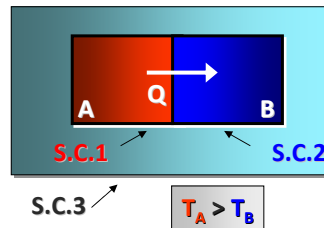
- determina:
 - *verso della trasformazione*
 - **QUALITÀ dell'energia**
 - *limiti teorici nelle trasformazioni dell'energia*
 - *grado di completamento delle reazioni chimiche*



INTRODUZIONE

PRIMO PRINCIPIO della TERMODINAMICA

- si basa sulla natura conservativa dell'energia: se un sistema è isolato dall'ambiente la sua energia non può variare
- se si constata la variazione del contenuto di energia si può concludere che il sistema non è isolato, e che tale variazione è perfettamente bilanciata dai flussi energetici attraverso la superficie che lo racchiude
- si consideri un sistema isolato, S.I., che ne contiene due, tali che la temperatura del primo sia maggiore di quella del secondo
- per fissare le idee si pensi che i due sottosistemi siano due pezzi di metallo (sistema A, sistema B) a contatto, e che, all'istante iniziale, sia: $T_A > T_B$
- l'intento di questo esempio è quello di vedere cosa è prevedibile alla luce della prima legge della termodinamica e cosa, viceversa, non è prevedibile
- l'esperienza ci dice che nell'intervallo di tempo $\Delta\theta$ vi sarà un trasferimento di energia, come calore, dal sistema A verso il sistema B



8/2010

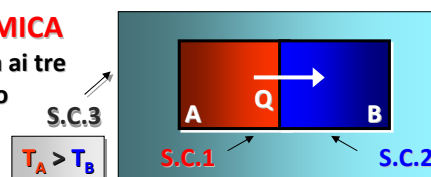
2/6






INTRODUZIONE




PRIMO PRINCIPIO della TERMODINAMICA

- la prima legge della termodinamica, riferita ai tre sistemi delimitati dalle superfici di controllo evidenziate in figura, si scrive:



 S.C. 1 $\Delta E_1 = - Q $	S.C.1 vede diminuire la propria energia perché c'è un flusso uscente che passa da A a B
 S.C. 2 $\Delta E_2 = Q$	L'energia di S.C.2 aumenterà nella stessa misura
 S.C. 3 $\Delta E_3 = 0$	S.C.3 è il sistema isolato nel quale l'energia si conserva, per cui deve essere $\Delta E=0$

- si supponga ora, per assurdo, che l'interazione avvenga in senso opposto, dal sistema B verso il sistema A. La prima legge si scriverebbe:

 S.C. 1 $\Delta E_1 = Q$	 S.C. 2 $\Delta E_2 = - Q $	 S.C. 3 $\Delta E_3 = 0$
---	--	--

- la prima legge è correttamente applicata anche in questo secondo caso, ma va contro l'esperienza: infatti si sa che spontaneamente non può avvenire che l'energia termica passi da B ad A aumentando l'energia di S.C.2

8/2010

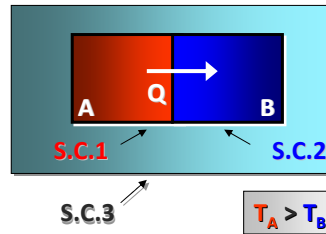
3/6



INTRODUZIONE

PRIMO PRINCIPIO della TERMODINAMICA

- sancisce il principio della conservazione
- non può fornire informazioni sul verso della interazione
- la prima legge è indifferente rispetto all direzione dell'interazione. Può essere scritta sia che l'interazione avvenga in un verso sia che avvenga nel verso opposto
- ma è noto dall'esperienza che una delle due interazioni non avviene spontaneamente (attenzione: *non è che non avviene, non avviene spontaneamente*)



SECONDO PRINCIPIO della TERMODINAMICA

- la prima legge, che si basa sul principio di conservazione, è incapace di prevedere il verso dell'interazione spontanea
- è necessaria una seconda legge che dia informazione sul verso di questa interazione
- si fonda sul principio di **NON CONSERVAZIONE** della proprietà **ENTROPIA**
- fornisce il verso della interazione (*per poter dare questa informazione deve, per forza logica delle cose, fondarsi su un principio di non conservazione*)

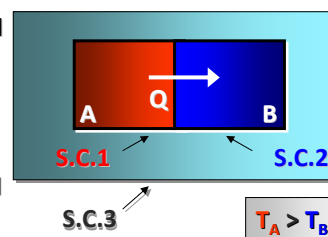
8/2010

4/6



INTRODUZIONE

- sia Q l'energia che, nel tempo $\Delta\theta$, è stata trasferita dal sistema **A** verso il sistema **B**
- l'energia del sistema complessivo è rimasta immutata
- da un punto di vista termodinamico, è preferibile la situazione iniziale o quella finale, in cui è diminuita la quantità di energia disponibile ad alta temperatura ed è aumentata, di pari aliquota, la quantità di energia disponibile a bassa temperatura?
- da un punto di vista intuitivo si può arguire che le due situazioni non sono equivalenti:



- il processo nel verso opposto non avviene **SPONTANEAMENTE**
- la condizione iniziale per il sistema **A** può essere ristabilita, ma:
 - è necessario un qualche sistema ausiliario
 - energia deve essere fornita a tale sistema, quindi lo stato di quanto è esterno ad **A** (ambiente) cambia

- poiché l'energia non fluisce da sola sarà necessario un sistema ausiliario, ma questo sistema ausiliario non funzionerà in maniera spontanea e dovrà essere forzato a far rifluire l'energia nel sistema **A**. Questa forzatura richiede una spesa di energia
- se energia viene spesa, essa viene prelevata dall'ambiente: quindi lo stato **A** viene

8/2010

ripristinato, ma lo stato dell'ambiente cambierà in maniera definitiva

5/6



INTRODUZIONE

- sembra quindi che la suddivisione dell'energia tra più sistemi a temperatura differente, pur non implicando una variazione del contenuto complessivo di energia, non sia, per altri aspetti, indifferente
- ciò accade perché l'interazione spontanea è sempre monodirezionale, e ne segue che l'altra interazione, quella nel verso proibito delle temperature crescenti, deve essere forzata e ciò ha un costo termodinamico e quindi energetico e quindi monetario

- *l'esempio dei due sistemi a temperatura differente può essere associato a due esempi simili, di tipo meccanico (la bombola piena di aria a pressione superiore alla atmosferica, in cui l'aria può fluire solo verso l'esterno e il corso d'acqua che fluisce spontaneamente dalla montagna verso la pianura).*
- *in tutti e tre questi esempi l'interazione può avvenire spontaneamente in un'unica, ben identificata, direzione*
- *si può però osservare che, come in questi tre casi, quando vi è una differenza finita di proprietà intensive (temperatura, pressione, quota) si possono fare 2 cose:*
 - *fare avvenire il fenomeno spontaneamente, e quindi calore passerà spontaneamente da T_i a T_a , aria fluirà da p_i a p_a e acqua da z_i a z_a*
 - *guidare in qualche misura la trasformazione, in modo da ottenere lavoro attraverso l'interposizione di un opportuno meccanismo*
- *in tutti e tre i casi, l'esistenza di una differenza nel valore di una proprietà intensiva dà l'opportunità di convertire l'energia che fluisce in lavoro, in quale misura si vedrà*

8/2010

7/6



INTRODUZIONE

- sistema ed ambiente condividono gli stessi valori delle proprietà intensive
- differenza nei valori di una proprietà intensiva tra sistema ed ambiente



non vi è alcuna possibilità di ottenere lavoro



sottende la possibilità di ottenere lavoro

- se si consente il raggiungimento dell'equilibrio in modo incontrollato si perde definitivamente l'opportunità di ottenere lavoro
- il quadro esposto fa sorgere due domande, cui la seconda legge della termodinamica è in grado di rispondere:

- *quale è il massimo lavoro ottenibile in corrispondenza di una differenza nei valori di una proprietà intensiva tra sistema ed ambiente?*
- *quali parametri precludono il raggiungimento di tale massimo?*

- *La 2a legge non solo prevede qual è il verso dell'interazione energetica, ma permette di determinare quali sono i massimi di lavoro ottenibile quando è presente una differenza di una proprietà intensiva tale da garantire la possibilità di ottenere lavoro, e cosa fa sì che questo massimo non sia eventualmente raggiunto*

8/2010

7/6



INTRODUZIONE

l'energia termica è caratterizzata da

QUANTITA'

QUALITA'

dipende dal livello di temperatura alla quale si trova l'energia

- se il sistema si trova alla stessa temperatura dell'ambiente è raggiunto l'equilibrio e non si può ottenere alcun lavoro:
- se l'energia si trova ad una temperatura elevata questo sottende la possibilità di ottenere energia meccanica:
- l'informazione sulla qualità dipende dalla seconda legge della termodinamica

questa energia ha una **BASSA QUALITA'**

La qualità in questo caso è **MAGGIORE**

un'analisi completa richiede l'applicazione sia della prima che della seconda legge



BILANCIO DI ENTROPIA

- si postula l'esistenza di una proprietà termodinamica estensiva detta **ENTROPIA** (dal greco εντροπη, in evoluzione), che non è conservativa, ma è caratterizzata da generazione:

POSTULATO

$$S_{gen} > 0$$

$$S_{dis} = 0$$

$$[J \cdot K^{-1}]$$

- si assume che la grandezza **ENTROPIA** possa fluire attraverso i confini del sistema secondo due modalità:

▪ come **FLUSSO ENTROPICO CONVETTIVO** legato all'ingresso e/o all'uscita di materia attraverso la superficie di controllo delimitante il sistema

▪ come **FLUSSO ENTROPICO TERMICO** legato al flusso di energia nella sola forma **CALORE**, secondo la relazione:

$$\Phi(S) = \frac{Q}{T} \quad [J \cdot K^{-1}]$$

in cui $\Phi(S)$ indica il flusso entropico termico, Q la quantità di calore trasferita attraverso un elemento della S.C. la cui temperatura assoluta è T



BILANCIO DI ENTROPIA

- si assume che la grandezza **ENTROPIA** possa fluire attraverso i confini del sistema secondo due modalità:

▪ come **FLUSSO ENTROPICO CONVETTIVO** legato all'ingresso e/o all'uscita di materia attraverso la superficie di controllo delimitante il sistema

▪ come **FLUSSO ENTROPICO TERMICO** legato al flusso di energia nella sola forma **CALORE**, secondo la relazione:

$$\Phi(s) = \frac{Q}{T} \quad [J \cdot K^{-1}]$$

se energia come **CALORE** attraversa la S.C.



entropia fluisce nella S.C. come **FLUSSO ENTROPICO TERMICO**

se energia come **LAVORO** attraversa la S.C.



NON c'è NESSUN FLUSSO ENTROPICO

- il **LAVORO** è qualcosa di speciale: il suo fluire attraverso il sistema **NON** comporta **FLUSSI ENTROPICI**



BILANCIO DI ENTROPIA

EQUAZIONE DI BILANCIO

- si parte dal bilancio di entropia nella sua forma più generale, in termini di potenze
- dei cinque blocchi che in generale sono presenti nelle equazioni di bilancio manca, qui, solo il termine di distruzione
- a primo membro compare ciò che entra e ciò che è generato, a secondo membro compare ciò che esce ed il termine di accumulo, cioè la rapidità con cui varia il contenuto di entropia del sistema

$$\dot{S}_e + \dot{S}_{gen} = \dot{S}_u + \frac{\partial}{\partial \theta} S_{VC}$$

- se flusso entropico entrante si sostituisce il **FLUSSO ENTROPICO TERMICO** per tutte le entrate ed il **FLUSSO ENTROPICO CONVETTIVO** calcolato come prodotto della portata massica per l'entropia specifica, si ottiene:

$$\sum_e \left| \frac{\dot{Q}}{T} \right| + \sum_e \dot{m} \cdot s + \dot{S}_{gen} = \sum_u \left| \frac{\dot{Q}}{T} \right| + \sum_u \dot{m} \cdot s + \frac{\partial}{\partial \theta} S_{VC}$$



BILANCIO DI ENTROPIA PER SISTEMI APERTI

- come già visto per il bilancio di energia è possibile indicare, per sinteticità, con:

$$\dot{Q} = \sum_e \dot{Q}_e - \sum_u \dot{Q}_u$$

la potenza termica
(CALORE)
netta entrante

- l'equazione di bilancio dell'entropia allora si semplifica nella:

$$\sum \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_e (\dot{m} \cdot s) - \sum_u (\dot{m} \cdot s) + \dot{s}_{gen} = \frac{\partial}{\partial \theta} S_{vc}$$

SECONDO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA PER I SISTEMI APERTI

- la rapidità con cui varia nel tempo l'entropia contenuta nel V.C. dipende sia dai flussi entropici che, nelle due forme, attraversano la superficie di controllo, sia dall'entropia generata nel volume di controllo
- differenze tra equazione di bilancio dell'energia e dell'entropia:
 - presenza del termine di generazione di entropia
 - non compare nulla correlato alla potenza meccanica

8/2010

12/6



SECONDO PRINCIPIO PER SISTEMI APERTI

- forme particolari del secondo principio per sistemi aperti

REGIME STAZIONARIO

- qualora il sistema aperto operi in condizioni di **regime stazionario**, il contenuto di entropia relativo al volume di controllo non varia nel tempo

$$\frac{\partial}{\partial \theta} S_{vc} = 0$$

- e l'equazione di bilancio diventa:

$$\sum \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_e (\dot{m} \cdot s) + \dot{s}_{gen} = \sum_u (\dot{m} \cdot s)$$

- ancora una volta, a primo membro vi sono il flusso entropico termico (netto, per la posizione fatta), il flusso entropico convettivo e l'entropia generata
- a secondo membro rimane solo il termine di flusso entropico convettivo uscente

8/2010

13/6



SECONDO PRINCIPIO PER SISTEMI APERTI

- forme particolari del secondo principio per sistemi aperti

SISTEMI A UN SOLO INGRESSO E UNA SOLA USCITA

- qualora il sistema aperto presenti **un solo ingresso ed una sola uscita**, in REGIME STAZIONARIO la portata massica entrante coinciderà con quella uscente, e può quindi essere messa in evidenza; dalla:

$$\sum \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_e (\dot{m} \cdot s) + \dot{S}_{gen} = \sum_u (\dot{m} \cdot s)$$

- si passa alla:

$$\sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{gen} = \dot{m} \cdot \Delta s$$

- il Δ in questo caso significa ancora variazione ma con una differenza rispetto ai casi dei **sistemi chiusi** (quando *significava differenza tra la fine e l'inizio del tempo di osservazione*);
- qui Δ significa **DIFFERENZA TRA CIÒ CHE ESCE E CIÒ CHE ENTRA** cioè tra uscita ed ingresso



SECONDO PRINCIPIO PER SISTEMI APERTI

- forme particolari del secondo principio per sistemi aperti

GRANDEZZE SPECIFICHE

- quando il valore della portata evolvente è unico, la:
- può essere riferita ad una portata unitaria:

$$\sum \frac{\dot{q}}{T} + \dot{s}_{gen} = \dot{m} \cdot \Delta s$$

$$\sum \frac{q}{T} + s_{gen} = \Delta s$$

GRANDEZZE INFINITESIME

- qualora ci si riferisca ad un V.C. di estensione infinitesima nella direzione del moto avremo la forma:

$$\frac{\delta q}{T} + \delta s_{gen} = ds$$

- la GENERAZIONE DI ENTROPIA **non è una proprietà termodinamica** (la quantità elementare è infatti indicata con δs_{gen}) e non va mai confusa con la variazione della proprietà entropia (ds), anche se, in alcuni particolari casi (trasformazioni adiabatiche o sistemi isolati) le due grandezze possono coincidere



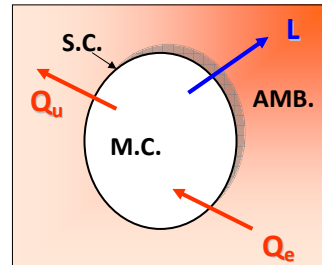
BILANCIO DI ENTROPIA PER SISTEMI CHIUSI

- si parte dal bilancio di entropia nella sua forma più generale, in termini di POTENZE:

$$\dot{S}_e + \dot{S}_{gen} = \dot{S}_u + \frac{\partial}{\partial \theta} S_{MC}$$

- poiché scompaiono i termini relativi al modo di fluire dell'entropia legato ai flussi di materia, che non esistono nei sistemi chiusi, rimane il flusso entropico termico, l'entropia generata e la rapidità con cui il contenuto di entropia della M.C. varia nel tempo:

$$\sum_e \left| \frac{\dot{Q}}{T} \right| + \dot{S}_{gen} = \sum_u \left| \frac{\dot{Q}}{T} \right| + \frac{\partial}{\partial \theta} S_{MC}$$



SECONDO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA PER I SISTEMI CHIUSI

con la solita semplificazione sui flussi termici netti:



$$\sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{gen} = \frac{\partial}{\partial \theta} S_{MC}$$



SECONDO PRINCIPIO PER SISTEMI CHIUSI

- forme particolari del secondo principio per sistemi chiusi

TEMPO DI OSSERVAZIONE FINITO

- se ci si riferisce ad un tempo di osservazione finito, si passa dalla: $\sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{gen} = \frac{\partial}{\partial \theta} S_{MC}$
- alla:

$$\sum \frac{Q}{T} + S_{gen} = \Delta S_{MC}$$

GRANDEZZE SPECIFICHE

- In termini specifici:

$$\sum \frac{q}{T} + s_{gen} = \Delta s_{MC}$$

- qui, come sopra, il Δ significa differenza di valori tra l'istante successivo e l'istante precedente; in particolare tra l'istante finale e l'istante iniziale

GRANDEZZE INFINITESIME

- se il tempo di osservazione del fenomeno anziché finito ($\Delta\theta$) è infinitesimo ($d\theta$):

$$\sum \frac{\delta Q}{T} + \delta S_{gen} = dS_{MC}$$

$$\sum \frac{\delta q}{T} + \delta s_{gen} = ds_{MC}$$



SECONDO PRINCIPIO PER SISTEMI CHIUSI

- è bene confrontare le FORME DIFFERENZIALI della prima e della seconda legge della termodinamica per SISTEMI CHIUSI (M.C.)

PRIMO PRINCIPIO

$$\delta q - \delta l = du_{MC}$$

SECONDO PRINCIPIO

$$\sum \frac{\delta q}{T} + \delta s_{gen} = ds_{MC}$$

- si osserva che
 - la variazione di energia eguaglia il flusso energetico attraverso la S.C., suddiviso nelle componenti calore e lavoro
 - la variazione di entropia non uguaglia il flusso entropico attraverso la S.C., tale flusso è legato alla sola modalità calore
 - poiché l'entropia è una proprietà non conservativa che si genera, la variazione di entropia è maggiore del flusso entropico entrante nel sistema



BILANCIO DI ENTROPIA PER SISTEMI ISOLATI

- poiché è ovviamente nullo il flusso entropico, la seconda legge si riduce a:

$$\sum \frac{Q}{T} + s_{gen} = \Delta S_{MC}$$



$$\Delta S^{SI} = s_{gen}^{SI} > 0$$

- si ricordi che per definizione l'insieme di un sistema termodinamico e dell'ambiente con cui esso interagisce è un sistema isolato
- Non essendoci più flussi di entropia, la variazione del contenuto di entropia in un sistema isolato, in un ben definito tempo $\Delta\theta$, bilancia perfettamente l'entropia che è generata all'interno del sistema isolato. Questa entropia generata è positiva, quindi, invariabilmente, per un sistema isolato l'entropia deve aumentare.
- se sullo stesso sistema isolato si fa un BILANCIO DI ENERGIA, il risultato che si ottiene è:

$$\Delta E^{SI} = 0$$

- perché l'energia del S.I. non può crescere, essendo l'energia una grandezza conservativa

*il risultato ottenuto concorda con le due affermazioni di Clausius:
per un SISTEMA ISOLATO (cioè per l'UNIVERSO):*

- l'entropia deve necessariamente aumentare
- l'energia deve necessariamente rimanere la stessa



SECONDO PRINCIPIO PER SISTEMI APERTI

● $\dot{S}_e + \dot{S}_{gen} = \dot{S}_u + \frac{\partial}{\partial \theta} S_{VC}$

● $\sum \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_e (\dot{m} \cdot s) - \sum_u (\dot{m} \cdot s) + \dot{S}_{gen} = \frac{\partial}{\partial \theta} S_{VC}$

● $\sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{gen} = \dot{m} \cdot \Delta s$ regime stazionario monodimensionale, un ingresso e un'uscita

● $\sum \frac{q}{T} + s_{gen} = \Delta s$ regime stazionario monodimensionale, un ingresso e un'uscita, portata unitaria

● $\frac{\delta q}{T} + \delta s_{gen} = ds$ come sopra, ma scritta per un V.C. di lunghezza infinitesima. ds è la variazione di entropia tra ingresso e uscita del V.C. di lunghezza infinitesima



SECONDO PRINCIPIO PER SISTEMI CHIUSI

● $\sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{gen} = \frac{\partial}{\partial \theta} S_{MC}$

● $\sum \frac{Q}{T} + S_{gen} = \Delta S_{MC}$ regime stazionario monodimensionale, un ingresso e un'uscita

● $\sum \frac{q}{T} + s_{gen} = \Delta s_{MC}$ regime stazionario monodimensionale, un ingresso e un'uscita, portata unitaria

● $\sum \frac{\delta q}{T} + \delta s_{gen} = ds_{MC}$ come sopra, ma scritta per una M.C. di dimensioni infinitesime ds è la variazione di entropia tra istante finale e istante iniziale, in un tempo di osservazione infinitesimo



bibliografia

- ✓ **Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009**
- ✓ **G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998**
- ✓ **A. Cesarano, P. Mazzei, *Elementi di termodinamica applicata*, Liguori Editore, Napoli, 1987**
- ✓ **R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984**
- ✓ **R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996**
- ✓ **L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983**



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 7
TDA-SECONDO PRINCIPIO/2

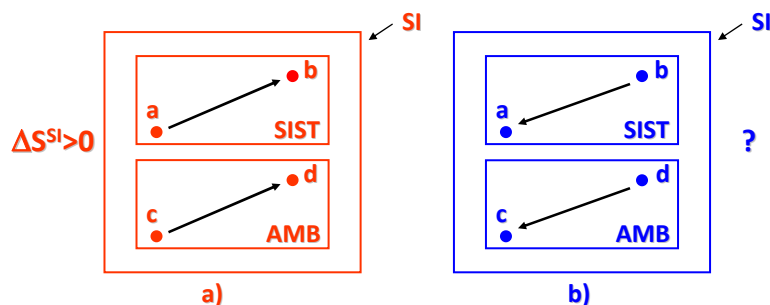
Dipartimento di Energetica

Università Politecnica delle Marche



REVERSIBILITA' E IRREVERSIBILITA'

- si consideri un SISTEMA ISOLATO (SI) composto da un generico sistema termodinamico, SIST, e dal suo ambiente, AMB



- siano "a-b" e "c-d" le trasformazioni cui sono soggetti, rispettivamente, sistema e ambiente
- il **SECONDO PRINCIPIO** assicura che l'entropia del sistema isolato sarà aumentata
- *ci si chiede: è possibile riportare sistema ed ambiente nei loro stati iniziali ("a" e "c" rispettivamente)?*

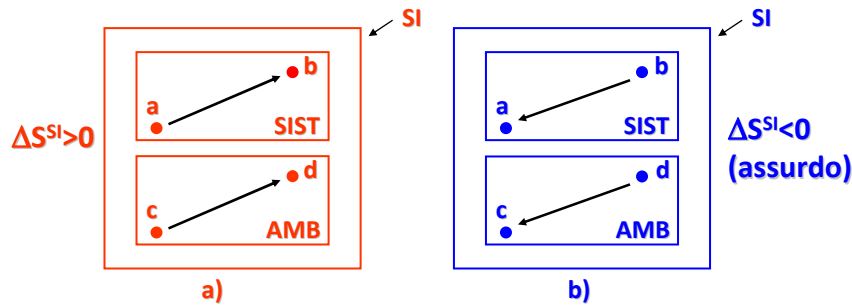
8/2010

1/7



REVERSIBILITA' E IRREVERSIBILITA'

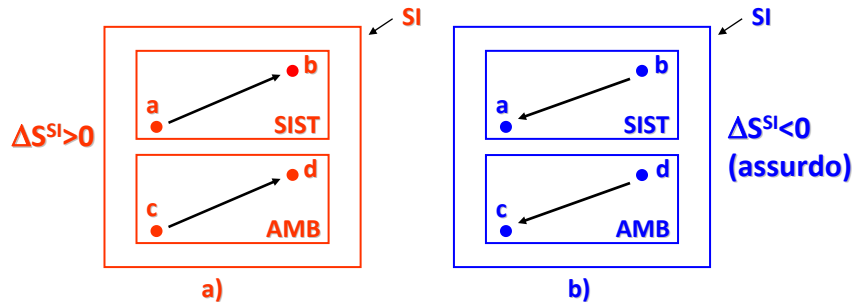
- *ci si chiede: è possibile riportare sistema ed ambiente nei loro stati iniziali ("a" e "c" rispettivamente)?*



- è evidente che ciò è **IMPOSSIBILE**, in quanto se si ritornasse negli stati iniziali, il SI tornerebbe nel suo stato iniziale e quindi la sua entropia riassumerebbe il suo valore iniziale (l'entropia è una proprietà e quindi una funzione puntuale)
- ma poiché l'entropia del SI era aumentata, dovrebbe, nella seconda trasformazione, diminuire, il che è in contrasto con il **SECONDO PRINCIPIO**



REVERSIBILITA' E IRREVERSIBILITA'



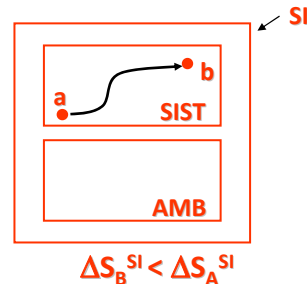
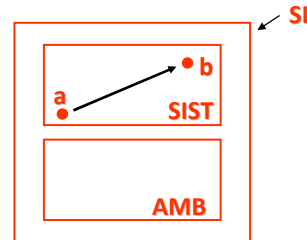
- le trasformazioni reali sono **IRREVERSIBILI**, nel senso che il passaggio del sistema/ambiente da uno stato all'altro è caratterizzato da una "traccia indelebile" - la generazione entropica - che rende impossibile il ritorno nello stato iniziale
- l'irreversibilità è conseguenza della generazione di entropia
- se, **PER PURA ASTRAZIONE**, l'entropia generata in un processo tendesse ad annullarsi, la trasformazione tenderebbe a poter essere invertita
- un processo è detto **REVERSIBILE** se sia il sistema che l'ambiente possono ritornare nel loro stato iniziale



REVERSIBILITA' E IRREVERSIBILITA'

- il passaggio del sistema dallo stato iniziale a quello finale può avvenire secondo differenti cammini, ciascuno caratterizzato da una particolare generazione entropica
- il cammino A è detto più irreversibile del cammino B poiché, a parità di stati iniziali e finali, l'entropia generata è maggiore
- per estrapolazione è immaginabile considerare successivi cammini la cui generazione entropica vada monotonamente decrescendo; come limite si giunge a definire una trasformazione ideale, tale che l'entropia generata sia nulla:

la trasformazione REVERSIBILE



REVERSIBILITA' E IRREVERSIBILITA'

- la trasformazione ideale, non realizzabile nella realtà, avente generazione di entropia nulla potrebbe essere percorsa anche nel cammino a ritroso (con il sistema e l'ambiente che possono tornare al loro stato iniziale)
- l'entropia non crescerebbe né nel cammino di andata né nel cammino di ritorno e pertanto si avrebbe la condizione limite di non violazione della seconda legge della termodinamica
- l'equazione di bilancio dell'entropia per un S.I. può essere così modificata:

$$\Delta S^{SI} = S_{gen}^{SI} \geq 0$$

- con il segno di eguaglianza che definisce in simboli la **TRASFORMAZIONE REVERSIBILE**
- una trasformazione reversibile è semplice da analizzare, in quanto il sistema passa attraverso una serie di **STATI DI EQUILIBRIO**

trasformazione
quasi statica



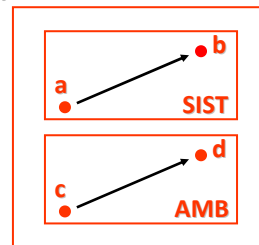
trasformazione
REVERSIBILE



REVERSIBILITA' E IRREVERSIBILITA'

- una trasformazione che avviene in un sistema ISOLATO può essere:

IRREVERSIBILE	se	$\Delta S^{SI} > 0$
REVERSIBILE	se	$\Delta S^{SI} = 0$
IMPOSSIBILE	se	$\Delta S^{SI} < 0$



- l'insieme SISTEMA + AMBIENTE è sicuramente isolato, per cui:

$$\Delta S^{SI} = \Delta S_{SIST} + \Delta S_{AMB} \geq 0$$

una trasformazione del sistema potrebbe anche risultare ad entropia DECRESCENTE ma sarà sempre compensata da una trasformazione dell'ambiente tale per cui nel sistema isolato costituito dal sistema in esame più l'ambiente esterno l'entropia crescerà sempre e comunque (o al più rimarrà uguale se si ha a che fare con trasformazioni reversibili)



REVERSIBILITA' E IRREVERSIBILITA'

un PRIMO GRUPPO di cause di IRREVERSIBILITÀ è caratteristico dei processi spontanei

- trasferimento di energia termica con differenza di temperatura finita
- espansione libera di un fluido da una regione a pressione maggiore verso una a pressione minore
- mescolamento spontaneo di materia di composizione differente e/o stati diversi
- reazioni chimiche spontanee

un SECONDO GRUPPO di cause di IRREVERSIBILITÀ è caratterizzato da una trasformazione di energia meccanica in energia termica: questa trasformazione non può avvenire nel verso opposto, quindi è irreversibile e comporta generazione entropica

- attrito, comprendendo anche i fenomeni di attrito in seno ad un fluido in moto
- flusso di una corrente elettrica attraverso una resistenza mescolamento spontaneo di materia di composizione differente e/o stati diversi
- fenomeni di isteresi magnetica o di polarizzazione
- deformazione non elastica



REVERSIBILITA' E IRREVERSIBILITA'

- per un sistema termodinamico in evoluzione le irreversibilità possono essere ubicate all'**INTERNO** della S.C. e/o al suo **ESTERNO**

IRREVERSIBILITÀ INTERNA

- ci si riferisce alle sole aliquote interne alla S.C. che definisce il sistema
- qualora l'interesse dell'analisi sia accentrato allo studio del solo sistema è definibile una trasformazione ideale detta

**INTERNAMENTE REVERSIBILE
(ENDOREVERSIBILE)**

- nella trasformazione **INTERNAMENTE REVERSIBILE** è nulla la corrispondente generazione di entropia

IRREVERSIBILITÀ ESTERNA

- è naturalmente riferita alle sole aliquote esterne al sistema



DISEGUAGLIANZA DI CLAUSIUS

- per una trasformazione ideale internamente reversibile è per definizione:

$$S_{\text{gen,int_rev}} = 0$$

- e la relativa scrittura della seconda legge della termodinamica assume l'aspetto di una equazione di bilancio di una grandezza conservativa; ad esempio la:

$$\frac{\delta q}{T} + \delta s_{\text{gen}} = ds_{\text{MC}}$$

- diventa:

$$ds_{\text{MC,int_rev}} = \frac{\delta q}{T}$$

- confrontando le ultime due relazioni scritte, e ricordando che la generazione entropica è sempre positiva, si può scrivere la:

$$ds_{\text{MC}} \geq \frac{\delta q}{T}$$

DISUGUAGLIANZA DI CLAUSIUS

- il segno di uguaglianza è riferito a trasformazioni internamente reversibili



SECONDO PRINCIPIO - RIEPILOGO



S_{gen} è una quantità sempre positiva o al più nulla

$$\frac{\delta q}{T} + \delta s_{gen} = ds_{MC}$$



S_{gen} ha un valore che dipende dalla particolare trasformazione, per cui NON È UNA GRANDEZZA DI STATO



per un SISTEMA ISOLATO è:
durante una trasformazione l'entropia di un SISTEMA ISOLATO non diminuisce mai e al più rimane costante se la trasformazione è reversibile

$$\Delta S_{SI} \geq 0$$



le trasformazioni avvengono SPONTANEAMENTE solo in un certo verso, tale che sia:

$$S_{gen,SI} \geq 0$$



l'entropia si conserva solo nelle trasformazioni reversibili



l'entropia dell'UNIVERSO è sempre in aumento



l'entropia generata misura l'entità dell'irreversibilità dei processi reali



EQUAZIONI DEL TdS O DI GIBBS

- le equazioni del TdS (o di Gibbs) permettono il calcolo del Δs per un sistema semplice comprimibile
- legano la variazione di entropia a quella di altre proprietà che sono facilmente calcolabili e/o direttamente misurabili
- lo stato termodinamico di un sistema semplice comprimibile è identificato da due convenienti proprietà indipendenti
- tra le possibili equazioni di stato è possibile considerare quella in cui l'energia interna è funzione dell'entropia e del volume $U=U(S,V)$
- differenziando si ha:

$$dU = \left(\frac{\partial U}{\partial S} \right)_V dS + \left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_S dV$$

- e definendo

temperatura termodinamica $T = \left(\frac{\partial U}{\partial S} \right)_V$

pressione termodinamica $p = - \left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_S$



EQUAZIONI DEL TdS O DI GIBBS

- definendo

temperatura termodinamica $T = \left(\frac{\partial U}{\partial S} \right)_V$

pressione termodinamica $p = - \left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_S$

- sebbene le definizioni di **temperatura** e di **pressione termodinamiche** possano sembrare arbitrarie, si può vedere che tali definizioni sono in accordo con quelle di temperatura empirica, legata all'equilibrio termico, e di pressione empirica, legata all'equilibrio meccanico, e che quindi alla pressione e alla temperatura che compaiono nelle equazioni di Gibbs possono essere sostituiti, ai fini del calcolo, i valori misurati o misurabili dai comuni strumenti di misura



EQUAZIONI DEL TdS O DI GIBBS

- combinando

$$dU = \left(\frac{\partial U}{\partial S} \right)_V dS + \left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_S dV$$

$$T = \left(\frac{\partial U}{\partial S} \right)_V$$

$$p = - \left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_S$$

- si ottiene

$$dU = T \cdot dS - p \cdot dV \quad \text{1° equazione del TdS}$$

- la quale, risolta rispetto a dS , conduce a

$$dS = \frac{dU}{T} + \frac{p}{T} \cdot dV \quad \text{1° equazione di Gibbs}$$

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{p}{T} \cdot dv$$

- integrando questa equazione è possibile calcolare la variazione di entropia, correlata a u, p, T, v che sono quantità facilmente misurabili o facilmente calcolabili
- du naturalmente andrà calcolato secondo il modello selezionato



EQUAZIONI DEL TdS O DI GIBBS

- modalità alternativa di derivazione delle equazioni del TdS
- si parte dal 1° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA per SISTEMA CHIUSO, in REGIME STAZIONARIO, contenente una SOSTANZA SEMPLICE E COMPRIMIBILE, per trasformazioni INTERNAMENTE REVERSIBILI:

$$dU = \delta Q_{\text{int_rev}} - \delta L_{\text{int_rev}}$$

- e dalle:

$$\delta Q_{\text{int_rev}} = T \cdot dS$$

$$\delta L_{\text{int_rev}} = p \cdot dV$$

- combinando si ottiene:

$$dU = T \cdot dS - p \cdot dV$$

1° equazione del TdS



EQUAZIONI DEL TdS O DI GIBBS

- introducendo la definizione di **entalpia** e differenziando si ottiene

$$H = U + p \cdot V$$

$$dH = dU + pdV + Vdp$$

- se si combina con la 1° equazione del TdS

$$dU = T \cdot dS - p \cdot dV$$

- si ottiene

$$dH = T \cdot dS + V \cdot dp$$

2° equazione del TdS

- la quale, risolta rispetto a **dS**, conduce a

$$dS = \frac{dH}{T} - \frac{V}{T} \cdot dp$$

2° equazione di Gibbs

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v}{T} \cdot dp$$

EQUAZIONI DEL TdS O DI GIBBS

$$dU = T \cdot dS - p \cdot dV$$

1° equazione del TdS

$$dH = T \cdot dS + V \cdot dp$$

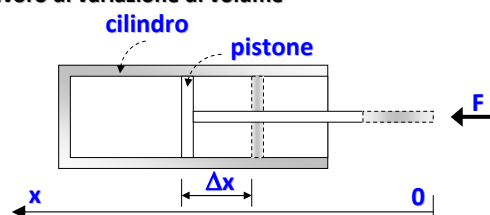
2° equazione del TdS

- anche se ottenute partendo da trasformazioni reversibili le due EQUAZIONI sono valide per QUALUNQUE TRASFORMAZIONE tra 1 e 2 perché le variabili sono tutte grandezze di stato e la loro variazione non dipende dal cammino

LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI CHIUSI (SENZA DEFLUSSO)

lavoro di VARIAZIONE DI VOLUME

- una delle più comuni forme di interazione energetica come lavoro tra un sistema chiuso e l'ambiente è quella che va sotto il nome di lavoro di variazione di volume
- essa è connessa al movimento dell'intera superficie di controllo o di una parte di essa
- tipicamente un sistema termodinamico chiuso delimitato da un cilindro ed un pistone mobile
- la conoscenza della prima e della seconda legge della termodinamica consente di stabilire sotto quali condizioni e secondo quale relazione è possibile calcolare il lavoro di variazione di volume con le proprietà del sistema, cioè dall'interno di quest'ultimo



$$\delta L_V = F \cdot dx = p \cdot A \cdot dx = p \cdot dV \quad [J]$$

$$L_V = \int_1^2 p \cdot dV \quad [J]$$



LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI CHIUSI (SENZA DEFLUSSO)

lavoro di VARIAZIONE DI VOLUME

- si consideri una S.C. che racchiude la sola sostanza di lavoro che sia soggetta ad una certa trasformazione
- per un tratto elementare di questa, tra due stati di equilibrio, la prima legge si scrive:

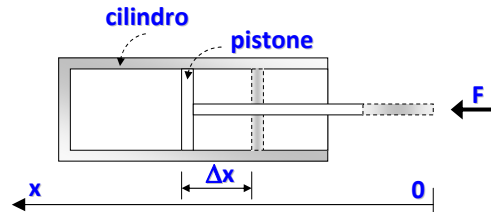
$$\delta q - \delta l = du$$

- esplicitando il lavoro elementare e sostituendo al "du" quanto si ottiene dalla prima equazione di Gibbs

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{p}{T} dv$$

si ha:

$$\delta l = \delta q - Tds + pdv$$



8/2010

18/7



LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI CHIUSI (SENZA DEFLUSSO)

lavoro di VARIAZIONE DI VOLUME

$$\delta l = \delta q - Tds + pdv$$

- sostituendo alla differenza:

$$(\delta q - Tds)$$

quanto derivabile dalla seconda legge:

$$ds = \frac{\delta q}{T} + \delta s_{gen}$$

si ottiene:

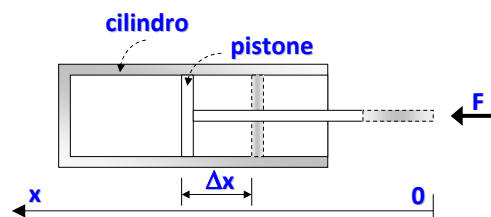
$$\delta l = pdv - T\delta s_{gen}$$

- se la trasformazione è **INTERNAMENTE REVERSIBILE** (cioè è priva di effetti dissipativi interni), essendo nulla l'entropia generata è possibile calcolare il lavoro di variazione di volume come :

$$\delta l = pdv$$

$$l = \int_1^2 pdv$$

$$L = m \int_1^2 pdv = \int_1^2 pdV$$



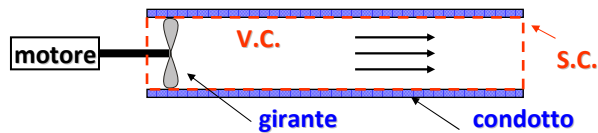
8/2010

19/7

LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI APERTI (CON DEFLUSSO)

lavoro di ELICA

- tipica interazione energetica come lavoro tra un **SISTEMA APERTO** e l'ambiente

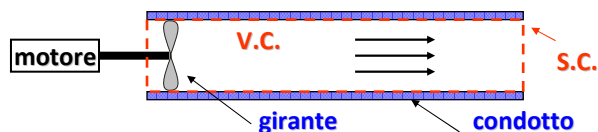


- si abbia del fluido in un condotto
- a causa degli effetti viscosi e dell'attrito il fluido non può fluire per sua spontanea volontà, ma deve essere forzato
- chi lo forza è evidentemente un qualcosa che fornisce energia meccanica (lavoro) al sistema, facendo sì che il fluido scorra all'interno del V.C.
- si pensi al motore come esterno al V.C. (anche se ciò non appare dal disegno); l'asse, che attraversa la S.C. pone in rotazione la girante e fa sì che il fluido scorra all'interno del condotto
- interazione sistema/ambiente che avviene attraverso un asse rotante
- l'interazione può avvenire anche nella direzione opposta: cessione di energia dal sistema all'ambiente; si pensi alla girante di una turbina idraulica che, nelle sue forme primordiali, è stata alla base della rivoluzione industriale

LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI APERTI (CON DEFLUSSO)

lavoro di ELICA

- tipica interazione energetica come lavoro tra un **SISTEMA APERTO** e l'ambiente

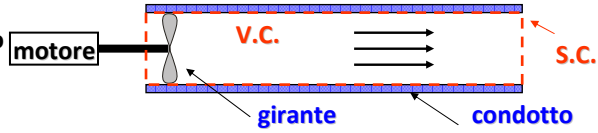


- dalla prima e dalla seconda legge per un sistema aperto in **REGIME STAZIONARIO** è possibile ricavare, in analogia a quanto visto per un sistema chiuso, un'equazione che correla il flusso energetico come lavoro alle proprietà del sistema: questa relazione è detta **EQUAZIONE DELL'ENERGIA MECCANICA**
- essa trova impiego anche nei casi in cui il moto del fluido avviene senza interazione energetica come lavoro con l'ambiente, ad esempio nel moto dei fluidi in condotti, semplicemente correlando tra loro i valori delle proprietà delle varie sezioni



SISTEMI APERTI: EQUAZIONE DELL'ENERGIA MECCANICA

- si consideri una S.C. che racchiude la sostanza di lavoro tra le sezioni di interesse, la prima legge riferita ad un tratto elementare si scrive:



$$\delta q - \delta l = d \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right)$$

- ipotesi:
 - regime stazionario
 - flusso monodimensionale
 - il sistema ha un solo ingresso ed una sola uscita l'equazione è riferita ad un V.C. elementare, cioè la distanza tra l'ingresso e l'uscita del V.C. è dx (se x è l'ascissa corrente del flusso monodimensionale)

- esplicitando il lavoro elementare e sostituendo a dh quanto si ottiene dalla 2° equazione del Tds

2° eq del Tds

$$dH = T \cdot ds + V \cdot dp$$

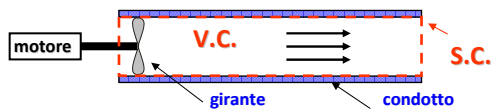
- si ha:

$$\delta l = \delta q + (-Tds - vdp) + d \left(gz + \frac{w^2}{2} \right)$$



SISTEMI APERTI: EQUAZIONE DELL'ENERGIA MECCANICA

$$\delta l = \delta q + (-Tds - vdp) + d \left(gz + \frac{w^2}{2} \right)$$



- sostituendo alla differenza $(\delta q - Tds)$

quanto derivabile dalla seconda legge si ottiene:

2° legge

$$\frac{\delta q}{T} + \delta s_{gen} = ds$$

$$\delta l = -v \cdot dp - g \cdot dz - d \left(\frac{w^2}{2} \right) - T \cdot \delta s_{gen}$$

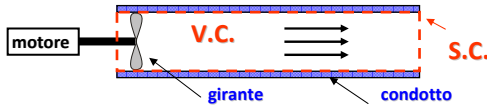
- si può affermare che se il processo è internamente reversibile, ovvero se non vi è generazione interna di entropia, l'interazione energetica come lavoro e le proprietà sono così correlate

$$\delta l_{int_rev} = -v \cdot dp - g \cdot dz - d \left(\frac{w^2}{2} \right)$$



SISTEMI APERTI: EQUAZIONE DELL'ENERGIA MECCANICA

- si può affermare che se il processo è internamente reversibile, ovvero se non vi è generazione interna di entropia, l'interazione energetica come lavoro e le proprietà sono così correlate



- $\delta l_{int_rev} = -v \cdot dp - g \cdot dz + d\left(\frac{w^2}{2}\right)$
- $l_{int_rev} = -\int_1^2 v \cdot dp - g \cdot \Delta z + \Delta\left(\frac{w^2}{2}\right)$
- $\dot{L}_{int_rev} = \dot{m} \cdot \left[-\int_1^2 v \cdot dp - g \cdot \Delta z + \Delta\left(\frac{w^2}{2}\right) \right]$

questa è la cosiddetta
EQUAZIONE DELL'ENERGIA MECCANICA

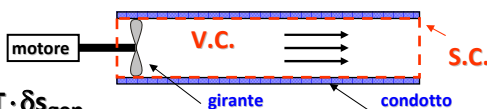
- si noti, al solito, che il Δz è la variazione finita di quota tra ingresso ed uscita e $\Delta w^2/2$ è la differenza, finita, dell'energia cinetica tra la sezione di ingresso e la sezione di uscita



SISTEMI APERTI: EQUAZIONE DELL'ENERGIA MECCANICA

- qualora gli effetti dissipativi non siano nulli o trascurabili si utilizza la

$$\delta l = -v \cdot dp - g \cdot dz - d\left(\frac{w^2}{2}\right) - T \cdot \delta s_{gen}$$



- in cui il termine dissipativo $T \delta s_{gen}$ è usualmente valutato, nei differenti casi, con tecniche empiriche

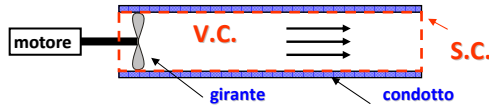
- posto: $T \delta s_{gen} = \delta r > 0$ $\int_1^2 T \delta s_{gen} = r$ $\dot{m} \cdot \int_1^2 T \delta s_{gen} = \dot{R}$

- $\delta l = -v \cdot dp - g \cdot dz + d\left(\frac{w^2}{2}\right) - \delta r$
- $l = -\int_1^2 v \cdot dp - g \cdot \Delta z + \Delta\left(\frac{w^2}{2}\right) - r$
- $\dot{L} = \dot{m} \cdot \left[-\int_1^2 v \cdot dp - g \cdot \Delta z + \Delta\left(\frac{w^2}{2}\right) \right] - \dot{R}$



SISTEMI APERTI: EQUAZIONE DELL'ENERGIA MECCANICA

- nell'analisi dei sistemi aperti, quali ad esempio ventilatori o compressori, accade spesso che nell'equazione dell'energia meccanica, nel caso di processo internamente reversibile



$$\delta l_{int_rev} = -v \cdot dp - g \cdot dz - d \left(\frac{w^2}{2} \right)$$

$$l_{int_rev} = -\int_1^2 v \cdot dp - g \cdot \Delta z - \Delta \left(\frac{w^2}{2} \right)$$

- variazione di energia potenziale
- variazione di energia cinetica

trascurabili

rispetto all'energia meccanica trasferita

- in tali casi è:

$$\delta l_{int_rev} = -v \cdot dp$$



SISTEMI APERTI: EQUAZIONE DELL'ENERGIA MECCANICA

- una particolareggiata dell'equazione dell'energia meccanica, detta **EQUAZIONE DI BERNOULLI** si ottiene per tratti di condotti nei quali:



- **NON VI È INTERAZIONE ENERGETICA COME LAVORO** (non ci sono organi meccanici in movimento)
- la sostanza di lavoro si comporta come **FLUIDO INCOMPRESSIBILE**
- il processo è **INTERNAMENTE REVERSIBILE**

- dalla:

$$l_{int_rev} = -\int_1^2 v \cdot dp - g \cdot \Delta z + \Delta \left(\frac{w^2}{2} \right)$$

- segue:

$$v \cdot \Delta p + g \cdot \Delta z + \Delta \left(\frac{w^2}{2} \right) = 0$$



EQUAZIONE DI BERNOULLI

$$\frac{p}{\rho} + g \cdot z + \frac{w^2}{2} = \text{costante}$$

- nelle ipotesi precisate, la somma dell'energia di pressione, potenziale e cinetica si mantiene costante lungo la sezione del flusso, per ogni sezione di condotto



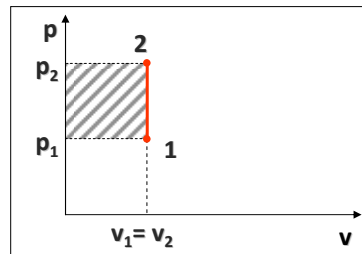
LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI APERTI (CON DEFLUSSO)

trasformazione ISOCORA

legge della trasformazione

$$v = \text{cost}$$

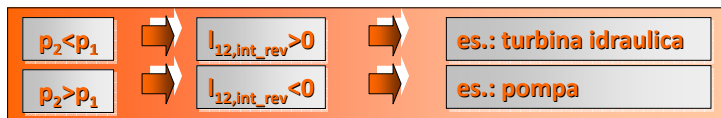
espressione del lavoro



$$l_{12, \text{int_rev}} = -\int_1^2 v \cdot dp = -v \int_1^2 dp = -v(p_2 - p_1)$$

$$l_{12, \text{int_rev}} = vp_1 - vp_2$$

lavoro di emissione
 lavoro di immissione



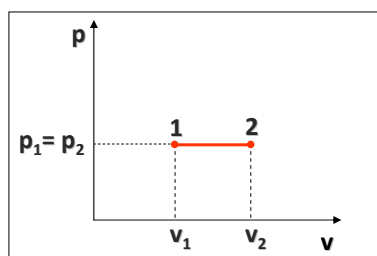
LAVORO SCAMBIATO NEI SISTEMI APERTI (CON DEFLUSSO)

trasformazione ISOBARA

legge della trasformazione

$$p = \text{cost}$$

espressione del lavoro



$$l_{12, \text{int_rev}} = -\int_1^2 v \cdot dp = 0$$

in un processo con deflusso non è possibile ottenere lavoro utile se non esiste SALTO DI PRESSIONE tra fluido in ingresso ed in uscita



TRASFORMAZIONI REVERSIBILI

sistemi CHIUSI

• 1° principio $\delta q - \delta l = du$

• lavoro reversibile $\delta l = p \cdot dv$



$$\delta q - p \cdot dv = du$$

per trasformazioni internamente reversibili **ISOCORE** ($v=\text{cost}$) l'energia termica trasferita è uguale alla **variazione di energia interna**

sistemi APERTI

• 1° principio $\delta q - \delta l = dh$

• lavoro reversibile $\delta l = -v \cdot dp$



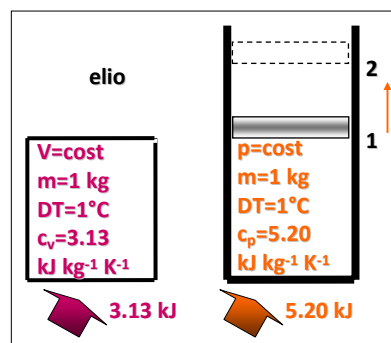
$$\delta q + v \cdot dp = dh$$

per trasformazioni internamente reversibili **ISOBARE** ($p=\text{cost}$) l'energia termica trasferita è uguale alla **variazione di entalpia**



CALORE SPECIFICO

- **CALORE SPECIFICO**: energia richiesta per innalzare di un grado la temperatura della massa unitaria di una sostanza
- in generale tale energia dipende da come il processo viene eseguito



C_v calore specifico a VOLUME costante

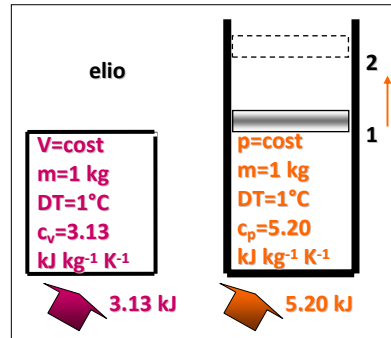
$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

è la variazione dell'energia interna specifica di una sostanza corrispondente ad una variazione unitaria di temperatura a volume costante



CALORE SPECIFICO

- **CALORE SPECIFICO**: energia richiesta per innalzare di un grado la temperatura della massa unitaria di una sostanza
- in generale tale energia dipende da come il processo viene eseguito



c_p calore specifico a **PRESSIONE** costante

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

è la variazione dell'energia interna specifica di una sostanza corrispondente ad una variazione unitaria di temperatura a volume costante



CALORE SPECIFICO

calore specifico a **VOLUME** costante

c_v

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v$$

poiché per una trasformazione **INTERNAMENTE REVERSIBILE** in un **sistema chiuso**

$$\delta l_{int_rev} = p dv$$

la forma differenziale della prima legge per un **sistema chiuso** evolvente in modo internamente reversibile è:

$$du = \delta q - p dv$$

ne consegue che se la trasformazione è:

- internamente reversibile
- a volume costante



$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v = \left(\frac{\delta q}{dT} \right)_v$$

ciò consente di correlare la definizione matematica di c_v , che ne evidenzia la natura di proprietà specifica, a quella fenomenologica, che lo definisce come rapporto tra il calore trasferito al sistema e la corrispondente variazione di temperatura, in una trasformazione internamente reversibile a volume costante



CALORE SPECIFICO

calore specifico a **PRESSIONE** costante

$$c_p$$

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p$$

poiché per una trasformazione **INTERNAMENTE REVERSIBILE** in un **sistema aperto**



$$\delta l_{int_rev} = -vdp$$

la forma differenziale della prima legge per un **sistema aperto** evolvente in modo **INTERNAMENTE REVERSIBILE** è:

$$dh = \delta q - vdp$$

ne consegue che se la trasformazione è:

- internamente reversibile
- a pressione costante



$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = \frac{(\delta q)_p}{dT}$$

in cui $(\delta q)_p$ è la quantità elementare di energia termica specifica trasferita a pressione costante



CALORE SPECIFICO

• oltre a

calore specifico a **VOLUME** costante

calore specifico a **PRESSIONE** costante

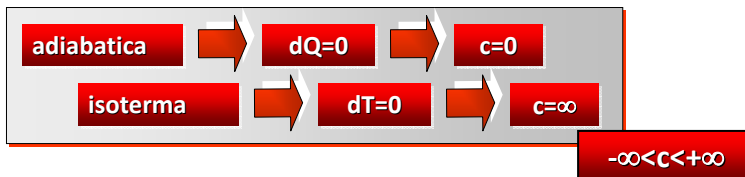
è possibile definire calori specifici lungo altre trasformazioni, ma essi vanno sempre definiti in funzione di proprietà del sistema

• lungo una **TRASFORMAZIONE REVERSIBILE** il calore specifico è definito come

rapporto tra la quantità di calore scambiato durante il processo e la variazione di temperatura che il sistema contemporaneamente subisce

$$c = \frac{\delta Q}{dT}$$

il calore specifico pertanto non ha un valore unico, ma può assumere infiniti valori in dipendenza dal tipo di processo che si considera





bibliografia

- ✓ **Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009**
- ✓ **G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998**
- ✓ **A. Cesarano, R. Vanoli, *Elementi di termodinamica applicata*, Liguori Editore, Napoli, 1987**
- ✓ **R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984**
- ✓ **R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996**
- ✓ **L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983**



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
 prof. ing. Fabio Polonara
 A.A. 2012/2013

lezione n. 8
 TDA-PROPRIETA'/3



GAS IDEALE

ulteriori sviluppi del modello di GAS IDEALE

combinando l'equazione di stato dei gas reali con la prima equazione di Gibbs si ottiene:

$$pv = RT$$

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{p}{T} \cdot dv$$

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{v}{R} \cdot dv$$

- poiché l'entropia è una proprietà di stato, ds è un differenziale esatto

$$dx = M \cdot dy + N \cdot dz$$

$$\left(\frac{\partial M}{\partial z}\right)_y = \left(\frac{\partial N}{\partial y}\right)_z$$



$$\left(\frac{\partial\left(\frac{1}{T}\right)}{\partial v}\right)_u = \left(\frac{\partial\left(\frac{R}{v}\right)}{\partial u}\right)_v$$

- da cui discende che $\frac{1}{T} = f(u)$, ossia:

$$u = u(T)$$

$$h = u(T) + pv = u(T) + RT = h(T)$$



b)
ENERGIA INTERNA ed ENTALPIA
 del GAS IDEALE sono funzione della sola TEMPERATURA

proprietà



GAS IDEALE

- per il **gas ideale**, anche i calori specifici a volume e pressione costante dipendono solo dalla temperatura

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v = \frac{du(T)}{dT} = c_v(T)$$

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = \frac{dh(T)}{dT} = c_p(T)$$

- dalla definizione di **entalpia** per un gas ideale: $h = u(T) + pv = u(T) + RT$ derivando rispetto alla T discende che:

$$c_p - c_v = R \quad \Rightarrow \quad \text{relazione di MAYER}$$

- la relazione di Mayer evidenzia che la differenza tra i calori specifici a pressione e volume costante di un **gas ideale** è una costante dipendente solo dalla composizione chimica della sostanza; definendo:

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad \Rightarrow \quad c_v = \frac{1}{k-1} \cdot R \quad \Rightarrow \quad c_p = \frac{k}{k-1} \cdot R$$

proprietà



GAS IDEALE

- con il modello di gas ideale è possibile calcolare le variazioni delle proprietà termodinamiche di maggiore interesse

ENERGIA INTERNA	➔	$du = c_v(T) dT$
ENTALPIA	➔	$dh = c_p(T) dT$
ENTROPIA	➔	<ul style="list-style-type: none"> differenziando $pv = RT$

e combinando con la 1° e la 2° equazione di Gibbs

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{p}{T} \cdot dv$$

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v}{T} \cdot dp$$

$$\frac{dT}{T} = \frac{dp}{p} + \frac{dv}{v}$$

si ha:

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}$$

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}$$

$$ds = c_p \frac{dv}{v} - c_v \frac{dp}{p}$$

proprietà



GAS IDEALE

- per integrare le equazioni presentate tra due generici stati di equilibrio occorre esplicitare il legame funzionale tra i calori specifici e la temperatura

per molti gas di comune impiego:

per $0 < t < 100^\circ\text{C}$



$c_p = \text{cost}$

$c_v = \text{cost}$

$$\Delta u \cong c_v \cdot \Delta t$$

$$\Delta h \cong c_p \cdot \Delta t$$

se è richiesta maggior precisione, o al di fuori dell'intervallo citato, si possono correlare i dati sperimentali nella forma:

$$c_p = a + b \cdot T + c \cdot T^2 + d \cdot T^3$$

e poi risolvere gli integrali:

$$\Delta u = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T) \cdot dT$$

$$\Delta h = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) \cdot dT$$

proprietà



GAS IDEALE

- calcolo della variazione di ENTROPIA

$$pv = RT$$

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{p}{T} \cdot dv$$

$$ds = c_v(T) \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}$$

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T) \frac{dT}{T} + R \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$\Delta s = c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + R \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$pv = RT$$

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v}{T} \cdot dp$$

$$ds = c_p(T) \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}$$

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) \frac{dT}{T} - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}$$

questa ultima formulazione si adotta quando, nell'ambito di modeste variazioni di temperatura (es. $0-100^\circ\text{C}$), c_v e c_p si possono ritenere costanti

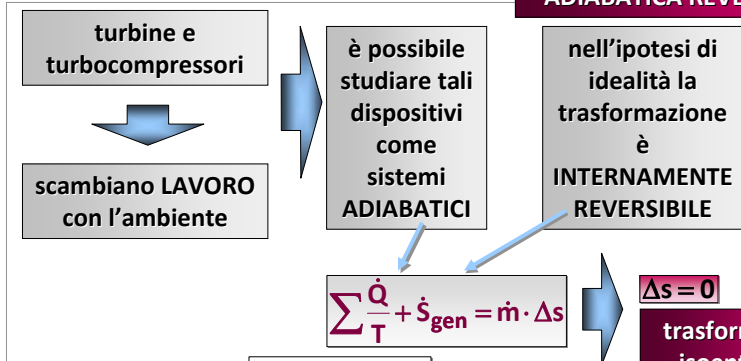
proprietà



proprietà

GAS IDEALE

ADIABATICA REVERSIBILE



• la 1° equazione di Gibbs:

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{p}{T} \cdot dv$$

nel caso di trasformazione **ADIABATICA REVERSIBILE** diventa:

$$0 = \frac{du}{T} + \frac{p}{T} \cdot dv$$

e, se il fluido è un **GAS IDEALE**:

$$0 = c_v \cdot \frac{dT}{T} + R \cdot \frac{dv}{v}$$



proprietà

GAS IDEALE

ADIABATICA REVERSIBILE

la: $c_v \cdot \frac{dT}{T} + R \cdot \frac{dv}{v} = 0$ integrata nell'ipotesi che i **calori specifici** siano **costanti con la temperatura**, diventa:

$$c_v \cdot \ln T + R \cdot \ln v = \text{cost}$$

se poi si tiene conto delle:

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

$$R = c_p - c_v$$

si arriva alle:

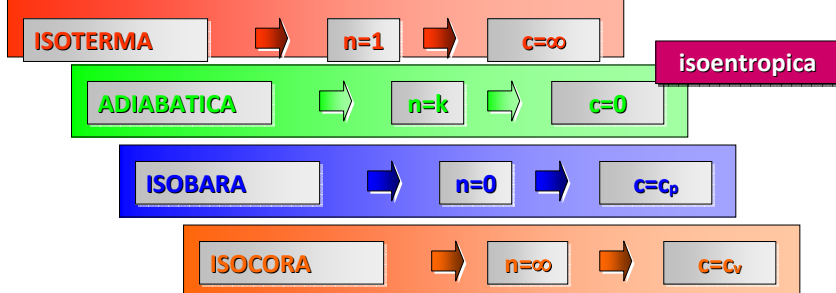
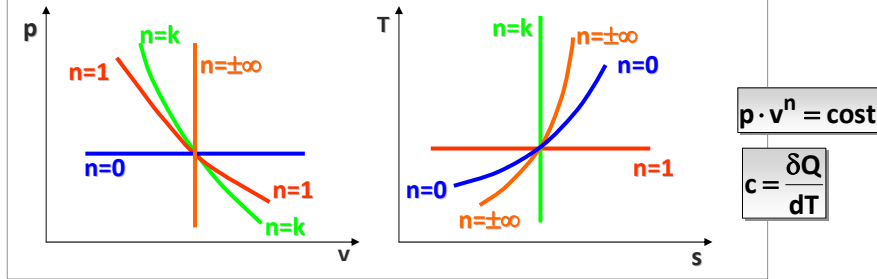
$$T^{c_v} v^R = \text{cost} \Rightarrow T \cdot v^{\frac{R}{c_v}} = \text{cost} \Rightarrow T \cdot v^{\frac{c_p - c_v}{c_v}} = \text{cost} \Rightarrow T \cdot v^{k-1} = \text{cost}$$

$$T \cdot v^{k-1} = \text{cost} \Rightarrow (pv) \cdot v^{k-1} = \text{cost} \Rightarrow p \cdot v^k = \text{cost}$$

$$T \cdot v^{k-1} = \text{cost} \Rightarrow T \cdot \left(\frac{T}{p}\right)^{k-1} = \text{cost} \Rightarrow \frac{T^k}{p^{k-1}} = \text{cost} \Rightarrow T \cdot p^{\frac{1-k}{k}} = \text{cost}$$

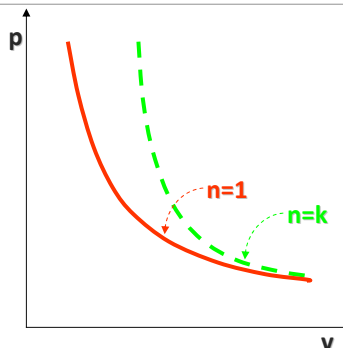
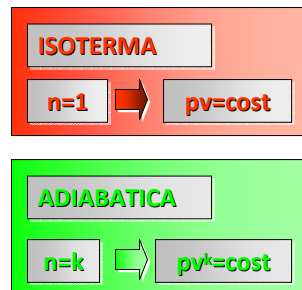


TRASFORMAZIONI POLITROPICHE DEI GAS IDEALI



TRASFORMAZIONI POLITROPICHE DEI GAS IDEALI

la pendenza in un punto di una trasformazione politropica sul piano pv è valutabile differenziando la $p \cdot v^n = \text{cost}$

$$n \cdot v^{n-1} \cdot p \cdot dv + v^n \cdot dp = \text{cost} \Rightarrow \frac{dp}{dv} = n \frac{p}{v}$$


la pendenza in un punto del piano pv dell'isoentropica è, in valore assoluto, k volte maggiore di quella della corrispondente isoterma



LIQUIDO

proprietà

a)
equazione di stato $f(p,v,T)=0$
 $v = \text{cost}$
equazione di stato
Per i LIQUIDI

b)
l'energia interna è funzione
della sola temperatura
 $u = u(T)$

• conseguenze

$c_v(T) = \frac{du}{dT}$ $du = c_v(T) \cdot dT$

$h(T,p) = u(T) + pv$ $dh(T,p) = du(T) + v \cdot dp + p \cdot dv$

• e quindi

$\frac{dh}{dT}_p = c_p = \frac{du}{dT} = c_v$ \Rightarrow $c_p = c_v = c$

nelle ipotesi in cui ci si è messi non è necessario, per il liquido, fare distinzione tra c_p e c_v



LIQUIDO

proprietà

ENERGIA INTERNA



$\Delta u = \int_{T_1}^{T_2} c(T) \cdot dT$

ENTALPIA



$\Delta h = \int_{T_1}^{T_2} c(T) \cdot dT + v \cdot \Delta p$

• spesso, soprattutto per modeste variazioni di pressione, è lecito trascurare il secondo addendo rispetto al primo

$\Delta u \cong \Delta u$

• per variazioni modeste di temperatura si può ritenere costante il calore specifico, quindi:

$\Delta u = c \cdot \Delta T$

$\Delta h = c \cdot \Delta T + v \cdot \Delta p$



LIQUIDO

ENTROPIA

- la 1° legge di Gibbs

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{p}{T} \cdot dv$$

nell'ipotesi di

$$v = \text{cost}$$

diventa:

$$ds = c(T) \cdot \frac{dT}{T}$$

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} c(T) \cdot \frac{dT}{T}$$

- ove il **calore specifico** possa essere ritenuto **costante** (piccoli ΔT) e calcolato sulla base della **temperatura media**:

$$\Delta s = c(T) \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}$$

proprietà



LIQUIDO

ENTROPIA

(in alternativa)

- poiché:

$$u = u(T) \quad e \quad s = s(T)$$

le proprietà del **liquido sottoraffreddato** (o compresso) possono essere correlate a quelle del liquido saturo alla stessa temperatura

- integrando

$$du = c(T) \cdot dT$$

$$ds = c(T) \cdot \frac{dT}{T}$$

tra il generico stato individuato dalla temperatura T e quello di liquido saturo alla stessa temperatura, si ottiene:

$$u(T) = u_1(T)$$

$$s(T) = s_1(T)$$

proprietà



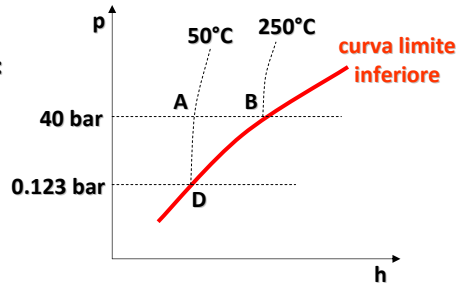
LIQUIDO

ENTALPIA

• si può procedere in due modi diversi:

$$h_A = h_D + \int_D^A dh \quad 1)$$

$$h_A = h_B + \int_B^A dh \quad 2)$$



proprietà

1)

la: $h_A = h_D + \int_D^A dh$ **integrata lungo l'isoterma congiungente i due stati** fornisce:

$$h_A = h_D + v(p_A - p_D)$$

per gli stati in cui il termine $v\Delta p$ è trascurabile, cioè per gli stati non prossimi allo stato critico e per Δp non eccessivi

$$h = h(T)$$



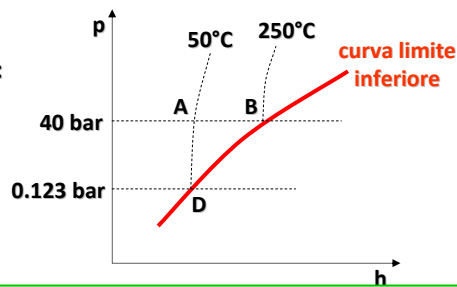
LIQUIDO

ENTALPIA

• si può procedere in due modi diversi:

$$h_A = h_D + \int_D^A dh \quad 1)$$

$$h_A = h_B + \int_B^A dh \quad 2)$$



proprietà

2)

la: $h_A = h_B + \int_B^A dh$ **integrata lungo l'isobara congiungente i due stati** fornisce:

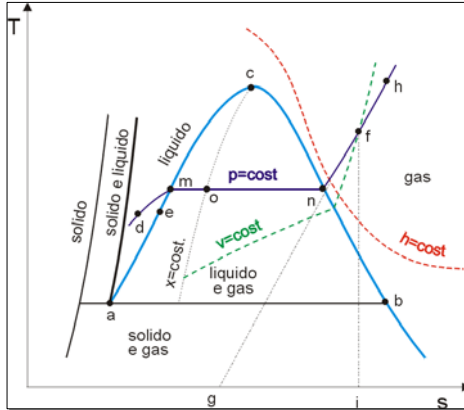
$$h_A = h_B + c(T_A - T_B)$$

si noti che le proprietà lette nelle tabelle di saturazione sono in realtà D rispetto allo stato scelto come riferimento per la tabella (esempio: $u_f=0$ per il liquido saturo a 0°C)



proprietà

DIAGRAMMA TEMPERATURA-ENTROPIA, Ts



- nel diagramma Ts , la zona bifasica liquido-aeriforme è delimitata dall'isoterma del punto triplo (segmento ab) e dalle curve limite inferiore (segmento ac) e superiore (segmento bc)

isoterme
↓
orizzontali

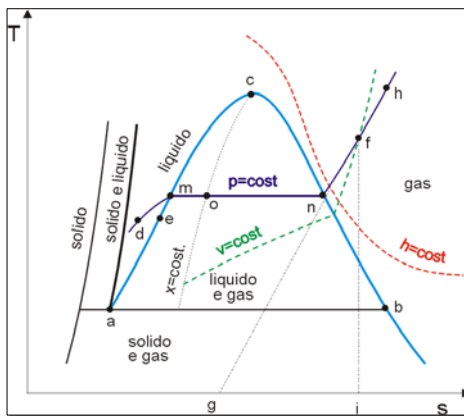
isoentropiche
↓
verticali

isoentalpiche
↓
tendono a diventare orizzontali (come le isoterme) al crescere della temperatura; quando questo accade ciò indica che il comportamento della sostanza tende a quello del gas ideale, per il quale h e T si corrispondono biunivocamente



proprietà

DIAGRAMMA TEMPERATURA-ENTROPIA, Ts

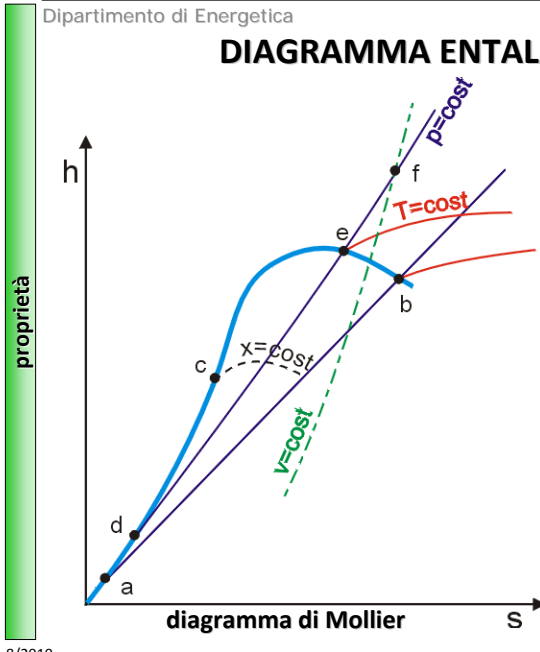


isobare
↓
nella regione del liquido si addensano alla curva limite inferiore in quanto le proprietà della sostanza in fase liquida sono poco sensibili alla pressione. I punti d ed e (a $T=cost$ e pressione diversa) hanno praticamente la stessa entropia e quindi di fatto coincidono nel diagramma

isobare
↓
si confondono con le isoterme al di sotto della curva a campana



DIAGRAMMA EN TALPIA-ENTROPIA. h_s



dalla seconda equazione di Gibbs:

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v}{T} \cdot dp$$

si ha che lungo un'isobara:

$$\left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p = T$$

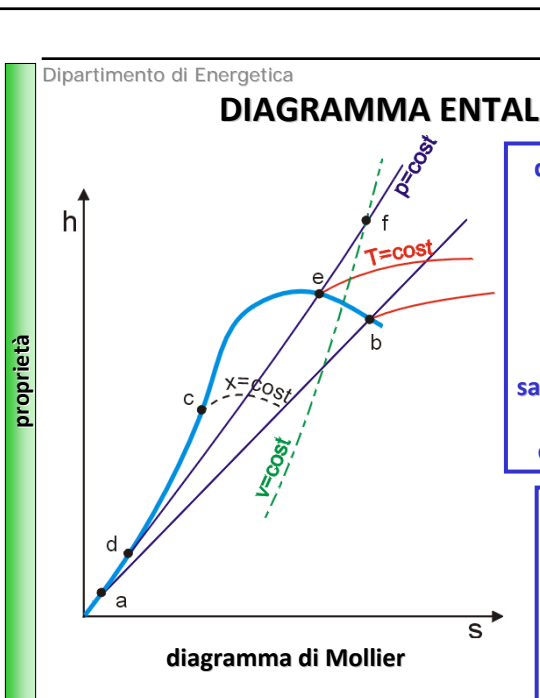
nella regione bifasica

le isoterme e le isobare coincidono

le isoterme e le isobare hanno ANDAMENTO LINEARE



DIAGRAMMA EN TALPIA-ENTROPIA, h_s



dalla figura si vede che l'isobara de ha pendenza maggiore della ab ciò discende dalla:

$$\left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p = T$$

notando che la temperatura di saturazione corrispondente alla pressione della de è maggiore di quella corrispondente alla pressione della ab

al punto critico è:

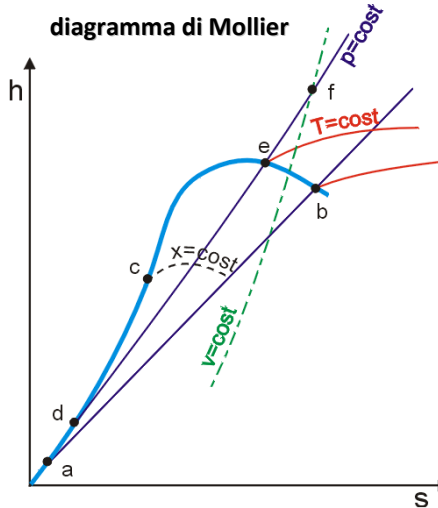
$$\left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_{p=p_c} = T_c$$

e quindi il punto critico non è il massimo della curva acb



DIAGRAMMA ENTALPIA-ENTROPIA, hs

al di fuori della curva limite superiore le **isoterme** si differenziano dalle **isobare**

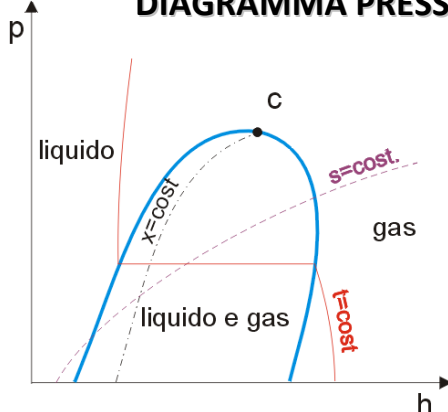


secondo il modello di gas ideale
l'entalpia è funzione solo della
temperatura
↓
isoterme
↓
al diminuire della pressione tendono a
divenire orizzontali

dove è possibile applicare il
modello del gas ideale è:
 $dh = c_p(T)dT$
e quindi spostandosi verticalmente
verso valori crescenti dell'entalpia
la temperatura aumenta



DIAGRAMMA PRESSIONE-ENTALPIA, ph



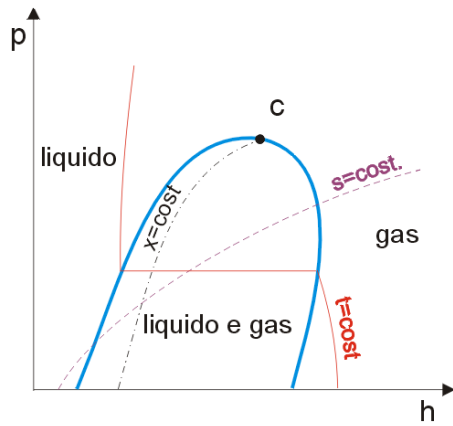
- è un diagramma di particolare utilità nello studio dei cicli inversi
- la lunghezza del tratto di isobara nella regione bifasica rappresenta l'entalpia di vaporizzazione corrispondente a quella pressione di saturazione

isoterme
↓
• hanno andamento verticale nella zona del liquido (la dipendenza dell'entalpia di un liquido dalla pressione è trascurabile)
• Nella regione bifasica sono orizzontali (corrispondenza biunivoca con la pressione)
• nella zona del vapore surriscaldato assumono pendenza negativa e tendono a diventare verticali nel campo delle basse pressioni (gas ideale)



DIAGRAMMA PRESSIONE-ENTALPIA, $p-h$

proprietà



isoentropiche hanno in ciascun punto pendenza pari alla densità nel punto stesso dalla 2° equazione di Gibbs

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v}{T} \cdot dp$$

segue infatti che:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial h}\right)_s = \frac{1}{v} = \rho$$

le isoentropiche hanno andamento praticamente lineare nella zona del liquido (la variazione di densità del liquido è molto piccola) ed assumono una pendenza via via decrescente attraversando la regione bifasica e quella del vapore surriscaldato



PIANI TERMODINAMICI

per le trasformazioni **INTERNAMENTE REVERSIBILI** rappresentate sui piani termodinamici $p-v$ e $T-s$ è possibile stabilire un'utile corrispondenza tra le aree sottese ed opportune interazioni energetiche

lavoro di **VARIAZIONE DI VOLUME** per **SISTEMI CHIUSI**

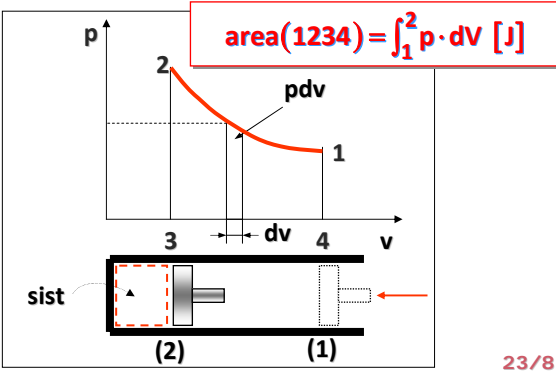
• per la $\delta l = p \cdot dv - T \cdot \delta s_{gen}$

e il lavoro elementare in una trasformazione reversibile è: $\delta l_{int_rev} = p \cdot dv$

proprietà

1 → 2
 volume va diminuendo
 area sottesa sarà negativa
 lavoro negativo, di **COMPRESSIONE**, fatto dall'ambiente sul sistema

2 → 1
 volume va aumentando
 area sottesa sarà positiva
 lavoro positivo, di **ESPANSIONE**, fatto dal sistema sull'ambiente





PIANI TERMODINAMICI

lavoro di ELICA per SISTEMI APERTI

- nell'analisi dei sistemi aperti, quali ad esempio ventilatori o compressori, accade spesso che nell'equazione dell'energia meccanica, nel caso di processo internamente reversibile

$$\delta l_{int_rev} = -v \cdot dp - g \cdot dz - d\left(\frac{w^2}{2}\right)$$

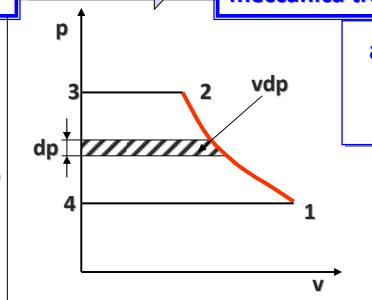
- variazione di energia potenziale
- variazione di energia cinetica

trascurabili

rispetto all'energia meccanica trasferita

- in tali casi è: $\delta l_{int_rev} = -v \cdot dp$

ed è quindi possibile utilizzare, anche per i sistemi aperti, il piano **pv** per raffigurare l'interazione energetica meccanica di elica



$$\text{area}(1234) = \int_1^2 v \cdot dp \text{ [J]}$$



PIANI TERMODINAMICI

CALORE SCAMBIATO IN UNA TRASFORMAZIONE

- si consideri ora la seconda legge della termodinamica (per M.C. e tempo di osservazione infinitesimo):

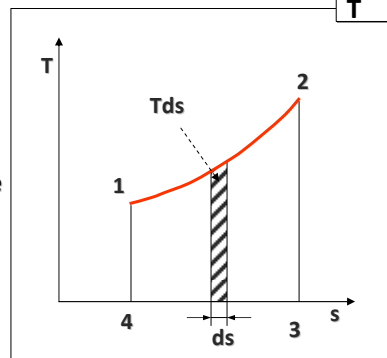
$$\frac{\delta q}{T} + \delta s_{gen} = ds_{MC}$$

per una trasformazione elementare **INTERNAMENTE REVERSIBILE** è:

$$\frac{\delta q}{T} = ds_{MC}$$

- è possibile quindi stabilire una corrispondenza tra aree rappresentate sul piano Ts ed energia termica specifica trasferita lungo le trasformazioni internamente reversibili
- l'energia termica specifica internamente reversibile è, nel piano **Ts**, pari all'area 1234 sottesa dalla trasformazione 12

$$\text{area}(1234) = \int_1^2 T \cdot ds \text{ [J]}$$





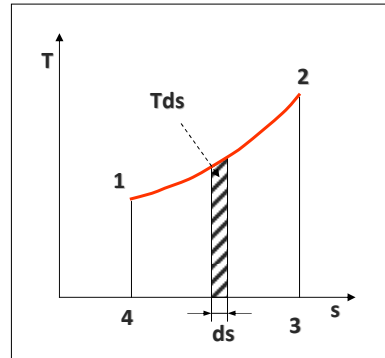
PIANI TERMODINAMICI

CALORE SCAMBIATO IN UNA TRASFORMAZIONE

$$\text{area}(1234) = \int_1^2 T \cdot ds \text{ [J]}$$

1 → 2
 ds va aumentando
 area sottesa sarà positiva
 energia termica positiva,
 diretta dall'ambiente al sistema

2 → 1
 ds va diminuendo
 area sottesa sarà negativa
 energia termica negativa,
 diretta dal sistema all'ambiente



proprietà



bibliografia

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998
- ✓ P. Mazzei, R. Vanoli, *Fondamenti di termodinamica*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996
- ✓ L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983

proprietà



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 9
TDA-MACCHINA TERMICA

Università Politecnica delle Marche



Dipartimento di Energetica

INTRODUZIONE

- chiameremo **MACCHINA TERMICA** un sistema termodinamico che interagendo con l'ambiente converta, con continuità, energia dalla forma **CALORE** alla forma **LAVORO**
- la conversione deve essere **CONTINUA**, non episodica, e quindi avverrà secondo un **CICLO TERMODINAMICO**, dimodoché il sistema ritornato al suo stato di partenza possa, ad ogni ritorno, ripartire e quindi dare la conversione con continuità
- la conversione è da energia come **CALORE** (che fluisce quindi per differenza di temperatura) ad energia come **LAVORO**, che potrà essere erogato all'ambiente in forme diverse
- una centrale termoelettrica, ad esempio, pur nella sua complessità, è riconducibile ad una macchina termica: l'energia primaria dell'olio combustibile è convertita per combustione in energia termica, questa è convertita dal sistema termodinamico in energia meccanica che, infine, è trasformata in energia elettrica



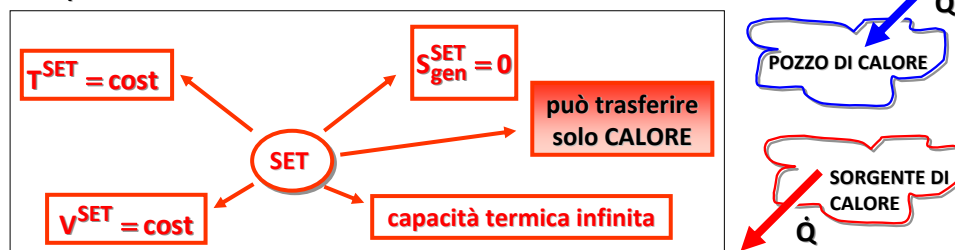
INTRODUZIONE

- dovendo condurre una analisi termodinamica della macchina termica risulta utile schematizzare quanto è all'esterno con dei sistemi ideali di comodo (**SET**, **Serbatoio di Energia Termica** e **SEM**, **Serbatoio di Energia Meccanica**)
- volendo porre l'accento soprattutto su quel che accade all'interno del SISTEMA, è bene definire l'AMBIENTE in maniera estremamente semplice e schematica, in maniera tale che l'attenzione e la difficoltà dell'analisi siano concentrate più sul sistema che sull'ambiente
- poiché l'ambiente deve fornire energia termica ed assorbire dal sistema energia meccanica, si dovrà configurare l'ambiente in maniera tale che queste interazioni siano possibili, e che siano possibili nel modo più semplice ed elementare per condurre l'analisi



SERBATOIO DI ENERGIA TERMICA (SET)

- un **SET** è un sistema ideale di volume costante e capacità termica infinita atto al trasferimento di energia soltanto come calore; detto trasferimento avviene a temperatura costante e con generazione entropica nulla
- al **SET** è devoluta la funzione di trasferire solo e soltanto energia termica. Il trasferimento avviene però con delle restrizioni: la trasformazione è ideale e la temperatura del SET non varia



- questo può avvenire se la capacità termica del **SET** è molto più grande della capacità termica del sistema con cui il **SET** interagisce (ad esempio il mare o l'aria atmosferica possono essere tranquillamente considerati dei **SET**), oppure se il **SET** è un sistema termostato



SERBATOIO DI ENERGIA TERMICA (SET)

- il calcolo della variazione di entropia di un SET causata da un'interazione termica è, per le sue caratteristiche, molto semplice

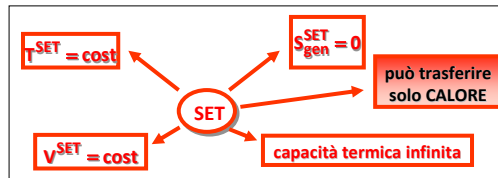
- considerando la seconda legge:

$$\frac{\delta q}{T} = ds_{MC}$$

- si ha:

$$\Delta S^{SET} = \int \left(\frac{\delta q}{T} \right) = \left(\frac{Q}{T} \right)$$

- il SET è un sistema chiuso, e manca la generazione di entropia
- per una trasformazione finita si vede che il ΔS è il rapporto Q/T , perché T è costante e va fuori del segno di integrale



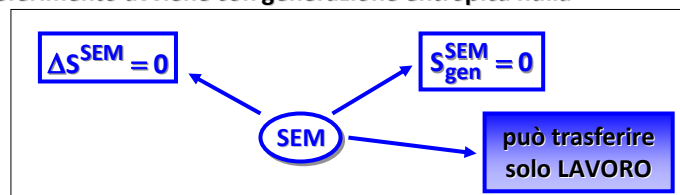
la variazione di entropia del SET può essere negativa o positiva, a seconda che negativo o positivo sia il valore di Q:

- *se la Q è fornita al SET (pozzo di calore), allora Q è positiva e la variazione sarà positiva;*
- *se la Q è in uscita per il SET (sorgente di calore) la variazione di entropia per il SET sarà negativa*



SERBATOIO DI ENERGIA MECCANICA (SEM)

- è un sistema ideale atto al trasferimento di energia **SOLTANTO** come **LAVORO**; detto trasferimento avviene con generazione entropica nulla



- considerando la seconda legge:

$$\frac{\delta q}{T} + \delta s_{gen} = ds_{MC}$$

si deduce che la variazione di entropia del SEM, causata da una interazione energetica nella forma lavoro, è nulla:

$$\Delta S^{SEM} = 0$$

- quindi anche per il SEM la valutazione delle variazioni di entropia è estremamente semplice (è sempre nulla)



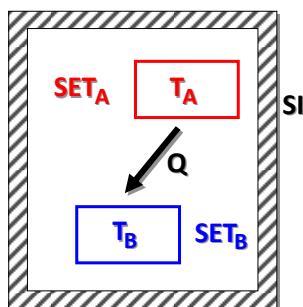
SET E SEM

- si ipotizza che la macchina termica interagisca con dei **SET**, per realizzare i voluti trasferimenti di energia termica, e con un **SEM** per i trasferimenti di energia meccanica
- i **SET** possono essere più di uno in quanto le temperature alle quali è opportuno, anzi è **NECESSARIO** come si vedrà, che avvengano le interazioni possono essere più di uno
- ogni **SET** ha una sua temperatura e se sono necessarie più di una temperatura sono necessari più di un **SET**
- questa distinzione ovviamente non esiste per i **SEM**
- l'insieme dei **SET** e del **SEM** costituisce l'**AMBIENTE** con cui il **SISTEMA** deve interagire



IRREVERSIBILITA' TERMICA

- si consideri l'interazione termica tra due **SET** a differente temperatura: sia $T_A > T_B$ e sia Q l'energia termica trasferita durante il tempo di osservazione



- l'insieme dei due **SET** è un **SISTEMA ISOLATO (SI)**
- il fenomeno in esame è **IRREVERSIBILE**; una misura del grado di irreversibilità è data dalla **GENERAZIONE DI ENTROPIA** del sistema complessivo isolato
- per calcolare quest'ultima basta sommare le variazioni di entropia dei due **SET** come segue:

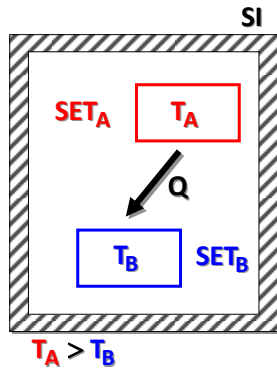
$$\Delta S^{SI} = S_{gen}^{SI}$$

- la variazione di entropia è uguale alla generazione, in quanto il sistema non può interagire con altro
- poiché l'**ENTROPIA** è una grandezza estensiva la sua variazione complessiva sarà data dalla somma delle variazioni relative ai due **SET**

$$S_{gen}^{SI} = \frac{Q}{T_B} - \frac{Q}{T_A} = Q \cdot \left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_A} \right) > 0$$



IRREVERSIBILITA' TERMICA



$$S_{gen}^{SI} = \frac{Q}{T_B} - \frac{Q}{T_A} = Q \cdot \left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_A} \right) > 0$$

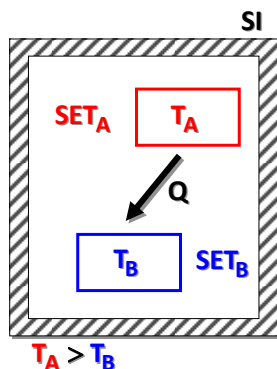
- il **SET_B** riceve calore quindi la sua entropia deve aumentare a seguito di questa trasformazione
- il **SET_A** avrà calore in uscita, che contribuirà ad una diminuzione dell'entropia pari a Q/T_A ; questo spiega il segno NEGATIVO
- calcolata la variazione di entropia dei due **SET** e sommati i due contributi per ottenere la variazione di entropia del SI si osserva che il termine tra parentesi è positivo per cui, come ci si aspettava, la variazione di entropia del SI è positiva

- quali sono i parametri che entrano in gioco ed influenzano il valore di variazione entropica del SI (o GRADO DI IRREVERSIBILITÀ TERMICA)?



IRREVERSIBILITA' TERMICA

- quali sono i parametri che entrano in gioco ed influenzano il valore di variazione entropica del SI (o GRADO DI IRREVERSIBILITÀ TERMICA)?



$$S_{gen}^{SI} = Q \cdot \left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_A} \right) > 0$$

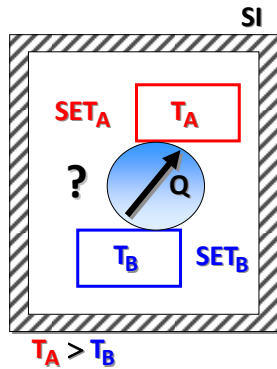
- il GRADO DI IRREVERSIBILITÀ TERMICA, fissata la Q, è funzione crescente della differenza di temperatura tra i due **SET**
- perché questa irreversibilità tenda a zero, DEVE TENDERE A ZERO LA DIFFERENZA DI TEMPERATURA TRA I DUE SET

- questa generazione entropica è di tipo ESTERNO in quanto i due **SET**, per ipotesi, hanno generazione entropica interna nulla, e quindi l'entropia che si è generata è dovuta all'interazione e non a ciò che avviene all'interno dei sistemi



IRREVERSIBILITA' TERMICA

- sarebbe possibile un'interazione termica che avvenga spontaneamente da una temperatura inferiore verso una superiore?



- la risposta è immediata se si calcola l'entropia generata nel sistema isolato; essa vale:

$$S_{gen}^{SI} = \frac{Q}{T_A} - \frac{Q}{T_B} = Q \cdot \left(\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_B} \right) < 0$$

- poiché contraddice il SECONDO PRINCIPIO questa trasformazione è IMPOSSIBILE
- questo risultato rappresenta il postulato di partenza in molte trattazioni termodinamiche (POSTULATO DI CLAUSIUS)



MACCHINA TERMICA

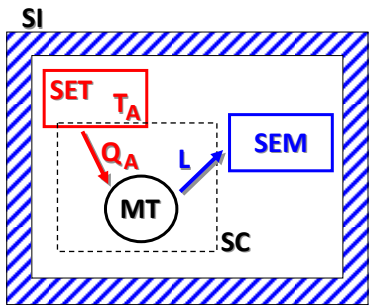
- per ottenere una conversione continua, la macchina deve operare ciclicamente, ovvero dovrà ritornare periodicamente allo stadio di partenza per poi ripercorrere nuovamente gli stessi stati
- il periodo di osservazione sarà, quindi, corrispondente ad un NUMERO INTERO DI CICLI
- relativamente a tale periodo tutte le proprietà riassumeranno il valore di partenza, in particolare risulterà: $\Delta U^{MT} = \Delta S^{MT} = 0$
- nella conversione di energia termica in energia meccanica, potrebbero, in linea astratta, verificarsi tre casi:

a)	$Q_A < L$
b)	$Q_A = L$
c)	$Q_A > L$



MACCHINA TERMICA

a) $Q_A < L$



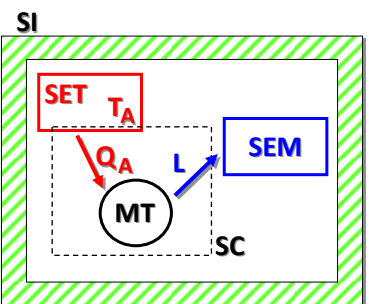
una macchina che operasse in tal senso è stata detta **MACCHINA PERPETUA DEL PRIMO TIPO**

- energia convertita **MAGGIORE** dell'energia da convertire
- costituisce una chiara violazione del **PRIMO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA** (e anche del secondo) ed è quindi da escludere



MACCHINA TERMICA

b) $Q_A = L$



una macchina che operasse in tal senso è stata detta **MACCHINA PERPETUA DEL SECONDO TIPO**

- energia convertita **UGUALE** dell'energia da convertire
- costituisce una chiara violazione del **SECONDO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA**
- infatti, nell'equazione di bilancio (estesa alla S.C.), non esiste entropia in uscita (in uscita c'è solo lavoro), e non c'è variazione di entropia perché per operazioni cicliche è: $\Delta S^{MT} = 0$

- sono presenti solo il flusso entropico entrante (calore entra nel sistema) e l'entropia generata associata al processo:

$$S_{gen} = -\frac{Q_A}{T_A} \quad \frac{Q_A}{T_A} + S_{gen} = 0$$

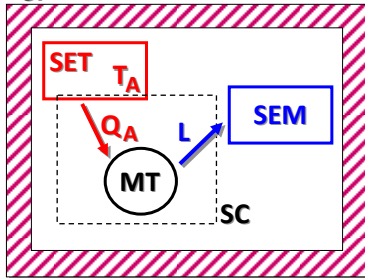
- se avvenisse quanto ipotizzato ($Q_A=L$) si avrebbe una violazione della seconda legge perché l'entropia generata sarebbe **NEGATIVA**



MACCHINA TERMICA

- i primi due casi sono IMPOSSIBILI

SI



- Il risultato a cui si è pervenuti rappresenta il postulato di partenza di molte trattazioni termodinamiche

POSTULATO DI KELVIN-PLANCK

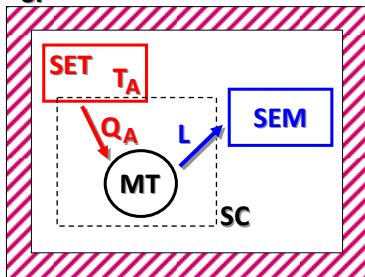
è impossibile costruire una macchina operante secondo un processo ciclico il cui unico effetto sia la trasformazione in lavoro di tutto il calore proveniente da una sorgente a temperatura uniforme e costante nel tempo



MACCHINA TERMICA

- come si è visto, l'interazione con un solo SET porta all'assurdo:

SI



$$S_{gen} = -\frac{Q_A}{T_A}$$

- quindi, affinché la conversione non violi la seconda legge, dovrà essere presente, all'interno del sistema isolato, un terzo sottosistema (un altro SET) la cui variazione di entropia sia positiva ed almeno pari a Q_A/T_A

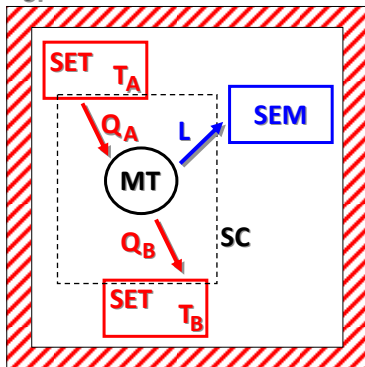
**il ciclo deve operare tra
2 SORGENTI TERMICHE
ciclo bitermico**



MACCHINA TERMICA

c) $Q_A > L$

SI



$$\Delta U_{MC} = Q - L$$

$$\Delta U^{MT} = \Delta S^{MT} = 0$$

- energia convertita MINORE dell'energia da convertire
- è il solo possibile.
- essendo $L < Q_A$ la macchina dovrà cedere nella forma calore all'ambiente l'aliquota di Q_A non convertita in lavoro
- secondo la schematizzazione adottata ciò implica l'utilizzazione di un secondo SET la cui TEMPERATURA SIA SUFFICIENTEMENTE BASSA da consentire il trasferimento voluto
- il PRIMO PRINCIPIO applicato ad una SC che racchiuda la MT estendendosi fino ai SET (ciò implica che sia nota e costante la temperatura di quelle parti della S.C. attraversate da flussi termici) e relativamente ad un numero intero di cicli, si scrive:

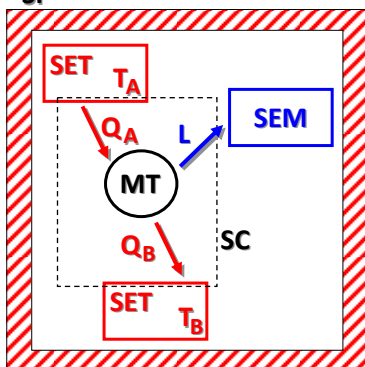
$$Q_A = Q_B + L$$



MACCHINA TERMICA

c) $Q_A > L$

SI



- si introduce il concetto di **RENDIMENTO, η** , come rapporto tra l'energia ottenuta (come LAVORO) e l'energia spesa (come CALORE)

$$\eta = \frac{L}{Q_A}$$

$$\eta = \frac{Q_A - Q_B}{Q_A} = 1 - \frac{Q_B}{Q_A}$$

- poiché si è visto che la MT non può effettuare una conversione completa, cioè che la Q_B non può essere nulla (caso B), il rendimento non può essere pari ad uno
- poiché non ha senso considerare un rendimento nullo (che implicherebbe assenza di conversione $L=0$), il campo di variazione per η è:

$$0 < \eta < 1$$

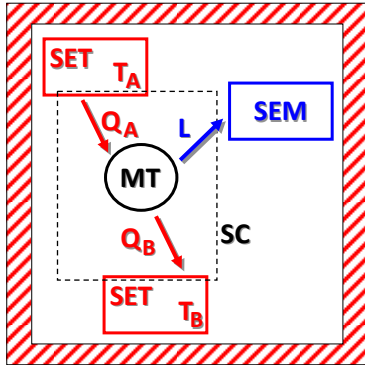
ci si chiede quale sia il massimo rendimento per la conversione di energia tra due fissati livelli termici



MACCHINA TERMICA

ci si chiede quale sia il massimo rendimento per la conversione di energia tra due fissati livelli termici

SI



- si tratta di inserire l'informazione deducibile dal 2° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA (per un SISTEMA CHIUSO quale è la MT) nella espressione del RENDIMENTO

$$\int \frac{\delta Q}{T} + S_{gen}^{MT} = S^{MT} \quad \eta = 1 - \frac{Q_B}{Q_A}$$

- se l'intervallo di tempo di osservazione comprende un numero intero di cicli, la variazione di entropia ΔS^{MT} sarà nulla, e quindi:

$$\frac{Q_A}{T_A} - \frac{Q_B}{T_B} + S_{gen}^{MT} = 0 \quad S_{gen}^{MT} = \frac{Q_B}{T_B} - \frac{Q_A}{T_A}$$

- è ora possibile calcolare la generazione entropica associata al processo di conversione energetica operato da una macchina termica



MACCHINA TERMICA

in via qualitativa si può dire che la GENERAZIONE ENTROPICA sarà tanto maggiore quanto maggiori saranno:

- le DIFFERENZE FINITE DI TEMPERATURA causanti flussi termici
 - *tanto maggiori saranno le differenze di temperatura tanto maggiore sarà l'entropia generata all'esterno del sistema e quindi maggiore sarà, globalmente, l'entropia generata*
- gli effetti dissipativi relativi ai fenomeni di ATTRITO
 - *tra organi meccanici in moto relativo*
 - *all'interno del fluido in movimento*
 - *tra fluido e pareti che lo contengono*

le due cause di GENERAZIONE ENTROPICA possono suddividersi in cause di:

- IRREVERSIBILITÀ ESTERNA al sistema, di natura termica, cioè dovute alle differenze finite di temperatura tra cui avviene lo scambio termico
- IRREVERSIBILITÀ INTERNA al sistema, in particolare riguardante i fenomeni di attrito



MACCHINA TERMICA

la

$$S_{gen}^{MT} = \frac{Q_B}{T_B} - \frac{Q_A}{T_A}$$

risolta rispetto al rapporto Q_B/Q_A , che compare nell'espressione del rendimento, fornisce:

$$\frac{Q_B}{Q_A} = \frac{T_B}{T_A} + S_{gen}^{MT} \cdot \frac{T_B}{Q_A}$$

sostituendo nella:

$$\eta = 1 - \frac{Q_B}{Q_A}$$

si ottiene:

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_A} - S_{gen}^{MT} \cdot \frac{T_B}{Q_A}$$

L'espressione del rendimento, ottenuta utilizzando i risultati sia della prima che della seconda legge, mette in luce che il rendimento può essere visto come differenza tra i due termini.

- l'uno è funzione dei soli valori della **TEMPERATURA DEI DUE SET**;
- l'altro è funzione di T_B , Q_A e, soprattutto, della **GENERAZIONE DI ENTROPIA**

il rendimento è tanto maggiore quanto minore è la generazione di entropia, ed il suo valore massimo si ha nel caso di **MACCHINA REVERSIBILE** (generazione entropica nulla)



MACCHINA TERMICA

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_A} - S_{gen}^{MT} \cdot \frac{T_B}{Q_A}$$

Considerando una singola applicazione, ovvero fissati T_A , T_B , e Q_A , il rendimento è tanto maggiore quanto minore è la generazione di entropia, ed il suo valore massimo si ha nel caso di **MACCHINA REVERSIBILE** (generazione entropica nulla)

$$\eta_{rev} = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

il rendimento di una macchina reale è sempre inferiore rispetto a quello di una macchina reversibile, per cui:

$$0 < \eta < \eta_{rev} < 1$$

il RENDIMENTO MASSIMO si ottiene con un ciclo in cui le trasformazioni siano **REVERSIBILI**: questo rendimento è **INDIPENDENTE DALLA SOSTANZA** che percorre il ciclo, e **DIPENDE SOLO DALLE TEMPERATURE DELLE DUE SORGENTI**

TEOREMA di CARNOT

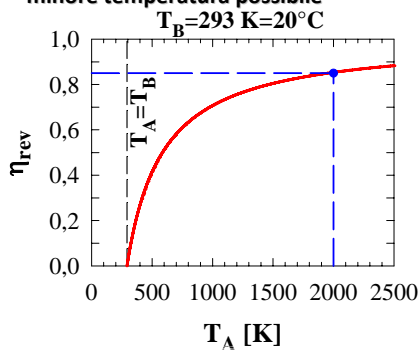


MACCHINA TERMICA

dalla:

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_A} - S_{gen}^{MT} \cdot \frac{T_B}{Q_A}$$

discende la convenienza di realizzare MT che prelevino l'energia da convertire da SET la cui temperatura sia la più alta possibile, e che scarichino quella non convertita verso SET alla minore temperatura possibile



- riguardo T_B , nella realtà essa coincide con quella dell'ambiente fisico esterno all'impianto (atmosfera, acqua di mare) e quindi non è una variabile controllabile ma è da considerarsi fissata
- anche T_A non può variare arbitrariamente in quanto vi sono evidenti limiti tecnologici, per esempio la resistenza dei materiali, che ne limitano il valore verso l'alto
- si deduce che anche il rendimento ideale è ben lontano dall'unità

esempio: $T_A=2000\text{ K}$; $T_B=293\text{ K}=20^\circ\text{C}$; $\eta_{rev}=0,85$; $\Psi=0,52$; $\eta=0,44$



MACCHINA TERMICA

- è interessante confrontare le prestazioni di una macchina reale, affetta cioè da irreversibilità di vario tipo, con quella che, a parità di T_A e T_B , avrebbe una macchina ideale reversibile; il confronto indica di quanto una singola macchina è più o meno vicina in termini di prestazioni a quella ideale
- si utilizza il rapporto tra il rendimento della macchina reale e quello della macchina reversibile:

$$\Psi = \frac{\eta}{\eta_{rev}} \quad 0 < \Psi < 1$$

$$\eta = 1 - \frac{Q_B}{Q_A}$$



RENDIMENTO DI PRIMO PRINCIPIO
definizione formulata
impiegando solo la prima legge

$$\Psi = \frac{\eta}{\eta_{rev}}$$



RENDIMENTO DI SECONDO PRINCIPIO
basato sulla definizione di η_{rev}
che è stata formulata
impiegando anche la seconda legge



references

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998
- ✓ P. Mazzei, R. Vanoli, *Fondamenti di termodinamica*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996
- ✓ L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 10
TDA-MACCHINA TERMICA/2

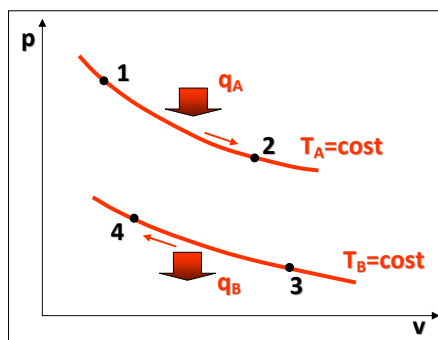
Università Politecnica delle Marche



Dipartimento di Energetica

CICLO DI CARNOT

- Una macchina reversibile che nello sviluppo della termodinamica ha avuto una grandissima importanza è quella che evolve secondo un CICLO DI CARNOT
- il ciclo bitermico è costituito da QUATTRO TRASFORMAZIONI REVERSIBILI: due lungo le quali avvengono i trasferimenti di energia termica e due adiabatiche



2 ISOTERME

- le due trasformazioni con trasferimento di energia termica, dovendo essere REVERSIBILI, debbono avvenire con una differenza di temperatura tendente a zero: una sarà quindi un'ISOTERMA alla temperatura T_A , l'altra un'ISOTERMA alla temperatura T_B
- il fluido che evolve secondo il ciclo di Carnot deve trovarsi, nelle trasformazioni che implicano il trasferimento di energia termica, alla temperatura delle sorgenti (*in un ciclo ideale si può accettare, anche se è forse più concreto immaginare che la differenza di temperatura tra il fluido e le sorgenti tenda quanto si vuole verso 0*)

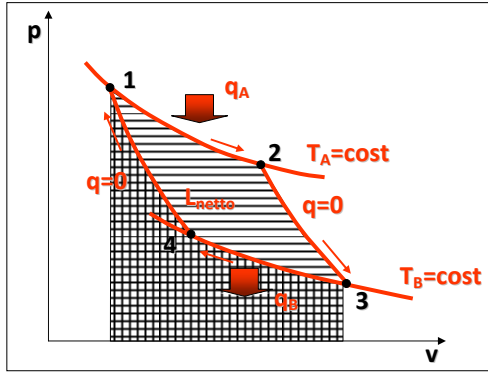
8/2010

1/10



CICLO DI CARNOT

- le altre due trasformazioni devono per forza essere **ADIABATICHE** in quanto non ci deve essere trasferimento di energia termica



**2 ISOTERME
+
2 ADIABATICHE**

- l'area sottesa dalla curva **1-2-3** rappresenta il lavoro fatto dal fluido durante le fasi di **ESPANSIONE** del ciclo
- l'area sottesa alla curva **3-4-1** rappresenta il lavoro assorbito per la **COMPRESSIONE** del fluido
- l'area compresa nel ciclo (**1-2-3-4**) è la differenza tra le due aree 1-2-3 e 3-4-1 e rappresenta il **LAVORO NETTO** scambiato dal ciclo di Carnot
- il ciclo di Carnot è il ciclo a più alto rendimento tra due temperature fissate



CICLO DI CARNOT

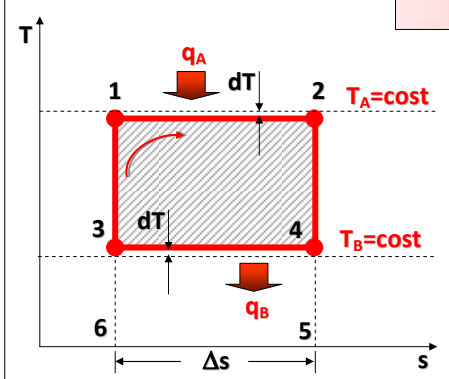
- le trasformazioni 2-3 e 4-1 sono **ADIABATICHE** e **REVERSIBILI**: per il secondo principio:

$$\frac{\delta q}{T} + \delta s_{gen} = ds$$

una **adiabatica reversibile** è anche **ISENTROPICA**

- il **piano Ts** è quindi quello più adatto a rappresentare un ciclo formato da

2 ISOTERME + 2 ISENTROPICHE



- l'area sottesa alla trasformazione 1-2 è proporzionale all'energia termica ceduta dal **SET A** alla macchina (area 1256)
- l'area sottesa alla trasformazione 4-3 è proporzionale al calore ceduto dalla macchina al **SET B**
- l'**AREA DEL CICLO**, 1234, eguale alla differenza tra le aree 1256 e 3564, rappresenta l'energia come **LAVORO** ottenuta dalla conversione

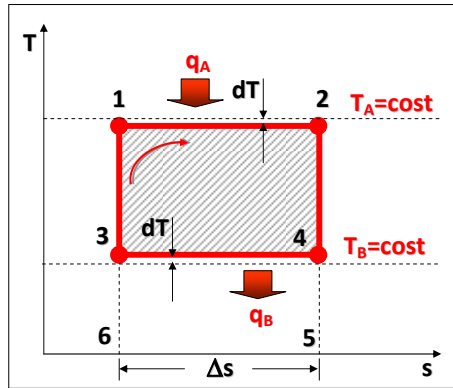
$$L = Q_A - Q_B$$



CICLO DI CARNOT

- l'area del ciclo, 1234, eguale alla differenza tra le aree 1256 e 3564, rappresenta l'energia come lavoro ottenuta dalla conversione

$$\eta_{MC} = \frac{1234}{1256} = \frac{(T_A - T_B) \cdot \Delta s}{T_A \cdot \Delta s} = \frac{(T_A - T_B)}{T_A} = 1 - \frac{T_B}{T_A} = \eta_{rev}$$



- si osservi che per un qualunque ciclo che converte continuamente energia termica in meccanica, affinché l'energia termica passi dal SET A al fluido di lavoro e da questo al SET B, il ciclo deve essere percorso in SENSO ORARIO, per cui si è soliti parlare di **CICLO DIRETTO**
- il ciclo percorso in senso orario, CICLO DIRETTO, comporta che q_A sia positiva e in valore assoluto maggiore della q_B (che è negativa)
- la differenza $(q_A - q_B)$ sarà quindi **POSITIVA**: il lavoro è fatto dalla macchina sull'ambiente



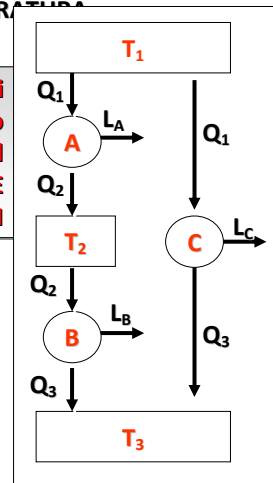
TEMPERATURA TERMODINAMICA

una importante conseguenza del TEOREMA ed del CICLO DI CARNOT è che possono essere usati per determinare la SCALA ASSOLUTA DI TEMPERATURA

TEOREMA di CARNOT

il RENDIMENTO MASSIMO si ottiene con un ciclo in cui le trasformazioni siano REVERSIBILI: questo rendimento è INDIPENDENTE DALLA SOSTANZA che percorre il ciclo, e DIPENDE SOLO DALLE TEMPERATURE DELLE DUE SORGENTI

- poiché il rendimento di una macchina reversibile **DIPENDE SOLO DALLE TEMPERATURE DELLE DUE SORGENTI** questo fatto consente di definire una scala assoluta di temperatura che prende il nome di **SCALA DELLA TEMPERATURA TERMODINAMICA**
- si considerino i 3 Cicli di Carnot **A, B, C** rappresentati in figura
- per essi si può scrivere il rapporto tra i calori scambiati come: $\frac{Q_1}{Q_2} = f(T_1, T_2)$





TEMPERATURA TERMODINAMICA

- per i Cicli di Carnot **A, B, C** si può scrivere il rapporto tra i calori scambiati come:

$$\frac{|Q_1|}{|Q_2|} = f(T_1, T_2)$$

$$\frac{|Q_2|}{|Q_3|} = f(T_2, T_3)$$

$$\frac{|Q_1|}{|Q_3|} = f(T_1, T_3)$$

- poiché:

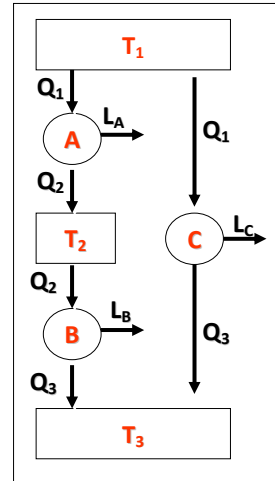
$$\frac{|Q_1|}{|Q_2|} = \frac{|Q_1|}{|Q_3|} \cdot \frac{|Q_2|}{|Q_3|}$$

- si ottiene:

$$f(T_1, T_2) = \frac{f(T_1, T_3)}{f(T_2, T_3)}$$

- la T_3 è scelta arbitrariamente; poiché non appare a primo membro si può eliminare anche a nel rapporto a secondo membro:

$$f(T_1, T_2) = \frac{\psi(T_1)}{\psi(T_2)} \Rightarrow \frac{|Q_1|}{|Q_2|} = \frac{\psi(T_1)}{\psi(T_2)}$$



TEMPERATURA TERMODINAMICA

$$f(T_1, T_2) = \frac{\psi(T_1)}{\psi(T_2)} \Rightarrow \frac{|Q_1|}{|Q_2|} = \frac{\psi(T_1)}{\psi(T_2)}$$

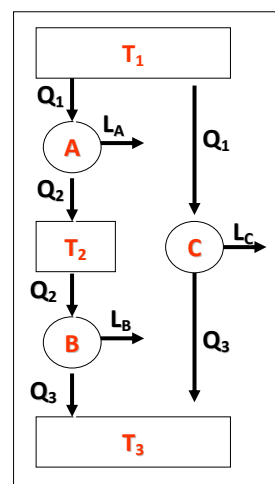
- il rapporto:

$$\frac{\psi(T_1)}{\psi(T_2)}$$

- può essere visto come rapporto tra due TEMPERATURE TERMODINAMICHE o TEMPERATURE KELVIN
- i valori di due temperature termodinamiche stanno fra di loro come i valori assoluti delle quantità di calore assorbite e cedute da una macchina di Carnot che operi fra due sorgenti a queste temperature

$$\frac{|Q_A|}{|Q_B|} = \frac{\psi(T_A)}{\psi(T_B)}$$

- questa è l'unica condizione che il 2° principio pone al rapporto tra le quantità di calore fornite e cedute dai motori termici





TEMPERATURA TERMODINAMICA

- molte funzioni $\psi(T)$ possono soddisfare questa condizione, per cui la scelta può essere arbitraria, per esempio $f(T)=T$:

$$\frac{|Q_A|}{|Q_B|} = \frac{T_A}{T_B}$$

SCALA KELVIN DELLE TEMPERATURE ASSOLUTE

- si attribuisce al punto triplo dell'acqua il valore 273.16, e il **Kelvin** è definito come $\frac{1}{273.16}$ dell'intervallo tra la temperatura del punto triplo dell'acqua e lo zero assoluto

- *anche se la scala termodinamica di temperatura è stata definita con i motori termici reversibili, la validità dell'equazione può essere dimostrata con considerazioni fisiche su un ciclo reversibile che abbia un gas ideale come fluido di lavoro*
- *non è pratico operare realmente con questo tipo di motori per determinare i valori numerici sulla scala di temperatura, per cui le temperature assolute possono essere misurate accuratamente ricorrendo al termometro a gas ideale a volume costante*



CICLI A PIU' DI DUE SORGENTI

- la **MACCHINA TERMICA REVERSIBILE**, caratterizzata dal massimo rendimento possibile, opera su un **CICLO BITERMICO** (come il **CICLO DI CARNOT**)
- perché una **MACCHINA TERMICA** funzioni il suo fluido di lavoro deve scambiare calore con almeno **2 SET** (un pozzo e una sorgente)
- il rendimento di una **MACCHINA TERMICA REVERSIBILE OPERANTE FRA PIU' DI 2 SET** è sempre **INFERIORE** rispetto a quello di una macchina reversibile **BITERMICA**

$$0 < \eta_{\text{rev},2+\text{sorg}} < \eta_{\text{rev},2\text{sorg}} < 1$$

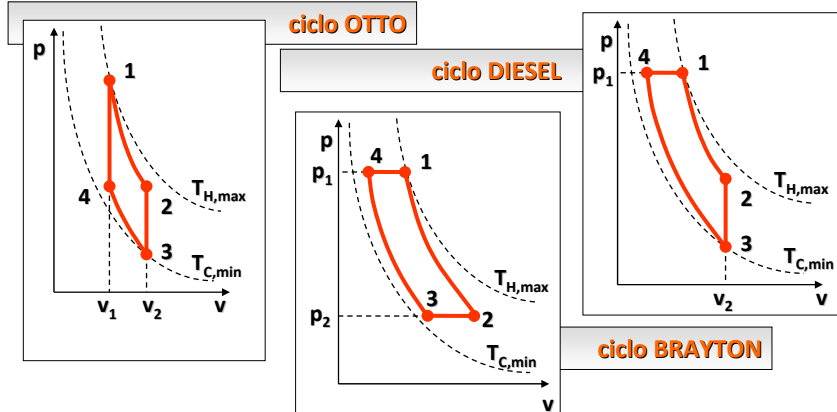
- in questi casi infatti solo una frazione del calore fornito al sistema viene ricevuto alla $T_{A,\text{max}}$ e solo una frazione del calore ceduto viene scaricato alla $T_{B,\text{min}}$ quindi la parte rimanente del calore fornito viene convertito in lavoro *con un rendimento*:

$$\eta_{\text{rev},2+\text{sorg}} < 1 - \frac{T_{B,\text{min}}}{T_{A,\text{max}}}$$



CICLI A PIU' DI DUE SORGENTI

- in molti cicli di uso pratico il calore è ricevuto e ceduto dal sistema durante processi in cui la temperatura del fluido cambia continuamente
- questi cicli possono ancora essere considerati reversibili se la sorgente e il pozzo di calore sono assunti come costituiti da un numero infinito di sorgenti la cui temperatura differisce l'una rispetto all'altra di quantità infinitesime



8/2010

10/10



MACCHINE FRIGORIFERE E POMPE DI CALORE

- vi sono molte applicazioni pratiche in cui si può essere interessati a sottrarre o a fornire con continuità energia termica a un sistema a temperatura costante
- due sono i casi che si presentano frequentemente

- si vuole mantenere un sistema in condizioni di regime stazionario a $T_B < T_A$ (ambiente esterno visto come SET)
- nel sistema, a causa del ΔT con l'ambiente, entrerà energia termica
- affinché la temperatura non si innalzi, la stessa energia deve essere con continuità asportata
- poiché non esistono SET a $T < T_B$, è necessario cedere questa energia all'unico SET disponibile, ovvero all'ambiente circostante
- quest'ultimo però è a $T_A > T_B$



8/2010

11/10



MACCHINE FRIGORIFERE E POMPE DI CALORE

- vi sono molte applicazioni pratiche in cui si può essere interessati a sottrarre o a fornire con continuità energia termica a un sistema a temperatura costante
- due sono i casi che si presentano frequentemente

- si vuole mantenere un sistema in condizioni di regime stazionario a $T_A > T_B$ (ambiente circostante, visto come un SET)
- dal sistema, a causa del ΔT con l'ambiente, uscirà energia termica. Perché la temperatura non diminuisca, la stessa energia deve essere, con continuità, fornita al sistema
- poiché non esistono SET a $T > T_A$, è necessario prelevare questa energia all'unico SET disponibile, ovvero all'ambiente circostante
- quest'ultimo però è a $T_B < T_A$



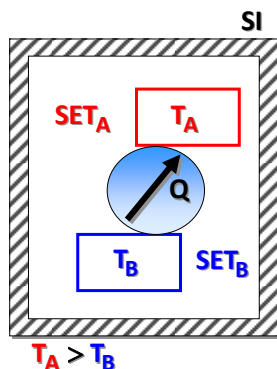
8/2010

12/10



MACCHINA INVERSA

- in entrambi i casi si manifesta l'esigenza di trasferire energia da una temperatura più bassa, T_B , verso una più alta, T_A



- tale processo non può avvenire spontaneamente
- come si è visto, se per assurdo si ipotizza il passaggio spontaneo di energia termica da un livello inferiore verso uno superiore, la variazione di entropia del sistema complessivo isolato sarebbe:

$$S_{gen}^{SI} = \frac{Q}{T_A} - \frac{Q}{T_B} = Q \cdot \left(\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_B} \right) < 0$$

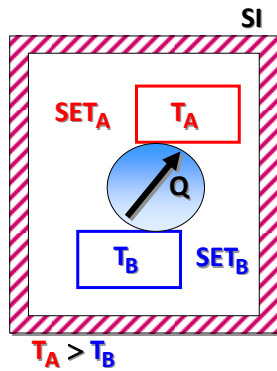
- che mostra una evidente violazione del SECONDO PRINCIPIO

8/2010

13/10



MACCHINA INVERSA



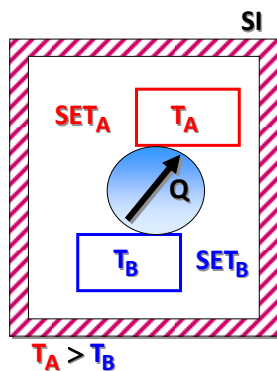
- Il risultato a cui si è pervenuti rappresenta il postulato di partenza di molte trattazioni termodinamiche

POSTULATO DI CLAUSIUS

è impossibile costruire una macchina operante secondo un processo ciclico il cui unico effetto sia il trasferimento di calore da un corpo a temperatura più bassa ad un corpo a temperatura più alta



MACCHINA INVERSA



- per realizzare tale trasformazione, occorre rendere, in valore assoluto, il flusso entropico in ingresso al SET T_A maggiore di quello in uscita al SET T_B

$$S_{gen}^{SI} = \frac{Q}{T_A} - \frac{Q}{T_B} = Q \cdot \left(\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_B} \right) < 0$$

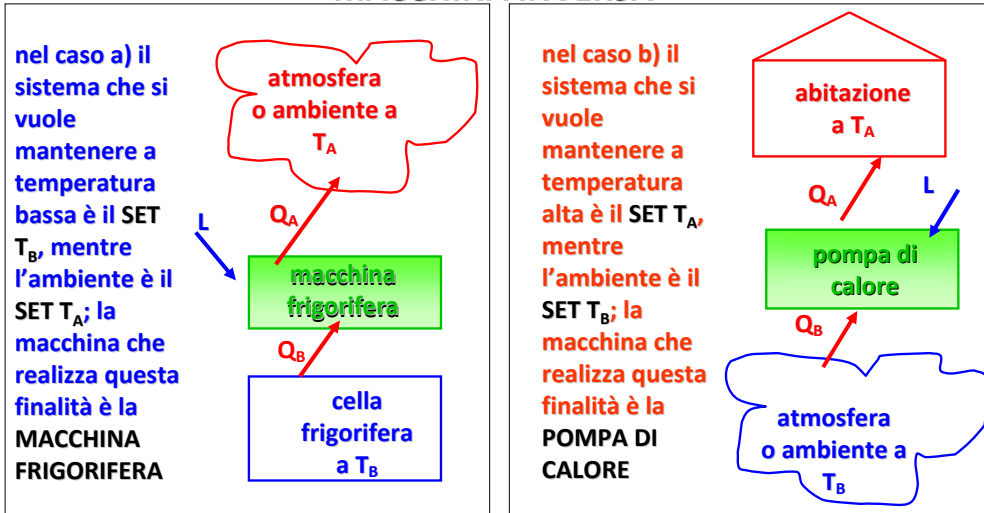
- avendo fissato le due temperature, tale condizione si verifica SOLO SE I FLUSSI DI ENERGIA TERMICA SONO DIVERSI.
- più precisamente deve risultare

$$Q_A \geq Q_B \cdot \frac{T_A}{T_B}$$

perché questo accada SI DOVRÀ FORNIRE ENERGIA MECCANICA e conseguentemente l'energia portata al livello più alto, T_A , sarà diversa da quella prelevata al livello più basso, T_B , così da far chiudere il bilancio di entropia in maniera corretta



MACCHINA INVERSA



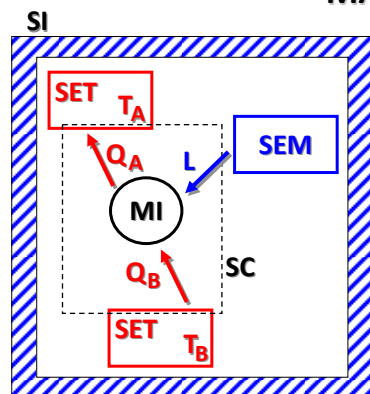
lo stesso sistema termodinamico assume nomi differenti a seconda di quale delle due interazioni termiche è considerata come finalità per la macchina; quella della macchina frigorifera è "sottrarre energia termica" (fare freddo...), quella della pompa di calore è "fornire energia termica" (fare caldo...)

8/2010

16/10



MACCHINA INVERSA



- Il parametro adimensionale che consente di quantificare le prestazioni della **MACCHINA INVERSA (MI)** è il:

COEFFICIENTE DI PRESTAZIONE (C.O.P.)
Coefficient Of Performance

- è definito come il rapporto tra l'EFFETTO UTILE (finalità) ottenuto e la SPESA in termini energetici

$$COP_f = \frac{Q_B}{L} \quad \text{frigorifero}$$

$$COP_p = \frac{Q_A}{L} \quad \text{pompa di calore}$$

le prestazioni migliorano al crescere del COP;
ciò implica che:

- a parità di spesa aumenti l'effetto, o
- a parità di effetto diminuisca la spesa

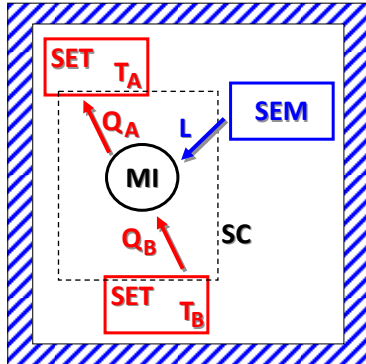
8/2010

17/10



MACCHINA INVERSA

SI



- al fine di pervenire ai coefficienti di prestazione per la macchina reversibile, si scrivono i bilanci di energia e di entropia, relativi alla superficie di controllo SC, per un intervallo di tempo che comprende un NUMERO INTERO DI CICLI
- si ottiene:

$$Q_B + L = Q_A$$

$$\frac{Q_B}{T_B} + S_{gen}^{MI} = \frac{Q_A}{T_A}$$

combinando la scrittura della prima legge con la definizione di COP si ha:

$$COP_f = \frac{1}{\frac{Q_A}{Q_B} - 1}$$

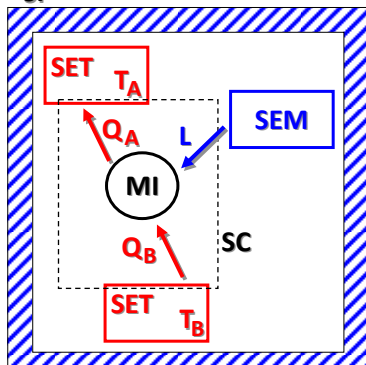
$$COP_p = \frac{1}{1 - \frac{Q_B}{Q_A}}$$

la SC si estende fino a lambire i SET: in questo modo i flussi entropici valutati sulla SC sono dati semplicemente dal rapporto Q/T



MACCHINA INVERSA

SI



- risolvendo l'espressione del SECONDO PRINCIPIO rispetto ai rapporti delle Q e sostituendo nelle espressioni per il COP appena trovate si ha:

$$COP_f = \frac{1}{\frac{Q_A}{T_A} - 1 + \frac{T_S \cdot S_{gen}^{MI}}{Q_B}}$$

$$COP_p = \frac{1}{1 - \frac{T_B}{T_A} + \frac{T_B \cdot S_{gen}^{MI}}{Q_A}}$$

per la macchina REVERSIBILE, essendo nulla l'ENTROPIA GENERATA, sarà:

$$COP_{f,rev} = \frac{T_B}{T_A - T_B}$$

$$COP_{p,rev} = \frac{T_A}{T_A - T_B}$$

dal confronto si deduce, ovviamente, che il COP di una macchina REALE è sempre inferiore a quello di una macchina reale che opera REVERSIBILMENTE



MACCHINA INVERSA

gli estremi di variazione sono:

<p>FRIGORIFERO</p> $COP_{f,rev} = \frac{T_B}{T_A - T_B}$	$T_B=0$ $COP_{f,rev}=0$
	$T_B=T_A$ $COP_{f,rev}=\infty$
<p>POMPA DI CALORE</p> $COP_{p,rev} = \frac{T_A}{T_A - T_B}$	$T_A=\infty$ $COP_{p,rev}=1$
	$T_A=T_B$ $COP_{p,rev}=\infty$

si ha quindi:

$0 < COP_f < COP_{f,rev} < \infty$
$1 < COP_p < COP_{p,rev} < \infty$



MACCHINA INVERSA

così come per la macchina termica, anche per quella inversa è molto significativo il confronto, fissati i livelli termici dei due serbatoi, tra le prestazioni reali e quelle che idealmente sarebbero ottenibili se non vi fossero irreversibilità:

$$\xi = \frac{COP}{COP_{rev}} \quad 0 < \xi < 1$$

COEFFICIENTE DI PRESTAZIONE DI SECONDO PRINCIPIO

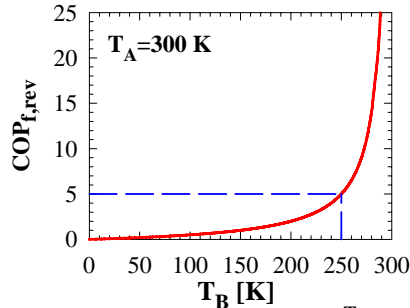
in questo caso la necessità di introdurre tale parametro è anche più spinta che nel caso di ciclo diretto, perché il campo di variazione del COP è, apparentemente, immenso e quindi è più che mai necessario limitare questo intervallo



MACCHINA INVERSA

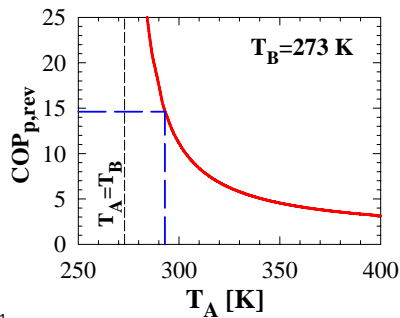
frigorifero $COP_{f,rev} = \frac{T_B}{T_A - T_B}$

esempio:
 $T_B=250\text{ K}$
 (temperatura cella=-23°C)
 $T_A=300\text{ K}$
 (ambiente esterno=27°C);
 $COP_{f,rev}=5,00$;
 $\xi=0,50$; $COP_f=2,50$



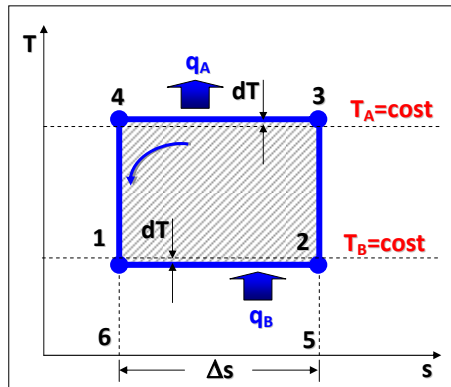
pompa di calore $COP_{p,rev} = \frac{T_A}{T_A - T_B}$

esempio:
 $T_A=293\text{ K}$
 (ambiente riscaldato=20°C)
 $T_B=273\text{ K}$
 (ambiente esterno=0°C);
 $COP_{p,rev}=14,6$;
 $\xi=0,50$; $COP_p=7,3$



CICLO DI CARNOT INVERSO

- anche per il CICLO INVERSO un ottimo esempio di MACCHINA REVERSIBILE è quella che evolve secondo il **CICLO DI CARNOT INVERSO**
- analogamente al caso di ciclo diretto, il CICLO BITERMICO è costituito da QUATTRO TRASFORMAZIONI REVERSIBILI: due lungo le quali avvengono i trasferimenti di energia termica e due adiabatiche



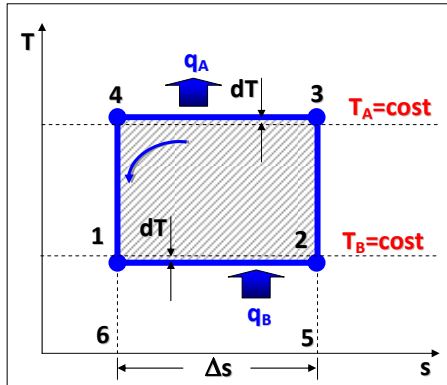
2 ISOTERME
 +
 2 ADIABATICHE
 (adiabatiche reversibili)

- si noti che le due isoterme giacciono, rispettivamente, al di sopra e al di sotto delle rette che raffigurano i livelli termici dei due SET



CICLO DI CARNOT INVERSO

2-3→isoentropica; 3-4→isoterma; 4-1→isoentropica; 1-2→isoterma



il ciclo deve essere percorso in SENSO ANTIORARIO (da cui il termine CICLO INVERSO) affinché l'energia termica passi dal SET a T_B al fluido di lavoro e dal fluido di lavoro al SET a T_A

- 3 →4
cessione di energia termica dal fluido all'ambiente; l'area sottesa è la q_A , calore che viene ceduto al SET a T_A , $q_A < 0$
- 1 →2
energia termica entrante nel sistema; l'area sottesa è la q_B , calore che viene sottratto al SET a T_B , $q_B > 0$
- la differenza tra le due quantità di calore, ovvero l'area del ciclo,
 $I = q_A - q_B < 0$
rappresenta la spesa, cioè I , che deve essere fornito dall'ambiente perché il sistema possa funzionare

8/2010

24/10



references

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998
- ✓ P. Mazzei, R. Vanoli, *Fondamenti di termodinamica*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996
- ✓ L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983

2/2011

25/10



Università Politecnica delle Marche
Facoltà di Ingegneria
corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di **FISICA TECNICA (A/L)**
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 11
TDA-COMPONENTI

Università Politecnica delle Marche



Dipartimento di Energetica

COMPONENTI

- un **SISTEMA TERMODINAMICO** può essere visto come l'insieme di più **COMPONENTI** assemblati in modo da conseguire un obiettivo specifico

- elementi meccanici per il trasporto di fluidi e/o il collegamento di componenti di un impianto

condotti

- apparecchiature per il trasferimento di energia meccanica di elica (macchine a fluido)

turbine, compressori, pompe

- apparecchiature per il trasferimento di energia termica

caldaie, scambiatori di calore

- dispositivi per la riduzione della pressione

valvole di laminazione

- **IPOTESI** di lavoro comuni nella trattazione

REGIME STAZIONARIO

FLUSSO MONODIMENSIONALE

UN SOLO INGRESSO E UNA SOLA USCITA

8/2010

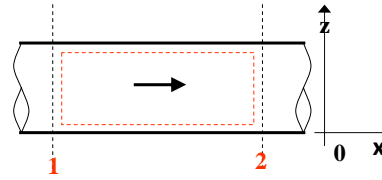
1/11



CONDOTTI

CONDOTTO A SEZIONE CIRCOLARE COSTANTE

- la superficie di controllo racchiude il solo fluido e nel suo interno non sono presenti organi per il trasferimento di energia meccanica
- il condotto è visto come un elemento di collegamento tra componenti di un sistema: si è interessati pertanto a correlare, sia per processi internamente reversibili che reali, le energie di pressione, potenziale e cinetica della corrente fluida



ipotesi
 $v = \text{cost}$
 $\dot{L} = 0$

- nelle ipotesi di lavoro già indicate (che non verranno più ricordate nel seguito) l'EQUAZIONE DELL'ENERGIA MECCANICA si scrive:
 - flusso monodimensionale
 - regime stazionario
 - un solo ingresso e una sola uscita

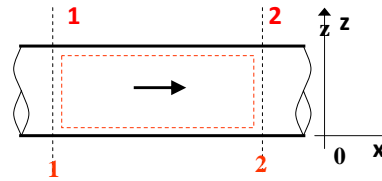
$$\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = -\int_1^2 v dp - g\Delta z - \Delta \frac{w^2}{2} - r$$



CONDOTTI

$$\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = -\int_1^2 v dp - g\Delta z - \Delta \frac{w^2}{2} - r$$

ipotesi $v = \text{cost}$ $\dot{L} = 0$



$$v(p_2 - p_1) + g(z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + r = 0 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$(p_2 - p_1) + \rho g(z_2 - z_1) + \rho \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \rho r = 0 \quad [\text{Pa}]$$

$r \geq 0 \rightarrow$ **PERDITA DI CARICO**

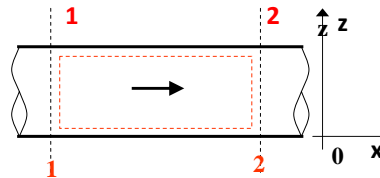
- la perdita di carico è la misura dell'irreversibilità dovuta principalmente all'attrito interno al fluido (viscosità) ed a quello tra il fluido in moto e ciò che lo contiene: ha attinenza stretta con la generazione di entropia all'interno del sistema, ed è pertanto una grandezza intrinsecamente positiva (può essere nulla solo nel caso di trasformazione ideale)
- TRASFORMAZIONE REVERSIBILE, $r=0$



CONDOTTI

perdite di carico DISTRIBUITE

- si riferiscono al moto del fluido all'interno del condotto. Se il condotto è a sezione costante e ad asse rettilineo si può ritenere valida la correlazione empirica che lega la perdita di carico all'energia cinetica:



$$r = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{w^2}{2} \quad [J \cdot kg^{-1}]$$

formula di Darcy-Weisbach

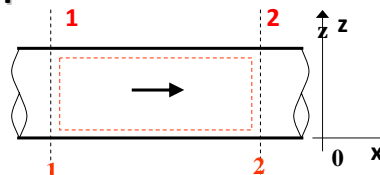
- f** • FATTORE DI ATTRITO, parametro adimensionale dipendente dalle proprietà del fluido, dalla sua velocità e dalla geometria del condotto; è calcolabile con l'uso di abachi, tabelle e formule
- L/D** • lunghezza del condotto adimensionalizzata rispetto al suo diametro
- w²/2** • energia cinetica specifica media



CONDOTTI

perdite di carico CONCENTRATE

- dipendono da fenomeni di attrito localizzati quali bruschi cambiamenti di sezione o di direzione di flusso, saracinesche e simili



$$r = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \quad [J \cdot kg^{-1}]$$

è esprimibile come prodotto di un coefficiente adimensionale, ξ , dipendente dalla tipologia e dalla geometria del disturbo localizzato, per l'energia cinetica specifica media del fluido

- la perdita di carico concentrata può anche essere vista come equivalente ad una distribuita di opportuna lunghezza:

lunghezza equivalente, L_{eq}

$$r = \xi \cdot \frac{w^2}{2} = f \cdot \frac{L_{eq}}{D} \cdot \frac{w^2}{2} \quad [J \cdot kg^{-1}]$$

$$L_{eq} = \xi \cdot \frac{D}{f} \quad [m]$$

lunghezza fittizia, L'

$$L' = L + \sum L_{eq}$$

$$r = f \cdot \frac{L'}{D} \cdot \frac{w^2}{2}$$

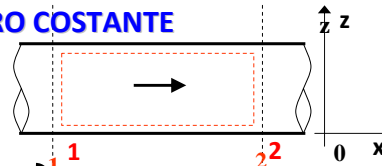


CONDOTTI

CONDOTTO ORIZZONTALE CON DIAMETRO COSTANTE

- condotto orizzontale

$$z_1 = z_2$$



- portata massica costante

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

- diametro costante

$$(\rho WA)_1 = (\rho WA)_2$$

$$w_1 = w_2$$

- densità costante

$$(p_2 - p_1) + \rho g(z_2 - z_1) + \rho \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \rho r = 0$$

$$p_2 = p_1 - \rho \left(f \frac{L' w^2}{D 2} \right)$$

- quando un fluido scorre in un condotto, per effetto dell'attrito la pressione va diminuendo
- se non vi fosse nessun attrito, cioè se il flusso fosse ideale, r sarebbe nullo e non si avrebbe caduta di pressione
- se si deve convogliare un fluido per una lunga distanza si deve prevedere una stazione di pompaggio; l'operazione ha un costo energetico dovuto alla dissipazione di energia pregiata in energia termica



CONDOTTI

CONDOTTO INCLINATO CON DIAMETRO COSTANTE

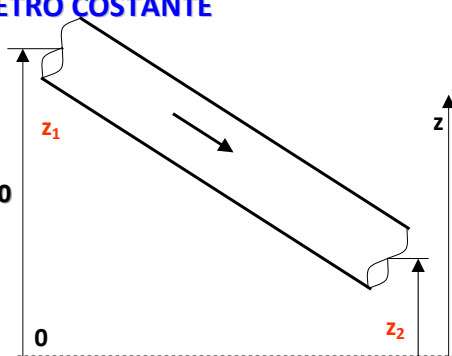
- portata massica costante

$$w_1 = w_2$$

- diametro costante

- densità costante

$$(p_2 - p_1) + \rho g(z_2 - z_1) + \rho \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \rho r = 0$$

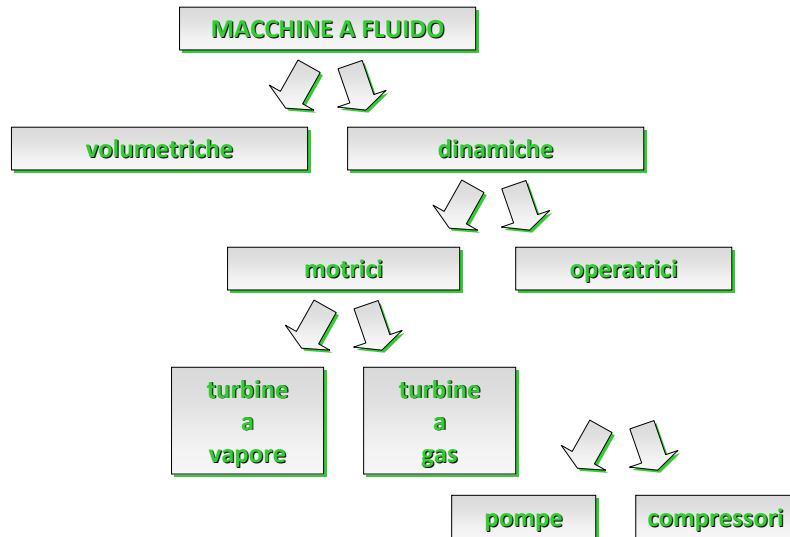


$$p_2 = p_1 - \rho \left(f \frac{L' w^2}{D 2} \right) + \rho g(z_1 - z_2)$$

- la pressione diminuisce per effetto dell'attrito ma riacquinta perché l'energia potenziale si converte in energia di pressione
- nel caso la sezione di uscita del condotto sia ad una quota superiore, i due effetti agiscono concordemente a diminuire la pressione a valle



MACCHINE A FLUIDO



MACCHINE A FLUIDO

IPOTESI DI LAVORO

- l'organo ruotante delle macchine dinamiche può ruotare molto velocemente, elevate potenze possono essere concentrate in unità di dimensioni modeste, e quindi il processo si può considerare ADIABATICO
- l'ingombro limitato rende TRASCURABILE anche la VARIAZIONE DI ENERGIA POTENZIALE
- è di solito lecito TRASCURARE anche la VARIAZIONE DI ENERGIA CINETICA

$$\dot{Q} \ll \dot{L}$$

$$\dot{m} \cdot g \cdot \Delta z \ll \dot{L}$$

$$\dot{m} \cdot \Delta \frac{w^2}{2} \ll \dot{L}$$



MACCHINE A FLUIDO

in base a queste IPOTESI le equazioni che governano i processi delle MACCHINE A FLUIDO diventano:

BILANCIO DI ENERGIA

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} - \frac{\dot{L}}{\dot{m}} = \Delta \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right)$$



$$-\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = \Delta h$$

BILANCIO DI ENTROPIA

$$\sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{gen} = \dot{m} \cdot \Delta s$$



$$\frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}} = \Delta s$$

EQUAZIONE DELL'ENERGIA MECCANICA

$$\dot{L} = \dot{m} \cdot \left[-\int_1^2 v \cdot dp - g \cdot \Delta z + \Delta \left(\frac{w^2}{2} \right) \right] - \dot{R}$$

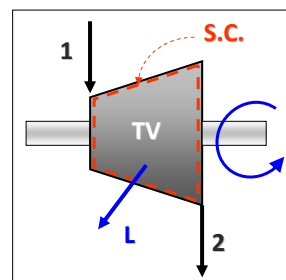


$$\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = -\int_1^2 v \cdot dp - r$$



TURBINA A VAPORE

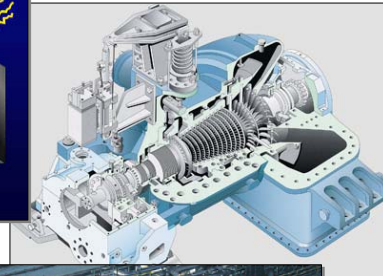
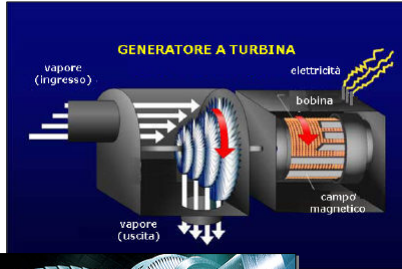
- si parla di **TURBINA A VAPORE** perché il fluido evolve nei pressi della regione bifasica
- l'asse è messo in rotazione dalla girante che si trova all'interno della macchina ed erogherà potenza meccanica ad un'utenza esterna
- si parla di "turbina a condensazione" se $p_{scarico} < p_{atm}$, e di "turbina a contropressione" se $p_{scarico} > p_{atm}$
- viene impiegata in centrali termoelettriche (15-1500 MW), per la propulsione navale (20-40 MW), per il trascinamento di macchine operatrici (0,5-10 MW)





TURBINA A VAPORE

- viene impiegata in centrali termoelettriche (15-1500 MW), per la propulsione navale (20-40 MW), per il trascinamento di macchine operatrici (0,5-10 MW)



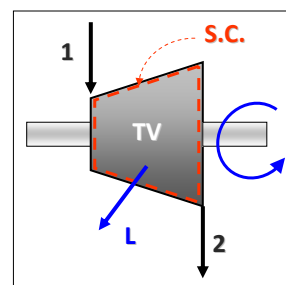
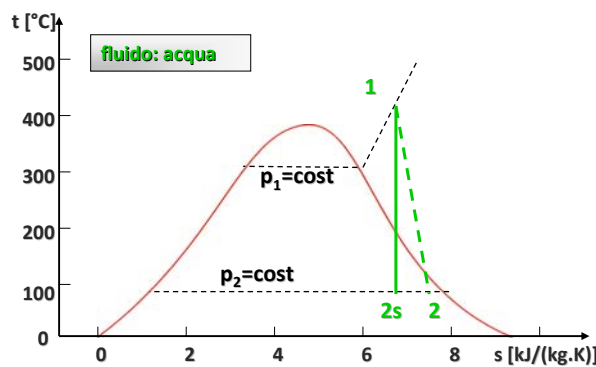
8/2010

12/11



TURBINA A VAPORE

- è utile confrontare il processo REALE con quello IDEALE



- il fluido di lavoro entra in turbina alla condizione 1 (aeriforme) ed esce in condizioni di vapore saturo (2)
- la trasformazione 1-2s, per essere ideale è a generazione entropica nulla, quindi isoentropica in base al bilancio di entropia

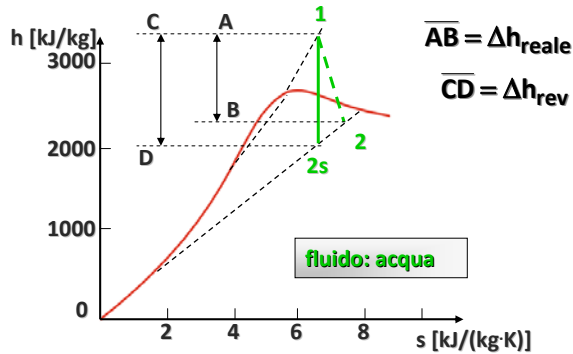
8/2010

13/11



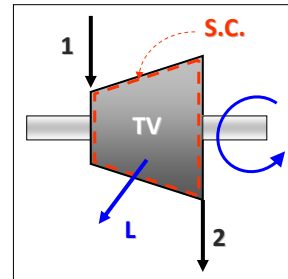
TURBINA A VAPORE

- il piano **hs** è molto comodo, perché vengono riportati sugli assi l'entalpia, collegata alla potenza meccanica erogata, e l'entropia, collegata, con la sua variazione, alla generazione di entropia



$$\overline{AB} = \Delta h_{\text{reale}}$$

$$\overline{CD} = \Delta h_{\text{rev}}$$



equazioni

- $\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = \Delta h$
- $\frac{\dot{S}_{\text{gen}}}{\dot{m}} = \Delta s$
- $\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = -\int_1^2 v \cdot dp - r$

$$\overline{AB} = \Delta h_{\text{reale}} = \left(\frac{\dot{L}}{\dot{m}} \right)_{\text{reale}} < \overline{CD} = \Delta h_{\text{rev}} = \left(\frac{\dot{L}}{\dot{m}} \right)_{\text{rev}}$$

8/2012

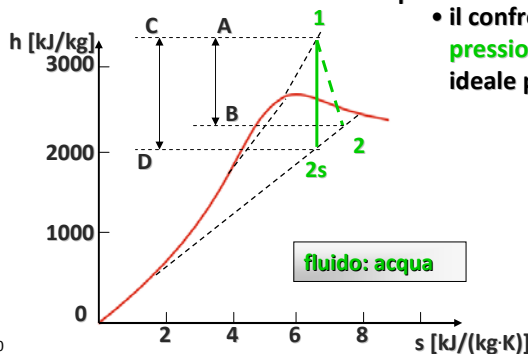
14/11



TURBINA A VAPORE

$$\overline{AB} = \Delta h_{\text{reale}} = \left(\frac{\dot{L}}{\dot{m}} \right)_{\text{reale}} < \overline{CD} = \Delta h_{\text{rev}} = \left(\frac{\dot{L}}{\dot{m}} \right)_{\text{rev}}$$

- il salto entalpico reale è inferiore a quello ideale, tanto più quanto più consistente è la generazione entropica
- al crescere della generazione entropica il punto 2 si sposta verso destra sull'isobara inferiore e si riduce la potenza meccanica unitaria convertita
- il confronto, a parità di stato iniziale e di pressione finale, dei salti entalpici reale ed ideale porta alla definizione del:



RENDIMENTO ISOENTROPICO

$$\eta_{\text{TV}} = \frac{l_{\text{reale}}}{l_{\text{rev}}} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})}$$

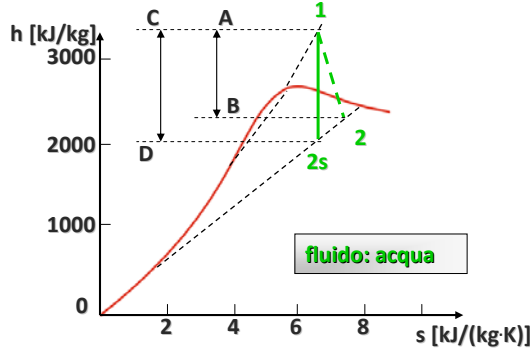
$$0 < \eta_{\text{TV}} < 1$$

8/2010

15/11



TURBINA A VAPORE



RENDIMENTO ISOENTROPICO

$$\eta_{TV} = \frac{l_{reale}}{l_{rev}} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})}$$

$$0 < \eta_{TV} < 1$$

0,70 < $\eta_{TV,tipico}$ < 0,90

- i rendimenti delle macchine sono usualmente forniti dai costruttori, che li ottengono in condizioni operative normalizzate
- fissato lo stato iniziale e la pressione di uscita è facile ricavare il salto entalpico ideale
- dalla conoscenza del rendimento isoentropico della macchina è immediato calcolare la potenza meccanica come:

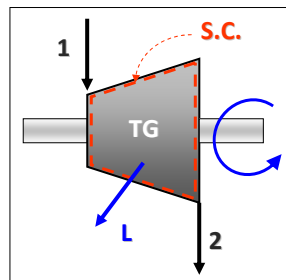
$$\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = \eta_{TV} \cdot (h_1 - h_{2s})$$



TURBINA A GAS

- poiché il fluido di lavoro è un **gas**, se si può utilizzare il **modello di gas ideale** (con l'ipotesi aggiuntiva di **calori specifici costanti**) è possibile ottenere semplici relazioni analitiche per il calcolo delle grandezze in esame
- l'ipotesi di invariabilità con la temperatura dei calori specifici non è pienamente giustificata nel campo di temperature di interesse, ma semplifica talmente l'analisi e la forma dei risultati che verrà sempre utilizzata
- viene impiegata in centrali termoelettriche e di cogenerazione, per la propulsione navale ed aerea, per il trascinamento di macchine operatrici

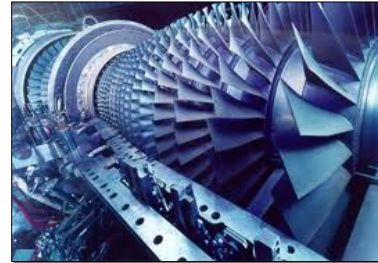
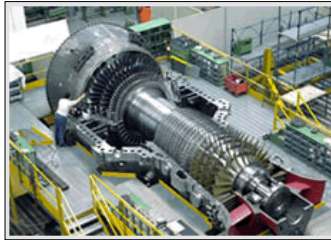
per un gas ideale: $h = h(T)$
 quindi i piani termodinamici T_s ed h_s
 coincidono a meno di un fattore di scala





TURBINA A GAS

- viene impiegata in centrali termoelettriche e di cogenerazione, per la propulsione navale ed aerea, per il trascinamento di macchine operatrici



8/2010

18/11



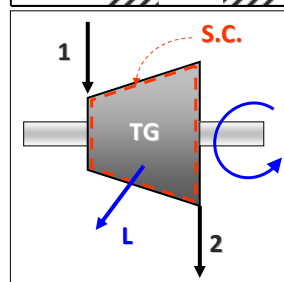
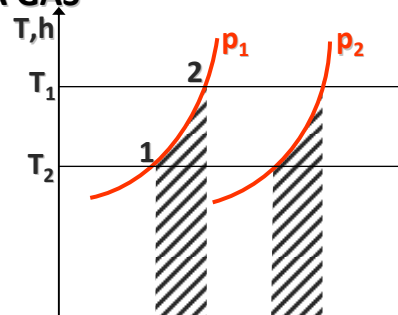
TURBINA A GAS

- nella zona del **gas ideale** la pendenza delle isobare nel **piano Ts** è esprimibile attraverso la **2° legge di Gibbs**, scritta ovviamente per un gas ideale

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v}{T} dp = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_p = \frac{T}{c_p}$$

- ed è quindi, nell'ipotesi fatta, costante per ogni valore di **T**
- ne consegue che **un'isobara genera per traslazione rigida tutte le altre**



8/2010

19/11



TURBINA A GAS

- ancora dalla 2° legge di Gibbs

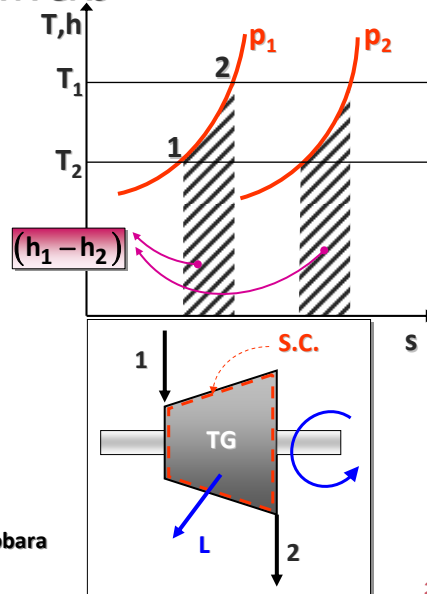
$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v}{T} dp$$

segue che l'area sottesa da un tratto di isobara è uguale alla variazione di entalpia specifica:

$$(T \cdot ds)_{p=\text{cost}} = dh$$

- per le enunciate proprietà geometriche quest'area è invariante con la pressione
- il bilancio di energia in questo caso si trasforma pertanto nella:

$$\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = (h_1 - h_2) = c_p (T_1 - T_2) = \left| \int_{T_1}^{T_2} T ds \right|_{\text{isobara}}$$



8/2010

20/11



TURBINA A GAS

- sul piano sono identificate: l'**isobara a monte** e l'**isobara a valle**
- lo stato a monte è **1**; l'isobara a valle è **p₂**
- il confronto, a parità di stato iniziale e di pressione finale, dei salti entalpici reale ed ideale porta alla definizione del:

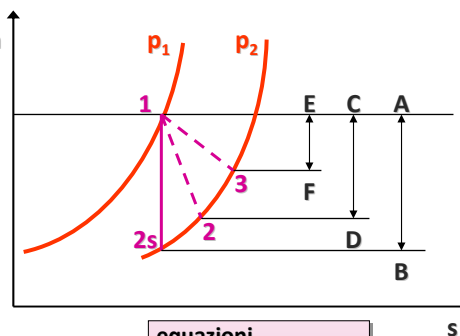
RENDIMENTO ISOENTROPICO

$$\eta_{TG} = \frac{l_{\text{reale}}}{l_{\text{rev}}} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})} = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_{2s})}$$

$$0 < \eta_{TG} < 1$$

$$0,70 < \eta_{TG, \text{tipico}} < 0,90$$

- i rendimenti delle macchine sono usualmente forniti dai costruttori, che li ottengono in condizioni operative normalizzate



equazioni

$-\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = \Delta h$

$\frac{\dot{S}_{\text{gen}}}{\dot{m}} = \Delta s$

$\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = -\int_1^2 v \cdot dp - r$

8/2012

21/11



TURBINA A GAS

RENDIMENTO ISOENTROPICO

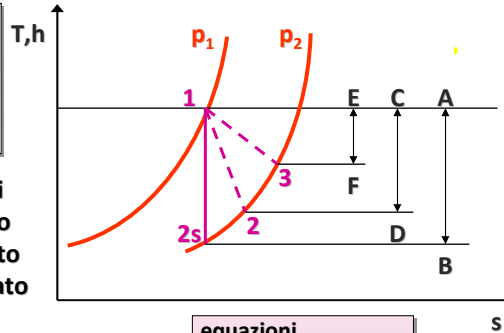
$$\eta_{TG} = \frac{l_{reale}}{l_{rev}} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})} = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_{2s})}$$

$0 < \eta_{TG} < 1$

- fissato lo stato iniziale e la pressione di uscita è facile ricavare il salto entalpico ideale. Dalla conoscenza del rendimento isoentropico della macchina è immediato calcolare la potenza meccanica come:

$$\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = c_p \cdot \eta_{TG} \cdot (T_1 - T_{2s})$$

- in una macchina più irreversibile di un'altra il Δh diminuisce (segmento EF)
- quindi il rendimento isoentropico della macchina **13** è minore di quello della macchina **12**



equazioni

- $-\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = \Delta h$
- $\frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}} = \Delta s$
- $\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = -\int_1^2 v \cdot dp - r$

8/2012

22/11



TURBINA A GAS

- normalmente ciò che si conosce è:
 - lo stato a monte (p_1 e T_1)
 - la pressione a valle (p_2)
- per calcolare la potenza meccanica con la:

$$\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = c_p \cdot \eta_{TG} \cdot (T_1 - T_{2s})$$

occorre valutare la temperatura di uscita isoentropica

T_{2s}

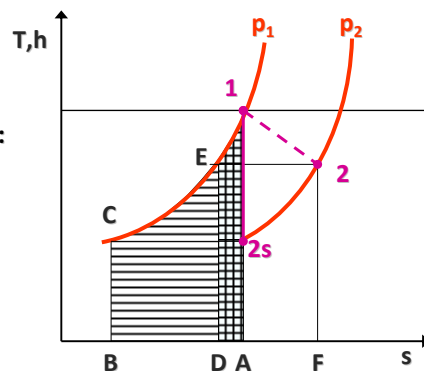
- combinando la 2a equazione di Gibbs con il modello di gas ideale:

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v}{T} dp = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}$$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}$$

- ponendo: $\beta = \frac{p_1}{p_2}$ e considerando che lungo l'isentropica è: $\Delta s = 0$

si ottiene: $\ln \frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{R}{c_p} \cdot \ln \left(\frac{1}{\beta} \right)$



8/2010

23/11



TURBINA A GAS

$$\ln \frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{R}{c_p} \cdot \ln \left(\frac{1}{\beta} \right)$$

$$\ln \frac{T_{2s}}{T_1} = \ln \left(\frac{1}{\beta} \right)^\varepsilon$$

$$T_{2s} = \frac{T_1}{\beta^\varepsilon}$$

(espansione adiabatica reversibile)

$$\frac{R}{c_p} = \frac{c_p - c_v}{c_p} = 1 - \frac{1}{k} = \frac{k-1}{k} = \varepsilon$$

per l'aria: $K = 1,4$

$$\varepsilon = \frac{1,4-1}{1,4} = 0,286$$

- poiché $\beta > 1$ per definizione, la T_{2s} sarà tanto più piccola rispetto alla T_1 quanto maggiore è il valore di β per un dato fluido (ε fissato)

- la potenza meccanica $\dot{L} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \eta_{TG} \cdot (T_1 - T_{2s})$

può essere resa adimensionale dividendola per il prodotto della portata per il calore specifico e per la temperatura di ingresso

$$\frac{\dot{L}}{\dot{m} \cdot c_p \cdot T_1} = \eta_{TG} \cdot \left(1 - \frac{T_{2s}}{T_1} \right) = \eta_{TG} \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta^\varepsilon} \right)$$

8/2010

24/11

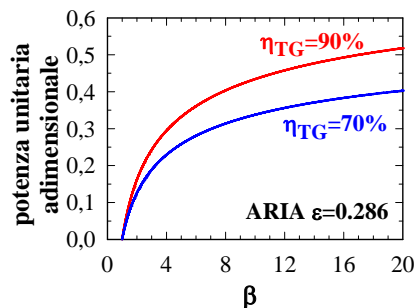


TURBINA A GAS

$$\frac{\dot{L}}{\dot{m} \cdot c_p \cdot T_1} = \eta_{TG} \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta^\varepsilon} \right)$$

potenza meccanica unitaria adimensionale

- quanto maggiore è β , fissate le altre condizioni, tanto maggiore sarà la potenza meccanica (unitaria adimensionale) ottenibile
- la potenza meccanica cresce al crescere del rendimento isoentropico della macchina
- fissati che siano β , il fluido e il rendimento, la potenza meccanica cresce al crescere della temperatura T_1



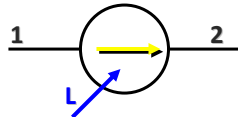
8/2010

25/11



POMPA

- macchina operatrice utilizzata per innalzare la pressione di liquidi
- possono essere **volumetriche** o **dinamiche**
- nelle pompe dinamiche una girante, mossa da un motore, fornisce energia al liquido causando il voluto aumento di pressione



- alle usuali ipotesi si aggiunge quella di **fluido incompressibile**:
- alla luce di questa ulteriore ipotesi le equazioni di bilancio si modificano così:

ipotesi

$v = \text{cost}$

$\Delta h = c \cdot \Delta T + v \cdot \Delta p$

$\Delta s = c(T) \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}$

equazioni

- $-\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = \Delta h$
- $\frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}} = \Delta s$
- $\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = -\int_1^2 v \cdot dp - r$

equazioni

- $\left| \frac{\dot{L}}{\dot{m}} \right| = c \cdot \Delta T + v \cdot \Delta p$
- $\left| \frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}} \right| = c \left(\ln \frac{T_2}{T_1} \right)$
- $\left| \frac{\dot{L}}{\dot{m}} \right| = v \cdot \Delta p + r$

bilancio di energia

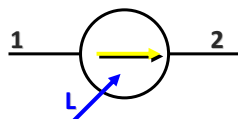
bilancio di entropia

equazione dell'energia meccanica



POMPA

- macchina operatrice utilizzata per innalzare la pressione di liquidi
- possono essere **volumetriche** o **dinamiche**
- nelle pompe dinamiche una girante, mossa da un motore, fornisce energia al liquido causando il voluto aumento di pressione





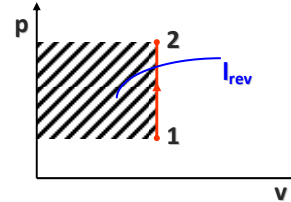
POMPA

equazioni

- $\left| \frac{\dot{L}}{\dot{m}} \right| = c \cdot \Delta T + v \cdot \Delta p$
- $\left| \frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}} \right| = c \left(\ln \frac{T_2}{T_1} \right)$
- $\left| \frac{\dot{L}}{\dot{m}} \right| = v \cdot \Delta p + r$

TRASFORMAZIONE IDEALE

- dal bilancio di entropia si vede che non vi è variazione di temperatura tra ingresso ed uscita; di conseguenza la potenza meccanica unitaria è pari al lavoro di pulsione:



$$\Delta T = 0 \quad \left| \frac{\dot{L}}{\dot{m}} \right| = v \cdot \Delta p$$

TRASFORMAZIONE REALE

- dal bilancio di entropia si vede che la temperatura all'uscita è maggiore di quella all'ingresso
- dal bilancio di energia consegue che, rispetto al caso ideale, per avere lo stesso innalzamento di pressione è necessario fornire una potenza maggiore o, volendo fornire la stessa potenza, l'incremento di pressione risulta minore



POMPA

- il RENDIMENTO ISOENTROPICO si basa sul confronto, a parità di incremento di pressione, tra caso ideale e caso reale
- noto il valore del rendimento la potenza meccanica necessaria è:

$$\left| \dot{L} \right| = \frac{\dot{m} \cdot v \cdot \Delta p}{\eta_p} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_p}$$

RENDIMENTO ISOENTROPICO

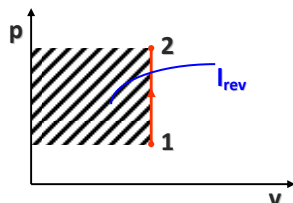
$$\eta_p = \frac{I_{rev}}{I_{reale}} = \frac{v \cdot \Delta p}{v \cdot \Delta p + c \cdot \Delta T} = \frac{1}{1 + \frac{c \cdot \Delta T}{v \cdot \Delta p}}$$

$$0 < \eta_p < 1$$

$$0,7 < \eta_{p,tipico} < 0,9$$

anche i VENTILATORI possono essere considerate MACCHINE IDRAULICHE in quanto il fluido non subisce variazioni apprezzabili di densità e si comporta, quindi, come incompressibile

$$0,5 < \eta_{VENT,tipico} < 0,97$$



- essendo il volume specifico di un liquido generalmente molto minore di quello di un gas alla stessa pressione, l'area nel piano pv e, corrispondentemente, la potenza meccanica unitaria per un liquido risulta molto minore di quella relativa alla compressione tra le stesse pressioni estreme della sostanza in fase gassosa



references

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998
- ✓ P. Mazzei, R. Vanoli, *Fondamenti di termodinamica*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996
- ✓ L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983



Università Politecnica delle Marche
Facoltà di Ingegneria
corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 12
TDA-COMPONENTI/2

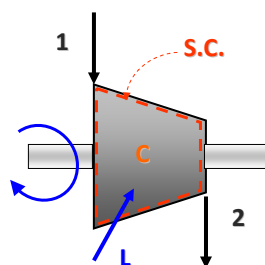
Università Politecnica delle Marche



Dipartimento di Energetica

COMPRESSORE

- macchina operatrice utilizzata per innalzare la pressione di un flusso di gas a spese di potenza meccanica fornita dall'esterno da un'ideale macchina motrice
- possono essere **volumetrici** o **dinamici**
- nel compressore dinamico la macchina motrice esterna pone in rotazione la girante, progettata per cedere al fluido energia



equazioni

$-\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = \Delta h$

$\frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}} = \Delta s$

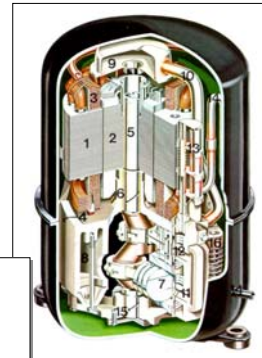
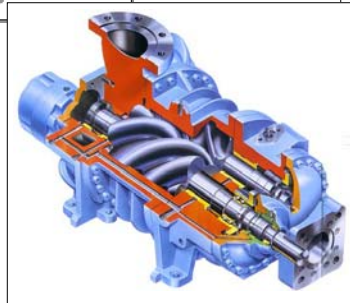
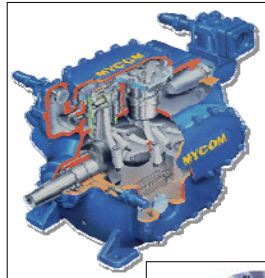
$\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = -\int_1^2 v \cdot dp - r$

si considera applicabile il modello di GAS IDEALE con calori specifici costanti



COMPRESSORE

- macchina operatrice utilizzata per innalzare la pressione di un flusso di gas a spese di potenza meccanica fornita dall'esterno da un'ideale macchina motrice



COMPRESSORE

TRASFORMAZIONE IDEALE

- in una trasformazione ideale, cioè ISOENTROPICA, il bilancio di **energia** e quello di **entropia** diventano:

$$\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = h_{2s} - h_1 = c_p (T_{2s} - T_1)$$

$$\frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}} = \Delta s = c_p \left(\ln \frac{T_{2s}}{T_1} \right) - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = 0$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \beta = \frac{p_{2s}}{p_1} = \left(\frac{T_{2s}}{T_1} \right)^{\frac{1}{\epsilon}} \Rightarrow T_{2s} = T_1 \cdot \beta^\epsilon$$

$$T_{2s} = \frac{T_1}{\beta^\epsilon} \text{ TG}$$

equazioni

$$\bullet \frac{\dot{L}}{\dot{m}} = \Delta h$$

$$\bullet \frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}} = \Delta s$$

$$\bullet \frac{\dot{L}}{\dot{m}} = - \int_1^2 v \cdot dp - r$$

$$\bullet \epsilon = \frac{R}{c_p} = \frac{k-1}{k}$$

$$\bullet \beta = \frac{p_2}{p_1} \text{ TG}$$

$$\beta = \frac{p_1}{p_2}$$

la **potenza** fornita al fluido causa un **aumento di temperatura** (bilancio di energia) che implica (bilancio di entropia) un **aumento della pressione**



COMPRESSORE

TRASFORMAZIONE IDEALE

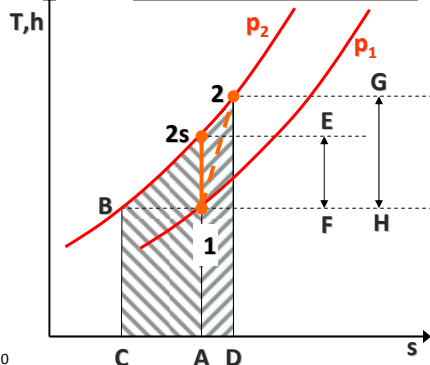
$$\left| \frac{\dot{L}}{\dot{m}} \right| = h_{2s} - h_1 = c_p (T_{2s} - T_1)$$

TRASFORMAZIONE REALE

$$h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1) \quad \text{bilancio di energia}$$

$$\left| \frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}} \right| = c_p \left(\ln \frac{T_{2s}}{T_1} \right) - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = 0$$

$$c_p \left(\ln \frac{T_2}{T_1} \right) - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} > 0 \quad \text{bilancio di entropia}$$

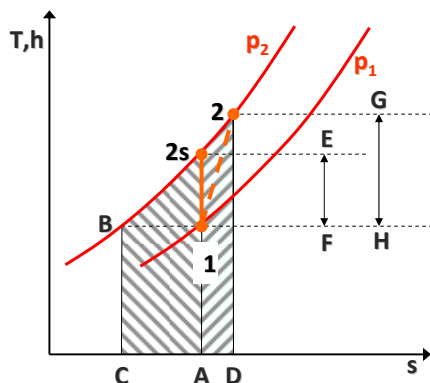


confrontando il caso reale con quello ideale, a parità di stato iniziale e di rapporto di compressione si deduce che a causa della generazione di entropia sarà $T_2 > T_{2s}$

e quindi risulterà maggiore la potenza unitaria da fornire, a parità di effetto



COMPRESSORE



RENDIMENTO ISOENTROPICO

$$\eta_{COMPR} = \frac{l_{rev}}{l_{reale}} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_2 - T_1)}$$

$$0 < \eta_{COMPR} < 1$$

$$0,70 < \eta_{COMPR, tipico} < 0,90$$

$$\eta_{COMPR} = \frac{l_{rev}}{l_{reale}} = \frac{A2_s BC}{D2BC} = \frac{\overline{EF}}{\overline{GH}}$$

$$\overline{EF} \propto (T_{2s} - T_1) \quad A2_s BC \propto (h_{2s} - h_1)$$

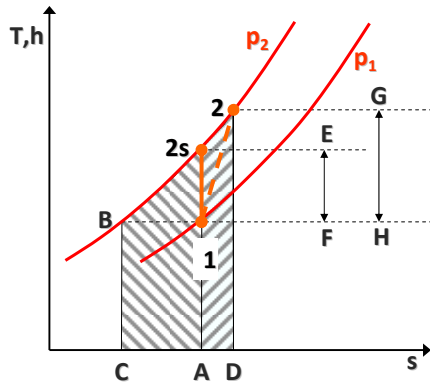
\propto alla potenza unitaria da fornire per la compressione IDEALE

$$\overline{GH} \propto (T_2 - T_1) \quad D2BC \propto (h_2 - h_1)$$

\propto alla potenza unitaria da fornire per la compressione REALE



COMPRESSORE



per un gas ideale, fissato il rapporto di compressione, la POTENZA MECCANICA UNITARIA reale è:

$$\left| \frac{\dot{L}}{\dot{m}} \right| = \frac{c_p (T_{2s} - T_1)}{\eta_{\text{COMPR}}}$$

in forma adimensionale:

$$\left| \frac{\dot{L}}{\dot{m} \cdot c_p \cdot T_1} \right| = \frac{(\beta^\epsilon - 1)}{\eta_{\text{COMPR}}}$$

fissati:
 • il gas, • il rapporto di compressione, • la macchina,
 la potenza unitaria da fornire è una funzione lineare crescente della temperatura assoluta di inizio compressione

per limitare la potenza meccanica è buona norma mantenere bassa la temperatura di immissione



COMPRESSORE

COMPRESSIONE ADIABATICA REVERSIBILE (ISENTROPICA)
 fluido: GAS IDEALE

ipotesi	equazioni
<input type="radio"/> $\dot{Q} \ll \dot{L}$	<input type="radio"/> $-\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = \Delta h$
<input type="radio"/> $\dot{m}g\Delta z \ll \dot{L}$	<input type="radio"/> $\frac{\dot{S}_{\text{gen}}}{\dot{m}} = \Delta s$
<input type="radio"/> $\dot{m}\Delta \frac{w^2}{2} \ll \dot{L}$	<input type="radio"/> $\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = -\int_1^2 v \cdot dp - r$

$p \cdot v^k = \text{cost}$

COMPRESSIONE ISOTERMA REVERSIBILE
 fluido: GAS IDEALE

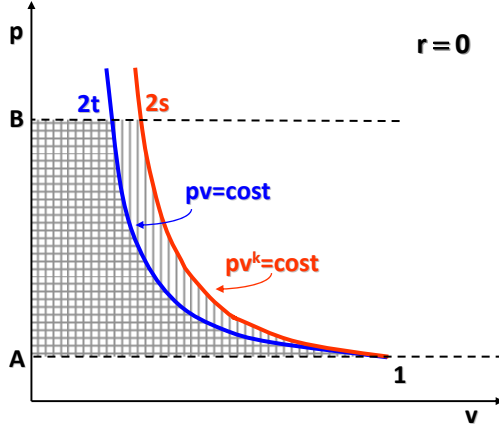
ipotesi	equazioni
<input type="radio"/> $\Delta h(T) = 0$	<input type="radio"/> $\dot{L} = \dot{Q}$
<input type="radio"/> $\dot{m}g\Delta z \ll \dot{L}$	<input type="radio"/> $\frac{\dot{S}_{\text{gen}}}{\dot{m}} = \Delta s$
<input type="radio"/> $\dot{m}\Delta \frac{w^2}{2} \ll \dot{L}$	<input type="radio"/> $\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = -\int_1^2 v \cdot dp - r$

$p \cdot v = R \cdot T = \text{cost}$



COMPRESSORE

nel caso di COMPRESSIONE IDEALE la potenza meccanica è raffigurabile nel piano **pv**



$$r=0 \Rightarrow \frac{\dot{L}}{\dot{m}} = -\int_1^2 v \cdot dp$$

l' ISOTERMA
 $p \cdot v = \text{cost}$
 è un ramo di iperbole equilatera

poiché $k > 1$, l' ADIABATICA
 $p \cdot v^k = \text{cost}$
 si trova a destra dell'isoterma

ISOTERMA
 potenza meccanica: area **A12tB**

ADIABATICA
 potenza meccanica: area **A12sB**



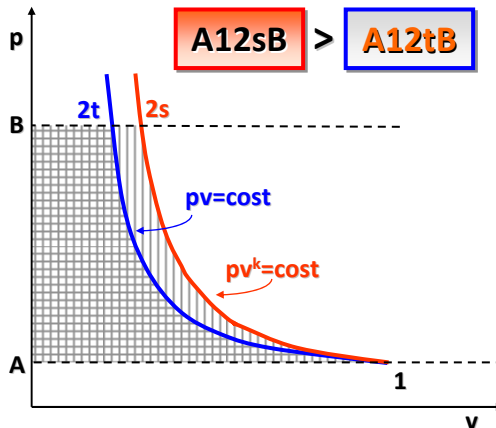
COMPRESSORE

- l'energia necessaria alla compressione isoterma è minore perché si innalza soltanto la pressione del gas e non anche la sua energia interna [$u=u(T)$]
- dal bilancio di energia per la compressione isoterma:

$$\dot{L} = \dot{Q}$$

si vede che per mantenere la temperatura costante è necessario sottrarre calore con continuità durante la compressione. La potenza termica da sottrarre è esattamente pari alla potenza meccanica fornita

$$\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp = \int_{p_1}^{p_2} RT \cdot \frac{dp}{p} = RT_1 \cdot \ln \beta$$





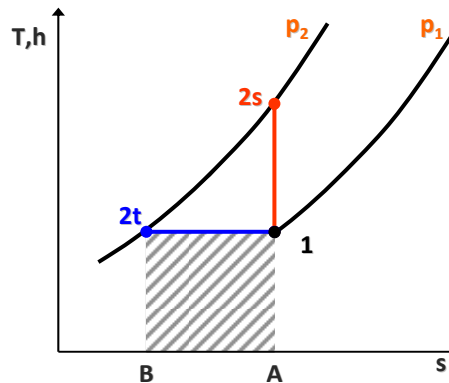
COMPRESSORE

- dalla equazione di Clausius, per una **compressione isoterma reversibile**, si ha:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = \int_{p_1}^{p_2} T \cdot ds = T_1 \cdot \Delta s$$

pertanto, l'area **A12tB** rappresenta la **potenza meccanica unitaria per la compressione isoterma**

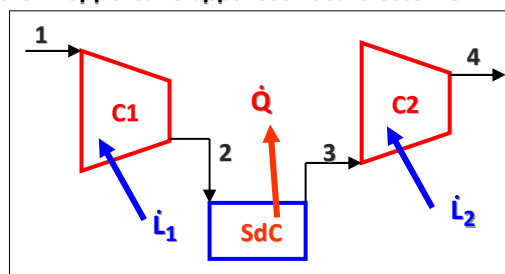
- l'area pressoché triangolare **12s2t** rappresenta la **potenza meccanica aggiuntiva per compressione isoentropica**
- le macchine dinamiche consentono il trasferimento di notevoli potenze meccaniche per unità di volume occupato, laddove il connesso trasferimento di notevoli potenze termiche richiederebbe grandi aree per la superficie di contatto tra il gas compresso e il refrigerante esterno



COMPRESSORE

la **COMPRESSIONE ISOTERMA** è

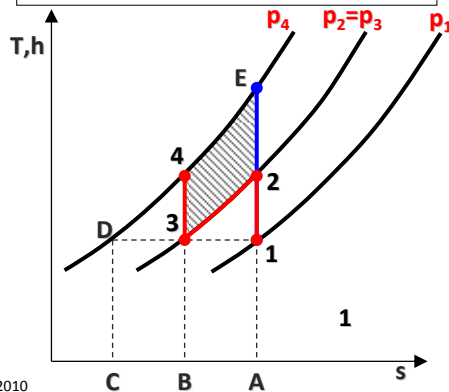
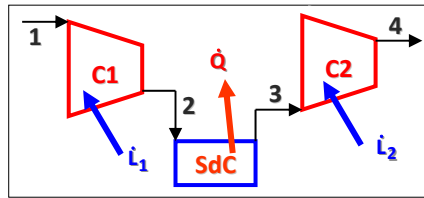
- conveniente dal punto di vista energetico
- non realizzabile dal punto di vista pratico
- si prova ad avvicinarsi al limite ideale della compressione ISOTERMA **frazionando la compressione adiabatica** ed operando delle **refrigerazioni intermedie** in opportune apparecchiature esterne



- l'asportazione della potenza termica non è continua ma discreta e, di conseguenza, la temperatura non si mantiene costante ma se ne limita l'incremento



COMPRESSORE



COMPRESSIONE FRAZIONATA

- le compressioni sono assunte isoentropiche ed il processo nello scambiatore isobaro
- si è ritenuto che il gas esca dallo scambiatore alla stessa temperatura di immissione nel primo compressore

- compressione frazionata

$$\left| \frac{\dot{i}_1}{\dot{m}} \right| + \left| \frac{\dot{i}_2}{\dot{m}} \right|$$

$$\left| \frac{\dot{i}_1}{\dot{m}} \right| = \text{area A23B} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \quad \left| \frac{\dot{i}_2}{\dot{m}} \right| = \text{area B4DC}$$

- compressione in singola fase

$$\left| \frac{\dot{i}}{\dot{m}} \right| = \text{area AECD}$$

- risparmio energetico

$$\left| \frac{\dot{i} - \dot{i}_1 + \dot{i}_2}{\dot{m}} \right| = \text{area 2E43}$$

8/2010

12/12



COMPONENTI PER IL TRASFERIMENTO DI CALORE

- elementi che modificano lo stato termico di una corrente fluida meccanici per interazione termica con un'altra

caldaie, generatori di calore, scambiatori di calore

- elementi che realizzano il trasferimento termico tra una superficie solida ed una corrente fluida, al fine di controllare la temperatura della prima

scambiatori di calore

- IPOTESI di lavoro comuni nella trattazione

REGIME STAZIONARIO

FLUSSO MONODIMENSIONALE

UN SOLO INGRESSO E UNA SOLA USCITA

8/2010

13/12



MISCELATORE ADIABATICO

- è uno scambiatore di calore, adiabatico verso l'ambiente, all'interno del quale correnti di fluido con differente contenuto energetico si mescolano perché all'uscita si possa ottenere una portata nello stato termodinamico desiderato
- non ha nessuna interazione con l'esterno, né meccanica né termica



bilancio di

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad \text{massa}$$

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad \text{energia}$$

$$\dot{m}_1 \cdot s_1 + \dot{m}_2 \cdot s_2 + \dot{S}_{gen} = \dot{m}_3 \cdot s_3 \quad \text{entropia}$$



MISCELATORE ADIABATICO



bilancio di

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad \text{massa}$$

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad \text{energia}$$

$$\dot{m}_1 \cdot s_1 + \dot{m}_2 \cdot s_2 + \dot{S}_{gen} = \dot{m}_3 \cdot s_3 \quad \text{entropia}$$

ponendo

$$y_1 = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad y_2 = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}$$

si ottiene:

$$h_3 = y_1 \cdot h_1 + y_2 \cdot h_2$$

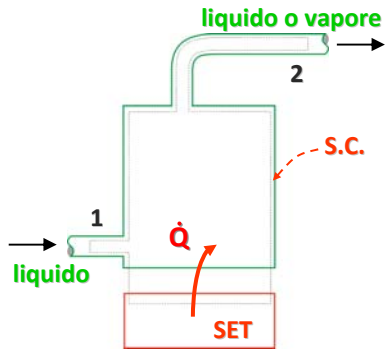
$$s_3 = y_1 \cdot s_1 + y_2 \cdot s_2 + \frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}_3}$$

- operando opportunamente sullo stato e/o sulle portate delle correnti entranti si può ottenere per quella uscente la condizione voluta
- il processo di mescolamento di correnti a diversa entalpia e diversa temperatura è intrinsecamente irreversibile. L'entropia generata nel processo sarà sempre positiva e tanto più positiva quanto più lontani sono gli stati termodinamici delle correnti entranti



CALDAIA E GENERATORE DI VAPORE

- una corrente liquida entra nell'apparecchio e riceve energia termica trasferita da un SET posto all'esterno della SC
- se la corrente è ancora liquida all'uscita si parla di CALDAIA
- se la corrente all'uscita è in condizioni di vapore si parla di GENERATORE DI VAPORE



equazioni

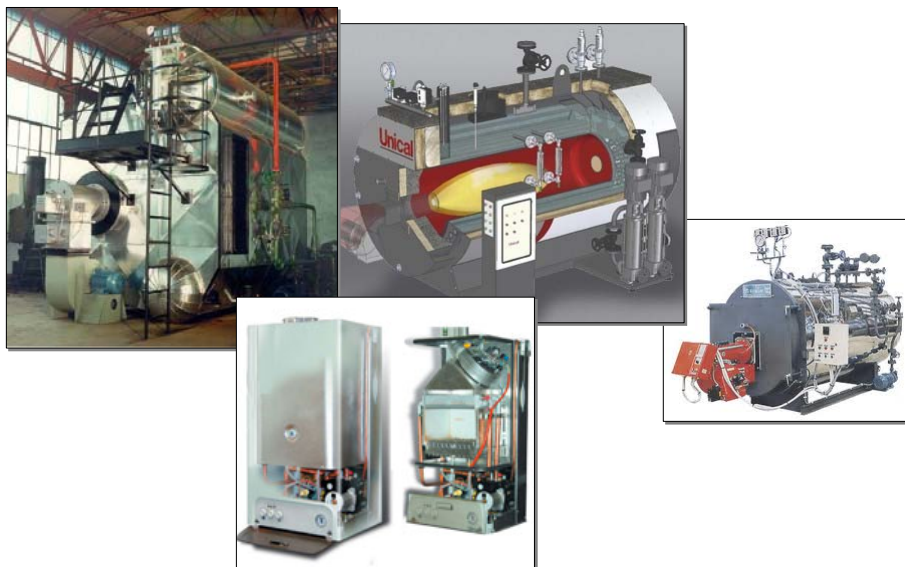
- $\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = \Delta h$
- $\sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{s}_{gen} = \Delta s$

$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = (h_2 - h_1)$ bilancio di energia

$\dot{s}_{gen} = \dot{m}(s_2 - s_1) - \frac{\dot{Q}}{T_{SET}}$ bilancio di entropia



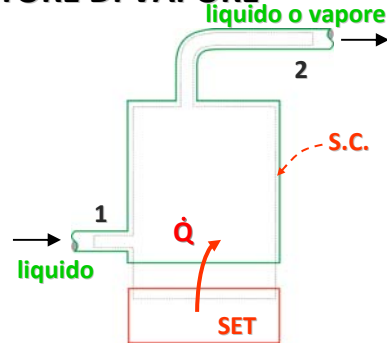
CALDAIA E GENERATORE DI VAPORE





CALDAIA E GENERATORE DI VAPORE

- se le perdite di carico sono piccole si può pensare che il processo sia **ISOBARO**
- fissato h_1 , h_2 sarà tanto maggiore quanto maggiore è la potenza termica trasferita rispetto alla portata trattata
- l'aumento di entalpia comporta un aumento di temperatura se la sostanza non cambia di fase
- se il calore serve solo a vaporizzare il fluido (da liquido saturo a vapore saturo secco) non c'è alcun aumento di temperatura

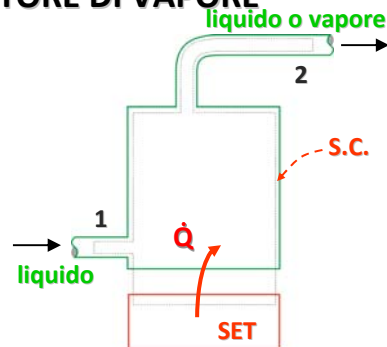


$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = (h_2 - h_1)$	bilancio di energia
$\dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_2 - s_1) - \frac{\dot{Q}}{T_{SET}}$	bilancio di entropia



CALDAIA E GENERATORE DI VAPORE

- la valutazione dell'**IRREVERSIBILITÀ** del processo (calcolo della generazione di entropia) è semplice se si pensa che il calore venga trasferito da un **SET**
- la S.C. del sistema deve arrivare a lambire il **SET**
- in questo caso il flusso entropico può essere valutato come rapporto tra il flusso termico e la temperatura nel punto in cui la potenza termica attraversa la S.C.
- in questo caso là dove c'è l'attraversamento la temperatura è ben identificata ed è la temperatura del **SET**



$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = (h_2 - h_1)$	bilancio di energia
$\dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_2 - s_1) - \frac{\dot{Q}}{T_{SET}}$	bilancio di entropia

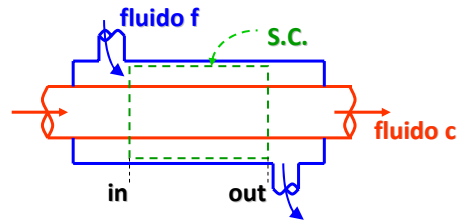


SCAMBIATORE DI CALORE A TUBI COASSIALI

- è il tipo elementare di scambiatore “a superficie” in cui le correnti fluide non si mescolano
- può essere analizzato secondo due approcci:

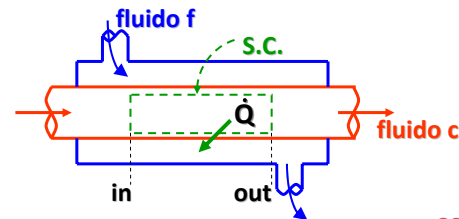
• **SISTEMA ADIABATICO**

la S.C. è globale, racchiude cioè sia il fluido caldo che il fluido freddo. La potenza termica scambiata tra i due fluidi appare all'interno della S.C. e quindi non è da considerare ai fini del bilancio di energia



• **SISTEMA NON ADIABATICO**

lo SdC è sempre lo stesso, ma la S.C. racchiude il solo fluido caldo; vi sarà scambio di calore attraverso la S.C.; il verso è dal sistema all'ambiente (cioè al fluido freddo)



SCAMBIATORE DI CALORE A TUBI COASSIALI

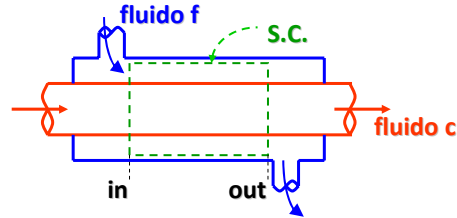




SCAMBIATORE DI CALORE A TUBI COASSIALI

• **SISTEMA ADIABATICO**

la S.C. è globale, racchiude cioè sia il fluido caldo che il fluido freddo. La potenza termica scambiata tra i due fluidi appare all'interno della S.C. e quindi non è da considerare ai fini del bilancio di energia



• **BILANCIO DI ENERGIA**

$$\dot{m}_c h_{c,in} + \dot{m}_f h_{f,in} = \dot{m}_c h_{c,out} + \dot{m}_f h_{f,out}$$

$$\dot{m}_c (h_{c,in} - h_{c,out}) = \dot{m}_f (h_{f,out} - h_{f,in})$$

• **BILANCIO DI ENTROPIA**

$$\dot{m}_c s_{c,in} + \dot{m}_f s_{f,in} + \dot{S}_{gen} = \dot{m}_c s_{c,out} + \dot{m}_f s_{f,out}$$

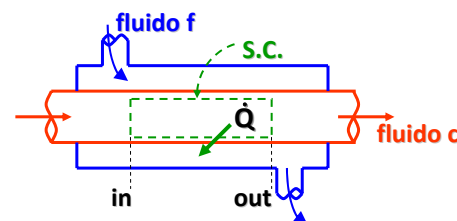
$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_c (h_{c,in} - h_{c,out}) - \dot{m}_f (h_{f,out} - h_{f,in})$$



SCAMBIATORE DI CALORE A TUBI COASSIALI

• **SISTEMA NON ADIABATICO**

lo SdC è sempre lo stesso, ma la S.C. racchiude il solo fluido caldo; vi sarà scambio di calore attraverso la S.C.; il verso è dal sistema all'ambiente (cioè al fluido freddo)



• **BILANCIO DI ENERGIA per il solo FLUIDO CALDO**

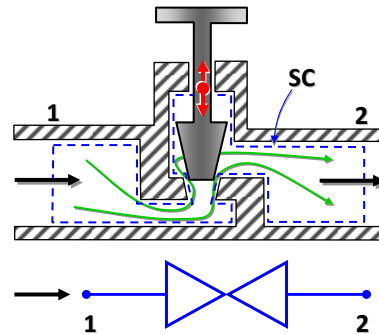
$$\dot{m}_c h_{c,in} = \dot{m}_c h_{c,out} + \dot{Q}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c (h_{c,in} - h_{c,out})$$



VALVOLA DI LAMINAZIONE

- la valvola di laminazione è un semplice componente atto a **RIDURRE E CONTROLLARE LA PRESSIONE** di una corrente fluida in un condotto
- quanto più la valvola è chiusa, maggiore ostacolo si frappone al flusso del fluido, maggiore sarà la generazione di entropia, maggiore saranno gli effetti dissipativi e tanto più bassa sarà la pressione a valle rispetto alla pressione a monte
- l'otturatore della valvola con il suo movimento dall'alto verso il basso e viceversa, è in grado di ostruire più o meno il flusso all'interno del condotto e quindi di realizzare effetti dissipativi (perdite di carico) più o meno grandi
- in ogni caso l'effetto è quello di ridurre la pressione del fluido

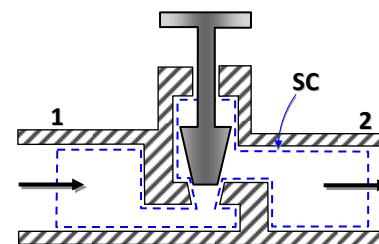


il processo di laminazione è **INTRINSECAMENTE IRREVERSIBILE** essendo basato su un fenomeno, volutamente indotto, di attrito viscoso



VALVOLA DI LAMINAZIONE

- rappresenta un "costo termodinamico" bilanciato dalla semplicità e dal ridotto "costo monetario" rispetto ad altri dispositivi utili per ridurre la pressione (come espansori e turbine)
- le sezioni di ingresso ed uscita sono opportunamente distanti dalla zona di restringimento del flusso
- ciò rende accettabile l'ipotesi di flusso monodimensionale nelle sezioni di ingresso ed uscita e quindi lo stato nelle sezioni di ingresso ed uscita può essere descritto con un solo valore per ciascuna proprietà
- la dimensione ridotta giustifica la trascurabilità della variazione di energia potenziale
- la lontananza dalle sezioni di ingresso e di uscita dalla zona di restringimento giustifica la trascurabilità della variazione di energia cinetica



- ipotesi
- $\dot{Q} \cong 0$
 - $\dot{L} \cong 0$
 - $\dot{m}g\Delta z \cong 0$
 - $\dot{m}\Delta \frac{w^2}{2} \cong 0$



VALVOLA DI LAMINAZIONE

$$h_1 = h_2$$

bilancio di energia

$$\frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}} = s_2 - s_1 > 0^*$$

bilancio di entropia

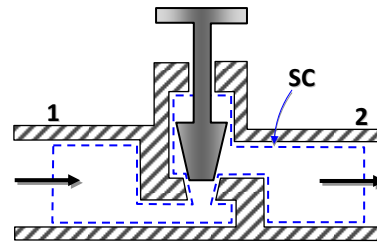
*processo intrinsecamente irreversibile

- dalla 2° equazione di Gibbs:

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v}{T} \cdot dp$$

>0 =0 <0

discende univocamente che la **PRESSIONE DIMINUISCE**



ipotesi

- $\dot{Q} \cong 0$
- $\dot{L} \cong 0$
- $\dot{m}g\Delta z \cong 0$
- $\dot{m}\Delta \frac{w^2}{2} \cong 0$



VALVOLA DI LAMINAZIONE

- cosa succede alla **TEMPERATURA?**
- dipende dal tipo di fluido

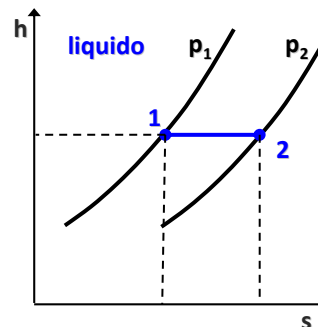
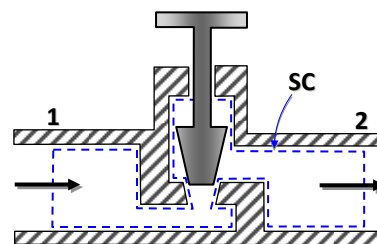
LIQUIDO INCOMPRESSIBILE CON CALORE SPECIFICO COSTANTE

- dal bilancio di entropia:

$$\frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}} = s_2 - s_1 = c \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} > 0$$

discende che:

$$T_2 > T_1$$



VALVOLA DI LAMINAZIONE

- cosa succede alla **TEMPERATURA?**
- dipende dal tipo di fluido

GAS IDEALE

- dal bilancio di energia:

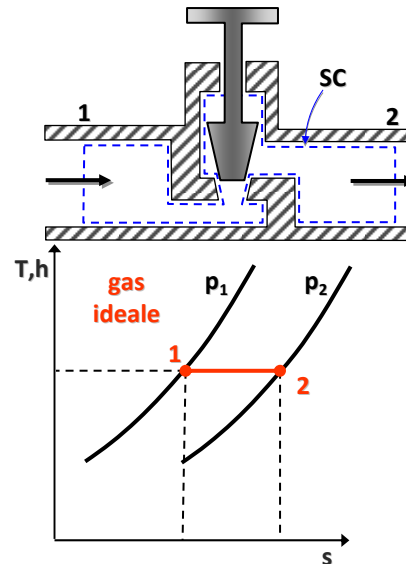
$$h_1 = h_2$$

essendo:

$$h = h(T)$$

discende che:

$$T_2 = T_1$$



8/2010

28/12

references

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998
- ✓ P. Mazzei, R. Vanoli, *Fondamenti di termodinamica*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996
- ✓ L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983

2/2011

29/12



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 13
TDA-CICLI DIRETTI A VAPORE

Università Politecnica delle Marche



Dipartimento di Energetica

IMPIANTI MOTORI

- impianti che, secondo un **CICLO DIRETTO**, convertono **ENERGIA TERMICA** in **ENERGIA MECCANICA**
- la potenza meccanica netta è diretta dal sistema verso l'ambiente
- gli impianti sono detti:
 - a **VAPORE**, se il dominio di esistenza del ciclo termodinamico è in un intorno della regione del vapore saturo
 - a **GAS**, se la sostanza di lavoro assoggettata alle trasformazioni cicliche è sempre in fase gassosa

- IPOTESI di lavoro comuni nella trattazione

REGIME STAZIONARIO

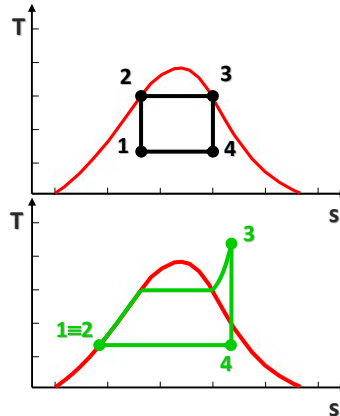
FLUSSO MONODIMENSIONALE

CICLO ENDOREVERSIBILE



IMPIANTI MOTORI A VAPORE

- il ciclo diretto a vapore (noto come **CICLO DI RANKINE**) ricalca per quanto possibile il **CICLO DI CARNOT** il quale, come è noto, è il ciclo cui compete il **MASSIMO RENDIMENTO POSSIBILE**
- gli **SCAMBI DI CALORE** nelle trasformazioni reali avvengono lungo **TRASFORMAZIONI ISOBARE**
- le trasformazioni con scambio di calore nel **CICLO DI CARNOT** devono essere lungo delle **ISOTERME**, questo nella realtà non può avvenire, se non all'interno della campana, dove agli scambi di calore corrispondono dei cambiamenti di fase, che sono **ISOTERMI** e **ISOBARI**
- il **CICLO DI RANKINE** tende ad avvicinarsi al **CICLO IDEALE** realizzando gli **SCAMBI DI CALORE** quanto più possibile **dentro la campana, dove essi avvengono lungo ISOBARE che sono anche ISOTERME**
- nel **CICLO DI RANKINE** che studieremo si mantiene l'idealità interna (**CICLO ENDOREVERSIBILE**) ma si accetta la **IRREVERSIBILITA' ESTERNA** (differenze finite di temperatura tra **SET** e fluido di lavoro del ciclo)



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

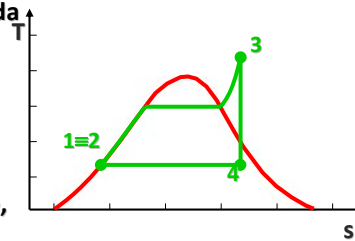
- è il ciclo diretto più utilizzato negli **IMPIANTI TERMOELETTTRICI** nel secolo scorso
- è ancora oggi il ciclo utilizzato negli impianti termoelettrici alimentati a **CARBONE** o con combustibile **NUCLEARE**
- è il ciclo di **BOTTOMING** dei moderni **CICLI COMBINATI**
- il fluido di lavoro è normalmente l'**ACQUA** ($T_c=374^\circ\text{C}$)
- negli impianti più piccoli si usano fluidi organici (**ORC, Organic Ranking Cycle**) in circuito chiuso





CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

- opera con 2 ISOBARE + 2 ADIABATICHE
- al fluido di lavoro è fornita la **POTENZA TERMICA** da convertire (derivante dalla combustione di combustibili fossili o da reazione nucleare) lungo l'**isobara superiore**,
- se l'energia termica da convertire è ottenuta per combustione, il SET a temperatura elevata è costituito dai gas caldi prodotti nella combustione, che cedono calore al fluido di lavoro
- l'**ENERGIA TERMICA** non convertita in **LAVORO** è trasferita dal fluido di lavoro, lungo l'**isobara a pressione inferiore**, al fluido freddo che costituisce l'ambiente esterno (tipicamente acqua di mare, lago o fiume o l'aria atmosferica)
- le due isobare sono tra loro collegate dalle due **adiabatiche** che, per essere anche **reversibili**, sono **ISOENTROPICHE**
- lungo la isoentropica di **ESPANSIONE** **potenza meccanica è ceduta dal sistema all'ambiente**, costituendo l'**EFFETTO UTILE** del ciclo
- lungo la isoentropica di **COMPRESSIONE** **potenza meccanica è ceduta dall'ambiente al sistema**



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

1-2 (ADIABATICA REVERSIBILE → ISENTROPICA)

- POMPA $-\dot{L}_P$

2-3 (ISOBARA)

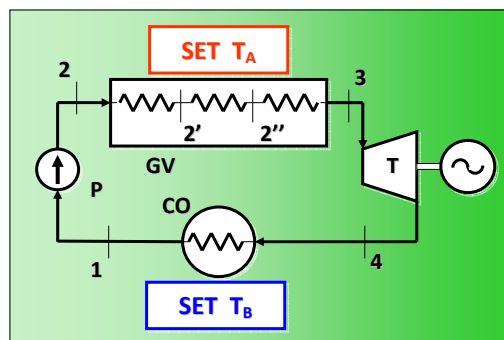
- GENERATORE DI VAPORE $+\dot{Q}_A$

3-4 (ADIABATICA REVERSIBILE → ISENTROPICA)

- TURBINA $+\dot{L}_T$

4-1 (ISOBARA)

- CONDENSATORE $-\dot{Q}_B$

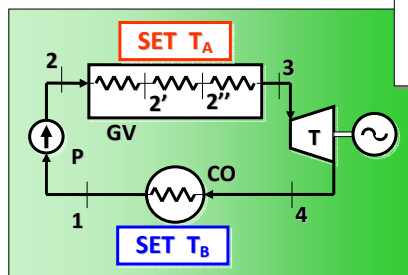
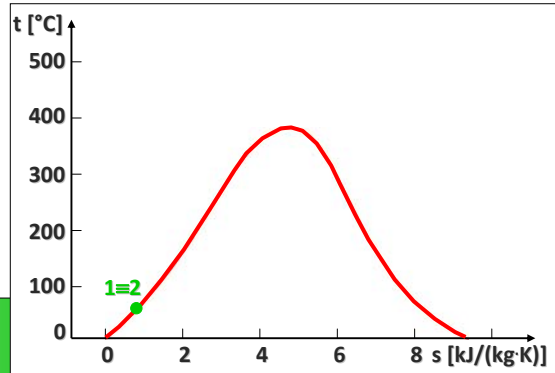




CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

1-2 (ADIABATICA)

- l'acqua entra come liquido saturo (1) nella **POMPA** ed è compressa fino alla pressione del generatore di vapore (GV)
- ne esce come liquido compresso (2) ad una temperatura che, a causa della leggera diminuzione di v , aumenta molto lievemente



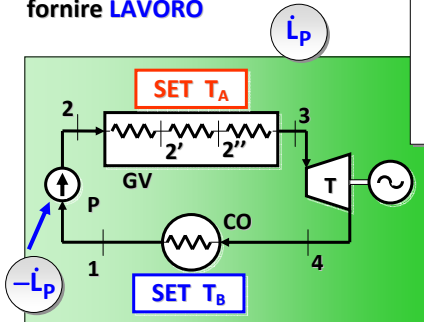
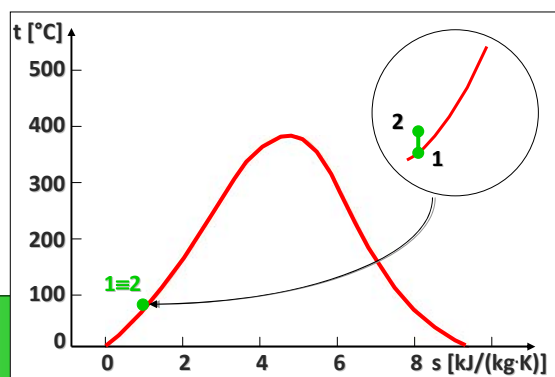
- il segmento 1-2 nel piano Ts non è visibile (piccolo aumento di T) ed il tratto di isentropica nella regione del liquido si sovrappone alla curva limite inferiore



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

1-2 (ADIABATICA)

- se il liquido è modellato come incompressibile, la compressione isoentropica è anche isoterma, e gli stati 1 e 2 coincidono nel piano Ts
- in questa trasformazione bisogna fornire **LAVORO**



- la potenza meccanica da fornire è una piccola percentuale di quella ottenuta nella fase di espansione, essendo qui la fase **LIQUIDA** mentre là è aeriforme, con notevole **differenza di volume specifico**

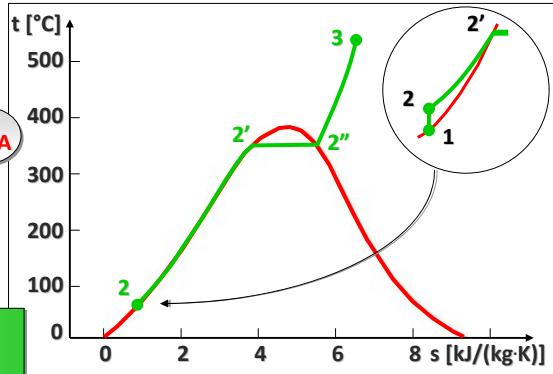
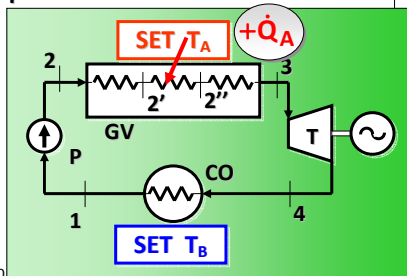


CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

2-3 (ISOBARA)

- il liquido compresso (2) entra nel generatore di vapore (GV) dove è conferito al fluido di lavoro il **CALORE DA CONVERTIRE:**
- il generatore di vapore (GV) interagisce con il SET a T_A ed è uno scambiatore di calore il cui fluido caldo è costituito dai prodotti della combustione

$+\dot{Q}_A$



- il liquido compresso diventa prima liquido saturo alla temperatura di saturazione corrispondente alla pressione di caldaia ($2'$), poi è completamente vaporizzato a temperatura costante ($2''$), e infine surriscaldato (3)

8/2010

8/13

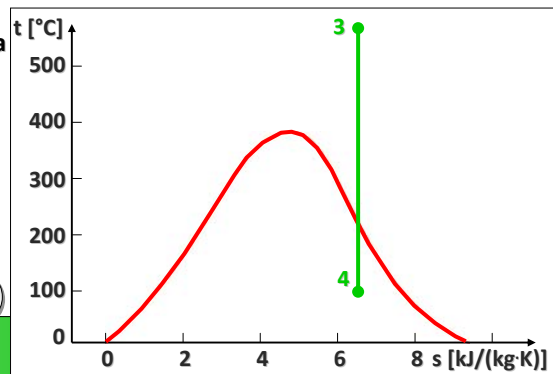
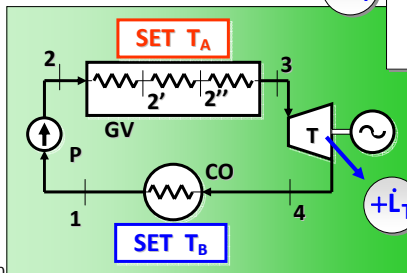


CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

3-4 (ADIABATICA)

- il vapore surriscaldato, ad elevata p ed h , entra in turbina alla massima temperatura del ciclo (T_3) per espandersi fino alla p_{min} del condensatore, con aumento del volume specifico e diminuzione della temperatura
- nell'espansione si ottiene **LAVORO**

$+\dot{L}_T$



- la differenza tra il lavoro di espansione e quello di compressione è l'**EFFETTO UTILE NETTO** dalla conversione parziale del calore ceduto al GV: esso è erogata all'utenza esterna, di solito un alternatore, per l'ulteriore conversione in potenza elettrica

8/2010

9/13

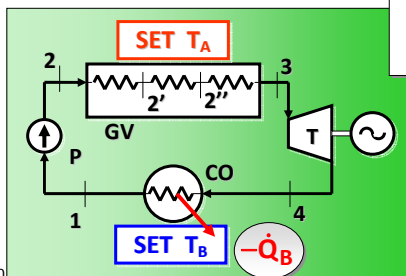
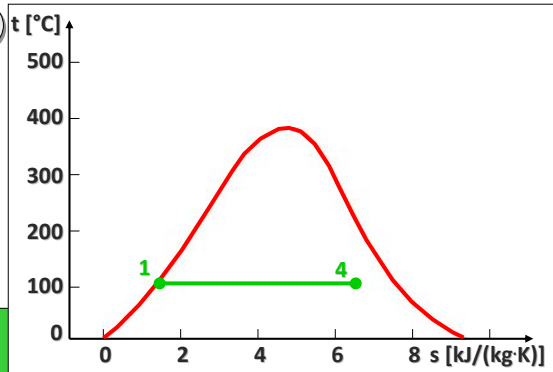


CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

4-1 (ISOBARA)

- il **CALORE** non convertito è ceduto nel **CONDENSATORE** al **SET** a temperatura T_B
- nella realtà il pozzo nel quale è scaricata l'energia termica è l'ambiente esterno disponibile: aria atmosferica, lago, fiume, mare

$$-\dot{Q}_B$$



- il vapore saturo quasi secco entra nel condensatore e, per effetto dell'asportazione di calore, ne esce come liquido saturo (1)
- la condensazione viene spinta fino ad ottenere liquido all'uscita, per sfruttare il basso lavoro necessario a comprimere un liquido piuttosto che un vapore

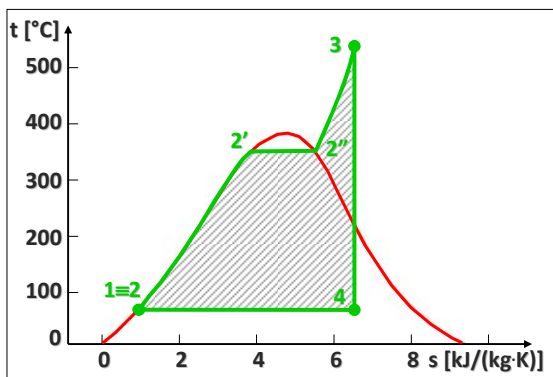
8/2010

10/13



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

- i **livelli di pressione** sono 2
 - il **livello superiore** (nella caldaia) dipende dalla pressione di mandata della pompa;
 - il **livello inferiore** (nel condensatore) dipende dalla temperatura del mezzo raffreddante esterno il livello inferiore (nel condensatore) dipende dalla temperatura del mezzo raffreddante esterno



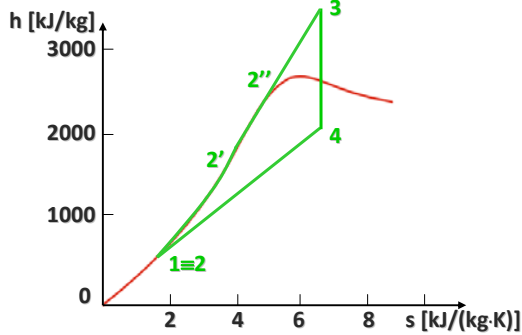
- nel ciclo endoreversibile le **aree sottese** dalle trasformazioni 2-3 e 4-1 nel piano Ts rappresentano le **potenze termiche unitarie** in ingresso e in uscita
- la differenza tra le due aree (**AREA DEL CICLO**) è la **potenza meccanica netta uscente**
- sotto le 1-2 e 3-4 non vi sono aree perché si tratta di trasformazioni senza interazione termica

8/2010

11/13



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE



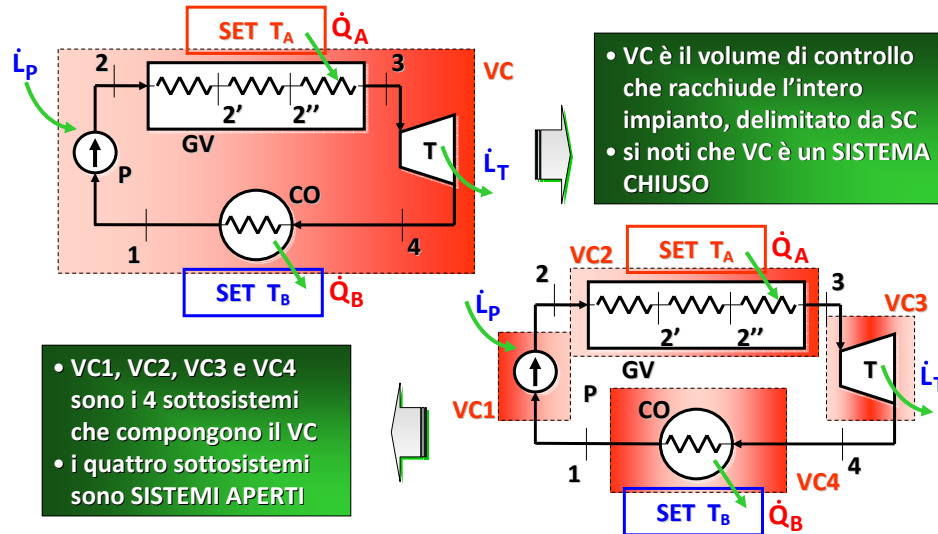
il piano hs è importante dal punto di vista calcolativo perché è possibile leggere i valori delle proprietà e quindi fare i calcoli relativi alle applicazioni

- 1-2 → gli estremi della trasformazione sono molto vicini anche nel piano hs
- 3-4 → la isoentropica anche in questo piano è un segmento verticale
- 4-1 → è un segmento di retta, come tutte le isobare dentro la curva a campana, nel piano hs



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

• l'analisi termodinamica può essere realizzata con due diversi approcci:



• VC è il volume di controllo che racchiude l'intero impianto, delimitato da SC
 • si noti che VC è un SISTEMA CHIUSO

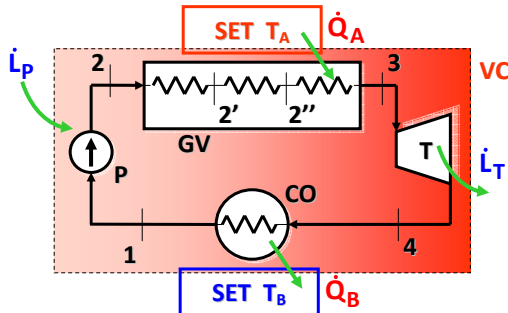
• VC1, VC2, VC3 e VC4 sono i 4 sottosistemi che compongono il VC
 • i quattro sottosistemi sono SISTEMI APERTI

NB: I FLUSSI DI CALORE E LAVORO SONO CONSIDERATI IN VALORE ASSOLUTO



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

• SISTEMA CHIUSO



- ipotesi**
- numero finito di cicli, $\Delta U=0$
 - macchine adiabatiche
 - variazioni di energia cinetica e potenziale trascurabili rispetto ai flussi energetici in gioco
 - flussi considerati in valore assoluto

bilancio di energia

$$\dot{Q}_A + \dot{L}_P = \dot{Q}_B + \dot{L}_T$$

$$\dot{Q}_A - \dot{Q}_B = \dot{L}_T - \dot{L}_P$$

bilancio di entropia

$$\frac{\dot{Q}_A}{T_A} + \dot{s}_{gen} = \frac{\dot{Q}_B}{T_B}$$

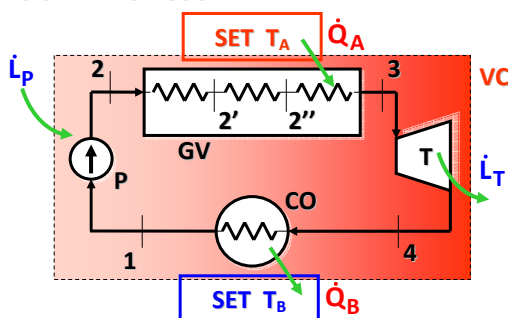
$$\dot{s}_{gen} = \frac{\dot{Q}_B}{T_B} - \frac{\dot{Q}_A}{T_A}$$

- il ciclo è endoreversibile, le uniche irreversibilità (che contribuiscono all'entropia globalmente generata) sono solo quelle di accoppiamento alle sorgenti esterne



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

• SISTEMA CHIUSO



bilancio di energia

$$\dot{Q}_A - \dot{Q}_B = \dot{L}_T - \dot{L}_P$$

bilancio di entropia

$$\dot{s}_{gen} = \frac{\dot{Q}_B}{T_B} - \frac{\dot{Q}_A}{T_A}$$

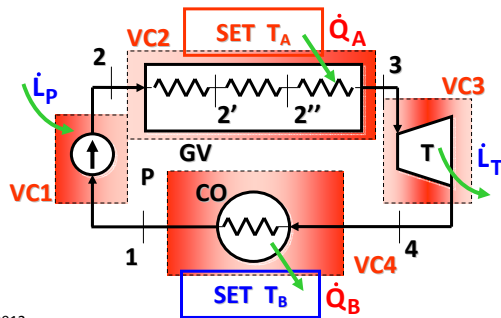
- la potenza meccanica convertita, differenza tra quella uscente e quella entrante, eguaglia la differenza tra la potenza termica fornita per la conversione e quella scaricata in ambiente
- l'entropia globalmente generata è la differenza tra i due flussi entropici causati dai trasferimenti di potenza termica e valutati alle temperature dei SET (il VC si estende sino a lambire i SET, quindi il calcolo dei flussi entropici è semplificato dalla temperatura costante di quelle porzioni di SC)



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

• SISTEMA APERTO

$\dot{m} \cdot h_1 + \dot{L}_P = \dot{m} \cdot h_2$	$\dot{m} \cdot s_1 + \dot{S}_{gen}^P = \dot{m} \cdot s_2$	$\dot{m} \cdot h_3 = \dot{m} \cdot h_4 + \dot{L}_T$	$\dot{m} \cdot s_3 + \dot{S}_{gen}^T = \dot{m} \cdot s_4$
$\frac{\dot{L}_P}{\dot{m}} = l_P = (h_2 - h_1)$	$\frac{\dot{S}_{gen}^P}{\dot{m}} = s_{gen}^P = (s_2 - s_1)$	$\frac{\dot{L}_T}{\dot{m}} = l_T = (h_3 - h_4)$	$\frac{\dot{S}_{gen}^T}{\dot{m}} = s_{gen}^T = (s_4 - s_3)$
VC1 energia	entropia	energia	entropia VC3



- la potenza meccanica unitaria, o lavoro specifico (corrispondente ad una portata massica di 1 kg/s) per la pompa e la turbina eguagliano le relative variazioni di entalpia specifica
- ne discende che:

$$l_P \ll l_T$$

8/2012

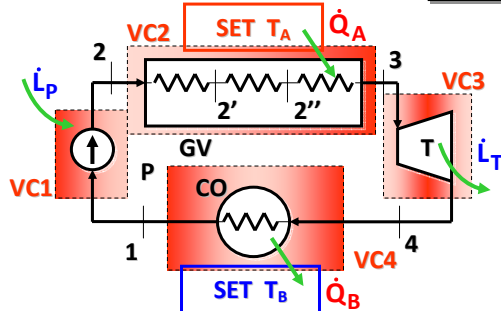
16/13



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

• SISTEMA APERTO

$\dot{m} \cdot h_3 = \dot{m} \cdot h_4 + \dot{L}_T$	$\dot{m} \cdot s_3 + \dot{S}_{gen}^T = \dot{m} \cdot s_4$
$\frac{\dot{L}_T}{\dot{m}} = l_T = (h_3 - h_4)$	$\frac{\dot{S}_{gen}^T}{\dot{m}} = s_{gen}^T = (s_4 - s_3)$
	VC3



- dal bilancio di energia per il **VC3** discende la opportunità di rendere **MAX** il Δh disponibile per la turbina
 - per rendere **MIN** la portata necessaria per ottenere la potenza meccanica desiderata
 - per rendere **MAX** la potenza meccanica ottenibile, fissata la portata
- dal bilancio di entropia energia sia per il VC1 che per il VC3 discende che in entrambi i casi la generazione di entropia risulta nulla nel caso di ciclo endoreversibile e positiva quando le macchine sono reali

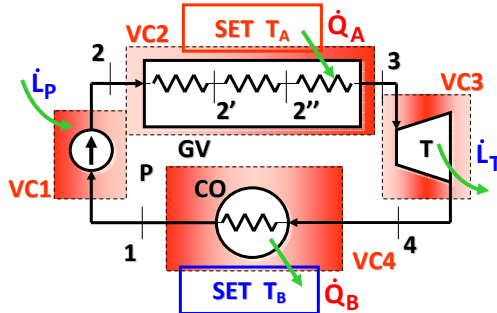
8/2010

17/13



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

• SISTEMA APERTO



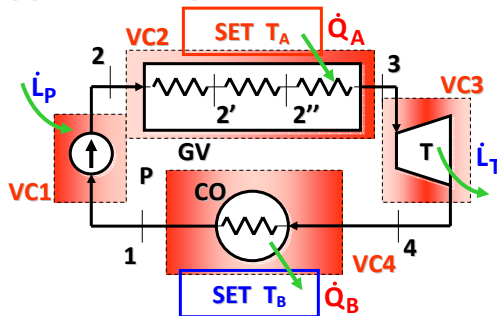
- nel caso di ciclo endoreversibile, le irreversibilità sono solo di natura termica e vanno viste come esterne, ovvero dovute all'accoppiamento termico scambiatore-SET, considerando la pressione costante

$\dot{m} \cdot h_2 + \dot{Q}_A = \dot{m} \cdot h_3$	$\dot{m} \cdot s_2 + \frac{\dot{Q}_A}{T_A} + \dot{s}_{gen}^{GV} = \dot{m} \cdot s_3$	$\dot{m} \cdot h_4 = \dot{m} \cdot h_1 + \dot{Q}_B$	$\dot{m} \cdot s_4 + \dot{s}_{gen}^{CO} = \dot{m} \cdot s_1 + \frac{\dot{Q}_B}{T_B}$
$\frac{\dot{Q}_A}{\dot{m}} = q_A = (h_3 - h_2)$	$\frac{\dot{s}_{gen}^{GV}}{\dot{m}} = s_{gen}^{GV} = (s_3 - s_2) - \frac{q_A}{T_A}$	$\frac{\dot{Q}_B}{\dot{m}} = q_B = (h_4 - h_1)$	$\frac{\dot{s}_{gen}^{CO}}{\dot{m}} = s_{gen}^{CO} = (s_1 - s_4) - \frac{q_B}{T_B}$
VC2 energia	entropia	energia	entropia VC4



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

• SISTEMA APERTO



- indicando con "i" il generico componente del sistema si definisce il parametro adimensionale α :

$$\alpha_i = \frac{s_{gen}^i}{s_{gen}} \quad \sum_{i=1}^4 \alpha_i = 1$$

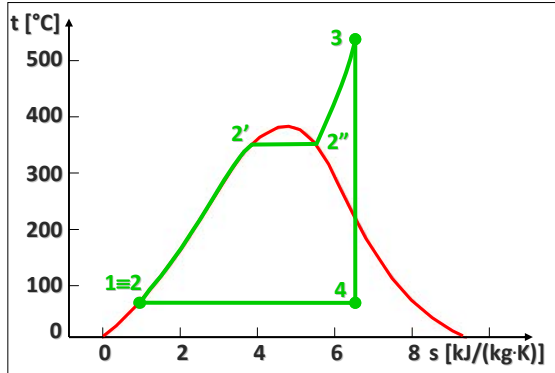
- il parametro α dà la misura relativa di quanto il generico componente contribuisce alla generazione entropica globale
- il valore di α evidenzia dove intervenire per ridurre, se opportuno, le maggiori cause di irreversibilità

$\dot{m} \cdot h_4 = \dot{m} \cdot h_1 + \dot{Q}_B$	$\dot{m} \cdot s_4 + \dot{s}_{gen}^{CO} = \dot{m} \cdot s_1 + \frac{\dot{Q}_B}{T_B}$
$\frac{\dot{Q}_B}{\dot{m}} = q_B = (h_4 - h_1)$	$\frac{\dot{s}_{gen}^{CO}}{\dot{m}} = s_{gen}^{CO} = (s_1 - s_4) - \frac{q_B}{T_B}$
energia	entropia VC4



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

- il **RENDIMENTO** del ciclo di Rankine è esprimibile in funzione dell'entalpia nei punti chiave:



- VC1** $\dot{L}_P = l_P = (h_2 - h_1)$
- VC2** $\dot{Q}_A = q_A = (h_3 - h_2)$
- VC3** $\dot{L}_T = l_T = (h_3 - h_4)$
- VC4** $\dot{Q}_B = q_B = (h_4 - h_1)$

$$\eta = \frac{l_T - l_P}{q_A} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = 1 - \frac{q_B}{q_A} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

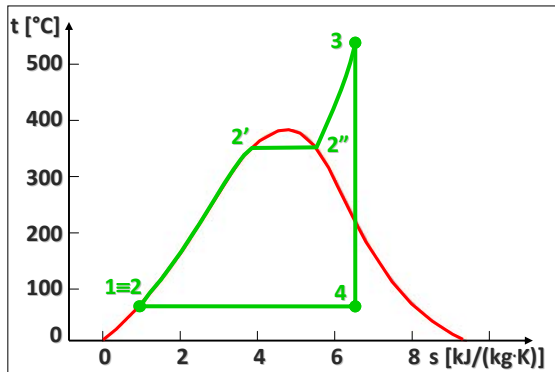
8/2012

20/13



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

$$\eta = \frac{l_T - l_P}{q_A} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = 1 - \frac{q_B}{q_A} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$



- trascurando il lavoro della pompa rispetto a quello della turbina:

$$\eta \cong \frac{l_T}{q_A} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2}$$

- e poiché:

$$h_3 - h_2 \cong h_3 - h_1$$

- si ottiene:

$$\eta \cong \frac{l_T}{q_A} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1}$$

- questa è relazione di più rapido impiego, poiché non richiede il calcolo dell'entalpia dell'acqua all'uscita della pompa, bensì quella all'ingresso, che può essere letta direttamente sulle tabelle di saturazione

il costo di ESERCIZIO dell'impianto



quando

η



8/2010

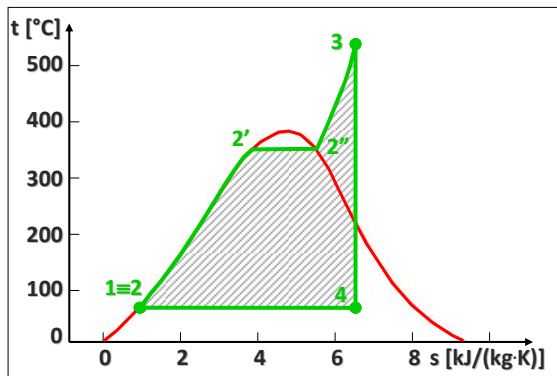
21/13



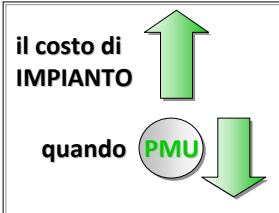
CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

- la **PORTATA MASSICA UNITARIA (PMU)** è la portata necessaria per ottenere una potenza meccanica netta unitaria

$$PMU = \frac{\dot{m}}{\dot{I}_T - \dot{I}_P} = \frac{1}{I_T - I_P} = \frac{1}{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)} \cong \frac{1}{I_T} = \frac{1}{h_3 - h_4}$$



- il denominatore della **PMU** è proporzionale all'area del ciclo nel piano **Ts**
- quanto maggiore è l'area del ciclo, tanto minore è la **PMU**

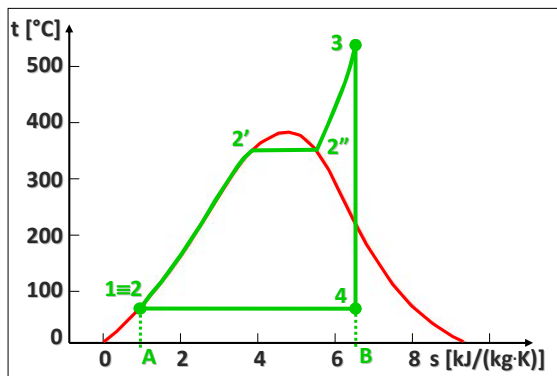


8/2010

22/13



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE



- il rendimento del **CICLO DI CARNOT** dipende dalle sole **TEMPERATURE DEI SET** (il ciclo è completamente reversibile)

$$\eta_{rev} = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

- è possibile porre anche η del **CICLO ENDOREVERSIBILE DI RANKINE** in una forma analoga

$$q_A = \text{area}_{A23B} = \int_2^3 T ds = T_{ms} (s_3 - s_2)$$

$$q_B = \text{area}_{A24B} = \int_4^1 T ds = T_{mi} (s_1 - s_4)$$

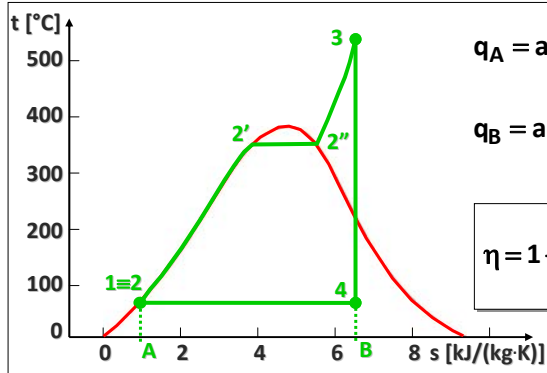
- T_{ms} è una temperatura media opportuna, tale che il suo prodotto per il Δs dà l'area del rettangolo **A23B**
- lo stesso dicasi per T_{mi}

8/2010

23/13



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE



$$q_A = \text{area}_{A23B} = \int_2^3 T ds = T_{ms} (s_3 - s_2)$$

$$q_B = \text{area}_{A24B} = \int_4^1 T ds = T_{mi} (s_1 - s_4)$$

• quindi:

$$\eta = 1 - \frac{q_B}{q_A} = 1 - \frac{T_{mi} (s_4 - s_1)}{T_{ms} (s_3 - s_2)} \approx 1 - \frac{T_{mi}}{T_{ms}}$$

• in quanto: $(s_4 - s_1) = (s_3 - s_2)$

• dalle:

$$|q_A| = h_3 - h_2 = T_{ms} (s_3 - s_2)$$

$$|q_B| = h_4 - h_1 = T_{mi} (s_4 - s_1)$$

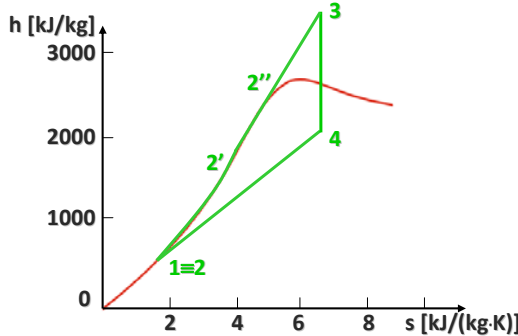


$$T_m = \frac{\Delta h}{\Delta s} \quad T = \left(\frac{\partial h}{\partial s} \right)_p$$

TEMPERATURA TERMODINAMICA media della trasformazione isobara



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

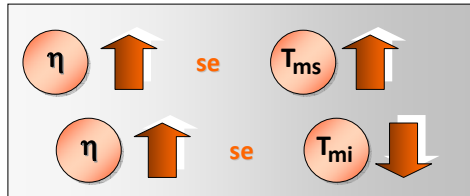


• per calcolare la **TEMPERATURA MEDIA TERMODINAMICA** della trasformazione **isobara** si leggono sui piani termodinamici i valori di Δh e Δs

$$T_{ms} = \frac{(h_3 - h_2)}{(s_3 - s_2)} \quad T = \left(\frac{\partial h}{\partial s} \right)_p$$

$$T_{mi} = \frac{(h_4 - h_1)}{(s_4 - s_1)}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_{mi}}{T_{ms}}$$





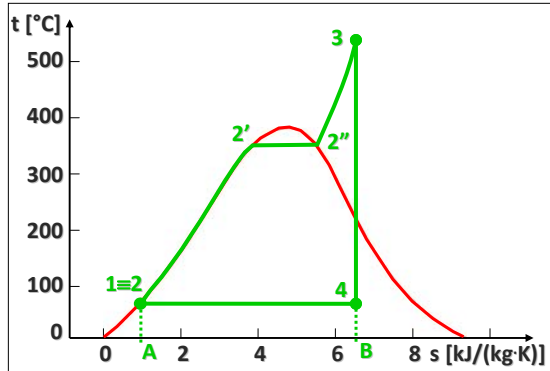
CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

MODI PER AUMENTARE IL RENDIMENTO

1

mantenere la pressione nel condensatore quanto più bassa possibile

$$\eta = 1 - \frac{T_{mi}}{T_{ms}}$$



compatibilmente con:

- la temperatura dell'ambiente esterno disponibile
- il necessario Δt tra il lato caldo e il lato-freddo dello scambiatore

diminuendo la pressione di condensazione, la q_A rimane sostanzialmente immutata, mentre diminuisce la q_B

$t_b = 15^\circ\text{C}$
 $t_{\text{COND}} = 15 + 10^\circ\text{C}; p_{\text{COND}} = 3.2 \text{ kPa}$



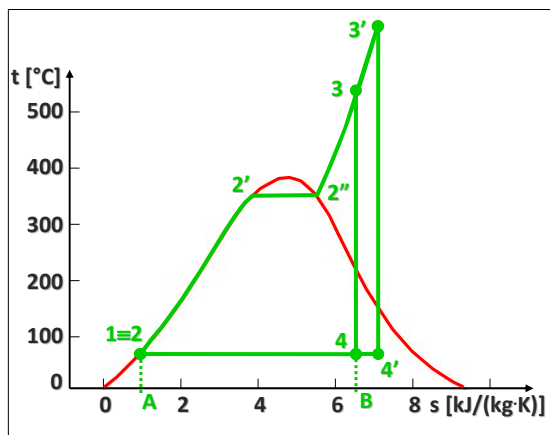
CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

MODI PER AUMENTARE IL RENDIMENTO

2

mantenere la temperatura di immissione in turbina (T_3) quanto più alta possibile

$$\eta = 1 - \frac{T_{mi}}{T_{ms}}$$



- con questo intervento T_{mi} risulta immutata (ameno che il punto 4 non cada fuori della curva limite superiore), T_{ms} aumenta e quindi il rendimento aumenta
- la ragione perché non si usano temperature molto alte sta nei limiti tecnologici
- la **MAX** temperatura attualmente raggiungibile è, per problemi metallurgici, intorno a **600°C**



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

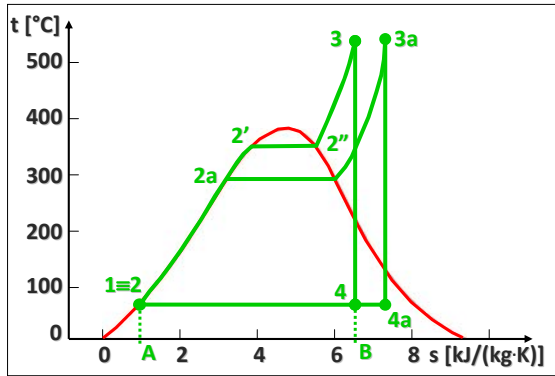
MODI PER AUMENTARE IL RENDIMENTO

$$\eta = 1 - \frac{T_{mi}}{T_{ms}}$$

3

mantenere la pressione di esercizio della caldaia ($p_2=p_3$) quanto più alta possibile

- innalzare la pressione in caldaia innalza sicuramente la temperatura, però c'è un effetto indesiderato: il titolo del vapore all'uscita dalla turbina tende a diminuire (da 4a a 4)
- se nelle fasi finali dell'espansione ho corpi in fase liquida ho problemi di erosione dei materiali costituenti le pale della turbina e problemi di riduzione dell'efficienza della macchina



all'indesiderata diminuzione del titolo di vapore all'uscita della turbina si può ovviare con la tecnica del RI-SURRISCALDAMENTO



CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

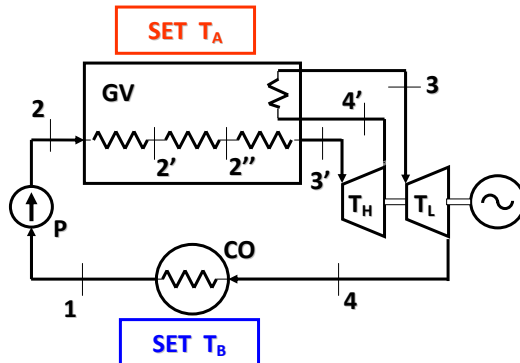
MODI PER AUMENTARE IL RENDIMENTO

$$\eta = 1 - \frac{T_{mi}}{T_{ms}}$$

4

il RISURRISCALDAMENTO consiste nel frazionare l'espansione, inviando, tra un'espansione e l'altra, nuovamente il vapore in caldaia

- si impiegano 2 turbine, una di alta pressione T_H e una di bassa pressione T_L : il vapore espande fino alla pressione intermedia in T_H , poi viene rinvio in caldaia
- in caldaia il vapore viene nuovamente surriscaldato (ancora fino alla massima temperatura del ciclo) e passa nella T_L per la seconda espansione fino alla pressione di condensazione



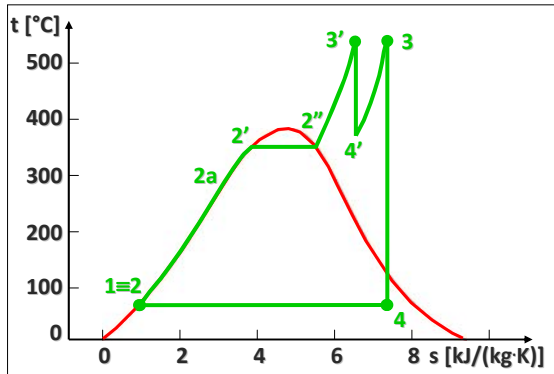


CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

MODI PER AUMENTARE IL RENDIMENTO

4

il **RISURRISCALDAMENTO** consiste nel frazionare l'espansione, inviando, tra un'espansione e l'altra, nuovamente il vapore in caldaia



- il frazionamento dell'espansione, anche per pressioni in caldaia molto elevate, riconduce il titolo del vapore uscente dalla T_L a valori accettabili

$$\eta = 1 - \frac{T_{mi}}{T_{ms}}$$



in quanto T_{ms} aumenta con il risurriscaldamento

$$PMU = \frac{1}{l_T - l_p} \cong \frac{1}{l_T} = \frac{1}{(h_{3'} - h_{4'}) + (h_3 - h_4)}$$



in quanto il Δh aumenta; si vede anche dall'aumento dell'area del ciclo nel piano Ts

8/2016

30/13

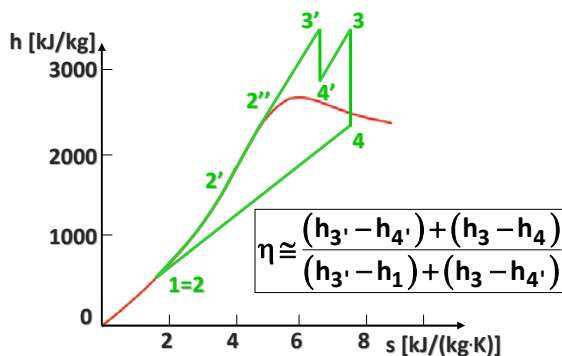


CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

MODI PER AUMENTARE IL RENDIMENTO

4

il **RISURRISCALDAMENTO** consiste nel frazionare l'espansione, inviando, tra un'espansione e l'altra, nuovamente il vapore in caldaia



$$\eta \cong \frac{(h_{3'} - h_{4'}) + (h_3 - h_4)}{(h_{3'} - h_1) + (h_3 - h_4')}$$

- la **POTENZA MECCANICA** ottenuta è somma delle aliquote relative alle due espansioni:

$$\frac{\dot{L}}{\dot{m}} = l_T = (h_{3'} - h_{4'}) + (h_3 - h_4)$$

- anche la **POTENZA TERMICA** da fornire è somma di due aliquote:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = q_A = (h_{3'} - h_2) + (h_3 - h_4') \cong (h_{3'} - h_1) + (h_3 - h_4')$$

un frazionamento più spinto del numero delle espansioni aumenterebbe il vantaggio termodinamico ma anche il costo e la complessità dell'impianto

8/2

31/13



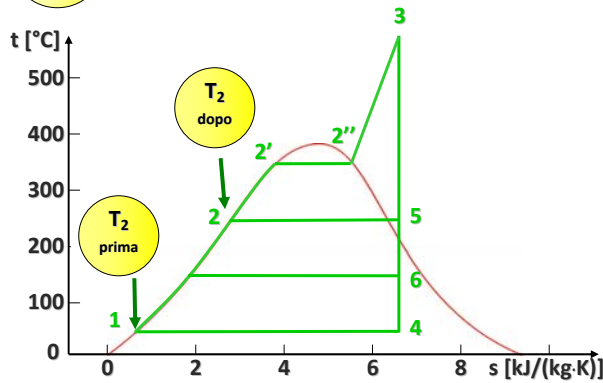
CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

MODI PER AUMENTARE IL RENDIMENTO

$$\eta = 1 - \frac{T_{mi}}{T_{ms}}$$

5

RIGENERAZIONE



- nel ciclo visto finora l'acqua liquida in ingresso nel GV è a temperatura bassa, e ciò abbassa molto il livello di T_{ms}
- con la **RIGENERAZIONE**, prima dell'immissione nel GV il liquido viene pre-riscaldato
- il pre-riscaldamento avviene utilizzando lo stesso fluido di lavoro prelevato ad elevata entalpia in altra parte dell'impianto
- in questo modo si aumenta la T_{ms} senza ricorrere ad una sorgente esterna



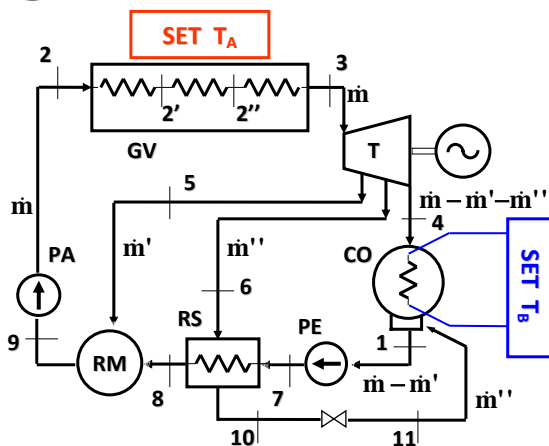
CICLO DI RANKINE ENDOREVERSIBILE

MODI PER AUMENTARE IL RENDIMENTO

$$\eta = 1 - \frac{T_{mi}}{T_{ms}}$$

5

RIGENERAZIONE

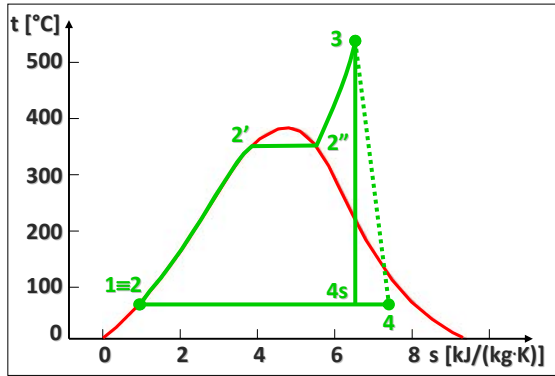


- il vapore per la rigenerazione è "spillato" dalle turbine a pressione ed in quantità idonee
- **CICLO CON DUE SPILLAMENTI**
- le due portate di vapore spillate vengono inviate in due SdC, detti **RIGENERATORI**
- **RS** è uno scambiatore **A SUPERFICIE**, le due correnti possono essere a pressioni diverse
- **RM** è uno scambiatore **A MISCELA**, le due correnti devono essere alla stessa pressione



CICLO DI RANKINE REALE

- se si abbandona l'ipotesi di ciclo **ENDOREVERSIBILE** si passa al **CICLO REALE**, caratterizzato da generazione di entropia in tutti i componenti:



- perdite negli **SCAMBIATORI DI CALORE**
- aumento di entropia nelle **MACCHINE**
- quest'ultimo contributo è il più importante, e poiché:

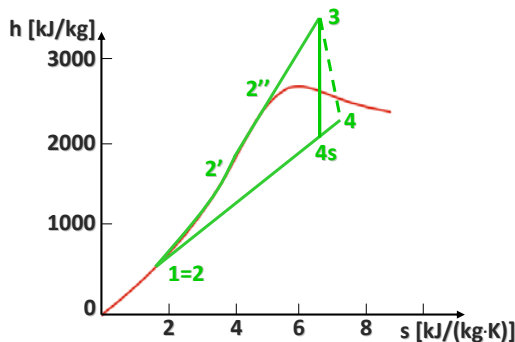
$$\dot{L}_P \ll \dot{L}_T$$

l'irreversibilità principale è quella della **TURBINA**, la quale comporta che:

fissata la \dot{Q}_A c'è un aumento di \dot{Q}_B e quindi una diminuzione della potenza meccanica netta uscente, e quindi del RENDIMENTO



CICLO DI RANKINE REALE



$$\frac{\dot{L}_T}{\dot{m}} = l_T = (h_3 - h_4) = (h_3 - h_{4s}) \cdot \eta_T$$

$$\frac{\dot{L}_P}{\dot{m}} = \frac{v_1 (p_2 - p_1)}{\eta_P}$$

$$\eta = \frac{(h_3 - h_{4s}) \eta_T - \frac{v_1 (p_2 - p_1)}{\eta_P}}{(h_3 - h_2)} \cong$$

$$\cong \frac{(h_3 - h_{4s}) \eta_T}{(h_3 - h_2)}$$

$$PMU \cong \frac{1}{l_T} = \frac{1}{(h_3 - h_4)} = \frac{1}{(h_3 - h_{4s}) \eta_T}$$

si vede che la PMU aumenta per effetto dell'irreversibilità dell'espansione

in prima approssimazione, il rendimento del ciclo varia linearmente con quello della turbina



references

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998
- ✓ P. Mazzei, R. Vanoli, *Fondamenti di termodinamica*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996
- ✓ L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 14
TDA-CICLI DIRETTI A GAS

Università Politecnica delle Marche



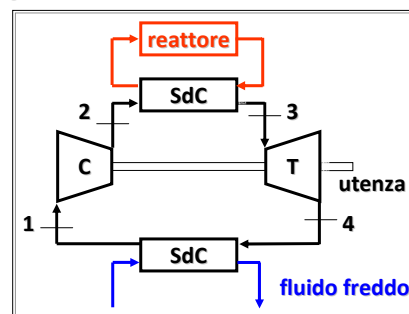
Dipartimento di Energetica

IMPIANTI MOTORI A GAS

- la sostanza di lavoro, assoggettata alle trasformazioni cicliche, è sempre **IN FASE GASSOSA**

- **IMPIANTI A CICLO CHIUSO, A COMBUSTIONE ESTERNA:**

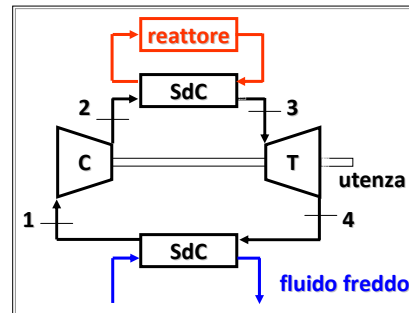
- il trasferimento dell'energia (verso e dal fluido di lavoro) avviene in scambiatori di calore a superficie
- a differenza del ciclo a vapore avremo un **COMPRESSORE** al posto della pompa perché qui si deve comprimere un aeriforme



- il ciclo è molto simile, termodinamicamente, al ciclo a vapore:
 - gli scambiatori realizzano trasferimenti di energia termica **ISOBARICI**
 - le due macchine, turbina e compressore, nel caso di ciclo endoreversibile, realizzano trasformazioni adiabatiche reversibili, quindi **ISOENTROPICHE**
 - **CICLO DI JOULE (o DI BRAYTON)**

IMPIANTI MOTORI A GAS

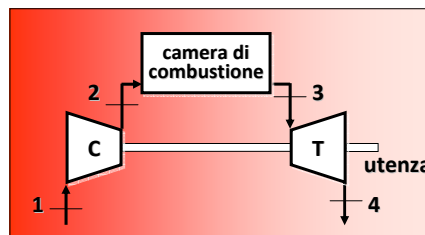
- 1**
immissione nel compressore
- 2**
uscita dal compressore ed immissione nello SdC dove si conferisce al fluido energia termica
- 3**
uscita ad alta temperatura ed immissione in turbina: FASE UTILE con abbassamento di temperatura e pressione
- 4**
uscita dalla turbina e scarico nello SdC che rigetta in ambiente la potenza termica non convertita



IMPIANTI MOTORI A GAS

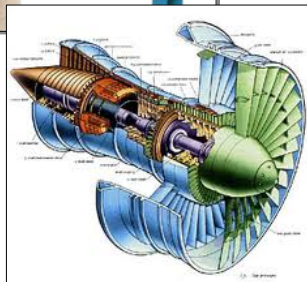
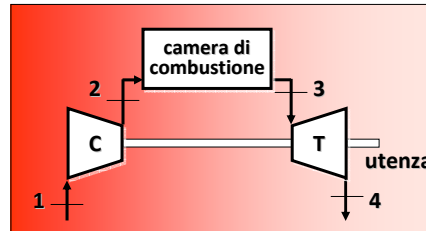
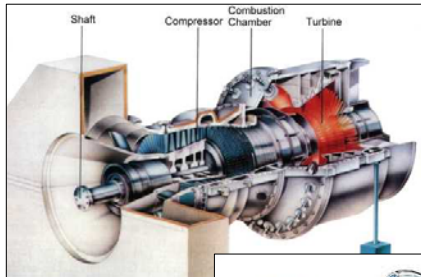
• IMPIANTI A CICLO APERTO, A COMBUSTIONE INTERNA:

- dal punto di vista TERMODINAMICO è lo stesso CICLO
- il fluido di lavoro è l'ARIA
- il combustibile viene immesso per la combustione all'interno del fluido di lavoro
- l'espansione in turbina ha luogo, a rigore, per una miscela di aria e prodotti della combustione
- i prodotti della combustione vengono poi scaricati in atmosfera perché, dovendo avvenire una nuova combustione, sarà necessario rinnovare la carica di ossigeno
- il circuito è APERTO perché manca un collegamento fisico tra 4 e 1: il compressore aspira sempre nuova aria atmosferica



IMPIANTI MOTORI A GAS

• IMPIANTI A CICLO APERTO, A COMBUSTIONE INTERNA:



8/2010

4/14

IMPIANTI MOTORI A GAS

• IMPIANTI A CICLO APERTO, A COMBUSTIONE INTERNA:

- l'assenza dei due scambiatori di calore a superficie semplifica enormemente il funzionamento dell'impianto: lo SdC a bassa temperatura manca completamente, mentre quello ad alta temperatura viene sostituito dalla camera di combustione, dove è possibile cedere all'aria potenze termiche rilevanti in tempi brevissimi ed in spazi contenuti

• IMPIANTI A CICLO CHIUSO, A COMBUSTIONE ESTERNA:

- mentre nel ciclo aperto si può usare solo l'aria, qui si possono usare anche altri fluidi

il ciclo aperto **consente di erogare all'utenza** DENSITA' DI POTENZA **molto consistenti, mentre il ciclo chiuso ha pesi ed ingombri molto elevati**

8/2010

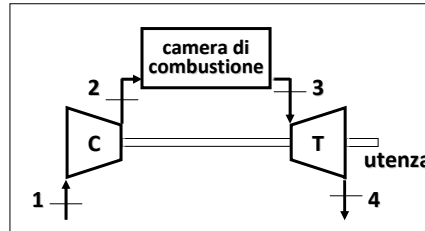
5/14



IMPIANTI MOTORI A GAS

• IMPIANTI A CICLO APERTO, A COMBUSTIONE INTERNA

- nella trattazione termodinamica ci si riferirà al **CICLO APERTO**
- l'assenza dello scambiatore inferiore viene superata, nella rappresentazione del ciclo su un piano termodinamico, pensando ad uno SdC virtuale capace di portare il fluido da T_4 a T_1 lungo un'isobara
- si riterrà anche che il processo di combustione in cui si fornisce la potenza termica da convertire, sia isobarico con la portata di combustibile trascurabile rispetto alla portata d'aria



- la portata non cambia tra lo stato **2** e lo stato **3**
- i prodotti della combustione che espandono tra **3** e **4** sono trascurabili rispetto alla portata d'aria

IPOTESI:
il fluido circolante è soltanto aria e la portata è costante

8/2010

6/14



IMPIANTI MOTORI A GAS

• IPOTESI di lavoro comuni nella trattazione

IL FLUIDO CIRCOLANTE È SOLTANTO ARIA E LA PORTATA È COSTANTE

REGIME STAZIONARIO

FLUSSO MONODIMENSIONALE

CICLO ENDOREVERSIBILE

CICLO ENDOREVERSIBILE DI JOULE (o DI BRAYTON)

• ulteriori IPOTESI di lavoro

GAS IDEALE

CALORI SPECIFICI COSTANTI

questa ipotesi comporta grande semplificazione; è ben verificata per i gas monoatomici (He), mentre i gas biatomici (cui è assimilabile l'ARIA) hanno c_p crescente con la temperatura in modo marcato

CICLO ENDOREVERSIBILE DI JOULE (o DI BRAYTON) STANDARD

8/2010

7/14



CICLO ENDOREVERSIBILE DI JOULE STANDARD

1-2 (ADIABATICA REVERSIBILE, quindi ISENTROPICA)

- compressione ADIABATICA che avviene nel COMPRESSORE



2-3 (ISOBARA)

- si trasferisce al fluido di lavoro la **POTENZA TERMICA DA CONVERTIRE** al fluido di lavoro



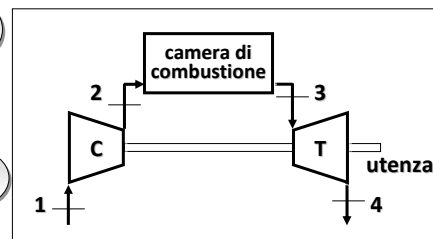
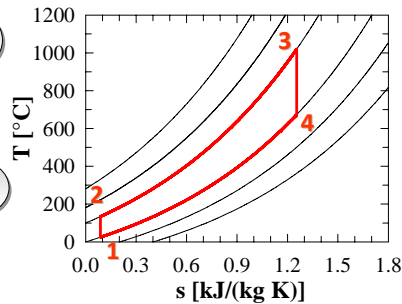
3-4 (ADIABATICA REVERSIBILE quindi ISENTROPICA)

- **FASE UTILE:** espansione ADIABATICA che avviene nella TURBINA A GAS



4-1 (ISOBARA)

- trasferimento del **CALORE** non convertito all'ambiente esterno



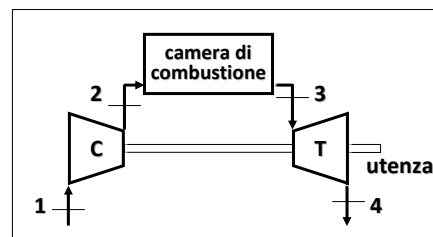
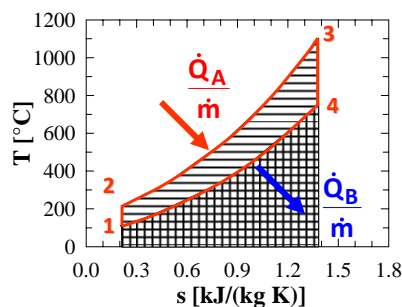
CICLO ENDOREVERSIBILE DI JOULE STANDARD

- nel piano Ts le aree sottese alle trasformazioni 2-3 e 4-1 sono le **POTENZE TERMICHE UNITARIE** fornita e ceduta dal fluido
- la differenza tra le due aree è l'area del ciclo, proporzionale alla potenza unitaria netta ceduta all'utenza

$$\frac{\dot{Q}_A - \dot{Q}_B}{\dot{m}} = \frac{\dot{L}_T - \dot{L}_C}{\dot{m}}$$

- come si è visto per il ciclo di Rankine, è possibile indicare il rendimento del ciclo anche come

$$\eta = 1 - \frac{q_B}{q_A} = 1 - \frac{T_{mi}}{T_{ms}}$$





CICLO ENDOREVERSIBILE DI JOULE STANDARD

- nel piano **pv** le aree sottese alle trasformazioni adiabatiche nei sistemi aperti (**VC**) sono le potenze meccaniche unitarie di compressione ed espansione

$$l_{rev_VC} = - \int v \cdot dp$$

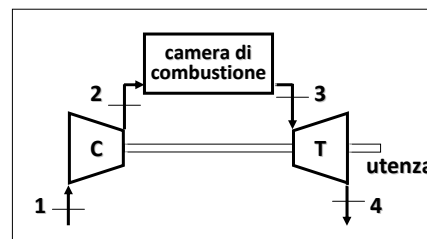
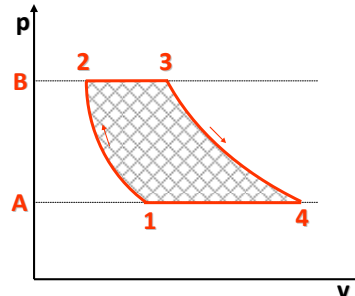
- **area 12AB**: potenza meccanica unitaria richiesta dalla compressione

$$l_C = \frac{\dot{L}_C}{\dot{m}}$$

- **area 34AB**: potenza meccanica unitaria erogata dalla turbina

$$l_T = \frac{\dot{L}_T}{\dot{m}}$$

la differenza tra le due aree rappresenta la potenza meccanica netta consegnata all'utenza per unità di portata



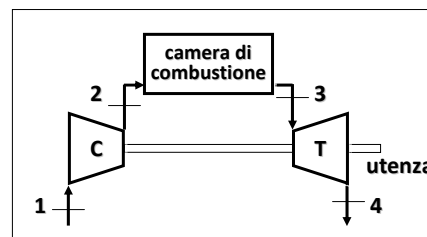
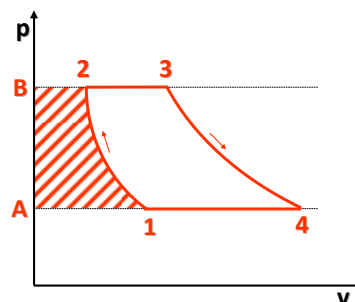
CICLO ENDOREVERSIBILE DI JOULE STANDARD

- si vede molto bene che la POTENZA RICHIESTA NELLA COMPRESSIONE (area 12AB) **NON** è una piccola percentuale di quella erogata dalla turbina

$$l_{rev_VC} = - \int v \cdot dp$$

nel CICLO DI RANKINE la compressione avviene in fase liquida (pompa) e la potenza relativa è una piccola percentuale della potenza di espansione, tanto che si trascura

nel CICLO DI JOULE sia la turbina che il compressore lavorano su un fluido comprimibile e la potenza uscente ed entrante sono fra loro confrontabili





CICLO ENDOREVERSIBILE DI JOULE STANDARD

- il **CALORE** viene scambiato lungo le ISOBARE

$$\eta = \frac{\text{lavoro_netto}}{\text{calore_fornito}} = \frac{q_A - q_B}{q_A} = 1 - \frac{q_B}{q_A}$$

- applicando il PRIMO PRINCIPIO per sistemi aperti:

$$\delta q - \delta l = dh$$

$$\delta q = dh$$

$$\delta q = c_p \cdot dT$$

$$q_A = c_p (T_3 - T_2)$$

$$q_B = c_p (T_4 - T_1)$$

- si ottiene:

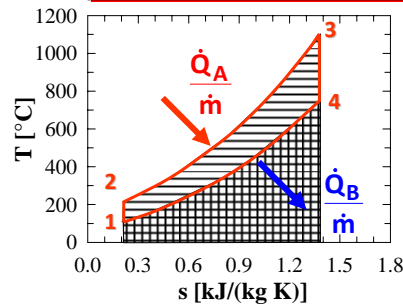
$$\eta = 1 - \frac{q_B}{q_A} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

- considerando che per un processo isobaro reversibile in un sistema aperto:

$$\delta l_{rev}|_p = -v \cdot dp = 0$$

- e che per un gas ideale:

$$dh = c_p \cdot dT$$



CICLO ENDOREVERSIBILE DI JOULE STANDARD

- il **RENDIMENTO** può essere espresso anche in termini di **RAPPORTO DI COMPRESSIONE**

- infatti dalla 2° equazione di Gibbs:

$$ds = \frac{dh}{T} - v \frac{dp}{T}$$

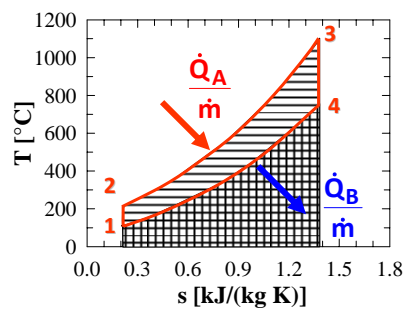
- nell'ipotesi di trasformazione isoentropica di gas ideale a calori specifici costanti:

$$0 = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \quad \frac{dT}{T} - \frac{R}{c_p} \frac{dp}{p} = 0$$

$$\ln(T) - \varepsilon \cdot \ln(p) = \text{cost}$$

- si ottiene:

$$\frac{T}{p^\varepsilon} = \text{cost} = \frac{T_1}{p_1^\varepsilon} = \frac{T_2}{p_2^\varepsilon} = \frac{T_3}{p_3^\varepsilon} = \frac{T_4}{p_4^\varepsilon}$$



$$\frac{R}{c_p} = \frac{c_p - c_v}{c_p} = \frac{k-1}{k} = \varepsilon$$

ε è costante per una data sostanza



CICLO ENDOREVERSIBILE DI JOULE STANDARD

- il RENDIMENTO può essere espresso anche in termini di **RAPPORTO DI COMPRESSIONE**

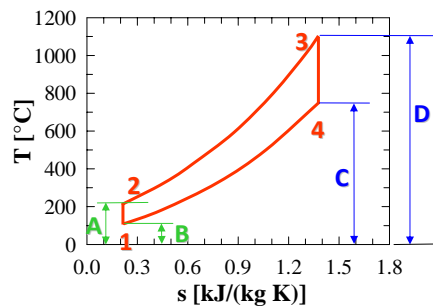
$$\frac{T}{p^\epsilon} = \text{cost} = \frac{T_1}{p_1^\epsilon} = \frac{T_2}{p_2^\epsilon} = \frac{T_3}{p_3^\epsilon} = \frac{T_4}{p_4^\epsilon}$$



$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^\epsilon = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^\epsilon = \frac{T_3}{T_4} = \beta^\epsilon$$

- con queste relazioni è possibile calcolare la TEMPERATURA DI FINE COMPRESSIONE (o di FINE ESPANSIONE) nota la temperatura di inizio ed il rapporto tra le pressioni e la sostanza di lavoro
- ci dicono anche che per il CICLO ENDOREVERSIBILE DI JOULE STANDARD il rapporto dei segmenti è uguale:

$$\frac{A}{B} = \frac{D}{C}$$



CICLO ENDOREVERSIBILE DI JOULE STANDARD

- il RENDIMENTO può essere espresso anche in termini di **RAPPORTO DI COMPRESSIONE**

- manipolando la: $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^\epsilon = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^\epsilon = \frac{T_3}{T_4} = \beta^\epsilon$

- è possibile ottenere:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

$$\frac{C}{B} = \frac{D}{A}$$

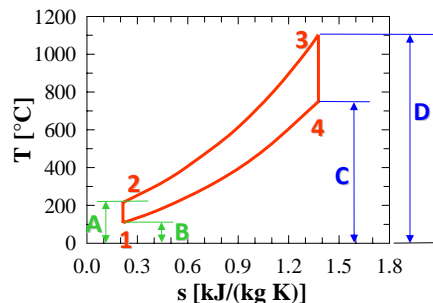
- e poi:

$$\frac{T_4}{T_1} - 1 = \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4 - T_1}{T_1} = \frac{T_3 - T_2}{T_2}$$

$$\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{\beta^\epsilon}$$



$$\eta = 1 - \frac{q_B}{q_A} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\beta^\epsilon}$$



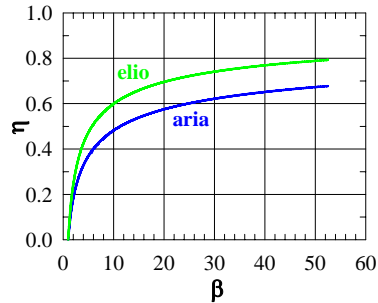


CICLO ENDOREVERSIBILE DI JOULE STANDARD

- il RENDIMENTO può essere espresso anche in termini di **RAPPORTO DI COMPRESSIONE**

$$\eta = 1 - \frac{q_B}{q_A} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\beta^\epsilon}$$

- il rendimento η è funzione del solo rapporto di compressione e del fluido di lavoro (tramite ϵ)
- il rendimento η è indipendente dalle temperature di ingresso nel compressore e nella turbina
- semberebbe che sarebbe buona cosa avere β sempre più alti per aumentare il rendimento, ma questo è vero solo per il ciclo endoreversibile e non è vero per il ciclo reale, come si vedrà

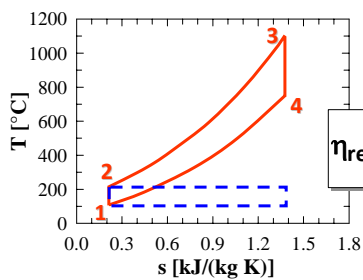


aria, $c_p = 1.005 \text{ kJ/(kgK)}$
 $k=1.400 \epsilon=0.2857$

elio, $c_p = 5.234 \text{ kJ/(kgK)}$
 $k=1.659 \epsilon=0.3972$

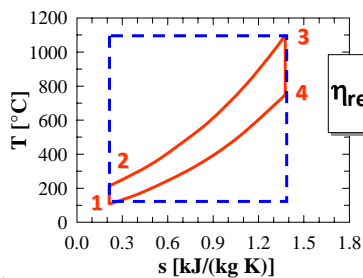


CICLO ENDOREVERSIBILE DI JOULE STANDARD



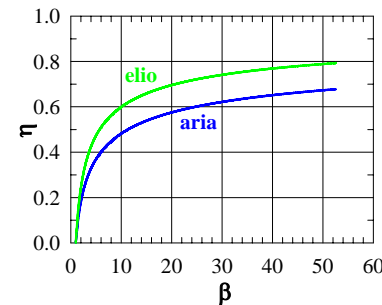
$$\eta_{rev} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$\eta = 1 - \frac{q_B}{q_A} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\beta^\epsilon}$$



$$\eta_{rev} = 1 - \frac{T_1}{T_3}$$

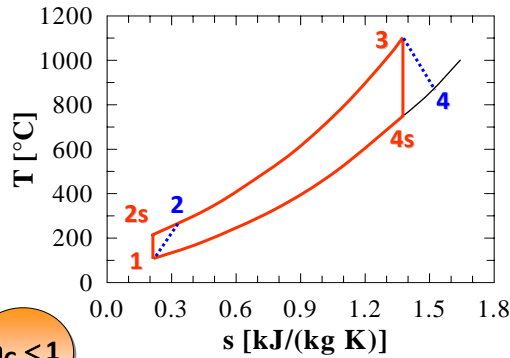
$$\frac{T_1}{T_3} = \frac{1}{\beta_{max}^\epsilon} \quad \beta_{max} = \left(\frac{T_1}{T_3}\right)^{\frac{1}{\epsilon}}$$





CICLO DI JOULE STANDARD

- in un impianto motore a gas, contrariamente a quanto accade col vapore, il lavoro di compressione **NON È TRASCURABILE** rispetto a quello di espansione
- per rimuovere l'ipotesi di idealità occorre tenere conto sia dell'irreversibilità del compressore che di quella della turbina



$$\eta_T < 1 \quad \eta_C < 1$$

- nel caso reale l'entropia in uscita sarà maggiore di quella in ingresso
- poiché il ΔT rappresenta sia per il compressore che per la turbina la potenza unitaria:
 - il **COMPRESSORE** ha ΔT aumentato e quindi richiederà più potenza
 - la **TURBINA** ha ΔT diminuito e quindi erogherà meno potenza

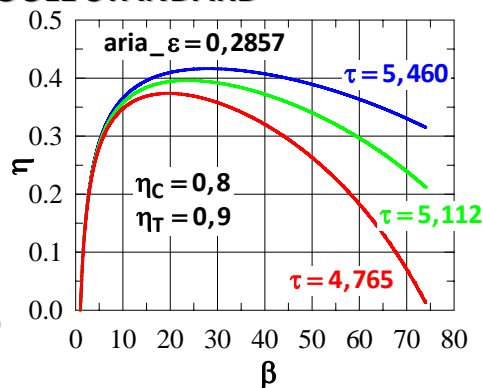


CICLO DI JOULE STANDARD

- è possibile dimostrare che:

$$\eta = 1 - \frac{\tau - \eta_T \cdot \left(\frac{\tau - \tau}{\beta^\epsilon} \right) - 1}{\tau - 1 - \frac{(\beta^\epsilon - 1)}{\eta_C}} - 1$$

$$\tau = \frac{T_3}{T_1}$$



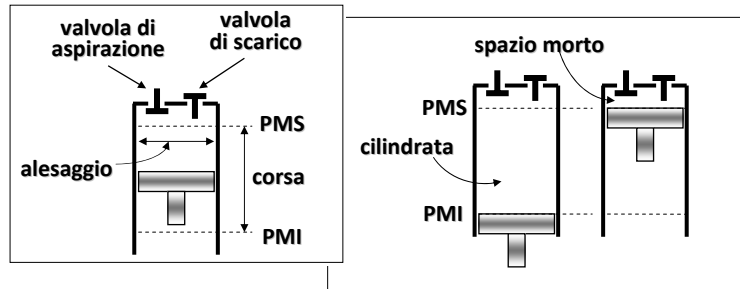
- nel **CICLO DI JOULE STANDARD** (caso reale) la funzione **rendimento non è più monotona crescente ma presenta un massimo**
- la dipendenza di η da τ spiega il continuo sforzo tecnologico tendente ad innalzare i valori di T_3
- impiegando materiali sempre più resistenti alle alte temperature e raffreddando le palettature della turbina con aria spillata dal compressore si è arrivati a **1350°C**

$$\begin{aligned} \tau=4,765; T_3=1100^\circ\text{C}; T_1=15^\circ\text{C} \\ \tau=4,765; T_3=1200^\circ\text{C}; T_1=15^\circ\text{C} \\ \tau=4,765; T_3=1300^\circ\text{C}; T_1=15^\circ\text{C} \end{aligned}$$



MOTORI ALTERNATIVI

componenti fondamentali



motori ad accensione comandata

ciclo Otto



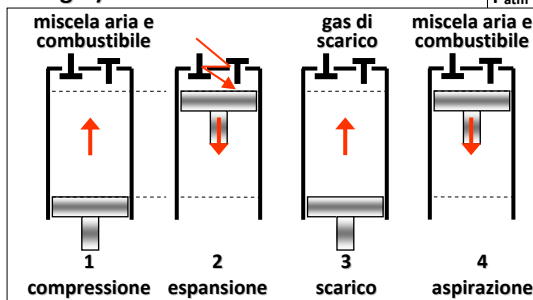
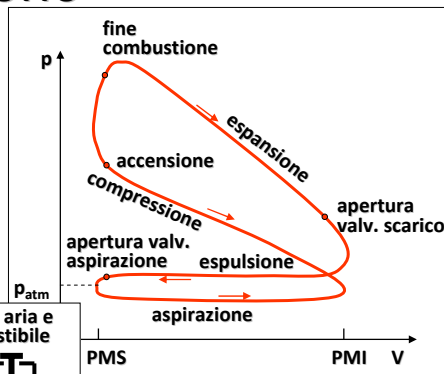
motori ad accensione spontanea

ciclo Diesel



CICLO OTTO

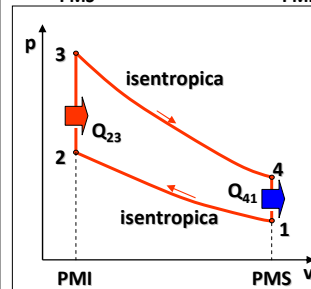
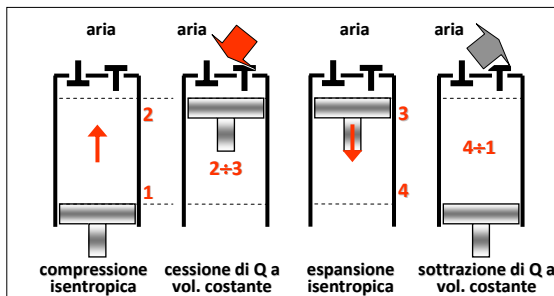
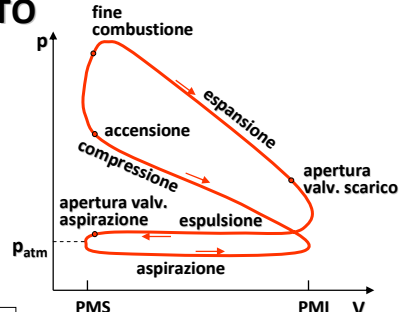
- Nikolaus Otto realizzò nel 1876 un motore a 4 tempi operante secondo il ciclo proposto da Beau de Rochas nel 1876
- nei motori a 4 tempi il ciclo si compie mentre il pistone esegue 4 corse complete all'interno del cilindro (e l'albero motore compie due giri)





CICLO OTTO

- l'analisi termodinamica dei motori a 4 tempi può essere semplificata riferendosi al ciclo ad ARIA STANDARD
- IPOTESI:
 - FLUIDO SOLO ARIA
 - GAS IDEALE
 - CALORI SPECIFICI COSTANTI
- con 4 TRASFORMAZIONI REVERSIBILI

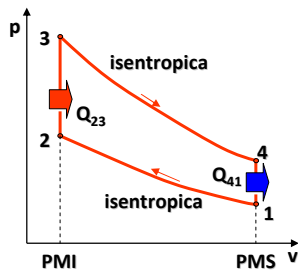


8/2010

22/14



CICLO OTTO ENDOREVERSIBILE



- il ciclo Otto può essere considerato come eseguito in un CICLO CHIUSO, per cui il 1° PRINCIPIO si scrive nella forma:

$$q - l = \Delta u$$

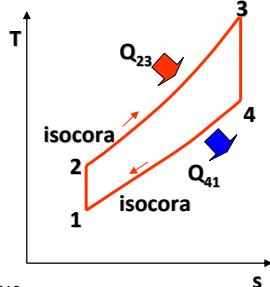
le quantità di **CALORE** scambiate nei due **PROCESSI ISOCORI**, considerate le condizioni di aria standard, valgono

$$q_{23} = u_3 - u_2 = c_v (T_3 - T_2)$$

$$q_{41} = u_1 - u_4 = c_v (T_1 - T_4)$$

- per cui il **RENDIMENTO** del ciclo Otto IDEALE risulta:

$$\eta = \frac{l_{\text{netto}}}{q_{\text{assorbito}}} = \frac{|q_{23}| - |q_{41}|}{|q_{23}|} = 1 - \frac{|q_{41}|}{|q_{23}|} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

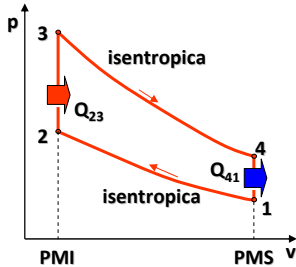


8/2010

23/14



CICLO OTTO ENDOREVERSIBILE



- 34 e 12 sono ADIABATICHE e quindi:

$$T_3 v_3^{k-1} = T_4 v_4^{k-1} \quad T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}$$

- se si definisce il **RAPPORTO VOLUMETRICO DI COMPRESSIONE** come:

$$\rho_V = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_{\text{PMI}}}{V_{\text{PMS}}}$$

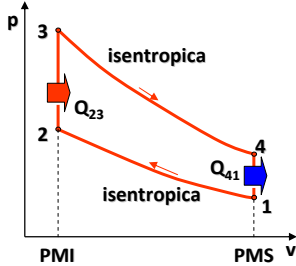
- si ottiene:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_{\max}}{v_{\min}}\right)^{k-1} = \rho_V^{k-1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \frac{T_2}{T_1}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \Rightarrow \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \Rightarrow \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right) = \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)$$



CICLO OTTO ENDOREVERSIBILE



$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} = \rho_V^{k-1} \Rightarrow \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \Rightarrow \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right) = \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)$$

- il rendimento diventa:

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

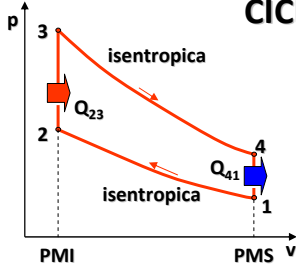
$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4 - T_1}{T_1}\right)}{T_2 \left(\frac{T_3 - T_2}{T_2}\right)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \left(\frac{\frac{T_4 - T_1}{T_1}}{\frac{T_3 - T_2}{T_2}}\right)$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\frac{T_2}{T_1}} = 1 - \frac{1}{\rho_V^{k-1}}$$

il rendimento del CICLO OTTO IDEALE dipende soltanto dal rapporto di compressione (e dal rapporto dei calori specifici) ed aumenta al crescere di tale rapporto

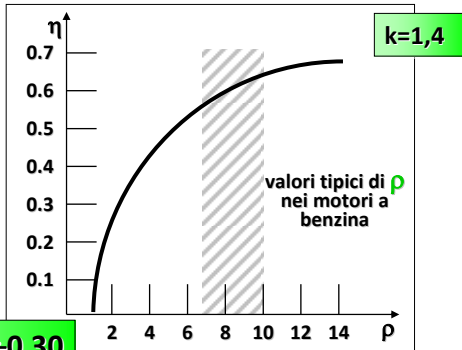
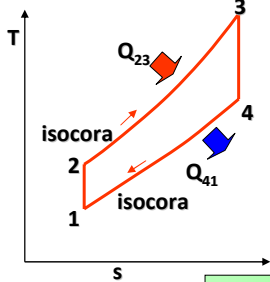


CICLO OTTO ENDOREVERSIBILE



$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\frac{T_2}{T_1}} = 1 - \frac{1}{\rho^{\frac{k-1}{V}}}$$

il rendimento del CICLO OTTO IDEALE dipende soltanto dal rapporto di compressione (e dal rapporto dei calori specifici) ed aumenta al crescere di tale rapporto



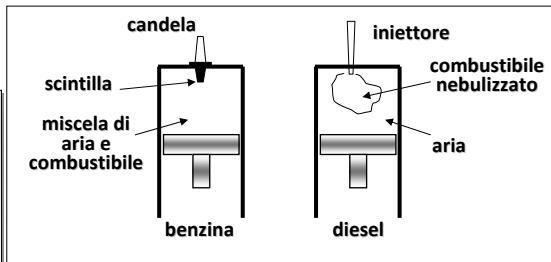
$\eta_{\text{Otto, reale}} = 0,25 \div 0,30$



CICLO DIESEL

- il motore ad accensione spontanea è stato proposto da Rudolf Diesel nel 1890

• nei MOTORI A BENZINA durante la compressione il cilindro contiene una miscela di aria e combustibile e ciò limita il rapporto di compressione al fine di evitare l'autoaccensione



- nei MOTORI DIESEL durante la fase di compressione il cilindro contiene solo aria, per cui non esiste la possibilità di autoaccensione, e sono possibili rapporti di compressione più elevati, 12÷24
- l'iniezione del combustibile avviene quando il pistone si avvicina al PMS e continua durante la prima fase di espansione (la combustione ha durata maggiore che nel ciclo Otto, quindi nel ciclo Diesel ideale la somministrazione di calore viene considerata a **PRESSIONE COSTANTE**)



CICLO DIESEL

- l'analisi termodinamica del ciclo Diesel può essere semplificata riferendosi al ciclo ad ARIA STANDARD

- IPOTESI:
 - FLUIDO SOLO ARIA
 - GAS IDEALE
 - CALORI SPECIFICI COSTANTI

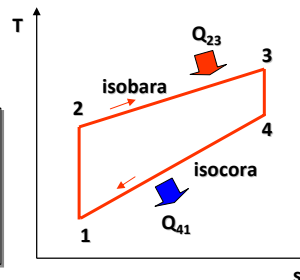
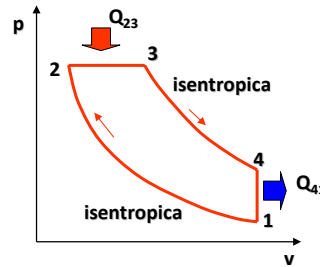
con 4 TRASFORMAZIONI REVERSIBILI:

1-2 compressione isentropica

2-3 somministrazione di calore isobara

3-4 espansione isentropica

4-1 cessione di calore isocora



CICLO DIESEL ENDOREVERSIBILE

- anche qui il sistema cilindro-pistone costituisce un CICLO CHIUSO, per cui il 1° PRINCIPIO si scrive nella forma:

$$q - l = \Delta u$$

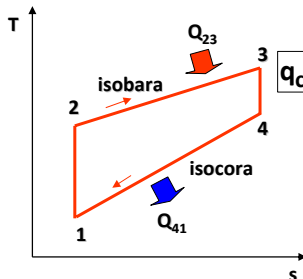
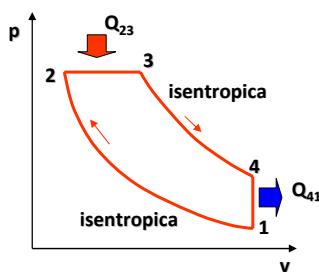
le quantità di **CALORE** scambiate nei due processi, considerate le condizioni di aria standard, valgono:

$$q_{\text{assorbito}} = q_{23} = l_{23} + \Delta u_{23} =$$

$$p_2 (v_3 - v_2) + (u_3 - u_2) = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2)$$

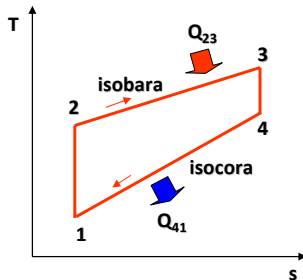
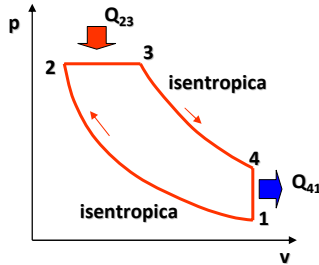
$$q_{\text{ceduto}} = -q_{41} = -l_{41} - \Delta u_{41} = (u_4 - u_1) = c_v (T_4 - T_1)$$

$$\eta = \frac{l_{\text{netto}}}{q_{\text{assorbito}}} = \frac{q_{23} - q_{41}}{q_{23}} = 1 - \frac{q_{41}}{q_{23}} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{k(T_3 - T_2)}$$





CICLO DIESEL ENDOREVERSIBILE



- se si definisce il **RAPPORTO VOLUMETRICO DI INTRODUZIONE** (o **cutoff**) come:

$$\tau = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2}$$

- e se si tiene conto che per un gas ideale le trasformazioni isentropiche sono politropiche di esponente k , si ottiene:

$$\eta_{\text{diesel}} = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \left[\frac{\tau^k - 1}{k(\tau - 1)} \right]$$

$$\eta_{\text{otto}} = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}}$$

- essendo $\tau > 1$ e $k > 1$

$$\left[\frac{\tau^k - 1}{k(\tau - 1)} \right] \text{ è sempre } > 1$$

- quindi, a parità di ρ ,

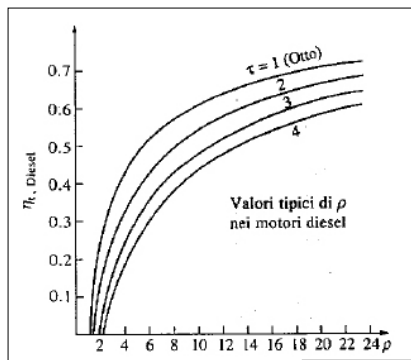
$$\eta_{\text{diesel}} < \eta_{\text{otto}}$$



CICLO DIESEL

- quindi, a parità di ρ ,

$$\eta_{\text{diesel}} < \eta_{\text{otto}}$$



- i **MOTORI DIESEL** funzionano con ρ molto più elevati rispetto ai **MOTORI OTTO** perciò, di solito, hanno un rendimento più elevato
- inoltre i **MOTORI DIESEL REALI** bruciano il combustibile in maniera più completa perché normalmente funzionano con una minore velocità di rotazione rispetto ai motori reali a benzina

$$\eta_{\text{Diesel, reale}} = 0,35 \div 0,40$$



references

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998
- ✓ P. Mazzei, R. Vanoli, *Fondamenti di termodinamica*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996
- ✓ L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 15
TDA-CICLI INVERSI A VAPORE

Università Politecnica delle Marche



Dipartimento di Energetica

IMPIANTI OPERATORI

- si definiscono **IMPIANTI OPERATORI** quelli che operano **TRASFERIMENTO DI ENERGIA TERMICA DA UNA SORGENTE A TEMPERATURA INFERIORE AD UNA A TEMPERATURA SUPERIORE**
- le finalità di questi impianti può essere duplice:
 - refrigerazione (**MACCHINA FRIGORIFERA**)
 - riscaldamento (**POMPA DI CALORE**)
- si parla di **CICLO INVERSO** perché il ciclo il **VERSO** di percorrenza del ciclo sul piano termodinamico è **ANTIORARIO**
- una sorgente posta nell'ambiente fornisce l'energia necessaria affinché si compia la finalità del ciclo (nella nostra trattazione si tratterà di **ENERGIA MECCANICA**)
- se il ciclo è ubicato a cavallo della **REGIONE BIFASICA** si parla di ciclo inverso **A COMPRESSIONE DI VAPORE**
- **IPOTESI** di lavoro comuni nella trattazione

REGIME STAZIONARIO

FLUSSO MONODIMENSIONALE

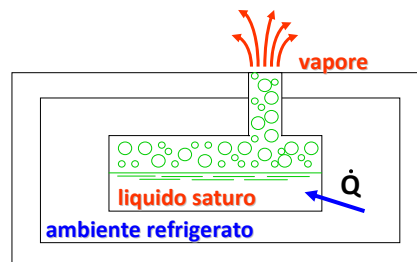
AMBIENTI ESTERNI: SET A T ASSEGNATA



IMPIANTI OPERATORI A VAPORE

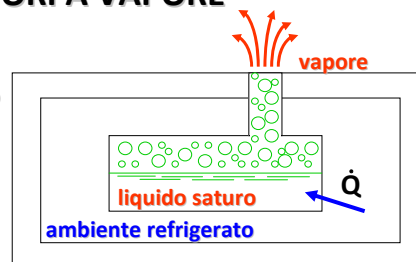
- il **FLUIDO DI LAVORO (FLUIDO FRIGORIGENO o REFRIGERANTE)** deve avere caratteristiche tali da renderlo idoneo alla particolare applicazione
- si abbia per esempio R22 (temperatura di ebollizione normale=-40.8°C)
- se in un ambiente confinato, a temperatura ordinaria, si pone un contenitore metallico, collegato all'atmosfera, contenente R22 liquido, si determina un flusso termico dall'ambiente al contenitore che ha come effetto l'ebollizione dell'R22 ed il **RAFFREDDAMENTO DELL'AMBIENTE**

- il vapore prodotto è scaricato in atmosfera
- il processo produce **EFFETTO FRIGORIFERO** ma non è continuo
- il processo cesserà quando tutto il liquido è passato in fase vapore
- non si recupera il fluido di lavoro



IMPIANTI OPERATORI A VAPORE

- **IMPIANTO A COMPRESIONE DI VAPORE**
- comprime il vapore prodotto fino a portarlo ad una temperatura idonea per la successiva condensazione (per interazione termica con l'ambiente esterno)
- riporta il fluido, con riduzione della pressione, al suo stato iniziale
- l'asportazione della **POTENZA TERMICA** diventa **CICLICA**
- scegliendo un opportuno **FLUIDO DI LAVORO** si può controllare la pressione di ebollizione (non necessariamente atmosferica) e quindi della sua temperatura rendendola idonea alla particolare esigenza

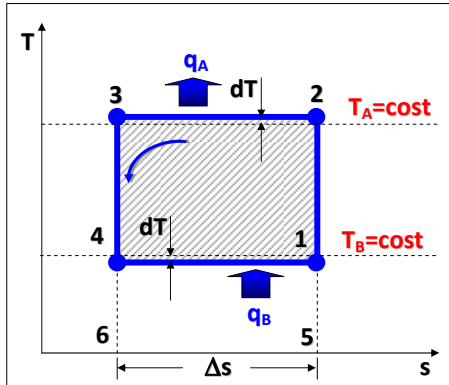


	pressione [bar]	boiling point [°C]
R717 (NH₃)	0,5	-46,5
	atmosferica	-33,5
	3 5	-9,2 4,1
R22 (CHClF₂)	0,5	-54,9
	atmosferica	-40,8
	3 5	-14,7 0,1
R134a (CH₂FCF₃)	0,5	-40,6
	atmosferica	-26,4
	3 5	0,7 15,7



CICLO DI CARNOT INVERSO

- anche per il CICLO INVERSO un ottimo esempio di MACCHINA REVERSIBILE è quella che evolve secondo il **CICLO DI CARNOT INVERSO**
- analogamente al caso di ciclo diretto, il CICLO BITERMICO è costituito da QUATTRO TRASFORMAZIONI REVERSIBILI: due lungo le quali avvengono i trasferimenti di energia termica e due adiabatiche

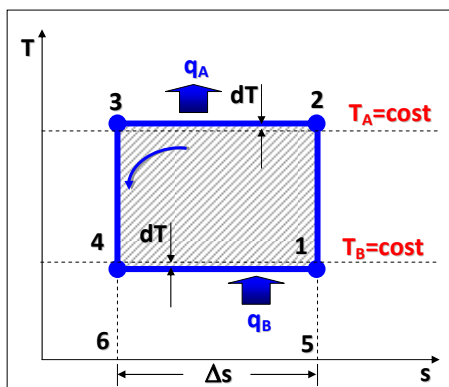


2 ISOTERME
+
2 ADIABATICHE
(adiabatiche reversibili)

- si noti che le due isoterme giacciono, rispettivamente, al di sopra e al di sotto delle rette che raffigurano i livelli termici dei due SET



CICLO DI CARNOT INVERSO



il ciclo deve essere percorso in **SENSO ANTIORARIO** (da cui il termine **CICLO INVERSO**) affinché l'energia termica passi dal SET a T_B al fluido di lavoro e dal fluido di lavoro al SET a T_A

- 2 → 3 (isoterma) cessione di energia termica dal fluido all'ambiente; l'area sottesa è la q_A , calore che viene ceduto al SET a T_A , $q_A < 0$
- 3 → 4 (adiabatica reversibile, isoentropica) **ESPANSORE**
- 4 → 1 (isoterma) energia termica entrante nel sistema; l'area sottesa è la q_B , calore che viene sottratto al SET a T_B , $q_B > 0$
- 1 → 2 (adiabatica reversibile, isoentropica) **COMPRESSORE**
- la differenza tra le due quantità di calore, ovvero l'area del ciclo,

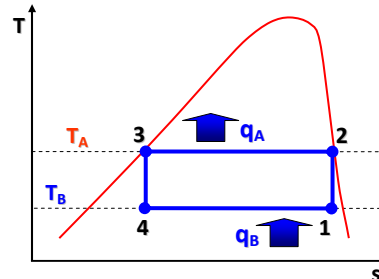
$$l = q_A - q_B < 0$$

rappresenta la spesa, cioè l , che deve essere fornito dall'ambiente perché il sistema possa funzionare



CICLO DI CARNOT INVERSO

- 2 → 3 (isoterma)
- 4 → 1 (isoterma)
- affinché uno SCAMBIATORE REALE (che opera lungo un'ISOBARA) possa realizzare una ISOTERMA la trasformazione deve avvenire DENTRO LA CAMPANA

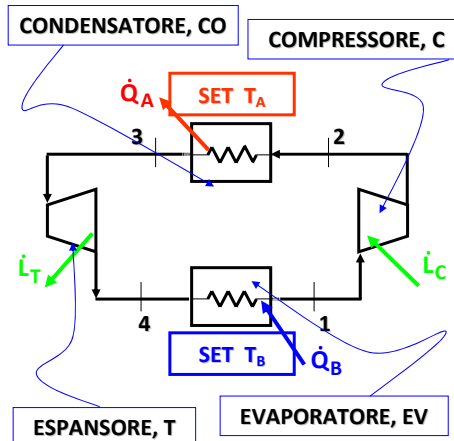


- il fluido di lavoro deve essere un VAPORE
 - in EBOLLIZIONE lungo la 4-1, dove avviene la sottrazione di calore q_B alla sorgente a temperatura bassa (T_B) - EVAPORATORE
 - in CONDENSAZIONE lungo la 2-3, dove avviene la cessione di q_A al pozzo a temperatura alta (T_A) - CONDENSATORE



CICLO DI CARNOT INVERSO

- il fluido di lavoro deve essere un VAPORE
 - in EBOLLIZIONE lungo la 4-1, dove avviene la sottrazione di calore q_B alla sorgente a temperatura bassa (T_B) - EVAPORATORE
 - in CONDENSAZIONE lungo la 2-3, dove avviene la cessione di q_A al pozzo a temperatura alta (T_A) - CONDENSATORE



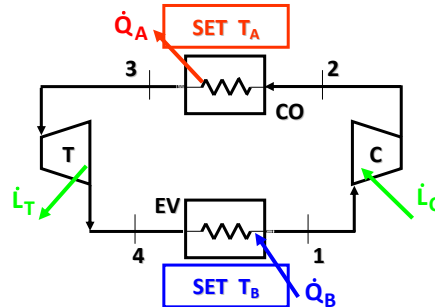
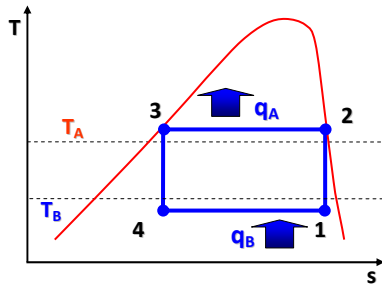
sebbene un impianto di questo genere presenterebbe il massimo COP_f e quindi la minima spesa di esercizio (potenza meccanica) in relazione ad un assegnato CARICO FRIGORIFERO, esso non è concretamente realizzabile

$$COP_{f,rev} = \frac{T_B}{T_A - T_B}$$



CICLO DI CARNOT INVERSO

a) è necessario un opportuno ΔT tra il fluido di lavoro e l'ambiente interagente



il ΔT opportuno si trova con un compromesso tra le due esigenze contrastanti:

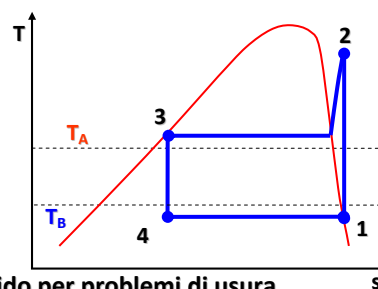
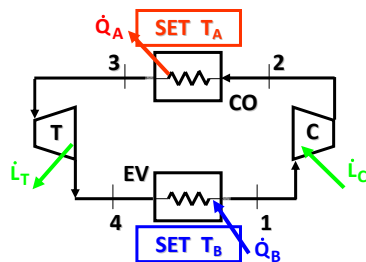
- di avere uno scambiatore compatto, quindi con un'area di scambio piccola
- l'allungamento del tratto 1-2 di compressione comporta una maggiore richiesta di potenza meccanica, quindi va limitato

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ML}$$



CICLO DI CARNOT INVERSO

b) il compressore dovrebbe operare su un vapore umido

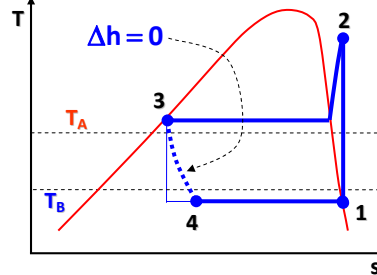
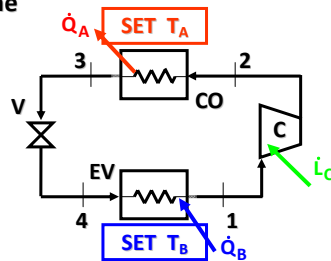


- i compressori lavorano male in presenza di liquido per problemi di usura meccanica, lubrificazione, possibili danneggiamenti (**NO COMPRESSIONE UMIDA**)
- si preferisce operare su un fluido monofasico spingendo l'ebollizione almeno fino al raggiungimento della curva limite superiore ($x=1$) (**COMPRESSIONE SECCA**)
- l'isobara superiore non sarà più **isoterma** e il vapore a fine compressione sarà **SURRISCALDATO**
- questa circostanza implica un'ulteriore deviazione dal ciclo ideale a causa della connessa irreversibilità termica (ΔT maggiore)



CICLO DI CARNOT INVERSO

c) il lavoro ottenibile con l'espansione è poca cosa rispetto a quello necessario per la compressione



- il volume specifico del fluido che espande (inizialmente liquido saturo) è notevolmente minore di quello che è compresso (inizialmente vapore saturo secco)
- l'espansione di una miscela bifasica presenta problemi tecnologici
- l'impiego di una **TURBINA** non è economicamente vantaggioso
- si preferisce l'adozione di una **VALVOLA DI LAMINAZIONE** al posto della turbina ($\Delta h=0$)
- questa soluzione comporta la perdita del lavoro di espansione



CICLO A COMPRESIONE DI VAPORE STANDARD

il ciclo ottenuto partendo dal ciclo di Carnot con le modifiche viste e qui di sotto elencate prende il nome di **CICLO A COMPRESIONE DI VAPORE STANDARD**

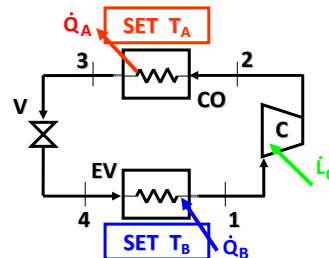
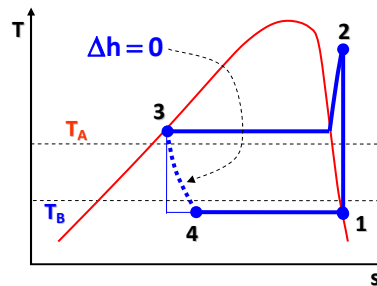
- trasferimenti termici con ΔT finito
- compressione secca con surriscaldamento
- processo di laminazione

in questo ciclo le isoterme che identificano i livelli termici dei due SET debbono essere contenute all'interno delle due isoterme-isobare lungo le quali il fluido bolle e condensa

$$T_A > T_3$$

$$T_4 > T_B$$

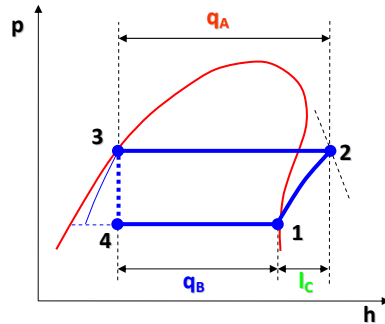
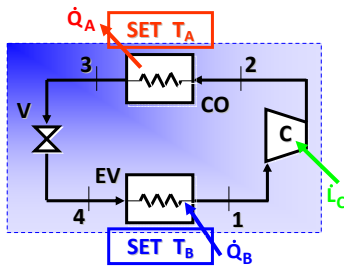
il rendimento di questo ciclo è sicuramente inferiore al rendimento del **CICLO DI CARNOT**





CICLO A COMPRESIONE DI VAPORE STANDARD

- è conveniente usare il **piano pressione-entalpia**
- si comincia studiando il ciclo come un unico **SISTEMA CHIUSO**, per il quale si scrivono le equazioni di bilancio



bilancio di energia

$$\dot{Q}_B + \dot{L}_C = \dot{Q}_A$$

$$\dot{Q}_A - \dot{Q}_B = \dot{L}_C$$

bilancio di entropia

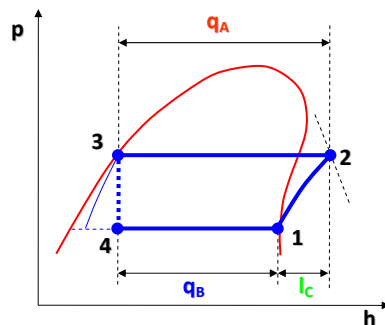
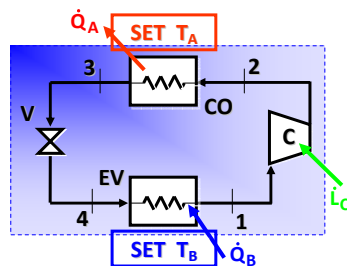
$$\frac{\dot{Q}_B}{T_B} + \dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_A}{T_A}$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_A}{T_A} - \frac{\dot{Q}_B}{T_B}$$



CICLO A COMPRESIONE DI VAPORE STANDARD

- Il VC complessivo si estende a lambire i SET, così che il calcolo dei flussi entropici è semplificato dalla costanza della temperatura in quelle porzioni della SC
- nel ciclo standard l'entropia globalmente generata è data dai contributi delle due irreversibilità termiche e della espansione nella valvola di laminazione



bilancio di energia

$$\dot{Q}_B + \dot{L}_C = \dot{Q}_A$$

$$\dot{Q}_A - \dot{Q}_B = \dot{L}_C$$

bilancio di entropia

$$\frac{\dot{Q}_B}{T_B} + \dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_A}{T_A}$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_A}{T_A} - \frac{\dot{Q}_B}{T_B}$$



CICLO A COMPRESIONE DI VAPORE STANDARD

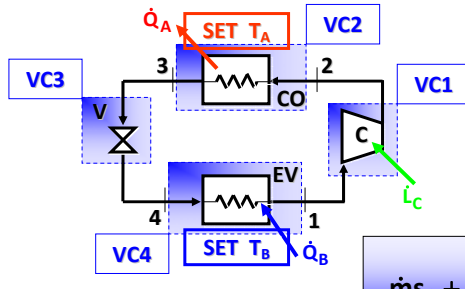
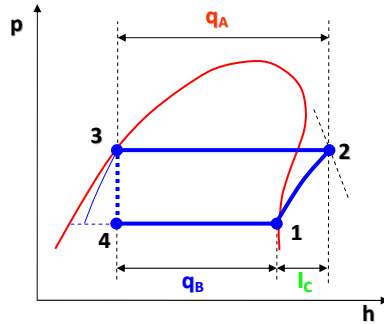
VC1

- la potenza meccanica unitaria (detta anche lavoro specifico) eguaglia la variazione di entalpia specifica per il COMPRESSORE

bilancio di energia

$$\dot{m}h_1 + \dot{L}_C = \dot{m}h_2$$

$$\frac{\dot{L}_C}{\dot{m}} = l_C = h_2 - h_1$$



- la generazione di entropia è nulla nel caso di ciclo reversibile standard e sarà positiva quando il compressore verrà considerato reale

bilancio di entropia

$$\dot{m}s_1 + \dot{S}_{gen}^C = \dot{m}s_2 ; \frac{\dot{S}_{gen}^C}{\dot{m}} = s_{gen}^C = s_2 - s_1$$

8/2010

14/15



CICLO A COMPRESIONE DI VAPORE STANDARD

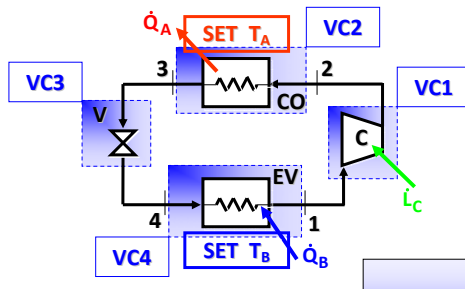
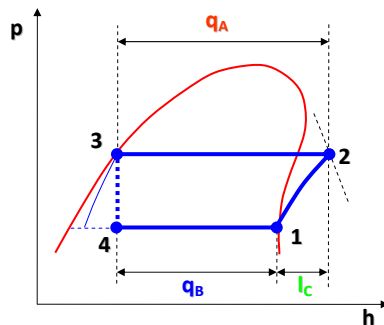
VC3

- a monte e a valle della VALVOLA l'entalpia è la stessa

bilancio di energia

$$\dot{m}h_3 = \dot{m}h_4$$

$$h_3 = h_4$$



- la generazione di entropia è sempre positiva
- il suo valore dipende dal refrigerante utilizzato e dal salto di pressione tra il condensatore e l'evaporatore

bilancio di entropia

$$\dot{m}s_3 + \dot{S}_{gen}^V = \dot{m}s_4 ; \frac{\dot{S}_{gen}^V}{\dot{m}} = s_{gen}^V = s_4 - s_3$$

8/2012

15/15



CICLO A COMPRESIONE DI VAPORE STANDARD

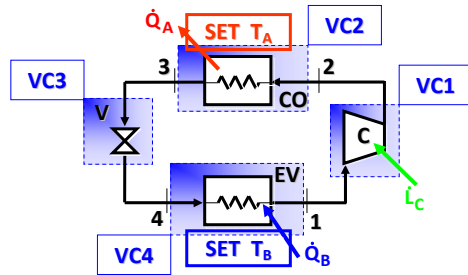
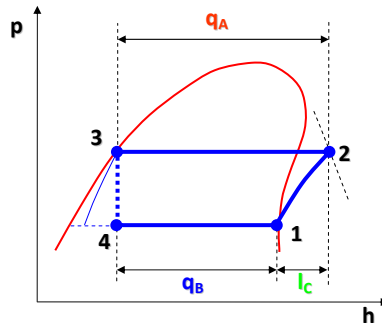
VC2

- potenza termica unitaria scambiata al **CONDENSATORE**

bilancio di energia

$$\dot{m}h_2 = \dot{m}h_3 + \dot{Q}_A$$

$$\frac{\dot{Q}_A}{\dot{m}} = q_A = h_2 - h_3$$



- fornisce la misura dell'irreversibilità per il condensatore
- l'irreversibilità è esterna, ovvero dovuta all'accoppiamento termico scambiatore-sorgente

bilancio di entropia

$$\dot{m}s_2 + \dot{S}_{gen}^{CO} = \dot{m}s_4 + \frac{\dot{Q}_A}{T_A} ; \quad \frac{\dot{S}_{gen}^{CO}}{\dot{m}} = s_{gen}^{CO} = (s_4 - s_3) + \frac{q_A}{T_A}$$



CICLO A COMPRESIONE DI VAPORE STANDARD

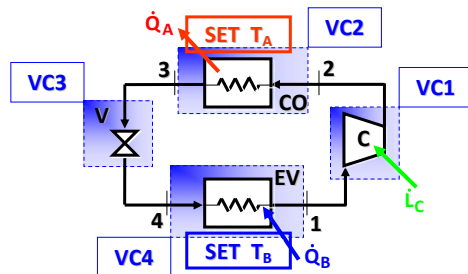
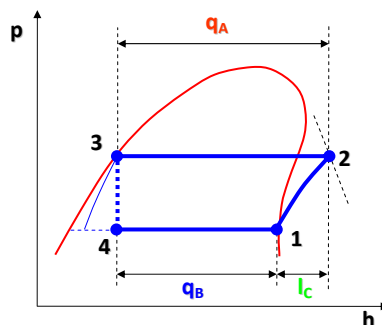
VC4

- potenza termica unitaria scambiata all'**EVAPORATORE**

bilancio di energia

$$\dot{m}h_4 + \dot{Q}_B = \dot{m}h_1$$

$$\frac{\dot{Q}_B}{\dot{m}} = q_B = h_1 - h_4$$



- fornisce la misura dell'irreversibilità per l'evaporatore
- l'irreversibilità è esterna, ovvero dovuta all'accoppiamento termico scambiatore-sorgente

bilancio di entropia

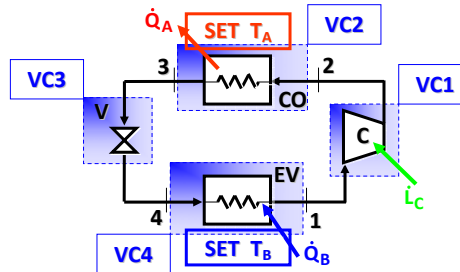
$$\dot{m}s_4 + \frac{\dot{Q}_B}{T_B} + \dot{S}_{gen}^{EV} = \dot{m}s_1 ; \quad \frac{\dot{S}_{gen}^{EV}}{\dot{m}} = s_{gen}^{EV} = (s_1 - s_4) - \frac{q_B}{T_B}$$



CICLO A COMPRESIONE DI VAPORE STANDARD

- dividendo la generazione entropica dei singoli componenti per la generazione entropica del sistema nel suo complesso, si ottengono quattro parametri adimensionali:

$$\alpha_i = \frac{\dot{s}_{gen}^i}{\dot{s}_{gen}} \quad \sum_{i=1}^4 \alpha_i = 1$$



- fornisce la misura dell'irreversibilità per l'evaporatore
- l'irreversibilità è esterna, ovvero dovuta all'accoppiamento termico scambiatore-sorgente

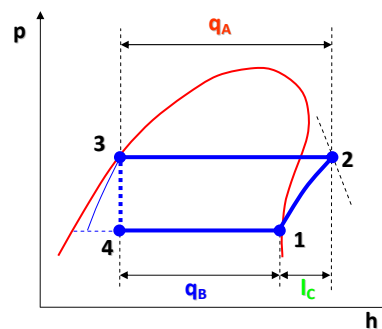
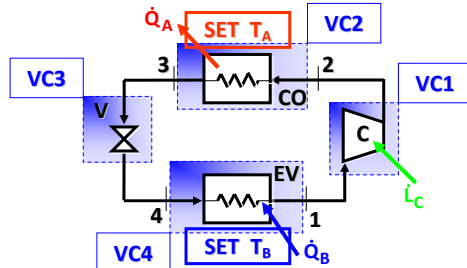
bilancio di entropia

$$\dot{m}s_4 + \frac{\dot{Q}_B}{T_B} + \dot{s}_{gen}^{EV} = \dot{m}s_1 \quad ; \quad \frac{\dot{s}_{gen}^{EV}}{\dot{m}} = s_{gen}^{EV} = (s_1 - s_4) - \frac{q_B}{T_B}$$



CICLO A COMPRESIONE DI VAPORE STANDARD

- il COP_f per l'impianto a compressione di vapore è esprimibile in funzione dell'entalpia nei punti chiave:



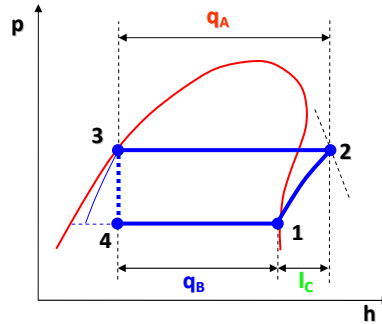
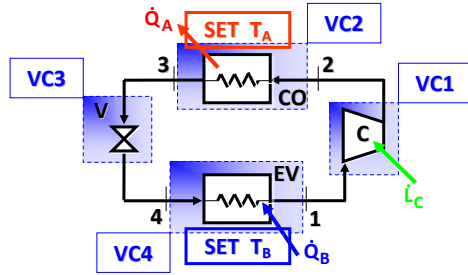
$$COP_f = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{L}_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

- il COP_f è inversamente proporzionale al costo di esercizio dell'impianto



CICLO A COMPRESIONE DI VAPORE STANDARD

- la portata di fluido di lavoro necessaria per l'asportazione di una potenza termica unitaria è la **PORTATA MASSICA UNITARIA (PMU)**



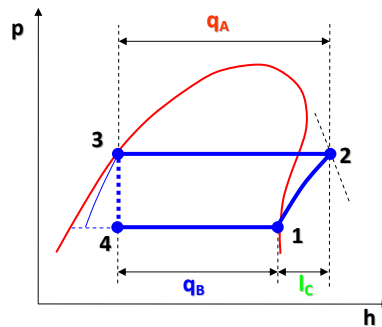
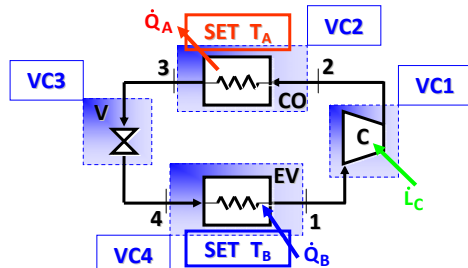
$$PMU = \frac{\dot{m}}{\dot{Q}_B} = \frac{1}{q_B} = \frac{1}{h_1 - h_4}$$

- la **PMU** è inversamente proporzionale al costo di impianto



CICLO A COMPRESIONE DI VAPORE STANDARD

- altro parametro di interesse è la **PORTATA VOLUMETRICA** che il compressore deve aspirare perché sia asportata una **POTENZA TERMICA UNITARIA (PVU)**



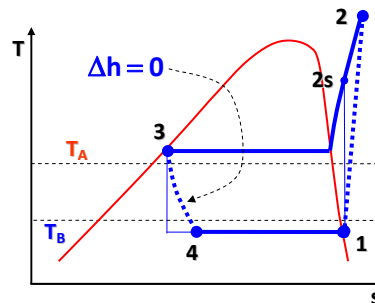
$$PVU = \frac{\dot{V}_1}{\dot{Q}_B} = \frac{v_1}{h_1 - h_4}$$

- la **PVU** da aspirare, determinato il ciclo, dipende dal tipo di fluido di lavoro: perché il suo valore sia piccolo il fluido deve essere caratterizzato, per l'assegnato livello di temperatura, da elevata differenza di entalpia di ebollizione e da elevata densità di aspirazione



CICLO A COMPRESSIONE DI VAPORE REALE

- il **CICLO REALE** differisce dal **CICLO STANDARD** perché la compressione non è più isoentropica, ma a **ENTROPIA CRESCENTE**
- il ciclo reale differisce da quello standard anche per gli effetti dissipativi attribuibili agli scambiatori, che però di solito si trascurano



$$\frac{\dot{L}_C}{\dot{m}} = l_C = h_2 - h_1 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_C}$$

$$COP_f = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{L}_C} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} \eta_C$$

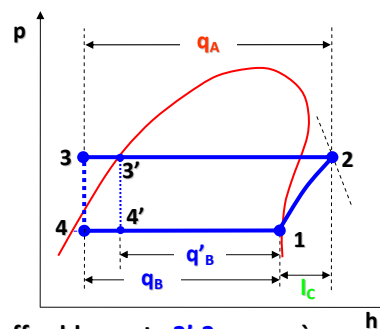
- quanto minore è η_C tanto maggiore è la potenza meccanica necessaria e minore il **COP_f**
- l'aumento della temperatura di uscita dal compressore influenza negativamente anche il condensatore (cresce ΔT e quindi irreversibilità termica esterna)



CICLO A COMPRESSIONE DI VAPORE

SOTTORAFFREDDAMENTO

- il sottoraffreddamento del liquido uscente dal condensatore è una tecnica che può dare vantaggi in termini energetici
- con un condensatore di dimensioni opportune, o con un apposito scambiatore, il refrigerante viene portato fino a condizioni di liquido sottoraffreddato



$$h_1 - h_4 > h_1 - h_{4'}$$

$$COP_f = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{L}_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} > \frac{h_1 - h_{4'}}{h_2 - h_1}$$

- il sottoraffreddamento **3'-3** non può spingersi al di sotto di una temperatura che sia comunque opportunamente maggiore di T_A
- essendo aumentato q_B , a parità di \dot{Q}_B diminuisce la portata necessaria



references

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998
- ✓ P. Mazzei, R. Vanoli, *Fondamenti di termodinamica*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996
- ✓ L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983




Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 16
TDA-ARIA UMIDA

Università Politecnica delle Marche 

Dipartimento di Energetica

ARIA UMIDA

- l'aria atmosferica, anche nota come ARIA UMIDA, è una miscela di un GAS e di un VAPORE CONDENSABILE
- il gas è l'ARIA SECCA, il vapore è il VAPOR ACQUEO (H_2O)

composizione in volume

N_2	78,09%
O_2	20,95%
CO_2	0,03%
Ar e altri gas rari	0,93%

composizione in massa

N_2	75,52%
O_2	23,15%
CO_2	0,05%
Ar e altri gas rari	1,28%

ARIA UMIDA → aria secca + vapor d'acqua

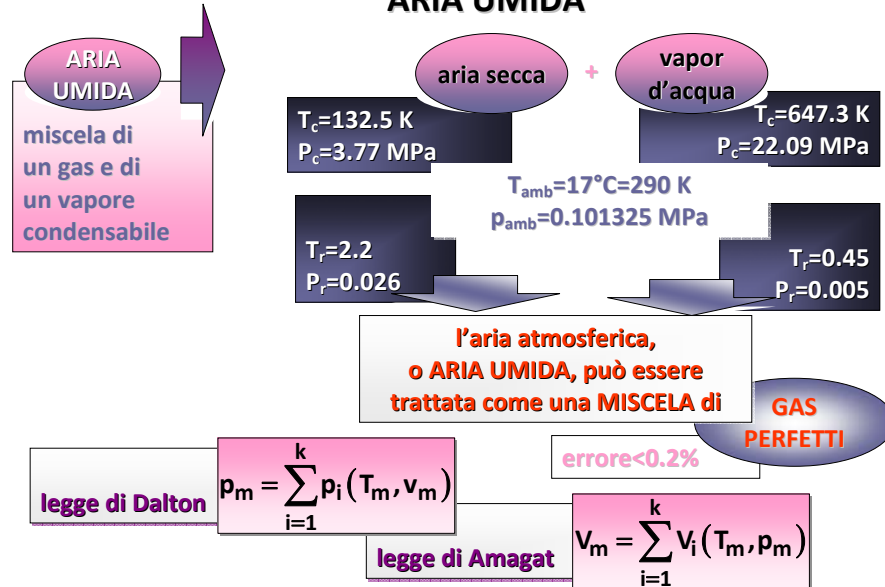
$R=287,0 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$M=28,97$
$T_c=132,5 \text{ K}$	$P_c=3,77 \text{ MPa}$

$R=461,5 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$M=18,02$
$T_c=647,3 \text{ K}$	$P_c=22,09 \text{ MPa}$

8/2010 1/16



ARIA UMIDA



ARIA UMIDA

PRESSIONE

$$p = p_a + p_v$$

UMIDITA' ASSOLUTA (o UMIDITA' SPECIFICA)

- è definita come il rapporto fra la massa di VAPORE e la massa di ARIA SECCA contenute nello stesso volume di aria umida

$$x = \frac{m_v}{m_a} \left[\frac{g_{vapore}}{kg_{aria_secca}} \right] \quad \Rightarrow \quad x = \frac{m_v}{m_a} = \frac{\rho_v}{\rho_a} = \frac{\frac{p_v}{R_v T}}{\frac{p_a}{R_a T}} = \frac{R_a}{R_v} \cdot \frac{p_v}{p_a}$$

$$\frac{R_a}{R_v} = \frac{287,0}{461,5} = 0,622$$

$$x = 0,622 \cdot \frac{p_v}{p_a} = 0,622 \cdot \frac{p_v}{p - p_v}$$



ARIA UMIDA

UMIDITA' ASSOLUTA (o UMIDITA' SPECIFICA)

$$x = 0,622 \cdot \frac{p_v}{p_a} = 0,622 \cdot \frac{p_v}{p - p_v}$$

- la quantità massima di vapor d'acqua che può essere contenuta in una certa massa d'aria secca è quella che corrisponde a:

t [°C]	p _{vs} [bar]
0.01	0.006107
5	0.008722
10	0.012275
15	0.017045
20	0.02337
25	0.03166
30	0.04241
35	0.05621
40	0.07374
45	0.09581
50	0.12334
55	0.15740
60	0.1992

$$x_{sat} = 0,622 \cdot \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}}$$

- in queste condizioni l'aria si dice **SATURA**, e qualunque quantità di vapore si dovesse aggiungere all'aria, **CONDENSERA**



ARIA UMIDA

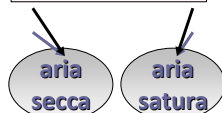
UMIDITA' RELATIVA

- è definita come il rapporto fra la massa di **VAPORE** contenuta in un certo volume di aria umida a temperatura **T** e la massa di vapore che potrebbe essere contenuta nello stesso volume in condizioni di **SATURAZIONE** alla temperatura **T**
- influenza il livello di **COMFORT**

t [°C]	p _{vs} [bar]
0.01	0.006107
5	0.008722
10	0.012275
15	0.017045
20	0.02337
25	0.03166
30	0.04241
35	0.05621
40	0.07374
45	0.09581
50	0.12334
55	0.15740
60	0.1992

$$UR = \frac{m_v}{m_{vsT}}$$

$$0\% \leq UR \leq 100\%$$



$$x = 0,622 \cdot \frac{p_v}{p - p_v} = 0,622 \cdot \frac{UR \cdot p_{vs}}{p - UR \cdot p_{vs}}$$

$$UR = \frac{x \cdot p}{(0,622 + x) p_{vs}}$$

x=3.5 g_{vap}/kg_{aria secca}

@0°C

$$UR = \frac{0,0035 \cdot 1,01325}{(0,622 + 0,0035) \cdot 0,006107} = 93\%$$

@20°C

$$UR = \frac{0,0035 \cdot 1,01325}{(0,622 + 0,0035) \cdot 0,02337} = 24\%$$



ARIA UMIDA

ENTALPIA

- l'ENTALPIA è una proprietà estensiva, quindi l'entalpia dell'aria atmosferica è la somma dell'entalpia dell'aria secca e dell'entalpia del vapore
- l'ENTALPIA SPECIFICA è calcolata in rapporto alla massa di ARIA SECCA

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v$$

$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} \cdot h_v = h_a + x \cdot h_v \cong h_a + x \cdot h_{vs}$$

entalpia specifica dell'aria secca, h_a

- $h_a = 0$ @ $T_0 = 273,15$ [K]
- $c_{p,a} = 1,006$ [kJ·kg⁻¹·K⁻¹]
(costante entro il ±0,5%)
- $h_a = c_{p,a} \cdot (T - T_0)$ [kJ·kg⁻¹]

entalpia specifica del vapor saturo, h_{vs}

- $h_{vs} = r_0 + c_{p,vs} \cdot \Delta T$ [kJ·kg⁻¹]
- $r_0 = 2501$ [kJ·kg⁻¹] @ $T_0 = 273,15$ [K]
- $c_{p,vs} = 1,82$ [kJ·kg⁻¹·K⁻¹]
(costante con errore trascurabile)
- $h_{vs} = 2501 + 1,82 \cdot \Delta T$ [kJ·kg⁻¹]

$$h = 1,006 \cdot t + (2501 + 1,82 \cdot t) \cdot x$$

8/2010

6/16

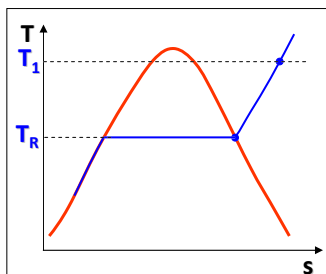


ARIA UMIDA

TEMPERATURA DI RUGIADA

- temperatura alla quale inizia la condensazione quando si impone all'aria un raffreddamento isobaro
- se dopo il raggiungimento della T_R si continua a sottrarre calore all'aria si ha ulteriore condensazione del vapore: la quantità di vapore contenuta nell'aria secca diminuisce e diminuisce anche la p_v (DEUMIDIFICAZIONE)

$$T_R = T_{sat@p_v}$$



t	p_{vs}
[°C]	[bar]
0.01	0.006107
5	0.008722
10	0.012275
15	0.017045
20	0.02337
25	0.03166
30	0.04241
35	0.05621
40	0.07374
45	0.09581
50	0.12334
55	0.15740
60	0.1992

$$t_{amb} = 20^\circ\text{C}; \text{UR} = 75\%$$

$$p_v = \text{UR} \cdot p_{vs@20^\circ\text{C}} =$$

$$= 0,75 \cdot 2,337 = 1,753 \text{ [kPa]}$$

$$t_R = t_{sat@1,753 \text{ kPa}} = 15,3^\circ\text{C}$$

8/2010

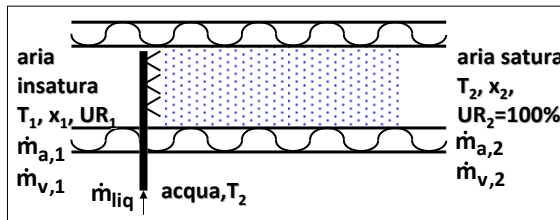
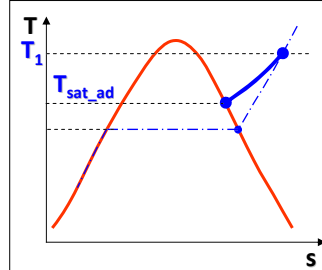
7/16



ARIA UMIDA

TEMPERATURA DI SATURAZIONE ADIABATICA

- l'obiettivo è quello di trovare una maniera semplice per misurare l'umidità assoluta e quella relativa
- è la temperatura alla quale l'acqua, evaporando nell'aria in modo adiabatico, porta l'aria stessa a saturazione (UR=100%) allo stesso valore di temperatura



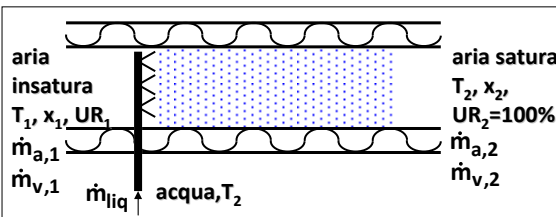
bilancio di massa

$$\begin{aligned} \dot{m}_{a,1} &= \dot{m}_{a,2} = \dot{m}_a \\ \dot{m}_{v,1} + \dot{m}_{liq} &= \dot{m}_{v,2} \\ \dot{m}_a \cdot x_1 + \dot{m}_{liq} &= \dot{m}_a \cdot x_2 \\ \dot{m}_{liq} &= \dot{m}_a (x_2 - x_1) \end{aligned}$$



ARIA UMIDA

TEMPERATURA DI SATURAZIONE ADIABATICA



bilancio di massa

$$\begin{aligned} \dot{m}_{a,1} &= \dot{m}_{a,2} = \dot{m}_a \\ \dot{m}_{v,1} + \dot{m}_{liq} &= \dot{m}_{v,2} \\ \dot{m}_a \cdot x_1 + \dot{m}_{liq} &= \dot{m}_a \cdot x_2 \\ \dot{m}_{liq} &= \dot{m}_a (x_2 - x_1) \end{aligned}$$

bilancio di energia

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_e h_e &= \sum \dot{m}_u h_u \\ \dot{m}_a h_1 + \dot{m}_{liq} h_{liq} &= \dot{m}_a h_2 \\ \dot{m}_a h_1 + \dot{m}_a (x_2 - x_1) h_{liq} &= \dot{m}_a h_2 \\ h_1 + (x_2 - x_1) h_{liq} &= h_2 \\ (c_p t_1 + x_1 h_v) + (x_2 - x_1) h_{liq} &= (c_p t_2 + x_2 h_v) \end{aligned}$$

$$h_2 \cong h_1$$

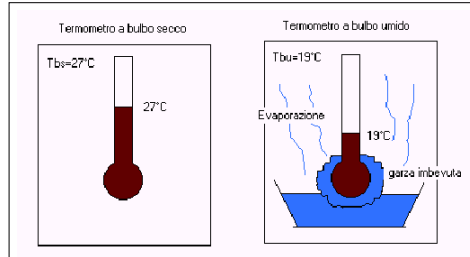
- misurando le t_1, t_2, p_1, p_2 in un saturatore adiabatico si possono determinare x_1 e x_2 , e quindi anche UR_1
- nella gran parte delle applicazioni si commette un errore piccolo se si considera che nel saturatore adiabatico l'ENTALPIA RIMANGA COSTANTE



ARIA UMIDA

TEMPERATURA DI BULBO UMIDO

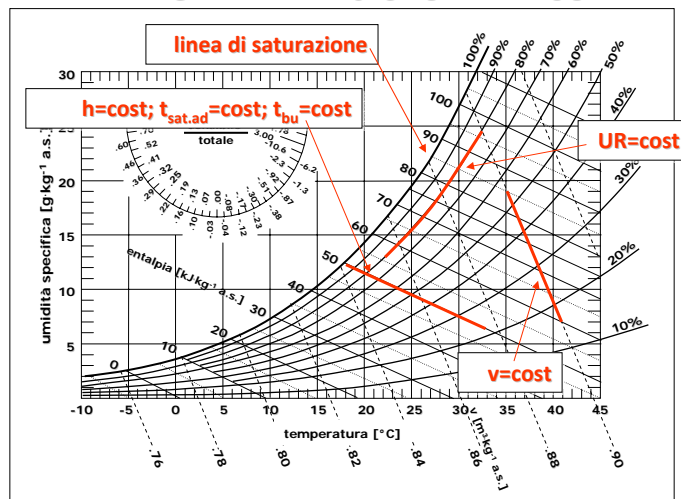
- è la temperatura a cui si porta l'acqua in condizioni di equilibrio di scambio di massa e di calore convettivo con aria in moto fortemente turbolento
- si misura usando un termometro il cui bulbo è ricoperto da una garza imbevuta d'acqua
- se lambita da aria non satura l'acqua vaporizza sottraendo calore all'acqua che bagna il bulbo, la cui temperatura è inferiore a quella dell'aria
- la quantità di acqua che evapora è tanto maggiore quanto minore è l'UR dell'aria (panni stesi si asciugano prima nei giorni secchi)
- la t_{bu} è facile da misurare e, insieme a t_{bs} e p , anch'essi facili da misurare permette di individuare lo stato termodinamico dell'Aria Umida
- per gli scopi della tecnica è possibile ritenere con buona approssimazione



$$t_{bu} \approx t_{sat_ad|_h}$$



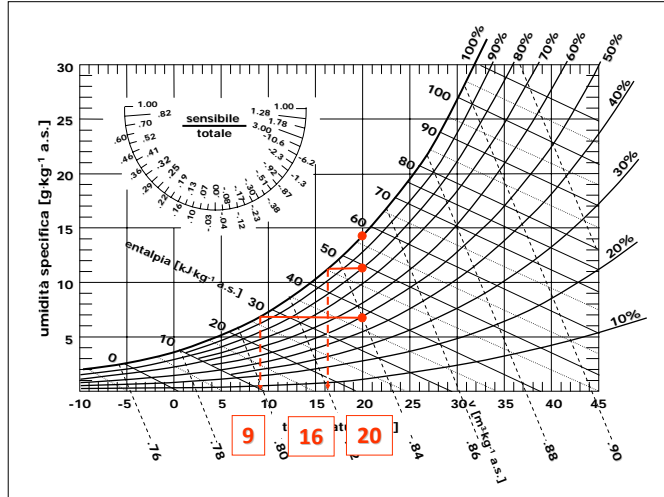
DIAGRAMMA PSICROMETRICO



- è valido per una determinata pressione (di solito è dato a **101,325 kPa**)
- lo stato dell'ARIA UMIDA ad una data pressione è individuato da **2 PROPRIETÀ**



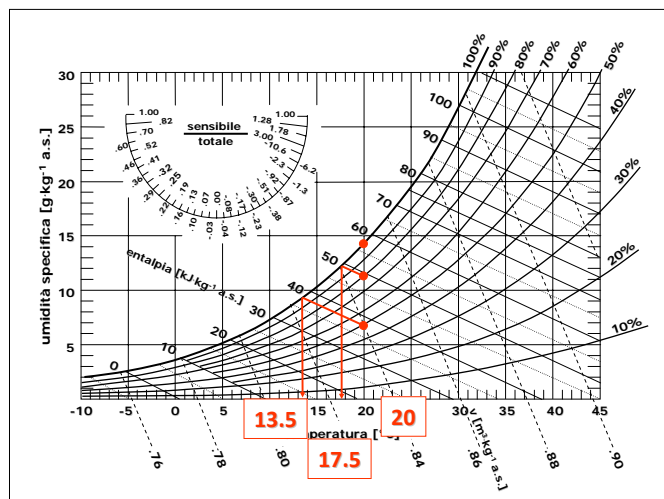
DIAGRAMMA PSICROMETRICO



• TEMPERATURA DI RUGIADA



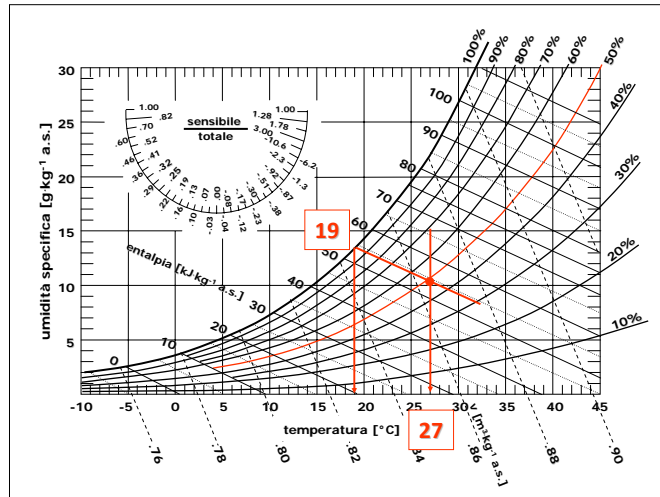
DIAGRAMMA PSICROMETRICO



• TEMPERATURA DI BULBO UMIDO



DIAGRAMMA PSICROMETRICO



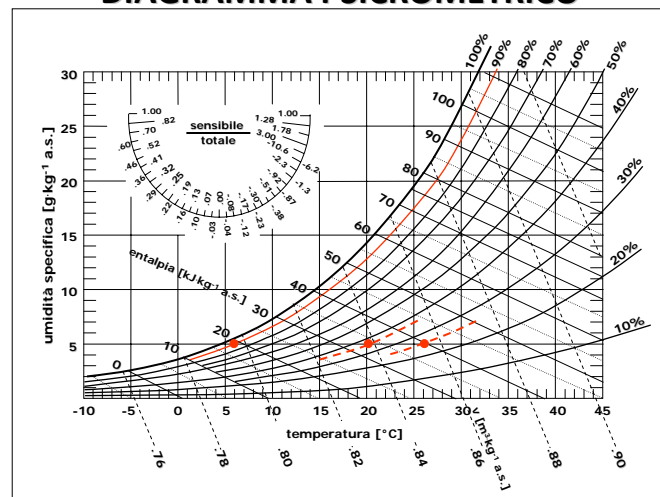
- nota la temperatura di bulbo secco e la temperatura di bulbo umido è possibile determinare l'UMIDITÀ RELATIVA

8/2010

14/16



DIAGRAMMA PSICROMETRICO



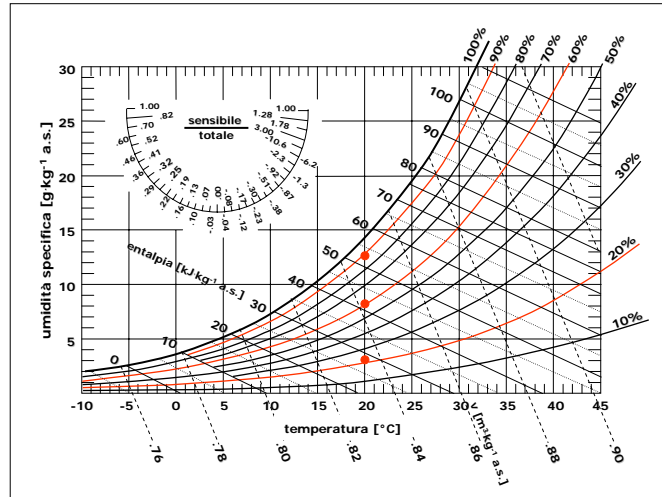
- variazione dell'umidità relativa in funzione della temperatura di bulbo secco a parità di umidità specifica (minore è la temperatura minore è la capacità dell'aria di contenere vapore)

8/2010

15/16



DIAGRAMMA PSICROMETRICO



- variazione dell'umidità relativa in funzione della umidità specifica



TRASFORMAZIONI DELL'ARIA UMIDA

- il mantenimento di un certo MICROCLIMA nell'ambiente confinato (per ragioni di COMFORT o di PROCESSO) richiede che si compia un CONDIZIONAMENTO dell'aria umida
- il condizionamento si opera attraverso TRASFORMAZIONI DELL'ARIA UMIDA che devono soddisfare contemporaneamente:

bilancio di massa

$$\sum \dot{m}_{a,e} = \sum \dot{m}_{a,u}$$

$$\sum \dot{m}_{a,e} \cdot x_e = \sum \dot{m}_{a,u} \cdot x_u$$

bilancio di energia

$$\dot{Q}_e + \dot{L}_e + \sum \dot{m}_e h_e = \dot{Q}_u + \sum \dot{m}_u h_u$$

lavoro fornito dal ventilatore, di solito si trascura

- per valutare le TRASFORMAZIONI DELL'ARIA UMIDA è di grande utilità il diagramma psicrometrico, che permette di distinguere facilmente tra:
 - CALORE SENSIBILE, lo scambio di calore che si manifesta con un ΔT
 - CALORE LATENTE, lo scambio di calore che si manifesta con un CAMBIAMENTO DI FASE

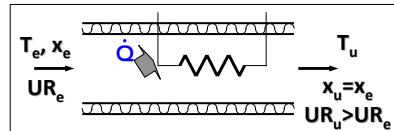
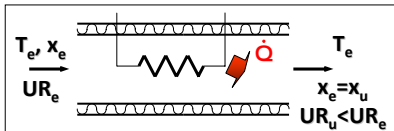
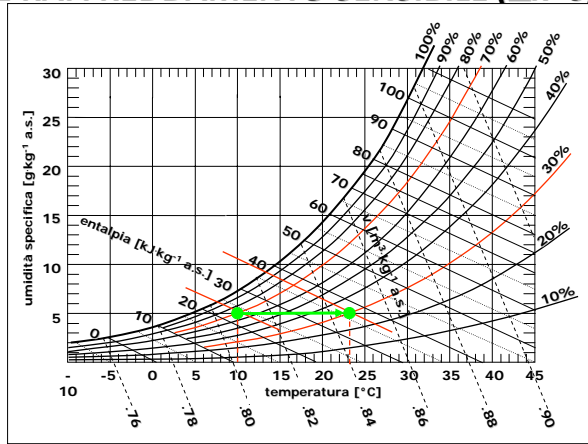


Dipartimento di Energetica

RISCALDAMENTO E RAFFREDDAMENTO SENSIBILE ($\Delta x=0$)

- si fornisce o assorbe calore, ma non si aggiunge o sottrae acqua all'aria trattata

bilancio di massa
 $\dot{m}_{a,e} = \dot{m}_{a,u}$
 $\dot{m}_{a,e} \cdot x_e = \dot{m}_{a,u} \cdot x_u$
bilancio di energia
 $\dot{Q} = \dot{m}_a (h_u - h_e)$



8/2010

18/16



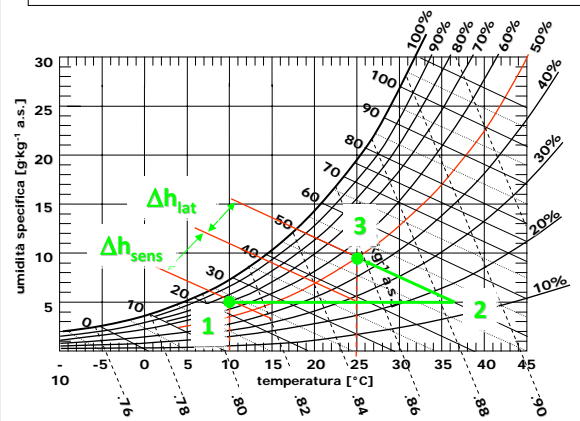
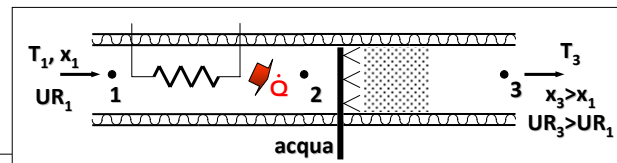
Dipartimento di Energetica

RISCALDAMENTO CON UMIDIFICAZIONE

- i trattamenti cambiano a seconda del tipo di processo di umidificazione

▪ **UMIDIFICAZIONE AD ACQUA**

bilancio di massa
 $\dot{m}_{a,1} = \dot{m}_{a,3}$
 $\dot{m}_a \cdot x_3 = \dot{m}_a \cdot x_1 + \dot{m}_w$
bilancio di energia
 $\dot{Q} = \dot{m}_a (h_3 - h_1)$



8/2010

19/16



RISCALDAMENTO CON UMIDIFICAZIONE

- i trattamenti cambiano a seconda del tipo di processo di umidificazione

▪ **UMIDIFICAZIONE A VAPORE**

bilancio di massa

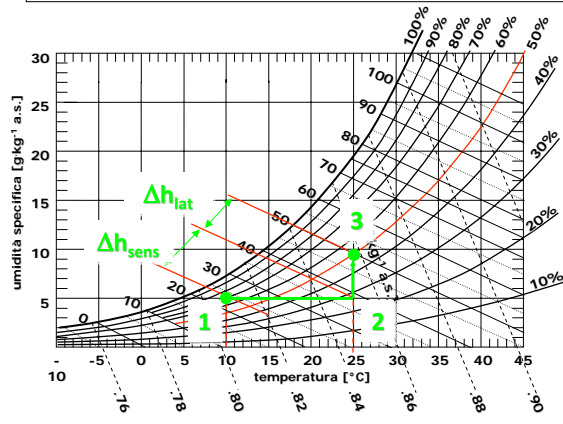
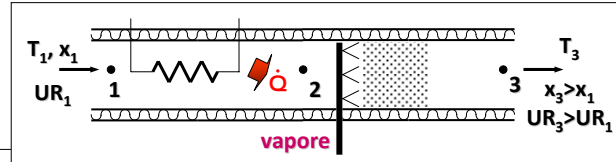
$$\dot{m}_{a,1} = \dot{m}_{a,3}$$

$$\dot{m}_a \cdot x_3 = \dot{m}_a \cdot x_1 + \dot{m}_w$$

bilancio di energia

$$\dot{Q}_{batt} = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$

$$\dot{Q}_{umidif} = \dot{m}_a (h_3 - h_2)$$



RAFFREDDAMENTO CON DEUMIDIFICAZIONE

- se la batteria raffreddante si trova ad una $T < T_R$ al raffreddamento si aggiunge la deumidificazione

bilancio di massa

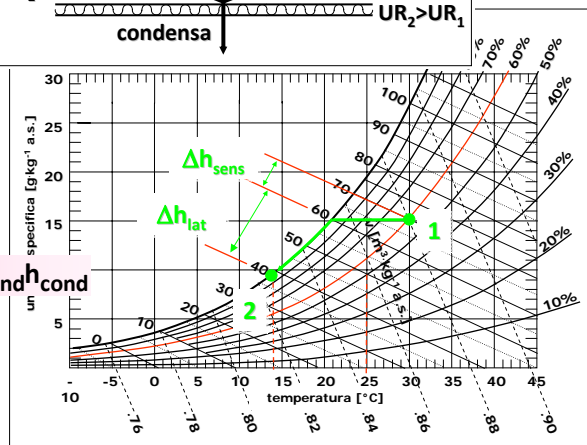
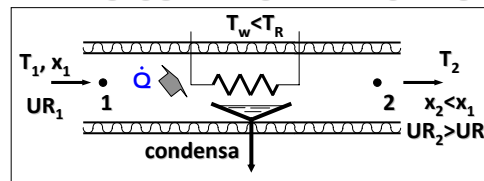
$$\dot{m}_{a,1} = \dot{m}_{a,2}$$

$$\dot{m}_a \cdot x_2 = \dot{m}_a \cdot x_1 - \dot{m}_{cond}$$

bilancio di energia

$$\dot{Q}_{batt} = \dot{m}_a (h_1 - h_2) - \dot{m}_{cond} h_{cond}$$

- l'aria in 2 (satura) viene di solito mescolata con l'aria ambiente
- Se è troppo fredda va post-riscaldata



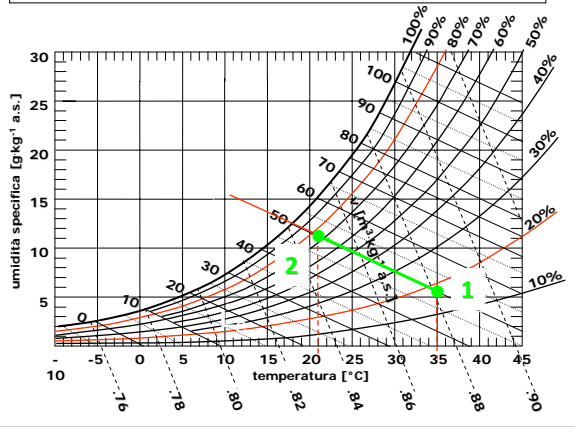
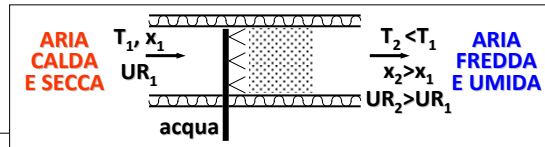


RAFFREDDAMENTO PER EVAPORAZIONE

- nei climi caldi e secchi si può raffreddare l'aria sfruttando il calore sottratto all'acqua che evapora

$T_{bu} \cong \text{cost}$
 $h \cong \text{cost}$

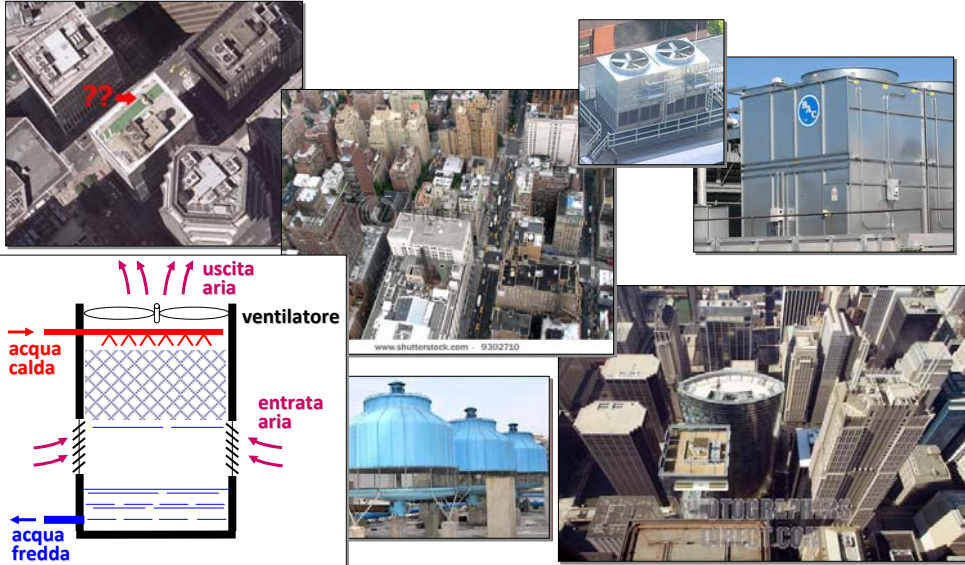
- è un processo essenzialmente identico alla saturazione adiabatica



TORRI EVAPORATIVE



TORRI EVAPORATIVE

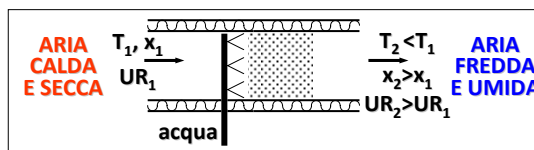


2/2011

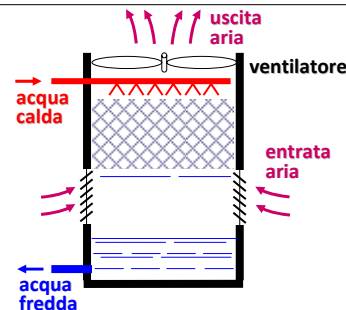
24/16

TORRI EVAPORATIVE

- lavorano secondo lo stesso principio del saturatore adiabatico, però lo scopo non è di raffreddare il flusso d'aria ma quello di **RAFFREDDARE IL FLUSSO D'ACQUA**



- si usano per raffreddare acqua di processo o per raffreddare l'acqua di condensazione dei cicli termodinamici diretti e inversi
- l'acqua viene spruzzata e fatta passare attraverso un pacco di riempimento per aumentare la superficie di scambio tra acqua e aria
- quando le goccioline d'acqua cadono verso il basso, una piccola frazione di esse evapora sottraendo calore all'acqua che rimane liquida e che quindi si raffredda raccogliendosi nella vasca in fondo alla torre



8/2010

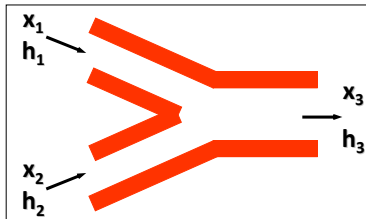
la quantità di acqua in gioco è molto maggiore di quella che si ha nel saturatore adiabatico, per cui non è più accettabile il modello isoentalpico

25/16



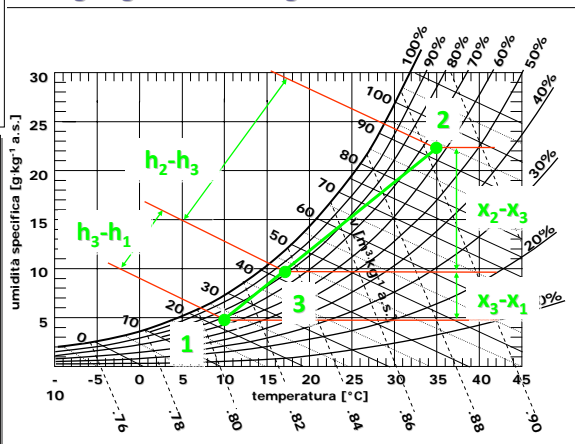
MISCELA ADIABATICA

• quando due flussi d'aria in condizioni diverse sono miscelati, il punto di miscela si trova sulla congiungente con la regola della leva



bilancio di massa
 $\dot{m}_{a,1} + \dot{m}_{a,2} = \dot{m}_{a,3}$
 $\dot{m}_{a,1} \cdot x_1 + \dot{m}_{a,2} \cdot x_2 = \dot{m}_{a,3} \cdot x_3$

bilancio di energia
 $\dot{m}_{a,1} \cdot h_1 + \dot{m}_{a,2} \cdot h_2 = \dot{m}_{a,3} \cdot h_3$
 $\frac{\dot{m}_{a,1}}{\dot{m}_{a,2}} = \frac{x_2 - x_3}{x_3 - x_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$



references

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGraw-Hill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, *Lezioni di Termodinamica Applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1998
- ✓ P. Mazzei, R. Vanoli, *Fondamenti di termodinamica*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica degli stati*, Liguori Editore, Napoli, 1984
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per ingegneri, Applicazioni*, Liguori Editore, Napoli, 1996
- ✓ L. Mattarolo, A. Cavallini, *Termodinamica applicata*, SGE Editoriale, Padova, 1983





Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 17
TdC-CONDUZIONE

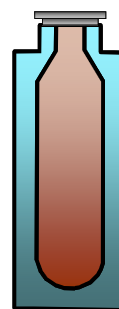
Università Politecnica delle Marche



Dipartimento di Energetica

INTRODUZIONE

- la **TERMODINAMICA** si occupa della quantità di calore scambiata da un sistema nel passaggio da uno stato di equilibrio ad un altro
- attraverso l'analisi termodinamica si determina il calore trasferito in un processo **SENZA INFORMAZIONI SULLA SUA DURATA**
- spesso nei problemi pratici interessa la **RAPIDITÀ CON CUI AVVIENE LO SCAMBIO TERMICO**, piuttosto che la quantità di calore scambiato
- esempio: caffè bollente che si raffredda all'interno di un thermos
- analisi termodinamica valuta la quantità di calore scambiato tra thermos e ambiente
- ciò che interessa di solito, però, è il tempo nel quale, per esempio, il caffè si raffredda da 60 a 50°C
- la **TRASMISSIONE DEL CALORE** risponde a questi problemi





INTRODUZIONE

- ha luogo **TRASMISSIONE DI CALORE** quando, **A CAUSA DEL ΔT TRA DUE SISTEMI**, energia interna fluisce da un sistema all'altro
- la **TRASMISSIONE DI CALORE** è governata dal **PRIMO** e dal **DECONDO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA**
 - **PRIMO PRINCIPIO**: se i due sistemi sono isolati dall'ambiente la diminuzione dell'energia interna dell'uno è pari all'aumento dell'altro
 - **SECONDO PRINCIPIO**: il trasferimento di energia termica avviene spontaneamente dalla temperatura maggiore a quella minore
- la **TERMODINAMICA** riguarda gli **STATI DI EQUILIBRIO** della materia
- sebbene l'analisi termodinamica permetta di calcolare le quantità di energia scambiata da un sistema che passa da uno stato di equilibrio ad un altro
- essa non riconosce che lo **SCAMBIO DI CALORE** è nella sostanza un processo di **NON EQUILIBRIO**
- perché si abbia scambio di calore ci deve essere un **GRADIENTE DI TEMPERATURA** cioè un non-equilibrio termodinamico



INTRODUZIONE

la **TRASMISSIONE DI CALORE** cerca di fare quello che la termodinamica non può fare, per definizione:

- quantificare qual è la **VELOCITA'** con cui viene scambiato il calore

$$\lim_{\Delta\theta \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta\theta} = \dot{Q}$$

$$\left[\text{J} \cdot \text{s}^{-1} \right]$$

$$[\text{W}]$$

\dot{Q} **potenza termica**
flusso termico

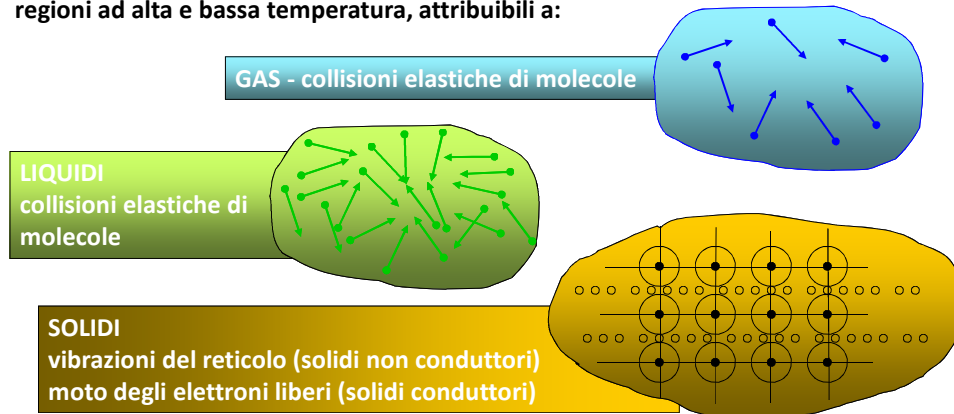
verranno impiegate:

- **LEGGI GENERALI** (caratterizzate dalla applicabilità **INDIPENDENTE** dalla natura del mezzo in esame)
 - legge di conservazione della massa
 - 1° principio della termodinamica
 - 2° principio della termodinamica
- **LEGGI PARTICOLARI** (caratterizzate dalla applicabilità **DIPENDENTE** dalla natura del mezzo in esame)
 - equazioni di stato delle sostanze
 - leggi fondamentali dei diversi meccanismi di scambio termico:
CONDUZIONE, CONVEZIONE, IRRAGGIAMENTO

MECCANISMI DI SCAMBIO TERMICO

CONDUZIONE

- trasferimento di calore in un mezzo o tra più mezzi a contatto fisico, a causa di una non uniforme distribuzione della temperatura nel mezzo o nei mezzi a contatto
- a livello microscopico si tratta di scambi di energia cinetica tra le molecole poste in regioni ad alta e bassa temperatura, attribuibili a:



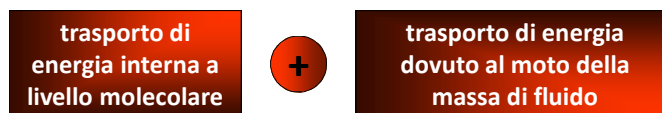
8/2010

4/17

MECCANISMI DI SCAMBIO TERMICO

CONVEZIONE

- nel caso dei fluidi oltre al moto microscopico delle molecole c'è di solito un moto macroscopico di tutta la massa del fluido
- lo scambio termico complessivo è dovuto quindi alla sovrapposizione di:



CONVEZIONE FORZATA

- il moto del fluido è causato da agenti esterni (ventilatori, pompe, agenti atmosferici)

CONVEZIONE NATURALE o LIBERA

- in assenza di agenti esterni si generano nel fluido moti convettivi dovuti a differenze di densità causate da differenze di temperatura

8/2010

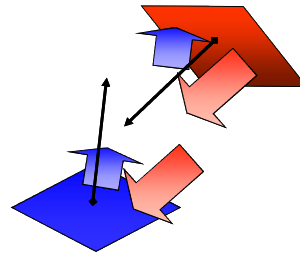
5/17



MECCANISMI DI SCAMBIO TERMICO

IRRAGGIAMENTO

- ogni corpo che si trova a temperatura finita (>0 K) emette energia sotto forma di radiazione elettromagnetica in conseguenza della agitazione atomica alla superficie del corpo
- questa emissione, che non richiede la presenza di un mezzo materiale, tende di per sé a diminuire l'energia interna del corpo convertendola di continuo in radiazione
- l'energia associata a tali onde elettromagnetiche, incidendo su di un altro corpo è parzialmente assorbita e convertita in energia interna che, a seguito di tale effetto, tende ad aumentare
- la mutua interazione, conseguenza del duplice meccanismo emissione-assorbimento, ha come effetto netto il trasferimento di energia interna dal corpo a temperatura maggiore verso quello a temperatura minore



8/2010

6/17

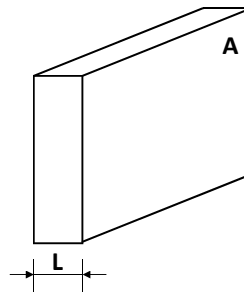


CONDUZIONE

da osservazioni sperimentali condotte

- in **REGIME STAZIONARIO**
- su **LASTRA PIANA** (di geometria tale da garantire un flusso di energia termica **MONODIMENSIONALE**)
- su diversi solidi, tutti **OMOGENEI** ed **ISOTROPI**
- per piccoli ΔT

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{L} \quad [W]$$



legge di FOURIER (1768-1830)

$$k \equiv \lambda$$

8/2010

7/17



CONDUZIONE

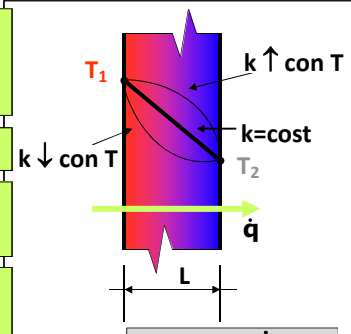
legge di FOURIER

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{L} \quad [W]$$

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = k \cdot \frac{T_1 - T_2}{L} \quad [W \cdot m^{-2}]$$

- A** area della sezione attraversata dal flusso termico misurata normalmente alla sua direzione di propagazione
- L** spessore della lastra
- T** temperatura delle sezioni estreme della lastra
- k** costante dimensionale, detta CONDUCEBILITA' TERMICA del materiale costituente la lastra

$k=k(T,\rho)$ è una proprietà termofisica del mezzo materiale ne definisce l'attitudine a condurre calore



$$k = L \cdot \frac{\dot{Q}}{A \cdot (T_1 - T_2)}$$

$$[k] = \left[m \cdot \frac{W}{m^{-2} \cdot K} \right] = [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

8/2010

8/17

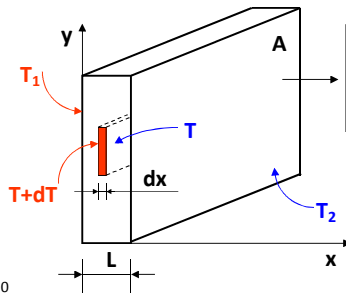
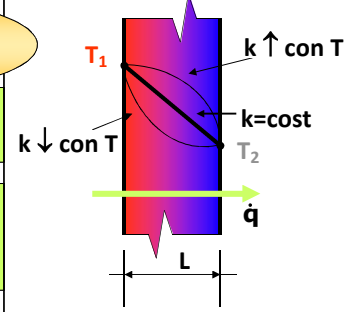


CONDUZIONE

legge di FOURIER

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{L} \quad [W]$$

- mezzo OMOGENEO** la conducibilità termica è identica in ogni punto nel mezzo
- mezzo ISOTROPO** la conducibilità termica in un punto è indipendente dalla generica direzione uscente da quel punto



con riferimento all'asse x, ortogonale alle superfici isoterme, se ci si riferisce ad una lastra di spessore infinitesimo, si ha:

$$\dot{q} = -k \cdot \frac{dT}{dx}$$

il segno NEGATIVO è dovuto al fatto che il verso del flusso termico è opposto al verso positivo del gradiente

8/2010

9/17



CONDUZIONE

- la **CONDUZIONE DI CALORE** è un fenomeno di propagazione dell'energia per contatto diretto delle particelle di un corpo
- il meccanismo che controlla la propagazione è diverso a seconda della struttura fisica del corpo
- indipendentemente dal meccanismo di base, la teoria analitica della conduzione fa riferimento ad un **MEZZO CONTINUO** senza tener conto della sua struttura molecolare
- la conduzione si manifesta solo quando esistono ΔT tra diversi punti di un corpo
- lo studio del fenomeno richiede quindi la conoscenza del **CAMPO DI TEMPERATURA** all'interno del corpo

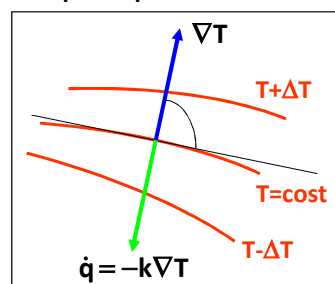
$$T = f(x, y, z, q)$$



CONDUZIONE

- in un mezzo continuo, il luogo dei punti ad ugual temperatura individua, in un dato istante, una **SUPERFICIE ISOTERMA**
- le superfici isoterme non si intersecano in quanto nessun punto può essere simultaneamente a temperature diverse
- l'intersezione di un **PIANO** con una superficie isoterma determina in quel piano l'insieme delle **CURVE ISOTERME**
- il maggior ΔT per unità di lunghezza ha luogo lungo la **NORMALE** all'ISOTERMA ed è il **GRADIENTE** della temperatura

$$\nabla T = \frac{\partial T}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial T}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial T}{\partial z} \vec{k}$$



- il gradiente è un **ETTORE** perpendicolare all'isoterma che passa per il punto considerato, con verso orientato nel senso delle temperature crescenti
- il gradiente di temperatura causa il flusso termico (specifico, cioè riferito all'area unitaria) in un mezzo soggetto a conduzione, da cui

$$\vec{q} = -k\nabla T$$

FORMA GENERALE DELLA LEGGE DI FOURIER



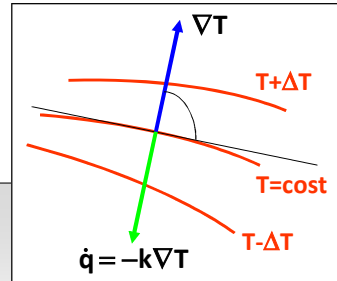
CONDUZIONE

- il modulo del flusso termico è dato da:

$$d\dot{Q} = -k\nabla T \cdot \vec{n}dA = -k \frac{\partial T}{\partial n} dA$$

- la legge di Fourier nelle forme viste è valida per **SOLIDI ISOTROPI**:

l'abilità del materiale a condurre calore dipende dalla posizione nel materiale (**NON OMOGENEO**), ma, per una data posizione, non dipende dalla direzione

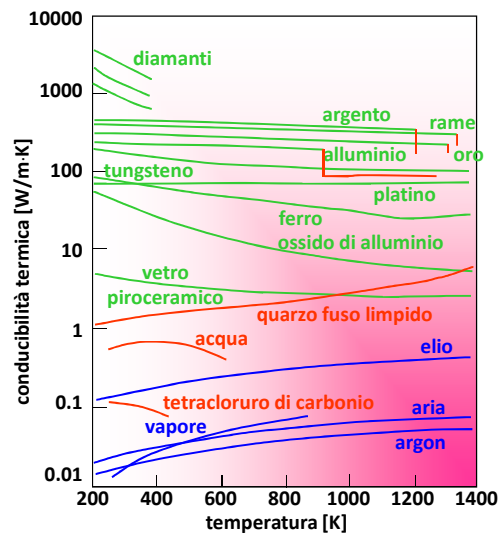


- nel caso di mezzi **ANISOTROPI** il vettore flusso termico non è necessariamente parallelo al gradiente di temperatura e quindi il flusso termico non è normale alle superfici isoterme
- la conducibilità termica dei mezzi anisotropi (es. strutture fibrose come il legno) manifesta variazioni direzionali



CONDUZIONE

- la conducibilità (o **CONDUTTIVITA'**) termica è una proprietà delle sostanze e in generale dipende anche dalla pressione e, soprattutto, dalla temperatura
- la conducibilità termica è di solito determinata per via sperimentale secondo diversi metodi, molti dei quali sono basati sulla misura del flusso termico e del gradiente di temperatura





CONDUZIONE

CAPACITA' TERMICA

capacità di accumulo termico di un materiale

$$c \left[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \right]$$

per unità di massa

$$\rho c \left[\text{J} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1} \right]$$

per unità di volume

DIFFUSIVITA' TERMICA

calore trasmesso per conduzione
calore immagazzinato

$$a = \frac{k}{\rho c}$$

la diffusività termica è una proprietà del mezzo che caratterizza la velocità di propagazione del flusso termico conduttivo a causa di variazioni della T nel tempo

$$[a] = \left[\text{m} \cdot \text{s}^{-2} \right]$$

quanto più (a) è grande tanto più breve è il tempo perché l'effetto di propagazione del calore penetri nel mezzo



CONDUZIONE IN REGIME STAZIONARIO

- IPOTESI di lavoro comuni nella trattazione

SOLIDO ISOTROPO ED OMOGENEO

$$k = \text{cost}$$

REGIME STAZIONARIO

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = 0$$

FLUSSO MONODIMENSIONALE

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

SIMMETRIA PIANA

- SENZA GENERAZIONE DI CALORE

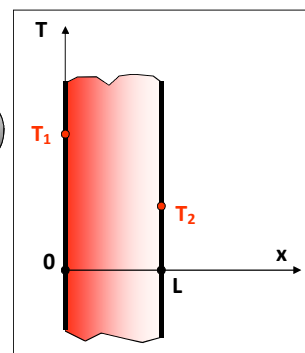
potenza termica entrante

potenza termica uscente

= potenza termica accumulata

in regime stazionario non ci può essere accumulo perché questo comporterebbe variazione dei parametri nel tempo

$$\dot{Q}_e - \dot{Q}_u = \frac{\partial E}{\partial \theta} = 0$$



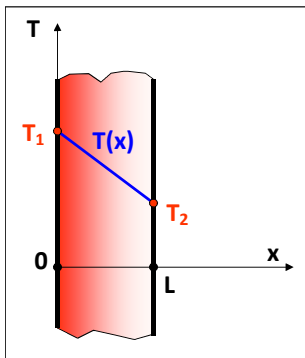


CONDUZIONE IN REGIME STAZIONARIO

- la potenza termica scambiata si può ottenere integrando l'equazione di Fourier

$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx}$$

$$\int_0^L \dot{Q} \cdot dx = - \int_{T_1}^{T_2} k \cdot A \cdot dT$$



$$\dot{Q} \cdot L = -k \cdot A \cdot (T_2 - T_1)$$

$$\dot{Q} = \frac{k \cdot A \cdot (T_1 - T_2)}{L}$$

che si può anche scrivere:

essendo costanti:

- l'area frontale della lastra, A,
- la conducibilità termica, k, e
- la differenza di temperatura, ΔT ,

sarà costante anche la **potenza termica trasmessa**

$$\dot{Q} = C(T_1 - T_2) = \frac{(T_1 - T_2)}{R}$$

avendo posto:

CONDUTTANZA conduttiva
[W·K⁻¹]

$$C = \frac{k \cdot A}{L}$$

RESISTENZA conduttiva
[K·W⁻¹]

$$R = \frac{L}{k \cdot A}$$

8/2010

16/17



CONDUZIONE IN REGIME STAZIONARIO

CONDUTTANZA conduttiva
[W·K⁻¹]

$$C = \frac{k \cdot A}{L}$$

RESISTENZA conduttiva
[K·W⁻¹]

$$R = \frac{L}{k \cdot A}$$

- è immediato notare l'analogia con la LEGGE DI OHM

$$\dot{Q} = \frac{(T_1 - T_2)}{R}$$

$$I = \frac{(V_1 - V_2)}{R_{el}}$$

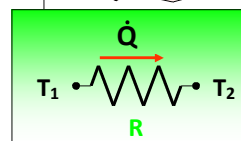
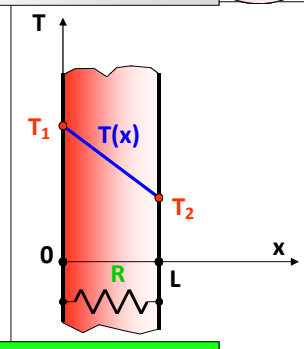
- allo stesso modo è immediato estendere l'ANALOGIA ELETTRICA ai casi in cui le RESISTENZE termiche siano più di una e siano disposte tra di loro in SERIE o in PARALLELO

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{\sum_i R_i}$$

con resistenze in SERIE

$$\dot{Q} = \Delta T \cdot \sum_i C_i$$

con resistenze in PARALLELO



8/2012

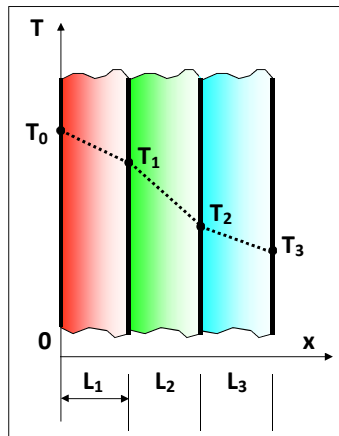
17/17



CONDUZIONE IN REGIME STAZIONARIO

RESISTENZE IN SERIE

- il caso tipico di più resistenze in serie è costituito dalla lastra piana indefinita multistrato



$$\dot{Q}_1 = k_1 A \frac{(T_0 - T_1)}{L_1} \quad (T_0 - T_1) = \dot{Q}_1 \frac{L_1}{k_1 A}$$

$$\dot{Q}_2 = k_2 A \frac{(T_1 - T_2)}{L_2} \quad (T_1 - T_2) = \dot{Q}_2 \frac{L_2}{k_2 A}$$

$$\dot{Q}_3 = k_3 A \frac{(T_2 - T_3)}{L_2} \quad (T_2 - T_3) = \dot{Q}_3 \frac{L_3}{k_3 A}$$

- tenendo conto che in regime stazionario il calore che attraversa ciascuno strato è lo stesso

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dot{Q}_3 = \dot{Q}$$

- altrimenti si avrebbe accumulo di energia, e
- sommando membro a membro si ottiene:

8/2010

18/17



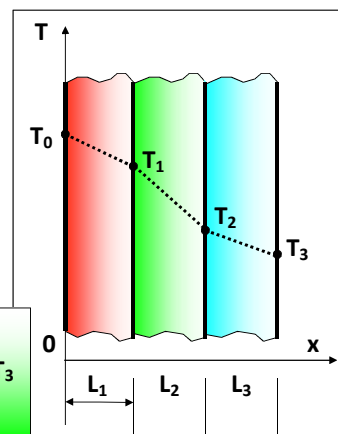
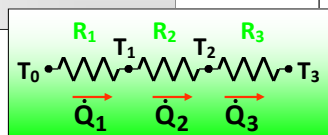
CONDUZIONE IN REGIME STAZIONARIO

RESISTENZE IN SERIE

- considerando che $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dot{Q}_3 = \dot{Q}$ e sommando membro a membro si ottiene:

$$(T_0 - T_1) = \dot{Q} \left(\frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L_2}{k_2 A} + \frac{L_3}{k_3 A} \right)$$

$$\dot{Q} = \frac{(T_0 - T_3)}{\left(\frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L_2}{k_2 A} + \frac{L_3}{k_3 A} \right)} = \frac{(T_0 - T_3)}{R_1 + R_2 + R_3}$$



all'interfaccia tra due lastre, per la continuità del flusso, è:

$$-k_1 \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x=L_1^-} = -k_2 \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x=L_1^+}$$

i gradienti sono correlati alla conducibilità: dovendo essere il prodotto costante, se la conducibilità aumenta, il gradiente sarà minore

8/2012

19/17

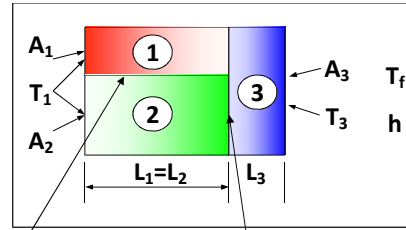


CONDUZIONE IN REGIME STAZIONARIO

RESISTENZE IN SERIE-PARALLELO

$$\dot{Q} = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{12}}$$

$$\frac{1}{R_{12}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \rightarrow R_{12} = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_2 + R_1}$$

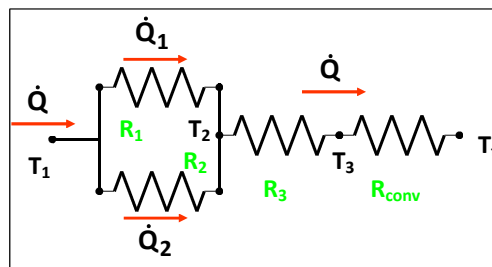


piano adiabatico

piano isoterma

$$\dot{Q} = \frac{(T_1 - T_f)}{R_{tot}}$$

$$R_{tot} = R_{12} + R_3 + R_{conv}$$



8/2012

20/17



CONDUZIONE IN REGIME STAZIONARIO

- IPOTESI di lavoro comuni nella trattazione

SOLIDO ISOTROPO ED OMOGENEO

$$k = \text{cost}$$

REGIME STAZIONARIO

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = 0$$

FLUSSO MONODIMENSIONALE

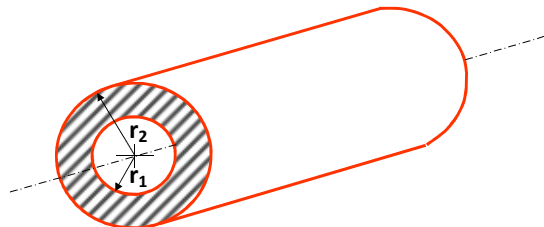
$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

SIMMETRIA CILINDRICA

- SENZA GENERAZIONE DI CALORE

- è comune nella tecnica il caso in cui un fluido scorra all'interno di un condotto e un altro fluido scorra all'esterno del condotto
- se i due fluidi sono a temperatura diversa c'è scambio di potenza termica

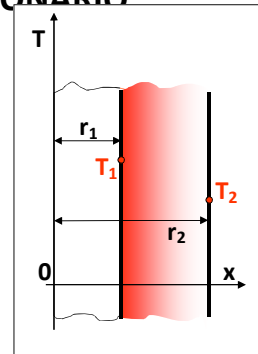
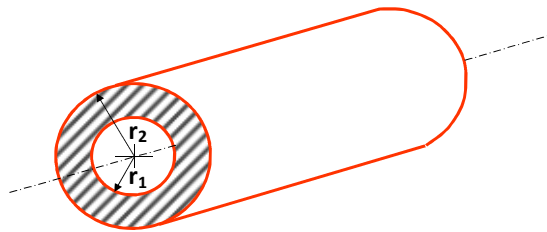


8/2010

21/17



CONDUZIONE IN REGIME STAZIONARIO



SIMMETRIA CILINDRICA

- SENZA GENERAZIONE DI CALORE
- si consideri un cilindro cavo la cui lunghezza tenda a ∞ con superficie estreme isoterme
- in condizioni stazionarie in ciascun punto del tubo non vi sono variazioni di temperatura nel tempo e perciò

$\dot{Q} = \text{cost}$

$$\dot{Q} = -k \cdot A(r) \cdot \frac{dT(r)}{r} \quad [W]$$

$A=2\pi rL=A(r)$ e quindi varia nella direzione del flusso termico



CONDUZIONE IN REGIME STAZIONARIO

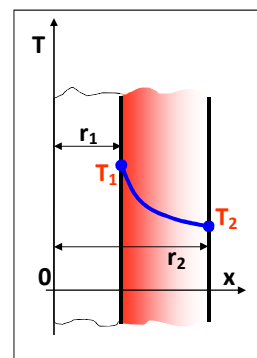
$$\dot{Q} = -k \cdot A(r) \cdot \frac{dT(r)}{r} \quad [W]$$

$A=2\pi rL=A(r)$ e quindi varia nella direzione del flusso termico

$$\int_{r_1}^{r_2} \frac{\dot{Q}}{A} dr = - \int_{T_1}^{T_2} k \cdot dT$$

$$\dot{Q} = 2\pi k L \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{2\pi k L} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}}$$



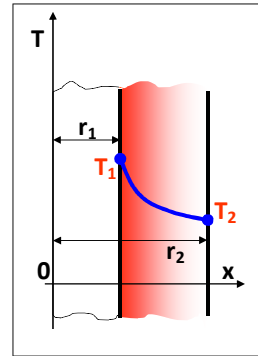
RESISTENZA TERMICA
 $R_{\text{cond}} [K \cdot W^{-1}]$



CONDUZIONE IN REGIME STAZIONARIO

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{2\pi k L} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}}$$

RESISTENZA TERMICA
 $R_{cond} [K \cdot W^{-1}]$



• è possibile porre la RESISTENZA in una forma diversa

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k} = \frac{L}{kA} = \frac{r_2 - r_1}{k \cdot (2\pi r_m L)}$$

stessa forma della lastra piana

$$r_m = \frac{r_2 - r_1}{\ln(r_2/r_1)} \quad R = \frac{r_2 - r_1}{k \cdot \bar{A}} \quad \bar{A} = 2\pi r_m L \quad r_m \text{ è la media logaritmica dei due raggi estremi}$$



CONDUZIONE IN REGIME STAZIONARIO

• IPOTESI di lavoro comuni nella trattazione

SOLIDO ISOTROPO ED OMOGENEO $k = \text{cost}$

REGIME STAZIONARIO

FLUSSO MONODIMENSIONALE

SIMMETRIA SFERICA

• SENZA GENERAZIONE DI CALORE

$$\dot{Q} = -kA(r) \frac{dT(r)}{dr} [W]$$

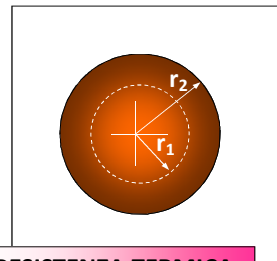
$$A = 4\pi r^2$$

$$\int_{r_1}^{r_2} \frac{\dot{Q}}{A} dr = - \int_{T_1}^{T_2} k \cdot dT$$

$$\dot{Q} = 4\pi k \frac{T_1 - T_2}{-\frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_1}}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{4\pi k} \cdot \frac{r_2 - r_1}{r_1 \cdot r_2}}$$

RESISTENZA TERMICA,
 $R_{cond} [K \cdot W^{-1}]$



FATTORE DI FORMA PER CONDUZIONE

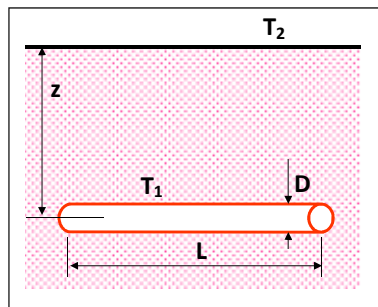
- particolari problemi con geometria bi-dimensionale e tri-dimensionale possono essere risolti in maniera semplice
- se
 - si è in regime stazionario
 - esistono due superfici mantenute a temperatura costante T_1 e T_2
 - lo scambio termico tra le due superfici è solo di tipo conduttivo

allora:

$$\dot{Q} = S \cdot k \cdot (T_1 - T_2)$$

 S [m]

è il FATTORE DI FORMA PER CONDUZIONE e dipende unicamente dalla GEOMETRIA del sistema



- esempio:
cilindro isoterma di lunghezza L
interrato in un mezzo semi-infinito
($L \gg D$ e $z > 1.5D$)

$$S = \frac{2\pi L}{\ln\left(\frac{4z}{D}\right)}$$

8/2010

26/17

riferimenti

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGrawHill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, G. Cortella, *Fondamenti di trasmissione del calore*, SGE Editoriale, Padova, 2001
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, V. Naso, R. Vanoli, *Fondamenti di trasmissione del calore*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ G. Guglielmini, C. Pisoni, *Introduzione alla trasmissione del calore*, CEA, Roma, 2002

2/2011

27/17



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 18
TdC-CONVEZIONE

Università Politecnica delle Marche



Dipartimento di Energetica

CONVEZIONE

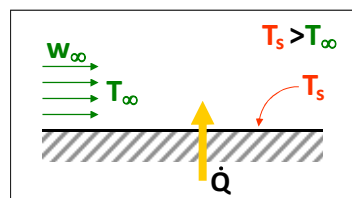
- nel caso dei fluidi oltre al moto microscopico delle molecole (causa della CONDUZIONE) c'è di solito un moto macroscopico di tutta la massa del fluido
- lo scambio termico complessivo è dovuto quindi alla sovrapposizione di:

trasporto di energia interna a livello molecolare



trasporto di energia dovuto al moto della massa di fluido

- un fluido scorre lungo una superficie solida avente temperatura differente
- il ΔT causa un flusso termico, valutabile con la LEGGE DI NEWTON:



$$\dot{Q} = h_c \cdot A \cdot (T_s - T_\infty)$$
$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = h_c \cdot (T_s - T_\infty)$$

h_c → CONDUZZANZA UNITARIA PER CONVEZIONE, o COEFFICIENTE UNITARIO DI SCAMBIO TERMICO CONVETTIVO

$$h_c \equiv \alpha$$

12/2010

1/18

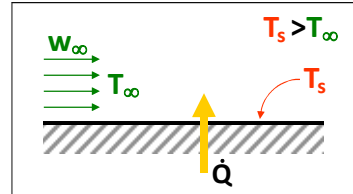


CONVEZIONE

- LEGGE DI NEWTON

$$\dot{Q} = h_c \cdot A \cdot (T_s - T_\infty)$$

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = h_c \cdot (T_s - T_\infty)$$



- COEFFICIENTE UNITARIO DI SCAMBIO TERMICO CONVETTIVO

$$h_c = \frac{\dot{Q}}{A \cdot (T_s - T_\infty)} \quad [h_c] = \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] = [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

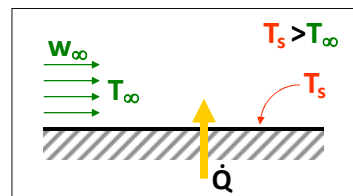
- l'esperienza mostra che h_c è legato in modo anche complesso a numerose variabili:

- ✓ le proprietà termofisiche del fluido (viscosità dinamica, conducibilità termica, densità, calore specifico)
- ✓ il campo di moto
- ✓ la geometria e la rugosità della superficie



CONVEZIONE

- quando un fluido scorre su una superficie solida lo strato di fluido a contatto con la superficie aderisce ad essa
- la trasmissione del calore dalla superficie solida allo strato di fluido ad essa adiacente avviene per conduzione pura



$$\dot{q}_{conv} = \dot{q}_{cond} = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad h_c = \frac{\dot{q}_{conv}}{(T_s - T_\infty)} = \frac{-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}}{(T_s - T_\infty)}$$

- il flusso termico convettivo da una superficie solida a un fluido è quindi pari al flusso termico conduttivo dalla superficie solida allo strato fluido adiacente ad essa
- questo bilancio permette di calcolare il valore di h_c , nota la distribuzione di temperatura nel fluido

il coefficiente di convezione varia da punto a punto per cui faremo riferimento al coefficiente di convezione MEDIO determinato mediando opportunamente, sull'intera superficie di scambio, i coefficienti di convezione LOCALI

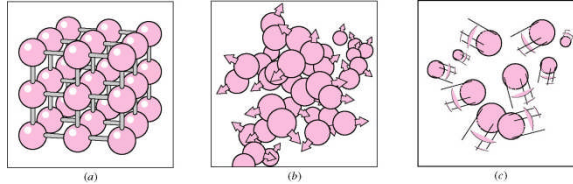
$$h_c = \bar{h}_c$$



CENNI DI MECCANICA DEI FLUIDI

FASI DI UNA SOSTANZA PURA

- le sostanze pure possono esistere in differenti fasi: a temperatura e pressione ambiente l'acqua è **liquida** (b), l'aria è un **aeriforme** (c), l'alluminio è un **solido** (a)



- ogni fase è caratterizzata da una sua struttura molecolare omogenea
- se nel sistema sono presenti più fasi, queste sono separate da ben identificabili superfici di confine
- acqua (liquida) e ghiaccio costituiscono una sostanza pura bifasica (fasi solida e liquida): anche se la p e la T sono uniformi, nel passare da una fase all'altra, le proprietà specifiche (volume specifico, energia interna specifica, calore specifico...) variano con **DISCONTINUITÀ**

2/2011

4/18



CENNI DI MECCANICA DEI FLUIDI

- la distinzione tra un solido e un fluido può essere fatta in base alla capacità di un fluido di resistere ad uno **sforzo di taglio (o tangenziale)** che tende a cambiare la sua forma

sforzo = forza per unità di area

sforzo normale

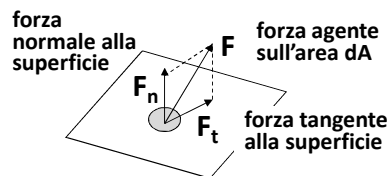
$$\sigma = \frac{F_n}{dA}$$

componente normale della forza per unità di area

sforzo tangenziale

$$\tau = \frac{F_t}{dA}$$

componente tangenziale della forza per unità di area



- in un fluido in quiete lo sforzo normale è detto **pressione**

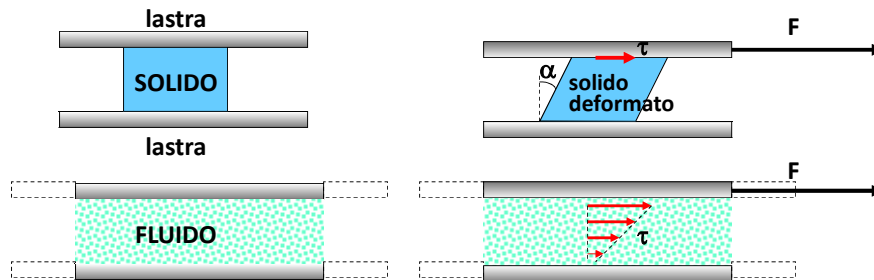
2/2011

5/18



CENNI DI MECCANICA DEI FLUIDI

- un solido può resistere ad uno sforzo di taglio deformandosi: tra sforzo e deformazione esiste una relazione di proporzionalità
- al contrario un fluido si deforma continuamente sotto l'azione di uno sforzo di taglio, comunque piccolo questo sia



sebbene solidi e fluidi siano facilmente distinguibili nella maggior parte dei casi, ci sono materiali che in alcuni casi si comportano come solidi (resistono a sforzi di taglio per brevi periodi) in altri come fluidi: asfalto, plastiche, piombo ecc.



CENNI DI MECCANICA DEI FLUIDI – DENSITA'

la densità è definita come la massa per unità di volume $\rho = \frac{m}{V} \left[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3} \right]$

il reciproco della densità, ovvero il volume per unità di massa è il volume specifico $v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \left[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \right]$

la densità relativa, o gravità specifica, è il rapporto tra la densità di una sostanza e la densità di una sostanza di riferimento ad una determinata temperatura $SG = \frac{\rho}{\rho_{rif}}$

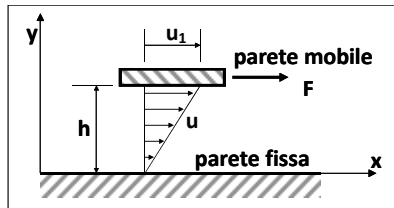
di solito la sostanza di riferimento è l'acqua a 4°C: $\rho_{H_2O} = 1000 \left[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3} \right]$

per cui $SG = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}}$



CENNI DI FLUIDODINAMICA – VISCOSITA'

- i fluidi in moto sono soggetti, oltre che alle forze di pressione, gravità ed inerzia, anche a forze di tipo **VISCOSE**
- le forze viscosose sono azioni tangenziali (forze che giacciono sullo stesso piano in cui agiscono) che si sviluppano quando un fluido ha una velocità relativa rispetto alle pareti



- in queste condizioni la parete risente di una forza di attrito nel senso del moto, mentre il fluido risente di una forza uguale e contraria
- sulla parete il fluido ha la stessa velocità della parete stessa (condizione di non slittamento)

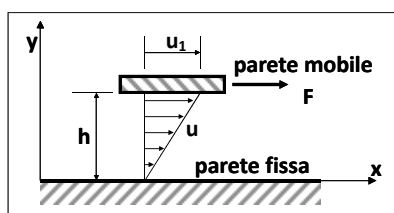
- gli sforzi tangenziali si trasmettono a tutto il fluido creando un profilo di velocità:
- l'intensità delle forze di attrito dipende
 - ✓ dai moti relativi entro il fluido
 - ✓ da una proprietà fisica caratteristica, che esprime l'attitudine intrinseca del fluido a produrre azioni di attrito interno, la:

$$\vec{u} = u(\vec{n})$$

VISCOSITA' DINAMICA



VISCOSITA'



- F → forza di trascinamento (uguale e contraria alla forza di attrito)

$$\text{sforzo di taglio} = \frac{\text{forza di attrito}}{\text{superficie della parete}}$$

- l'esperienza mostra che, per una classe vastissima di fluidi (**FLUIDI NEWTONIANI**), lo sforzo di taglio è proporzionale al gradiente di velocità
- la costante di proporzionalità prende il nome di **VISCOSITA' DINAMICA, μ**

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y}$$

$$\mu = \tau \cdot \frac{\partial y}{\partial u}$$

$$[\mu] = \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \cdot \left[\frac{\text{m}}{\text{m} \cdot \text{s}^{-1}} \right] = [\text{Pa} \cdot \text{s}]$$

$$[\mu] = \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \cdot \left[\frac{\text{m}}{\text{m} \cdot \text{s}^{-1}} \right] = \left[\text{kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{1}{\text{m}^2} \right] \cdot [\text{s}] = [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}]$$



VISCOSITA'

- nei **LIQUIDI** μ è indipendente dalla pressione e aumenta al diminuire di T
- nei **GAS** μ è indipendente dalla pressione (almeno in prima approssimazione) e aumenta con T
- queste considerazioni non valgono per i **FLUIDI NON-NEWTONIANI** (fluidi pastosi, polimeri complessi)

	μ [Pa·s] @20°C
glicerina	1.49
olio lubrificante	0.800
alcol etilico	0.00120
acqua	0.00106
R12	0.000262
aria	0.0000182

• VISCOSITA' CINEMATICA, ν

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$[\nu] = \left[\frac{\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}}{\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}} \right] = [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$$



VISCOSITA'

- la determinazione dello sforzo di taglio superficiale τ è complicato perché richiede la conoscenza del profilo della velocità
- nel caso di flussi esterni si usa allora correlare τ alla velocità della corrente libera

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y}$$

$$\tau = C_f \cdot \frac{\rho \cdot u_\infty^2}{2} \quad [\text{N} \cdot \text{m}^{-2}]$$

- C_f è il COEFFICIENTE DI ATTRITO, e il suo valore viene determinato sperimentalmente

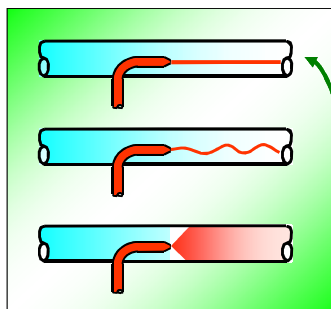
- la forza di attrito o di trascinamento sull'intera superficie è data da:

$$F_T = C_f \cdot A \cdot \frac{\rho \cdot u_\infty^2}{2} \quad [\text{N}]$$

- il C_f è correlato alla potenza della pompa o ventilatore responsabili del moto del fluido

REGIMI DI MOTO

- il fumo di sigaretta sale secondo un pennacchio ordinato per i primi centimetri, per poi iniziare una casuale fluttuazione in tutte le direzioni
- L'ESPERIENZA DI REYNOLDS chiarisce il concetto:



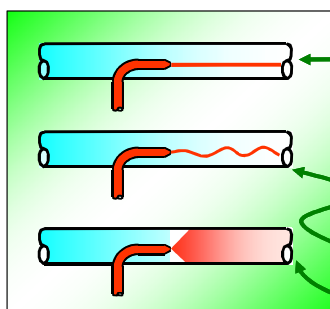
- inchiostro colorato dello stesso peso specifico dell'acqua è iniettato nella sezione di ingresso del condotto
- per piccole velocità il campo di moto è puramente assiale: la velocità è, in ciascuna sezione, costante su superfici cilindriche coassiali
- si ipotizza che il moto relativo tra fluido e parete sia tale che non vi sia scorrimento, che avvenga per lamine

FLUSSO LAMINARE

12/2010

12/18

REGIMI DI MOTO



FLUSSO LAMINARE

- all'aumentare della portata si raggiunge un regime di moto nel quale si attenua la regolarità del campo di velocità
- il filo colorato di inchiostro inizia a mescolarsi con l'acqua e la sua traccia, precedentemente ben definita, inizia a sfilacciarsi

REGIME DI TRANSIZIONE

FLUSSO TURBOLENTO

- aumentando ulteriormente la portata si determina, nelle sezioni finali del condotto, la completa dispersione della traccia di inchiostro che tende a colorare uniformemente l'acqua
- al moto assiale è ora sovrapposto un campo di rapide fluttuazioni radiali che determinano il mescolamento

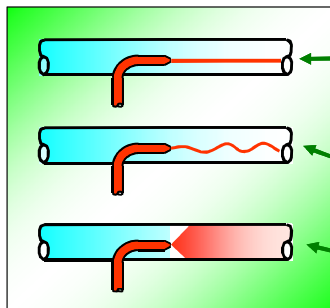


12/2010

18



REGIMI DI MOTO



FLUSSO LAMINARE

- in regime stazionario proprietà quali la velocità, la pressione e la temperatura hanno valori in un punto che non mutano con il tempo

REGIME DI TRANSIZIONE

FLUSSO TURBOLENTO

- il caotico rimescolamento prodotto da componenti di velocità trasversali provoca la continua variazione nel tempo dei valori delle proprietà in un punto



CONVEZIONE NATURALE E FORZATA

CONVEZIONE FORZATA

- il moto del fluido è causato da agenti esterni (ventilatori, pompe, agenti atmosferici)

CONVEZIONE NATURALE o LIBERA

- il moto, che avviene in un campo gravitazionale, è soltanto causato da forze di galleggiamento dovute a gradienti di densità, a loro volta indotti da un campo di temperatura non uniforme

$$\dot{Q} = h_c \cdot A \cdot (T_s - T_\infty)$$

	h_c [W m ⁻² K ⁻¹]	
convezione naturale	1 ÷ 10 10 ² ÷ 10 ³	aeriformi liquidi non met.
convezione forzata	10 ÷ 10 ³ 5 · 10 ² 10 ³ ÷ 10 ⁴ 5 · 10 ³ ÷ 10 ⁴	aeriformi liquidi viscosi liquidi non met. metalli liquidi
cambiamento di fase	10 ⁴	



IL PROBLEMA DELLA CONVEZIONE

- l'analisi della trasmissione del calore per **CONVEZIONE** è, rispetto a quella condotta per la **CONDUZIONE**, resa più complessa dal ruolo primario che il moto del fluido gioca nella valutazione della potenza termica trasferita
- per la complessità di uno studio organico la trattazione sarà sintetica e qualitativa, avente come scopo principale quello di fornire uno strumento per il calcolo di h_c
- si adotterà un approccio deduttivo, introducendo per i casi particolari considerazioni che potranno poi essere generalizzate

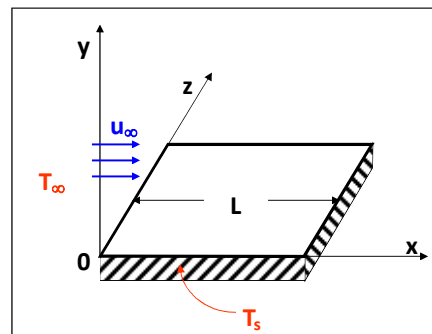
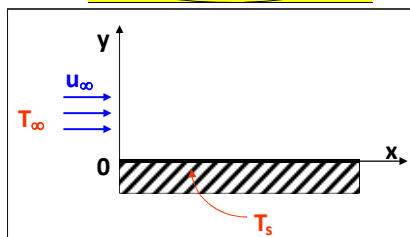
$$\dot{Q} = h_c \cdot A \cdot (T_s - T_\infty)$$



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

- si consideri la semplice geometria della **LASTRA PIANA**
- la lastra è investita da un flusso ad essa parallelo
- ipotesi: campi bidimensionali: il moto si ripete identicamente lungo z

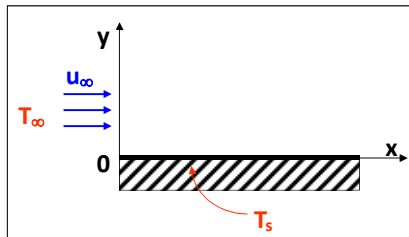
$$\dot{Q} = h_c \cdot A \cdot (T_s - T_\infty)$$



- h_c indica il valore medio della conduttanza convettiva unitaria, che dipende da:
 - ✓ proprietà termofisiche del fluido
 - ✓ velocità del fluido, u_∞
 - ✓ geometria dell'interfaccia solido-liquido, L



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO



✓ proprietà termofisiche del fluido

• DENSITÀ

$$\rho \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$$

• CALORE SPECIFICO, capacità termica specifica

$$c_p \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

• CONDUCEBILITÀ TERMICA

$$k \text{ [W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

k mette in conto l'attitudine del fluido al trasporto di potenza termica per conduzione

• VISCOSITÀ DINAMICA

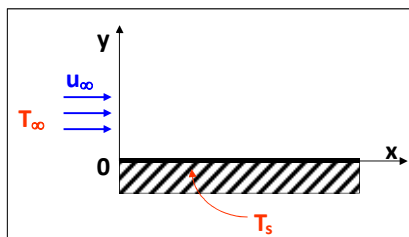
$$\mu \text{ [Pa} \cdot \text{s]}$$

μ è la proprietà del mezzo che lega linearmente sforzo tangenziale e gradiente di velocità

i valori delle proprietà termofisiche delle sostanze maggiormente impiegate nella tecnica sono tabellati, usualmente a pressione atmosferica, nei manuali



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO



la relazione

$$h_c = f(L, u_\infty, \rho, c, k, \mu)$$

può essere messa in forma ADIMENSIONALE

$$Nu = f(Re, Pr)$$

• numero di NUSSELT

$$Nu = \frac{h_c \cdot L}{k}$$

adimensionalizza **h_c**

• numero di REYNOLDS

$$Re = \frac{u_\infty \cdot \rho \cdot L}{\mu} = \frac{u_\infty \cdot L}{\nu}$$

adimensionalizza **u_∞**

• numero di PRANDTL

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} = \frac{\mu / \rho}{k / \rho c_p} = \frac{\nu}{a}$$

può essere visto come una proprietà del fluido

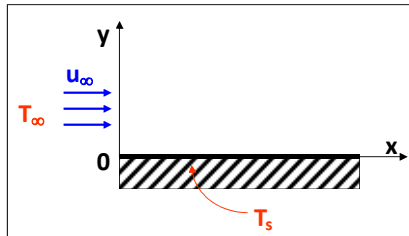
(è un prodotto di sole proprietà) e come tale è tabellato nei manuali

$$a = \frac{k}{\rho \cdot c_p} \text{ [m}^2 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

diffusività termica



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO



Nu può essere correlato al campo di temperatura:

$$\dot{q}(x) = h(x)(T_s - T_\infty) = -k \frac{\partial T(x, y)}{\partial y} \Big|_{y=0}$$

$$h(x) = -k \frac{[\partial T / \partial y]_{y=0}}{(T_s - T_\infty)}$$

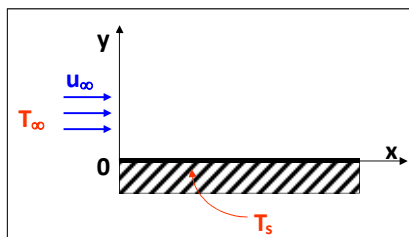
$$Nu_x = \frac{h_x L}{k} = - \frac{[\partial T / \partial y]_{y=0}}{(T_s - T_\infty) / L}$$

teorema della media

$$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_x(x) dx$$



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO



$$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_x(x) dx$$

• quanto maggiore è il gradiente di temperatura all'interfaccia, tanto maggiori sono h_x e Nu_x

- per conoscere Nu all'ascissa x occorre conoscere il campo di temperatura, che permette di valutare il numeratore, e poi riportare il numeratore al ΔT di riferimento $(T_s - T_\infty) / L$
- secondo il nostro approccio semplificato, invece, Nu verrà calcolato come relazione empirica o semiempirica in funzione di Re e Pr

$$h_c = f(L, u_\infty, \rho, c, k, \mu)$$

$$Nu = f(Re, Pr)$$

il vantaggio di passare a correlazioni tra gruppi adimensionali è evidente: i dati sperimentali sono correlati in funzione di 3 variabili invece delle originarie 7, semplificando enormemente la loro presentazione nonché la pianificazione ed esecuzione degli esperimenti



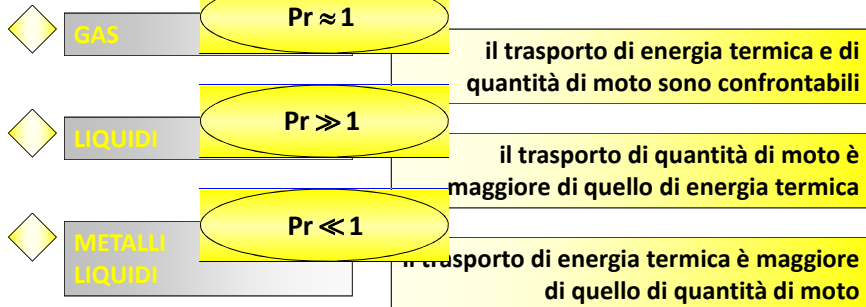
CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

• significato fisico di Pr

la viscosità cinematica esprime come si diffonde a livello molecolare la quantità di moto

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} = \frac{\nu}{a} = \frac{\text{diffusività molecolare della quantità di moto}}{\text{diffusività molecolare termica}}$$

a è la caratteristica del fluido a far diffondere la potenza termica per conduzione all'interno del sistema



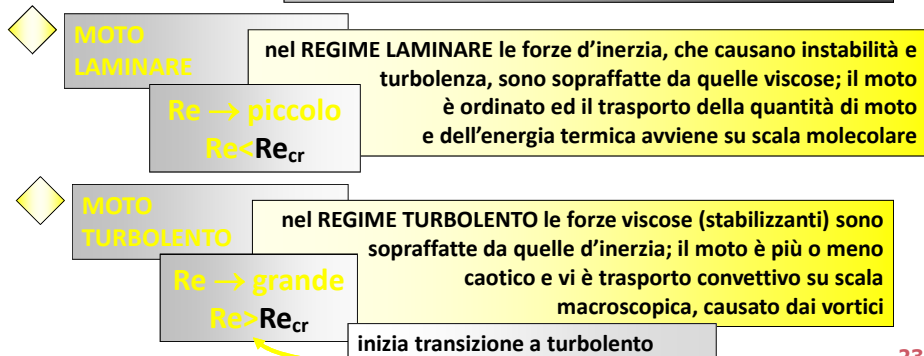
CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

• significato fisico di Re

la densità richiama la presenza delle forze d'inerzia

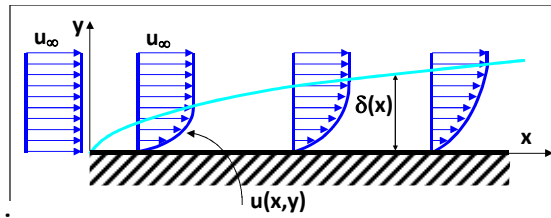
$$Re = \frac{u_\infty \cdot \rho \cdot L}{\mu} = \frac{\text{forze d'inerzia}}{\text{forze viscosse}}$$

la viscosità richiama la presenza delle forze viscosse



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

- il flusso che investe la lastra viene deformato nel suo profilo di velocità perché il fluido investendo la lastra risente della sua presenza e viene rallentato



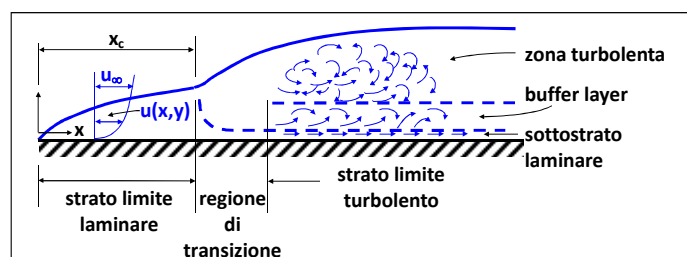
- il fluido è separato in due regioni:
 - ✓ una zona esterna, in cui il flusso si può ritenere indisturbato ($u > 0.99u_{\infty}$)
 - ✓ una regione in cui il rallentamento prodotto dalla lastra è ben presente (**STRATO LIMITE della velocità**)
- con δ , valutato ascissa per ascissa, si indica lo spessore dello strato limite di velocità:
 - ✓ il profilo della velocità si modifica man mano che x cresce, secondo leggi che è possibile determinare
 - ✓ all'interno dello strato limite la presenza della lastra è avvertita dal fluido in modo che il profilo originario di velocità viene deformato man mano che si procede

12/2010

24/18

CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

- lo STRATO LIMITE DELLA VELOCITÀ assume aspetti diversi



- in una parte iniziale il campo di moto all'interno dello strato limite è molto ordinato e caratterizzato da vettori di velocità sostanzialmente paralleli, **STRATO LIMITE LAMINARE**
 - ✓ lo strato limite laminare è dovuto all'energico rallentamento causato dalla presenza della lastra che produce sforzi viscosi notevolissimi, che hanno il predominio sulle forze d'inerzia
 - ✓ questo regime di moto ben ordinato prosegue fino al valore critico della x , x_c

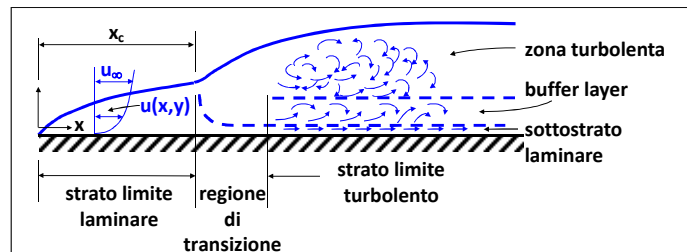
12/2010

25/18



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

- dopo x_c le forze d'inerzia prendono il sopravvento e, superata una zona detta di **TRANSIZIONE**, si perviene al regime di moto



completamente turbolento, **STRATO LIMITE TURBOLENTO**

- lo strato limite in questa regione può essere visto come somma di tre sottostrati:
 - ✓ uno strato sottilissimo, aderente alla lastra, in cui la presenza della stessa determina un rallentamento molto energico della corrente di fluido, e quindi un regime laminare (**SOTTOSTRATO LAMINARE**)
 - ✓ una specie di cuscinetto di fluido che separa i due regimi di moto (**BUFFER LAYER**)
 - ✓ il **SOTTOSTRATO TURBOLENTO**, in cui sono presenti vortici che, causando cospicui mescolamenti, appiattiscono il profilo della velocità, che in questa zona è sostanzialmente uniforme



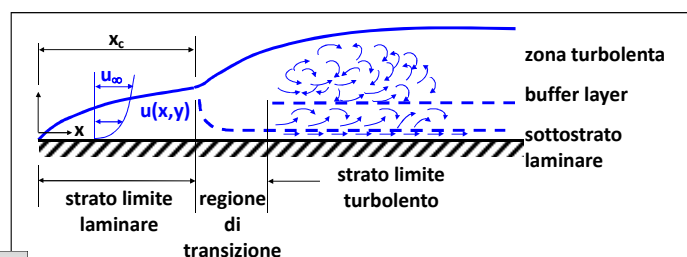
CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

- definendo come

$$Re_{x} = \frac{u_{\infty} \cdot \rho \cdot x}{\mu}$$

- la transizione a turbolento inizia per:

$$Re_x \approx 3.5 \cdot 10^5$$

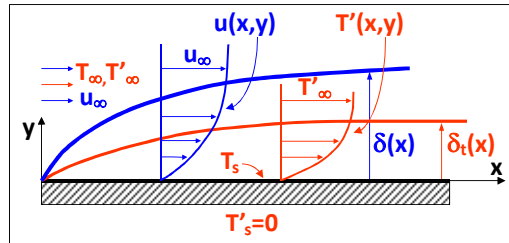


- se la lunghezza della lastra è tale che il Re_x raggiunge e supera significativamente il valore limite di $3.5 \cdot 10^5$ si avrà la transizione a moto turbolento (si avrà quindi prima il regime laminare e successivamente il regime turbolento)
- se la lastra non è sufficientemente lunga da raggiungere il valore critico di Re si avrà solamente il regime laminare, non seguito da regime turbolento



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

- analogamente allo strato limite della velocità è definibile lo **STRATO LIMITE TERMICO** con cui si vuole identificare la zona del fluido che risente del fatto che la lastra è a una temperatura diversa da quella del fluido indisturbato



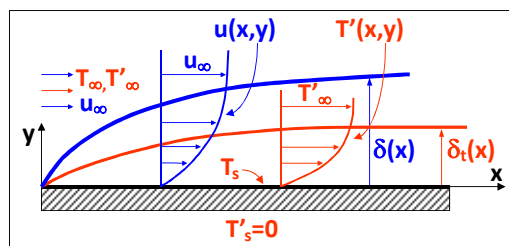
$$T'(x,y) = \frac{T(x,y) - T_s}{T_\infty - T_s}$$

- con δ_t , valutato ascissa per ascissa, si indica lo spessore dello STRATO LIMITE TERMICO:
- al di fuori dello strato limite termico è $T'(x,y) > 0.99$ ed il flusso è praticamente isoterma
- all'interno dello strato limite termico il profilo della temperatura ha gradienti significativi



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

δ_t/δ
è dello stesso ordine di
grandezza di
 $Pr^{-0.5}$

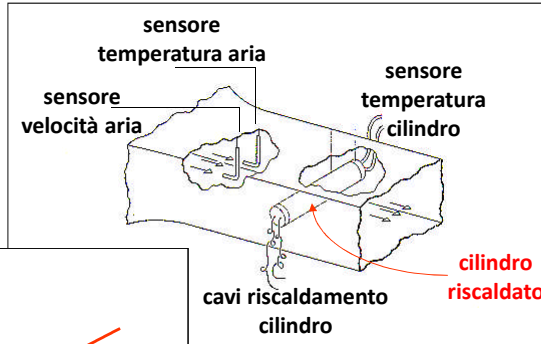


◇	metalli liquidi	$Pr \ll 1$	$\frac{\delta_t}{\delta} \gg 1$
◇	gas	$Pr \approx 1$	$\frac{\delta_t}{\delta} < 1$
◇	olii	$Pr \gg 1$	$\frac{\delta_t}{\delta} \ll 1$

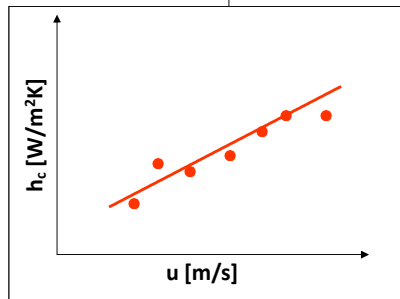


CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

- esempio di correlazione dei dati sperimentali per lo studio della convezione
- convezione forzata all'esterno di un cilindro riscaldato, disposto trasversalmente al flusso d'aria



- se si immagina di fare una serie di misure i risultati potrebbero essere rappresentati su un grafico del tipo

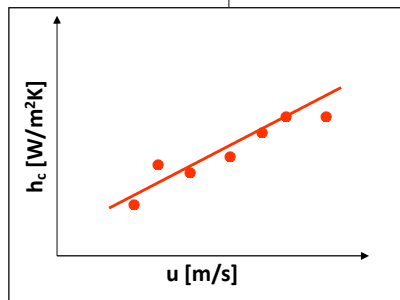
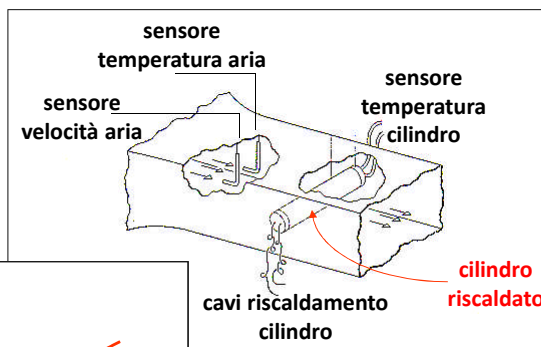


- tutti i punti rappresentati sono i risultati delle misure effettuate, che permettono di tracciare una linea di correlazione



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

- con la correlazione trovata si è in grado di dire che se il fluido si muove ad una data velocità si avrà un h_c in corrispondenza
- questo risultato può essere utilizzato in tutti quei casi in cui il fluido sia lo stesso (aria), che il diametro considerato sia lo stesso e che le velocità siano comprese tra quelle sperimentate

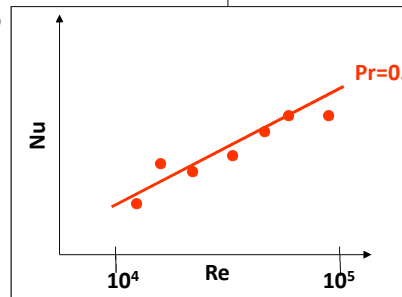
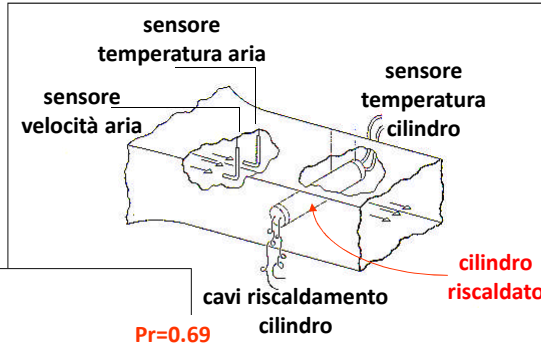


- è auspicabile una generalizzazione di questi risultati



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

- per generalizzare i risultati si può adimensionalizzare la **velocità** (come Re) ed h_c (come Nu)
- il Re è la **velocità** moltiplicata per la dimensione caratteristica (il **diametro**) e diviso per la **viscosità cinematica**
- moltiplicando h_c per il **diametro** e dividendolo per la **conducibilità** del fluido si ottiene Nu



- anche il tipo di fluido viene adimensionalizzato con Pr

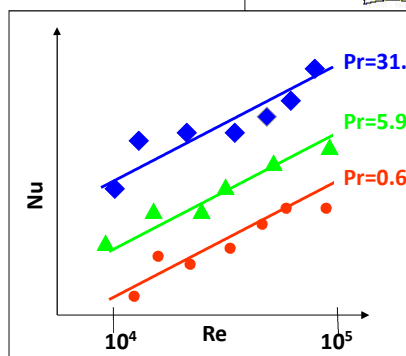
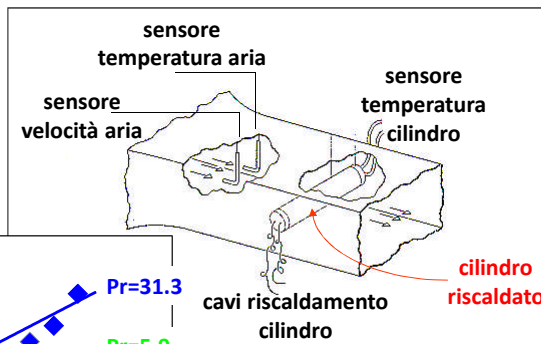
12/2010

32/18



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

- se si vuol dare ancor maggiore generalità si sperimenterà con altri fluidi oltre all'aria (diverso Pr)
- i risultati di queste sperimentazioni portano a curve aventi pressoché la stessa pendenza



- questo suggerisce la possibilità di rappresentare i risultati in maniera anche più compatta

12/2010

33/18

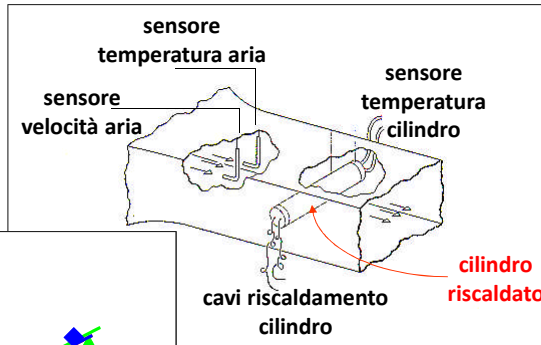
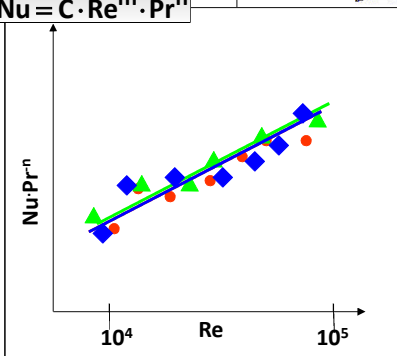


CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

- il diagramma suggerisce una correlazione che può essere utilizzata in maniera molto più ampia di quella che era stata proposta inizialmente
- la correlazione può esser posta nella forma:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n$$

- questa unica curva correla i dati sperimentali di convezione forzata su cilindro investito trasversalmente



- si può utilizzare in tutti i casi in cui Pr e Re siano compresi tra i valori estremi sperimentati

12/2010

34/18

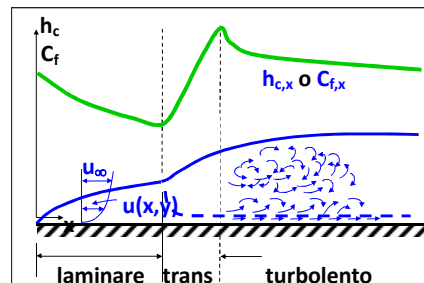


CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

procedura standard per la risoluzione di un problema di convezione

- si valuta dapprima Pr , poi si calcola Re
- si usano le correlazioni indicate per calcolare Nu
- da Nu si calcola h_c

h_c e C_f variano lungo la superficie della piastra in conseguenza della variazione degli strati limite dinamico e termico nella direzione del moto



i valori MEDI sull'intera superficie si determinano per integrazione dei valori LOCALI:

$$C_f = \frac{1}{L} \int_0^L C_{f,x} dx$$

$$h_c = \frac{1}{L} \int_0^L h_{c,x} dx$$

12/2010

35/18



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

◆ correlazioni per CONVEZIONE FORZATA su LASTRA PIANA

- temperatura di riferimento (per il calcolo delle proprietà) T_∞
- dimensione caratteristica L

→ flusso laminare

$$Nu_x = \frac{h_{c,x} x}{k} = 0.332 Re_x^{0.5} Pr^{0.33}$$

$$C_{f,x} = \frac{0.664}{Re_x^{0.5}}$$

$Pr \geq 0.6$

$x \leq x_{cr}; Re_{cr} = 3.5 \cdot 10^5 = \frac{u_\infty x_{cr}}{\nu}$

i valori medi si calcolano integrando
i valori locali sulla lunghezza della piastra



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

◆ correlazioni per CONVEZIONE FORZATA su LASTRA PIANA

→ flusso laminare

i valori medi si calcolano integrando i valori locali sulla lunghezza della piastra

$$C_f = \frac{1}{L} \int_0^L C_{f,x} dx = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{0.664}{Re_x^{0.5}} dx = \frac{0.664}{L} \int_0^L \left(\frac{\bar{u}x}{\nu}\right)^{-0.5} dx =$$

$$= \frac{0.664}{L} \left(\frac{\bar{u}x}{\nu}\right)^{-0.5} \frac{x^{0.5}}{0.5} \Big|_0^L = \frac{2 \cdot 0.664}{L} \left(\frac{\bar{u}L}{\nu}\right)^{-0.5} = \frac{1.328}{Re_L^{0.5}}$$

$$C_f = \frac{1.328}{Re_L^{0.5}}$$

$$Nu = \frac{h_c L}{k} = 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{0.33}$$

$Pr \geq 0.6$

$x \leq x_{cr}; Re_{cr} = 3.5 \cdot 10^5 = \frac{u_\infty x_{cr}}{\nu}$



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

correlazioni per CONVEZIONE FORZATA su LASTRA PIANA

flusso turbolento

$$Nu_x = \frac{h_{c,x}x}{k} = 0.0296 Re_x^{0.8} Pr^{0.33}$$

$$C_{f,x} = \frac{0.0592}{Re_x^{0.2}}$$

$$0.6 \leq Pr \leq 60$$

$$3.5 \cdot 10^5 \leq Re_x \leq 10^7$$

valori medi

$$Nu = \frac{h_c L}{k} = 0.037 Re_L^{0.8} Pr^{0.33}$$

$$C_f = \frac{0.074}{Re_L^{0.2}}$$

$$0.6 \leq Pr \leq 60$$

$$3.5 \cdot 10^5 \leq Re_x \leq 10^7$$

queste correlazioni valgono quando il flusso risulta turbolento sull'intera piastra, cioè quando:

$$x_{cr} \ll L$$



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO

correlazioni per CONVEZIONE FORZATA su LASTRA PIANA

flusso combinato laminare e turbolento

a volte la piastra è sufficientemente lunga da far diventare il flusso turbolento, ma non abbastanza da poter trascurare la zona di flusso laminare

i valori medi si trovano per integrazione su due zone distinte,

per esempio: $h_c = \frac{1}{L} \left(\int_0^{x_{cr}} h_{c,x,laminare} dx + \int_{x_{cr}}^L h_{c,x,turbolento} dx \right)$

$$Nu = \frac{h_c L}{k} = (0.037 Re_L^{0.8} - 871) Pr^{0.33}$$

$$C_f = \frac{0.074}{Re_L^{0.2}} - \frac{1742}{Re_L}$$

$$0.6 \leq Pr \leq 60$$

$$3.5 \cdot 10^5 \leq Re_x \leq 10^7$$



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO ESTERNO



correlazioni per CONVEZIONE FORZATA per FLUSSO ORTOGONALE AD UN CILINDRO O A UNA SFERA



temperatura di riferimento

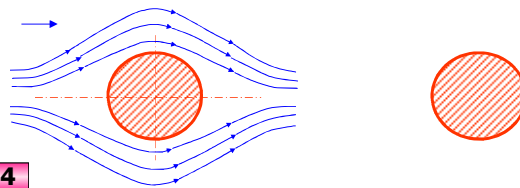
T_∞



dimensione caratteristica

D

esterno



$Re < 4$

$Re > 5000$

esempio: sfera

$$Nu = \left[0.40 (Re)^{1/2} + 0.060 (Re)^{2/3} \right] (Pr)^{2/5} \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_s} \right)^{1/4}$$

$0.67 < Pr < 300$

$1 < Re < 1 \cdot 10^5$

12/2010

40/18



riferimenti

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGrawHill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, G. Cortella, *Fondamenti di trasmissione del calore*, SGE Editoriale, Padova, 2001
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, V. Naso, R. Vanoli, *Fondamenti di trasmissione del calore*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ G. Guglielmini, C. Pisoni, *Introduzione alla trasmissione del calore*, CEA, Roma, 2002

2/2011

41/18



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 19
TdC-CONVEZIONE/2

Università Politecnica delle Marche

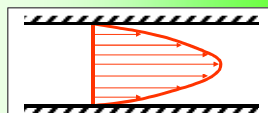


Dipartimento di Energetica

CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO INTERNO A CONDOTTI

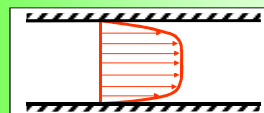
- in un tubo la velocità del fluido varia da 0 sulla parete fino al valore massimo sull'asse del tubo
- poiché nel moto turbolento si ha mescolamento radiale delle particelle di fluido, il profilo di velocità, confrontato con quello relativo al regime laminare, per una portata massica uguale, mostra un andamento trasversale più uniforme

la distribuzione di velocità è massima sull'asse e poi diminuisce gradatamente



LAMINARE

il profilo è più piatto perché i mescolamenti radiali dovuti al caotico mescolamento prodotto dalla turbolenza fanno sì che vi sia una distribuzione meno marcata della velocità

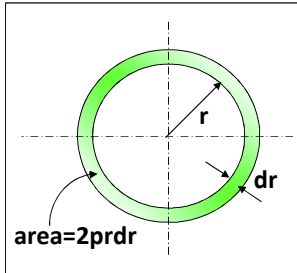


TURBOLENTO



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO INTERNO A CONDOTTI

- considerati questi profili della velocità si può definire la **VELOCITÀ MEDIA NELLA SEZIONE TRASVERSALE**



$$\bar{u} = \frac{1}{A_t} \int_0^R 2\pi r u(r) dr$$

- si basa sulla ipotesi che la velocità è costante nell'elemento di corona circolare elementare
- la velocità media si può calcolare imponendo il principio di conservazione della massa

$$\dot{m} = \rho \bar{u} A_t$$

- **Re** si calcola quindi con la:

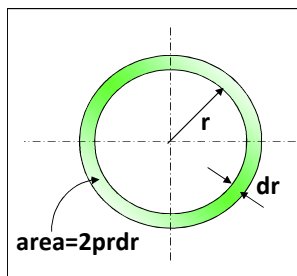
$$Re = \frac{\rho \bar{u} D}{\mu}$$

- la transizione a flusso turbolento inizia per **Re_{cr}=2300**
- per essere sicuri che il moto è turbolento deve essere **Re>4000**



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO INTERNO A CONDOTTI

- se c'è scambio termico la temperatura in una sezione trasversale varia tra parete e centro, ma conviene lavorare con una temperatura media, la **TEMPERATURA MEDIA ADIABATICA T_m**
- è la temperatura che si misurerebbe se, per un arbitrario valore di z, il flusso entrasse in una camera di mescolamento adiabatico raggiungendo un valore uniforme
- per calcolare **T_m** occorre conoscere il profilo di temperatura ed il profilo di velocità lungo **r**



- portata massica elementare $\dot{m} = \rho u 2\pi r dr$

- flusso convettivo di energia elementare

$$\delta \dot{E} = c_p T d\dot{m} = c_p T \rho u 2\pi r dr$$

- flusso convettivo di energia all'ascissa z

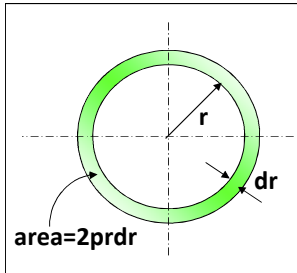
$$\dot{E} = \int_0^R c_p T \rho u 2\pi r dr$$

- si vuole esprimere il flusso convettivo di energia non in termini esatti, ma riferendosi ad una temperatura costante, appunto la **TEMPERATURA MEDIA ADIABATICA T_m**



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO INTERNO A CONDOTTI

- il flusso convettivo di energia può essere valutato per una temperatura media, che può essere portata fuori dall'integrale



$$\int_0^R c_p T \rho u 2\pi r dr = T_m \int_0^R c_p \rho u 2\pi r dr$$

- T_m è la temperatura di mescolamento adiabatico
- il c_p , costante, può essere portato fuori dall'integrale ed eliminato
- quanto rimane a denominatore è la portata massica

$$T_m = \frac{\int_0^R c_p T \rho u 2\pi r dr}{\int_0^R c_p \rho u 2\pi r dr} \cong \frac{\int_0^R T \rho u 2\pi r dr}{\dot{m}}$$

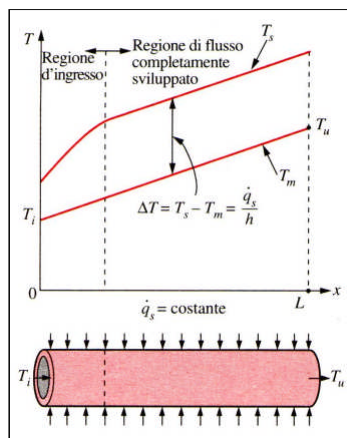
- per calcolare T_m occorre conoscere il profilo di temperatura ed il profilo di velocità lungo r
- poiché questo comporta notevoli complicazioni, T_m viene valutato in genere con criteri empirici



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO INTERNO A CONDOTTI

dalla LEGGE DI NEWTON, sono possibili due eventualità: $\dot{q} = h_c (T_s - T_m)$

- se è costante il flusso, deve variare la temperatura
- se è costante la temperatura deve variare il flusso



$\dot{q}_s = \text{costante}$

- tubo riscaldato, per irraggiamento o con resistenza elettrica, in modo uniforme in tutte le direzioni

$$\dot{Q} = \dot{q}_s A = \dot{m} c_p (T_u - T_i)$$

- la temperatura media del fluido all'uscita dal tubo risulta:

$$T_u = T_i + \frac{\dot{q}_s A}{\dot{m} c_p}$$

- se h_c e c_p sono costanti, anche $(T_s - T_m)$ è costante e quindi la temperatura superficiale aumenterà linearmente nella direzione del flusso



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO INTERNO A CONDOTTI

$T_s = \text{costante}$

- condizione tipica nei processi di cambiamento di fase

$$\dot{Q} = h_c A \Delta T_{\text{media}} = h_c A (T_s - T_m)_{\text{media}}$$

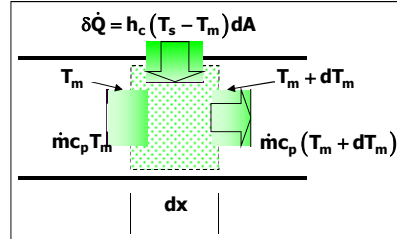
$$\dot{m} c_p dT_m = h (T_s - T_m) dA$$

- l'aumento di energia nel fluido è pari al calore trasmesso al fluido dalla superficie del tubo per convezione (**p=perimetro**)

$$dA = p dx$$

$$dT_m = d(T_s - T_m)$$

$$\frac{d(T_s - T_m)}{T_s - T_m} = - \frac{h_c p}{\dot{m} c_p} dx$$



$$\int_{T_m=T_i}^{T_m=T_u} \frac{d(T_s - T_m)}{T_s - T_m} = - \int_{x=0}^{x=L} \frac{h_c p}{\dot{m} c_p} dx$$

$$\ln \frac{T_s - T_u}{T_s - T_i} = - \frac{h_c A}{\dot{m} c_p}$$

12/2010

6/19



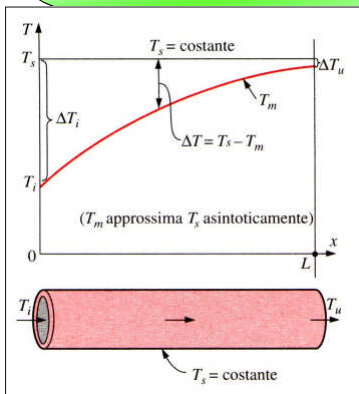
CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO INTERNO A CONDOTTI

$T_s = \text{costante}$

- condizione tipica nei processi di cambiamento di fase

$$\dot{Q} = h_c A \Delta T_{\text{media}} = h_c A (T_s - T_m)_{\text{media}}$$

$$\dot{m} c_p dT_m = h (T_s - T_m) dA$$



$$\int_{T_m=T_i}^{T_m=T_u} \frac{d(T_s - T_m)}{T_s - T_m} = - \int_{x=0}^{x=L} \frac{h_c p}{\dot{m} c_p} dx$$

- l'integrale dell'equazione è:

$$\ln \frac{T_s - T_u}{T_s - T_i} = - \frac{h_c A}{\dot{m} c_p}$$

da cui:

$$T_u = T_s - (T_s - T_i) e^{-\frac{h_c A}{\dot{m} c_p}}$$

12/2010

7/19



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO INTERNO A CONDOTTI

- PERDITA DI CARICO

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{\rho \bar{u}^2}{2} \text{ [Pa]}$$

- f è il **FATTORE DI ATTRITO**, legato al coefficiente di attrito C_f

$$f = 4C_f$$

- il fattore di attrito, f , è legato alla caduta di pressione nel fluido, mentre il coefficiente di attrito C_f è legato direttamente alla forza di trascinamento agente sulla superficie

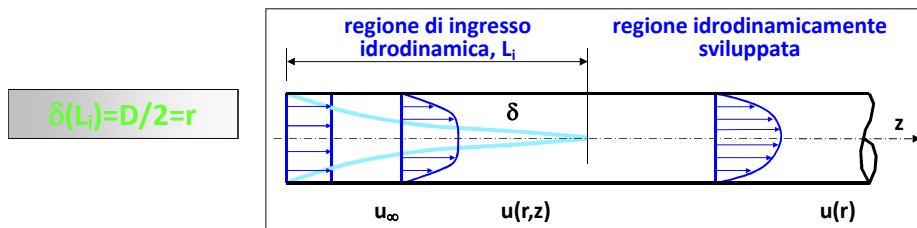
- la potenza di pompaggio richiesta per vincere una caduta di pressione Δp vale:

$$\dot{L}_p = \dot{V} \Delta p = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho} = \bar{u} A_t \Delta p$$



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO INTERNO A CONDOTTI

- a causa della simmetria assiale, dopo una distanza $z=L_i$, **LUNGHEZZA DI INGRESSO**, lo strato limite della velocità raggiunge l'asse del tubo



se il flusso dall'imbocco fino alla sezione in cui è $z=L_i$ si mantiene sempre laminare, il flusso completamente sviluppato sarà:

LAMINARE

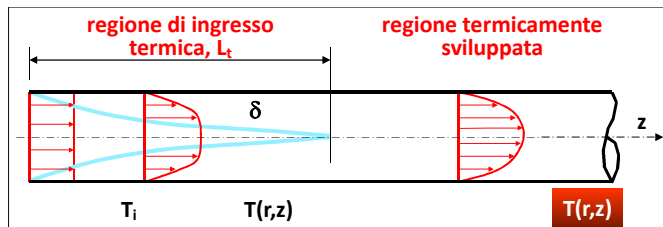
se prima che lo spessore dello strato limite laminare giunga all'asse si verifica la transizione a turbolento, il flusso completamente sviluppato sarà:

TURBOLENTO



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO INTERNO A CONDOTTI

- in analogia con il comportamento dello strato limite della velocità, è possibile individuare lo sviluppo di uno strato limite termico sede di trasmissione del calore



FLUSSO LAMINARE

$$L_{i,laminare} \approx 0.05 Re D$$

$$L_{t,laminare} \approx 0.05 Re Pr D$$

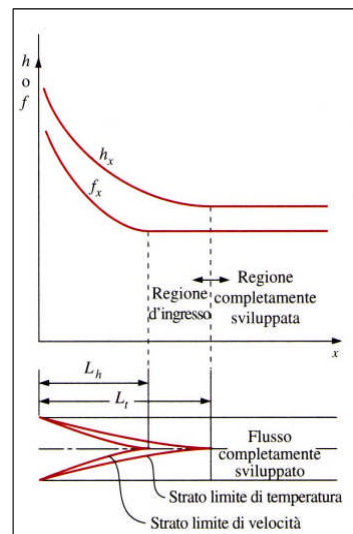
FLUSSO TURBOLENTO

$$L_{i,turbolento} \approx L_{t,turbolento} \approx 10 D$$



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO INTERNO A CONDOTTI

- i coefficienti di attrito e di scambio termico sono costanti nella regione di flusso completamente sviluppato e sono più elevati all'ingresso del tubo
- ✓ in letteratura sono disponibili correlazioni precise per i coefficienti d'attrito e di scambio termico nella regione di ingresso
- ✓ l'effetto della regione di ingresso è naturalmente significativo per i tubi corti e trascurabile per quelli lunghi
- ✓ i tubi impiegati in pratica sono di solito lunghi diverse volte la lunghezza della regione di ingresso, per cui il flusso nei tubi è considerato completamente sviluppato per l'intera lunghezza del tubo





CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO INTERNO A CONDOTTI

correlazioni per CONVEZIONE FORZATA per FLUSSO INTERNO AD UN CONDOTTO CIRCOLARE

temperatura di riferimento $\frac{T_{mi} + T_{mu}}{2}$

dimensione caratteristica D interno

flusso laminare $f = \frac{64}{Re}$ $Re < 2300$

$Nu = 3.66$ per $T_s = \text{costante}$

$Nu = 4.36$ per $\dot{q}_s = \text{costante}$

correlazioni analoghe si trovano per flusso in condotti di sezione diversa dalla circolare, con la dimensione caratteristica data dal DIAMETRO EQUIVALENTE IDRAULICO:

$$D_h = \frac{4A_t}{p}$$



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO INTERNO A CONDOTTI

correlazioni per CONVEZIONE FORZATA per FLUSSO INTERNO AD UN CONDOTTO CIRCOLARE

temperatura di riferimento $\frac{T_{mi} + T_{mu}}{2}$

dimensione caratteristica D interno

flusso turbolento $f = 0.184 Re^{-0.2}$ (tubi lisci)

$$Nu = 0.023 (Re)^{4/5} (Pr)^n \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

correlazione di DITTUS-BÖLTER, $n=0.4$ per riscaldamento, $n=0.3$ per raffreddamento

$Re > 10^4$

$0.7 < Pr < 160$

$L/D > 60$



CONVEZIONE FORZATA – FLUSSO INTERNO A CONDOTTI

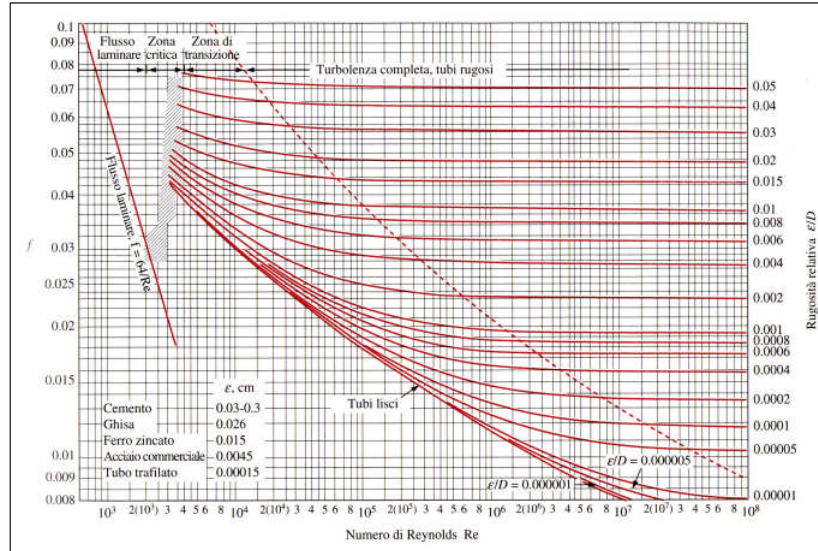


DIAGRAMMA DI MOODY per il calcolo del fattore di attrito

12/2010

14/19



CONVEZIONE NATURALE

- si parla di **CONVEZIONE NATURALE** o **LIBERA** quando il campo di moto è determinato dall'effetto di variazioni di densità in seno al fluido, prodotte da gradienti termici, in presenza di un campo di forze di massa
- il caso più frequente, che sarà qui considerato, è quello in cui il campo di forze è quello gravitazionale
- l'intensità delle forze di galleggiamento agenti su un corpo immerso in un fluido è pari al peso del fluido spostato dal corpo

$$F_{\text{gall}} = \rho_{\text{fluido}} g V_{\text{corpo}}$$

$$\begin{aligned} F_{\text{netta}} &= P - F_{\text{gall}} \\ &= \rho_{\text{corpo}} g V_{\text{corpo}} - \rho_{\text{fluido}} g V_{\text{corpo}} \\ &= (\rho_{\text{corpo}} - \rho_{\text{fluido}}) g V_{\text{corpo}} \end{aligned}$$

la forza verticale risultante agente su un corpo è la differenza tra il peso del corpo e la forza di galleggiamento, e questa forza è proporzionale alla differenza fra la densità del fluido e del corpo immerso in esso

12/2010

15/19



CONVEZIONE NATURALE

- conviene legare la forza netta di galleggiamento alla differenza di temperatura
- ciò si può ottenere introducendo la **COMPRESSIBILITA' ISOBARICA, β**

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad [K^{-1}]$$

- dà un'idea di come varii il volume specifico, e quindi la densità, in relazione a sollecitazioni termiche a pressione costante

$$\beta \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\Delta \rho}{\Delta T} \rightarrow \Delta \rho \approx -\rho \beta \Delta T \quad (\text{a } p \text{ costante})$$

- per un GAS IDEALE

$$v = R \frac{T}{p}$$



$$\beta = \frac{1}{T} \quad [K^{-1}]$$

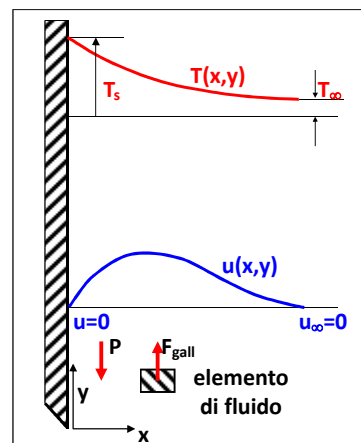
- la comprimibilità isobarica β lega la disuniformità spaziale della temperatura a quella della densità
- quanto maggiore è il suo valore, più pronunciata, a parità di altre condizioni, è la convezione naturale



CONVEZIONE NATURALE

- il campo gravitazionale determina delle forze di galleggiamento positive o negative (a seconda che il fluido investa un corpo a temperatura maggiore o inferiore) nella zona in cui il fluido lambisce la superficie del corpo
- il moto tende pertanto ad avvenire in direzione verticale

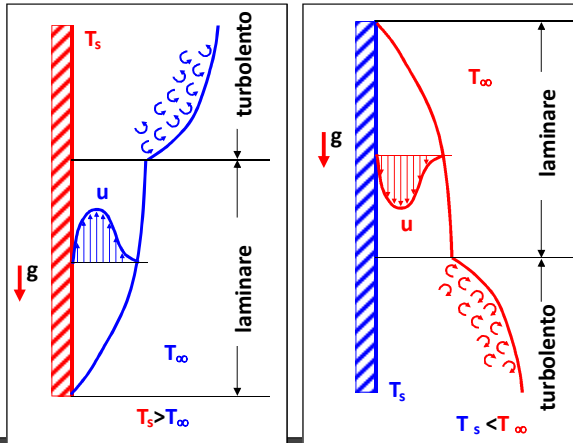
- ✓ un fluido riscaldato tende a muoversi verso l'alto
- ✓ se è raffreddato verso il basso





CONVEZIONE NATURALE

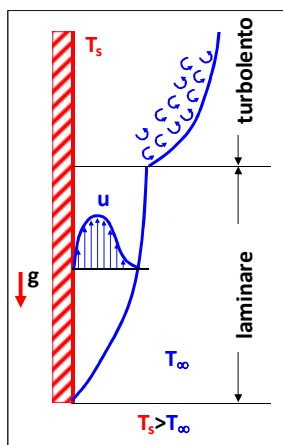
- all'interno dello strato limite la velocità è nulla a contatto della lastra, ed è nulla all'estremità opposta dello strato limite
- al di fuori dello strato limite il campo di moto non risente della presenza della lastra
- tra i punti di nullo c'è un punto di massimo



se la lastra è sufficientemente estesa nella direzione del flusso, il regime di moto, inizialmente LAMINARE per gli effetti viscosi presenti, diventa instabile e passa a TURBOLENTO, caratterizzato dalla presenza di vortici che causano mescolamenti estesi, macroscopici, delle particelle di fluido



CONVEZIONE NATURALE



nella CONVEZIONE FORZATA la velocità è una variabile INDIPENDENTE

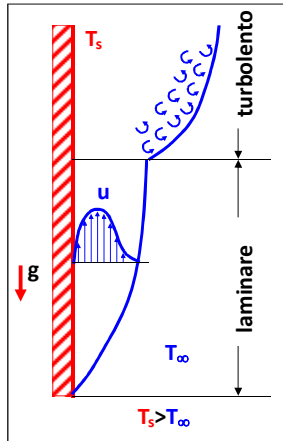
nella CONVEZIONE NATURALE il campo di velocità dipende SOLTANTO da quello termico e NON è quindi è una variabile INDIPENDENTE

la velocità dipende da

- la differenza di temperatura $\Delta T = |T_s - T_\infty|$
- il modulo della accelerazione di gravità g
- la comprimibilità isobarica del fluido β



CONVEZIONE NATURALE



nella CONVEZIONE FORZATA il campo di moto viene messo in conto attraverso la velocità u

nella CONVEZIONE NATURALE alla velocità si sostituisce il gruppo $g \cdot \beta \cdot \Delta T$ forza di galleggiamento

al NUMERO DI REYNOLDS nella convezione forzata $Re = \frac{\rho u D}{\mu}$

nella CONVEZIONE NATURALE si sostituisce il NUMERO DI GRASHOF $Gr = \frac{(g \cdot \beta \cdot \Delta T) L^3}{\nu^2}$

la relazione $h_c = f(L, g \beta \Delta T, \rho, c_p, k, \mu)$ può essere posta nella forma adimensionale $Nu = f(Gr, Pr)$



CONVEZIONE NATURALE

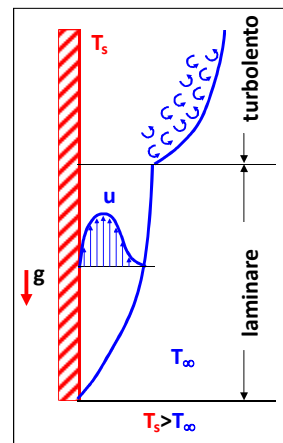
nella CONVEZIONE NATURALE alla velocità si sostituisce il gruppo $g \cdot \beta \cdot \Delta T$ forza di galleggiamento

- la potenza termica trasmessa è direttamente proporzionale alla portata massica di fluido
- la portata massica dipende dal bilancio dinamico tra galleggiamento ed attrito

la FORZA DI GALLEGGIAMENTO è causata dalla differenza di densità tra fluido a contatto con la superficie e fluido indisturbato

la FORZA DI ATTRITO si sviluppa sulla superficie di contatto tra i corpi in moto relativo (es.: solido-fluido)

- poiché la forza di attrito è proporzionale alle superfici solide coinvolte, dissipatori di calore con alette molto ravvicinate non sono indicati per il raffreddamento in convezione naturale





CONVEZIONE NATURALE

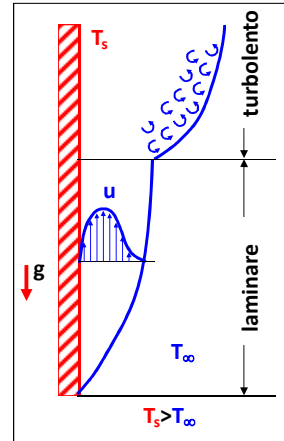
la relazione $h_c = f(L, g, \beta \Delta T, \rho, c_p, k, \mu)$
 può essere posta nella forma adimensionale $Nu = f(Gr, Pr)$

- le velocità associate alla convezione naturale sono di norma molto basse (raramente superano i 2 m/s)
- i valori di h_c sono quindi, di norma, molto più bassi di quelli riscontrabili nella convezione forzata
- per questo motivo particolare attenzione va posta all'IRRAGGIAMENTO agente in parallelo
- altro gruppo adimensionale molto usato nella convezione naturale è il **NUMERO DI RAYLEIGH**

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{(g \cdot \beta \cdot \Delta T) L^3}{\nu^2} \cdot \frac{\nu}{\alpha} = \frac{(g \cdot \beta \cdot \Delta T) L^3}{\nu \alpha}$$

- spesso gli esponenti di **Gr** e **Pr** nelle correlazioni empiriche per il calcolo di **Nu** sono uguali, quindi, in questi casi

$$Nu = C \cdot Gr^n \cdot Pr^n = C \cdot Ra^n$$



12/2010

22/19



CONVEZIONE NATURALE

- mantenendo l'esempio della LASTRA PIANA si può prevedere se vi sarà transizione dal regime laminare a quello turbolento calcolando il **NUMERO DI RAYLEIGH locale**

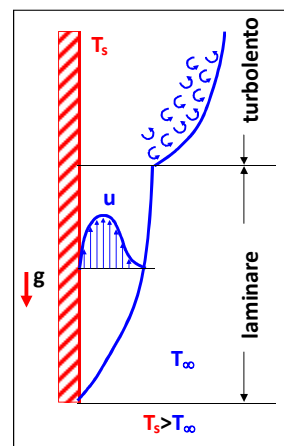
$$Ra_x = \frac{(g \cdot \beta \cdot \Delta T) x^3}{\nu \alpha}$$

- la transizione a flusso turbolento inizia per

$$Ra_x > 10^9$$

- TEMPERATURA DI RIFERIMENTO (PER IL CALCOLO DELLE PROPRIETÀ)
- nella stragrande maggioranza dei casi in CONVEZIONE NATURALE la temperatura di riferimento è la **TEMPERATURA DI FILM**

$$T_{film} = \frac{T_s + T_{\infty}}{2}$$



12/2010

23/19



CONVEZIONE NATURALE



correlazioni per CONVEZIONE NATURALE su LASTRA PIANA VERTICALE



temperatura di riferimento T_{film}



dimensione caratteristica L



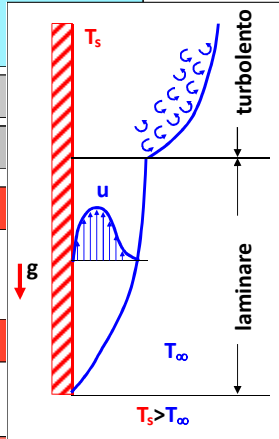
flusso laminare $Nu = 0.59(Ra)^{1/4}$
 $10^4 < Ra_L < 10^9$ $Pr \approx 1$



flusso turbolento $Nu = 0.13(Ra)^{1/3}$
 $10^9 < Ra_L < 10^{13}$ $Pr \approx 1$



relazione valida per un qualsiasi valore di Ra e Pr $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387(Ra)^{1/6}}{[1 + (0.429/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\} 0.15(Ra)^{1/3}$



CONVEZIONE NATURALE



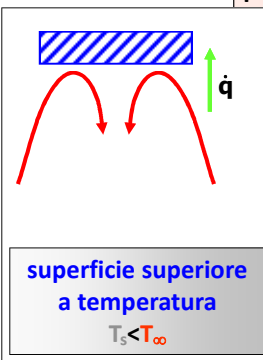
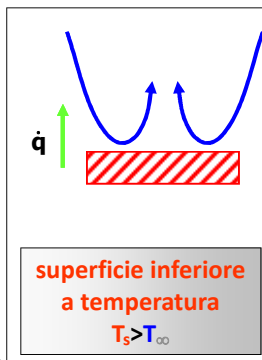
correlazioni per CONVEZIONE NATURALE su LASTRA PIANA ORIZZONTALE



temperatura di riferimento T_{film}



dimensione caratteristica $L = \frac{A_s}{P}$
 $A_s \rightarrow$ superficie della lastra
 $P \rightarrow$ perimetro della lastra



$Nu = 0.54(Ra)^{1/4}$
 $10^4 \leq Ra_L \leq 10^7$

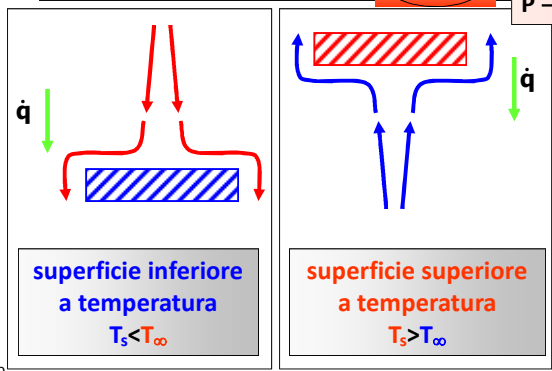
$Nu = 0.15(Ra)^{1/3}$
 $10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}$



CONVEZIONE NATURALE

◆ correlazioni per CONVEZIONE NATURALE su LASTRA PIANA ORIZZONTALE

- temperatura di riferimento T_{film}
- dimensione caratteristica $L = \frac{A_s}{P}$
 $A_s \rightarrow$ superficie della lastra
 $P \rightarrow$ perimetro della lastra



$$Nu = 0.27 (Ra)^{1/4}$$

$$10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$$

12/2010

26/19



riferimenti

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGrawHill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, G. Cortella, *Fondamenti di trasmissione del calore*, SGE Editoriale, Padova, 2001
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, V. Naso, R. Vanoli, *Fondamenti di trasmissione del calore*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ G. Guglielmini, C. Pisoni, *Introduzione alla trasmissione del calore*, CEA, Roma, 2002

2/2011

27/19



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 20
TdC-IRRAGGIAMENTO

Università Politecnica delle Marche



Dipartimento di Energetica

INTRODUZIONE

- in condizioni di equilibrio ogni corpo in natura rilascia una quantità di energia sotto forma radiante al fine di equilibrare i processi di agitazione elettronica
 - una certa quantità di energia lascia un corpo e viaggia verso un altro corpo il quale, in virtù dell'energia assorbita, ritrasforma l'energia incidente in energia di agitazione elettronica
 - i processi di agitazione elettronica sono strettamente legati allo stato energetico del corpo (**ENERGIA INTERNA**) e, quindi, alla sua **TEMPERATURA**
- RADIAZIONE TERMICA**
- tutti i corpi (**$T > 0$ K**) emettono energia per irraggiamento in relazione al loro stato termico
 - in tali condizioni il trasferimento di energia radiante **NON RICHIEDE la presenza di un MATERIA** come mezzo per il trasporto del calore



INTRODUZIONE

natura della radiazione termica:

1 interpretazione che fa riferimento ad **ONDE ELETTROMAGNETICHE** in un definito campo di frequenze e di lunghezze d'onda (**teoria ondulatoria**)

2 interpretazione che si basa sulla **teoria quantistica** assumendo che il trasporto avvenga mediante **FOTONI**, o **QUANTI DI ENERGIA**, la cui energia dipende dalla lunghezza d'onda alla quale sono stati emessi

in entrambi i casi è possibile parlare di:

→ frequenza, ν , della radiazione, [Hz]

→ lunghezza d'onda, λ , della radiazione, [m]

l'energia di un fotone vale:

$$e = h \cdot \nu \text{ [J]}$$

dove h: costante di Planck

$$h = 6.6256 \cdot 10^{-34} \text{ [J}\cdot\text{s]}$$

$$\lambda = \frac{c}{\nu}$$

c → velocità della luce nel mezzo

→ nel vuoto $c_0 = 3 \cdot 10^8 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$

→ in un mezzo con $c = c_0 / n$

indice di rifrazione n



INTRODUZIONE

- più che i meccanismi microscopici dei fenomeni di emissione ed assorbimento di una singola radiazione elettromagnetica o di un fotone ci interessano i **MODELLI MACROSCOPICI** atti a predire, in funzione dei necessari parametri geometrici-fisici, la velocità di trasferimento dell'energia termica radiativa tra i sistemi a differente temperatura
- quale che sia lo stato del corpo la radiazione da esso emessa dipende, oltre che dalla **TEMPERATURA**, anche da:

LUNGHEZZA D'ONDA
la radiazione emessa sarà caratterizzata da una particolare **DISTRIBUZIONE SPETTRALE**, nel senso che l'emissione non è ugualmente distribuita alle diverse lunghezze d'onda

DIREZIONE SPAZIALE DI EMISSIONE
generalmente l'emissione superficiale è anche non uniformemente distribuita nello spazio; tale caratteristica è nota come **direzionalità dell'emissione** o **DISTRIBUZIONE DIREZIONALE**

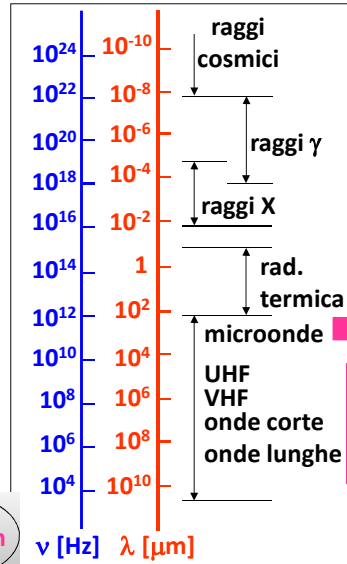


• DISTRIBUZIONE SPETTRALE

il contributo spettrale associabile ad emissioni radianti indotte da fenomeni termici cade tra

0.1-100 μm

INTRODUZIONE



prodotti da reazioni nucleari

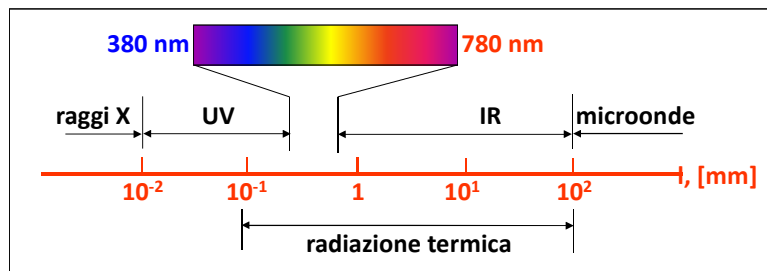
prodotti dal bombardamento di metalli con elettroni di alta energia nucleari

prodotte da speciali tubi elettronici come klystron e magnetron

prodotte dall'eccitazione di alcuni cristalli o dal flusso di corrente alternata in conduttori elettrici



INTRODUZIONE

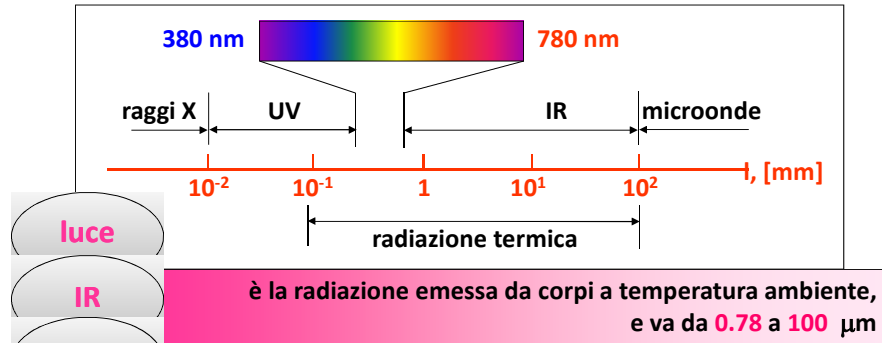


- la radiazione termica è emessa a causa dei moti vibratori e rotatori di molecole, atomi ed elettroni di una sostanza
- poiché la temperatura è una misura dell'intensità di questi processi a livello microscopico, all'aumentare della temperatura aumenta l'emissione di radiazione termica

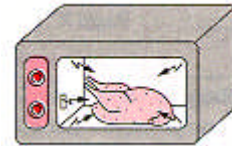
UV

la radiazione ULTRAVIOLETTA occupa il campo delle basse lunghezze d'onda dello spettro di radiazione termica che va da 0.01 a 0.38 μm ; può essere dannosa ai microrganismi, agli esseri umani e ad altri organismi viventi

INTRODUZIONE



nei forni a microonde utilizzano la radiazione generata da tubi a microonde, detti *magnetron*, nel campo delle microonde, tra 10^2 - 10^5 mm; queste radiazioni sono riflesse dai metalli, trasmesse da vetro e plastica ed assorbite dalle molecole di cibo (soprattutto acqua); nei forni l'energia elettrica convertita in radiazione diventa parte dell'energia interna del cibo realizzando una veloce ed efficiente cottura



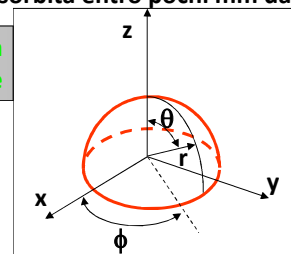
8/2010

6/20

DISTRIBUZIONE DIREZIONALE

- nei **GAS** la radiazione è un **FENOMENO VOLUMETRICO**: la radiazione è emessa, assorbita o trasmessa continuamente attraverso l'intero volume di materia
- nei **SOLIDI** e nei **LIQUIDI** la radiazione è un **FENOMENO SUPERFICIALE**, poiché la radiazione emessa dalle zone interne non può raggiungere la superficie e la radiazione incidente sulla superficie è generalmente assorbita entro pochi mm da essa
- per valutare come l'emissione radiante di una superficie sia ripartita spazialmente è necessario introdurre un **sistema di coordinate di riferimento** che definiscano lo spazio di emissione
- per i corpi solidi o liquidi l'emissione avviene attraverso uno spazio emisferico per cui un sistema **SFERICO** di coordinate è ben rappresentativo della distribuzione spaziale

r distanza dall'origine



θ angolo di ZENITH (calcolato a partire dall'asse z)

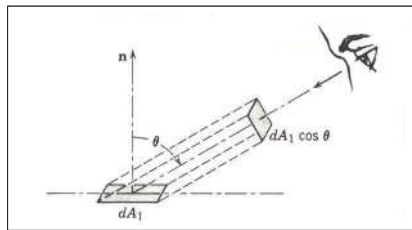
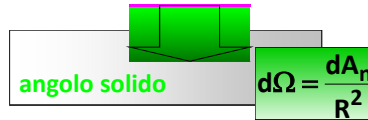
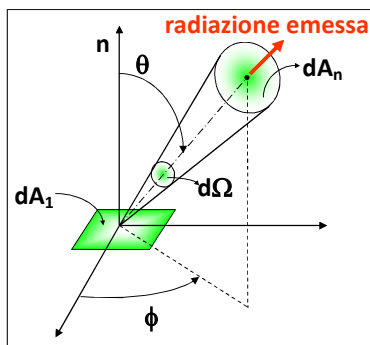
ϕ angolo di AZIMUTH (calcolato a partire dall'asse x)

8/2010

7/20

DISTRIBUZIONE DIREZIONALE

- per caratterizzare la distribuzione direzionale è necessario determinare l'angolo al quale una superficie infinitesima dA_n (l'osservatore) vede la sorgente di radiazioni

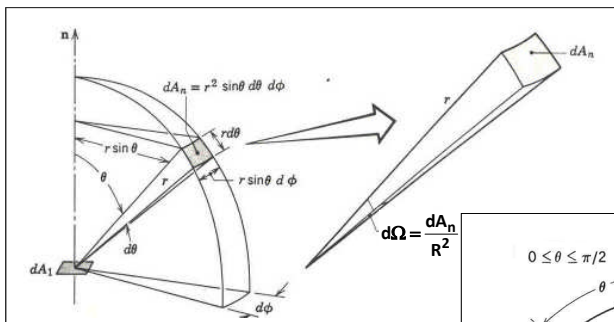


- un osservatore posto in dA_n è in grado di vedere solo la proiezione di dA_1 normale al suo asse di osservazione
- la porzione di superficie radiante osservata è: $dA_n = dA_1 \cdot \cos \theta$

8/2010

8/20

DISTRIBUZIONE DIREZIONALE

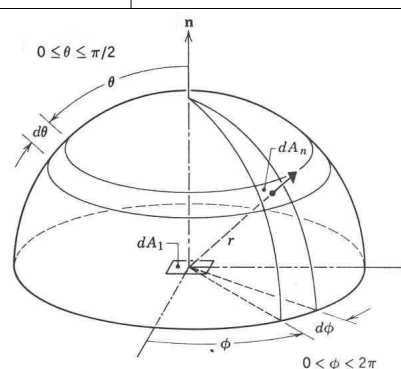


- dalla figura si vede che

$$d\Omega = \frac{(R \cdot \sin \theta \cdot d\phi) R \cdot d\theta}{R^2} = \sin \theta \cdot d\theta \cdot d\phi$$

- il CONTRIBUTO DIREZIONALE TOTALE rilasciato attraverso l'intera emisfera diventa:

$$\int_{\text{emisfera}} d\Omega = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} \sin \theta \cdot d\phi \cdot d\theta = 2\pi \int_0^{\pi/2} \sin \theta \cdot d\theta = 2\pi$$



8/2010

9/20



INTENSITA' DI RADIAZIONE

- è possibile ora definire la quantità di energia radiante direzionale che viene emessa sotto un determinato angolo solido
- occorre conoscere la distribuzione della: **INTENSITA' DI RADIAZIONE SPETTRALE** (o monocromatica) E **DIREZIONALE** della sorgente
 - è la quantità di energia di lunghezza d'onda λ emessa nell'unità di tempo, per unità di lunghezza d'onda λ , per unità di area normale alla direzione di propagazione e per unità di angolo solido
 - è una **CARATTERISTICA DELLA SORGENTE**

$$I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \phi, T) = \frac{d\dot{Q}}{dA \cdot \cos\theta \cdot d\Omega \cdot d\lambda}$$

$$[W \cdot m^{-2} \cdot \mu m^{-1} \cdot sr^{-1}]$$

- la quantità di energia radiante monocromatica che nell'unità di tempo attraversa l'area dA_n , compresa nell'angolo solido $d\Omega$, vale pertanto:

$$d\dot{Q}_\lambda = I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \phi, T) \cdot dA \cdot \cos\theta \cdot d\Omega \quad [W \cdot \mu m^{-1}]$$

$$d\dot{q}_\lambda = \frac{d\dot{Q}_\lambda}{dA} = I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \phi, T) \cdot \cos\theta \cdot d\Omega \quad [W \cdot m^{-2} \cdot \mu m^{-1}]$$

8/2010

10/20



INTENSITA' DI RADIAZIONE

- integrando su tutta l'EMISFERA il valore dell'energia emessa si ottiene il **POTERE EMISSIVO emisferico MONOCROMATICO**

$$\dot{q}_\lambda = e_\lambda(\lambda, T) = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I_{\lambda,e} \cdot \cos\theta \cdot d\Omega = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I_{\lambda,e} \cdot \cos\theta \cdot \sin\theta \cdot d\theta \cdot d\phi$$

$$[W \cdot m^{-2} \cdot \mu m^{-1}]$$

POTERE EMISSIVO emisferico monocromatico

per calcolare l'integrale occorre conoscere la funzione $I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \phi, T)$

- integrando il potere emissivo mono-cromatico su tutto lo SPETTRO di emissione si ottiene il

$$E(T) = \int_0^\infty e_\lambda(\lambda, T) \cdot d\lambda \quad [W \cdot m^{-2}]$$

POTERE EMISSIVO emisferico TOTALE

8/2010

11/20



SUPERFICI DIFFUSE

- molti casi pratici possono essere trattati assumendo che l'INTENSITÀ DI RADIAZIONE SIA INDIPENDENTE DALLA DIREZIONE
- ciò avviene se la superficie è DIFFUSA cioè obbedisce alla LEGGE DI LAMBERT (1728-1777) o del coseno:

una SUPERFICIE DIFFUSA emette energia radiante in maniera tale che il flusso termico irraggiato in ogni particolare direzione è proporzionale al coseno dell'angolo tra la direzione in considerazione e la normale alla superficie

dalla:

$$d\dot{q}_\lambda = \frac{d\dot{Q}_\lambda}{dA} = I_{\lambda,e} \cdot \cos\theta \cdot d\Omega$$

$$d\dot{q}_{\lambda,0} = d\dot{q}_{\lambda,norm} \cdot \cos\theta$$

discende:

$$I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \phi, T) = \frac{d\dot{Q}_\lambda}{dA} = \frac{d\dot{q}_\lambda}{\cos\theta \cdot d\Omega} = \frac{d\dot{q}_{\lambda,norm} \cdot \cos\theta}{\cos\theta \cdot d\Omega} = \text{cost} = I_{\lambda,0,e}(\lambda, T)$$

una superficie diffusa è quindi caratterizzata da una intensità di radiazione spettrale COSTANTE rispetto alla direzione di emissione

$$[W \cdot m^{-2} \cdot \mu m^{-1} \cdot sr^{-1}]$$

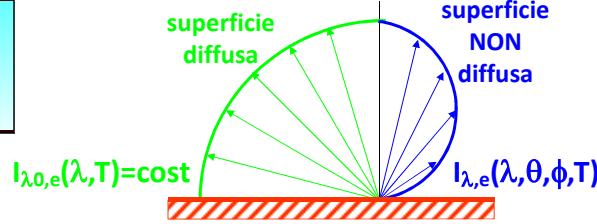


SUPERFICI DIFFUSE

$$I_{\lambda,0,e}(\lambda, T) = \text{cost}$$

$$[W \cdot m^{-2} \cdot \mu m^{-1} \cdot sr^{-1}]$$

- una superficie diffusa è caratterizzata da una intensità di radiazione spettrale COSTANTE rispetto alla direzione di emissione



- potere emissivo spettrale

$$e_\lambda(\lambda, T) = I_{\lambda,0,e}(\lambda, T) \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} \cos\theta \cdot \sin\theta \cdot d\theta \cdot d\phi$$

$$e_\lambda(\lambda, T) = I_{\lambda,0,e}(\lambda, T) \cdot 2\pi \int_0^{\pi/2} \sin\theta \cdot d(\sin\theta)$$

$$e_\lambda(\lambda, T) = 2\pi \cdot I_{\lambda,0,e}(\lambda, T) \cdot \frac{\sin^2\theta}{2} \Big|_0^{\pi/2} = \pi \cdot I_{\lambda,0,e}(\lambda, T)$$

- potere emissivo globale

$$E(T) = \int_0^\infty \pi \cdot I_{\lambda,0,e}(\lambda, T) \cdot d\lambda =$$

$$= \pi \cdot I_e(T)$$

$$I_e(T) = \int_0^\infty I_{\lambda,0,e}(\lambda, T) \cdot d\lambda =$$

CORPO NERO

- tutti i corpi emettono energia termica raggiante con caratteristiche diverse gli uni dagli altri
- è possibile tuttavia valutare la MASSIMA energia termica che può essere emessa per irraggiamento da un corpo, ad ogni temperatura e lunghezza d'onda
- il corpo IDEALE che può emettere tale energia è appunto indicato con il nome di **CORPO NERO** e costituisce un riferimento standard per la valutazione della radiazione

- ◆ il corpo nero assorbe tutta l'energia termica radiante incidente su di esso, quale che sia la distribuzione spettrale e spaziale della radiazione incidente **ASSORBITORE PERFETTO**
- ◆ ad una data temperatura e lunghezza d'onda nessun corpo può emettere più energia di un corpo nero **RADIATORE IDEALE**
- ◆ sebbene la radiazione emessa da un corpo nero sia funzione della λ e della temperatura, essa è indipendente dalla direzione **EMETTITORE DIFFUSO**

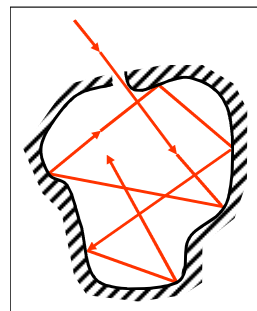
8/2010

14/20

CORPO NERO

- il nome **CORPO NERO** deriva dal fatto che i buoni assorbitori di radiazioni nel campo del visibile appaiono NERI alla vista
- sebbene possa essere approssimato abbastanza da vicino da alcuni corpi, almeno in ristretti intervalli di λ , nessuna superficie reale ha esattamente le proprietà del corpo nero
- un corpo che approssima bene il comportamento del corpo nero è una **grande cavità con una piccola apertura**

- la radiazione entrante attraverso la piccola apertura subirà riflessioni multiple all'interno della cavità con elevata probabilità di essere assorbita dalle superfici prima che una parte di essa riesca a sfuggire attraverso l'apertura
- se la superficie della cavità è isoterma a temperatura T la radiazione emessa dalle superfici interne uscirà dall'apertura, dopo le riflessioni multiple, con una distribuzione diffusa
- la cavità si comporterà quindi da perfetto assorbitore e perfetto emettitore e l'apertura riprodurrà un corpo nero di area A e temperatura T , indipendentemente dalle reali proprietà radiative delle superfici interne della cavità



8/2010

15/20



CORPO NERO

- la distribuzione spettrale dell'intensità di radiazione del corpo nero è stata determinata da Max Planck (1858-1947) nel 1901

$$I_{\lambda,n,e}(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5 \left(\exp \frac{C_2}{\lambda T} - 1 \right)} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot \mu m^{-1} \cdot sr^{-1}]$$

LEGGE DI PLANCK

T	temperatura assoluta in [K]	
C_1	$= 2hc_0^2 = 1,191 \cdot 10^8$	$[W \cdot m^2 \cdot \mu m^4]$
C_2	$= hc_0/k = 1,439 \cdot 10^4$	$[\mu m \cdot K^{-1}]$

$h = 6,6256 \cdot 10^{-34}$	$[J \cdot s]$	costante universale di Planck
$k = 1,3805 \cdot 10^{-23}$	$[J \cdot K^{-1}]$	costante universale di Boltzmann
$c_0 = 2,9979 \cdot 10^8$	$[m \cdot s^{-1}]$	velocità della luce nel vuoto

- poiché il corpo nero è un emettitore diffuso:

$$e_{\lambda,n}(\lambda, T) = \pi \cdot I_{\lambda,n,e}(\lambda, T) = \frac{\pi \cdot C_1}{\lambda^5 \left(\exp \frac{C_2}{\lambda T} - 1 \right)}$$

8/2010

16/20

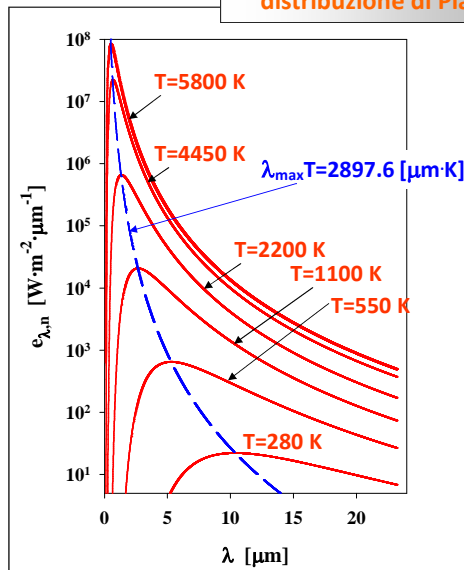


CORPO NERO

distribuzione di Planck

$$I_{\lambda,n,e}(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5 \left(\exp \frac{C_2}{\lambda T} - 1 \right)} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot \mu m^{-1} \cdot sr^{-1}]$$

- la radiazione emessa varia con λ in modo continuo
- ad ogni λ la radiazione emessa aumenta all'aumentare della temperatura
- alle temperature più elevate le emissioni più intense avvengono nel campo delle minori lunghezze d'onda



8/2010

17/20



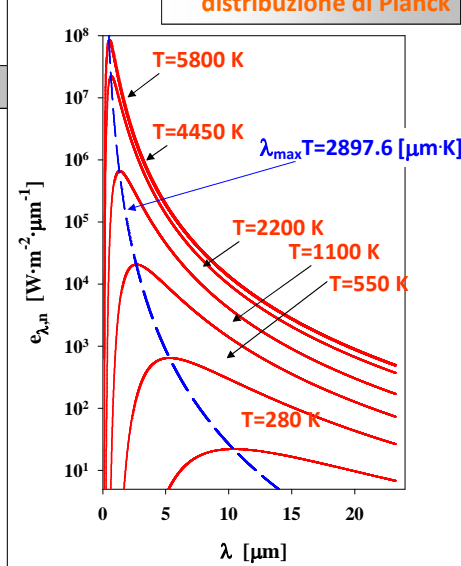
CORPO NERO

distribuzione di Planck

$\lambda_{max} \cdot T = 2897,6 \quad [\mu m \cdot K]$

legge dello spostamento di Wien (1864-198)

- nella distribuzione di Planck ad ogni **T** corrisponde una curva con un massimo associato ad un valore λ_{max} , variabile con **T**;
- la dipendenza di λ da **T** può essere ottenuta differenziando la distribuzione di Planck rispetto a λ ed eguagliando a zero il risultato
- le curve della distribuzione di Planck presentano una dissimmetria molto pronunciata, in quanto la parte crescente con λ è molto più ripida della successiva parte decrescente;
- si può facilmente vedere che per $\lambda \leq 0.5\lambda_{max}$ la frazione di energia contenuta è inferiore all'1%, mentre lo stesso risultato si ottiene per $\lambda \geq 4.5\lambda_{max}$



8/2010

18/20



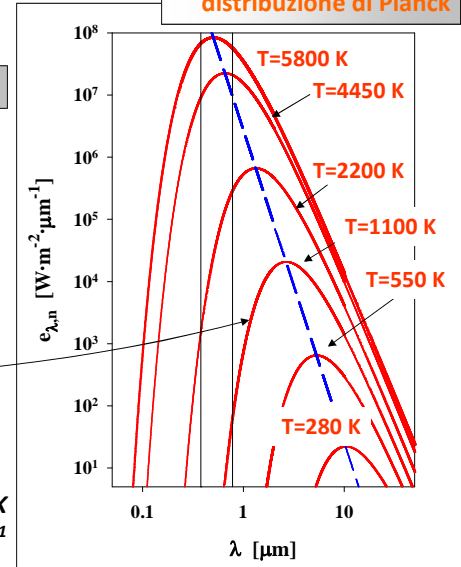
CORPO NERO

distribuzione di Planck

$\lambda_{max} \cdot T = 2897,6 \quad [\mu m \cdot K]$

legge dello spostamento di Wien (1864-198)

- una significativa frazione (50%) della radiazione emessa dal sole (che può essere approssimato ad un corpo nero alla temperatura di 5800 K) interessa il campo del visibile (0.38-0.78 mm);
 $\lambda_{max} \approx 0.5 \mu m$
- le radiazioni emesse da corpi con temperature inferiori a 1000 K sono praticamente invisibili in quanto la maggior parte dell'energia è emessa nel campo dell'infrarosso
- esempi:
 $\lambda_{max} \approx 10 \mu m, @T=295 K$
 $e_{n,\lambda}(T) = 28.6 W m^{-2} \cdot \mu m^{-1}$
 $\lambda = 2 \mu m, @T=295 K$
 $e_{n,\lambda}(T) = 2.93 \cdot 10^{-4} W m^{-2} \cdot \mu m^{-1}$
- la radiazione diventa trascurabile già per $\lambda = 2 \mu m$



8/2010

19/20



CORPO NERO

- integrando su tutto il campo delle λ la distribuzione di Planck si può ricavare l'espressione del POTERE EMISSIVO GLOBALE del corpo nero

$$E_n = \sigma \cdot T^4 \quad [W \cdot m^{-2}]$$

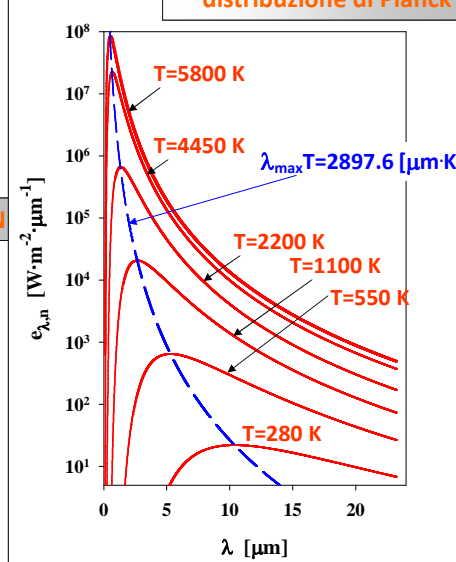
legge di STEFAN-BOLTZMANN

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$$

costante di STEFAN-BOLTZMANN

- la legge che prende il loro nome fu ricavata sperimentalmente nel 1879 da Josef Stefan, e in base a calcoli teorici nel 1884 da Ludwig Boltzmann (prima della legge di Planck)
- la legge di Stefan-Boltzmann rappresenta l'area sottesa alla curva rappresentativa della distribuzione di Planck alla temperatura data

distribuzione di Planck



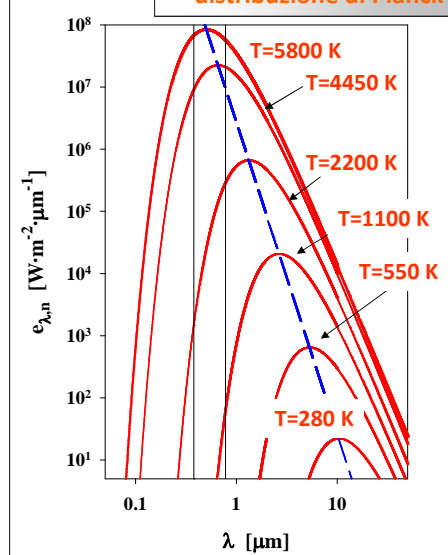
CORPO NERO

- la LEGGE DI STEFAN-BOLTZMANN fornisce il valore della radiazione emessa da un corpo nero su tutto lo spettro di λ (da 0 a ∞)
- spesso si è interessati alla quantità di radiazione emessa in una certa BANDA di lunghezza d'onda
- si introduce allora la FRAZIONE DI EMISSIONE TOTALE del corpo nero:

$$f_{\lambda}(T) = \frac{\int_0^{\lambda} e_{\lambda,n} \cdot d\lambda}{\int_0^{\infty} e_{\lambda,n} \cdot d\lambda} = \frac{\int_0^{\lambda} e_{\lambda,n} \cdot d\lambda}{\sigma \cdot T^4}$$

- rappresenta la frazione di radiazione emessa dal corpo nero a temperatura T nella banda di lunghezze d'onda da 0 a λ
- i valori di $f_{\lambda}(T)$ si trovano tabellati in funzione di λT

distribuzione di Planck





CORPO NERO

- **FRAZIONE DI EMISSIONE TOTALE** del corpo nero:

$$f_{\lambda}(T) = \frac{\int_0^{\lambda} e_{\lambda,n} \cdot d\lambda}{\int_0^{\infty} e_{\lambda,n} \cdot d\lambda} = \frac{\int_0^{\lambda} e_{\lambda,n} \cdot d\lambda}{\sigma \cdot T^4}$$

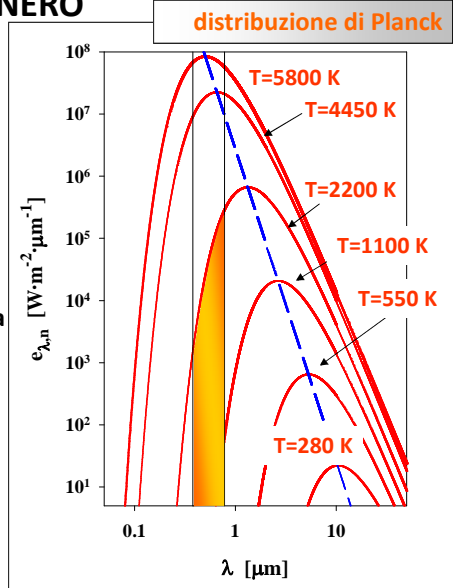
- la frazione di radiazione emessa da un corpo nero alla temperatura **T** in una banda finita di lunghezze d'onda da

$$\lambda = \lambda_1$$

a $\lambda = \lambda_2$

è data dalla relazione

$$f_{\lambda_1 \rightarrow \lambda_2}(T) = f_{\lambda_2}(T) - f_{\lambda_1}(T)$$



CORPO NERO

EMISSIONE DI BANDA

- calcolare la potenza emessa per radiazione dal filamento di una lampada ad incandescenza (2500 K) nel campo del visibile

$$\lambda_1 T = 0,38 \cdot 2500 = 950 \text{ } [\mu\text{m} \cdot \text{K}]$$

$$f_{\lambda_1} = 0,000250$$

$$\lambda_2 T = 0,78 \cdot 2500 = 1950 \text{ } [\mu\text{m} \cdot \text{K}]$$

$$f_{\lambda_2} = 0,060000$$

- lo 0.025% della radiazione è emessa a $\lambda < 0.38 \mu\text{m}$ ed il 6% è emesso a $\lambda < 0.78 \mu\text{m}$, la radiazione emessa nell'intervallo $0.38 - 0.78 \mu\text{m}$ è:

$$f_{\lambda_1 \rightarrow \lambda_2} = f_{\lambda_2} - f_{\lambda_1} =$$

$$= 0,060000 - 0,000250 = 0,059750$$

- meno del 6% è emesso nel visibile; il resto cade nell'infrarosso ed è emessa come radiazione termica

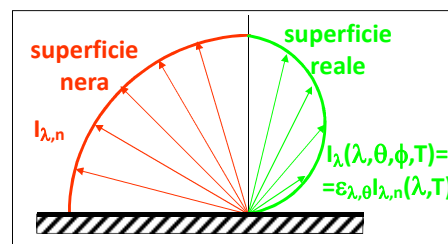
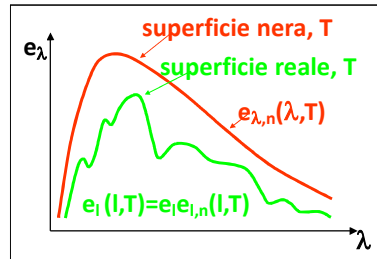
frazione di emissione totale del corpo nero

λT [$\mu\text{m} \cdot \text{K}$]	f_{λ}	λT [$\mu\text{m} \cdot \text{K}$]	f_{λ}
200	0.000000	6200	0.754140
400	0.000000	6400	0.769234
600	0.000000	6600	0.783199
800	0.000016	6800	0.796129
1000	0.000321	7000	0.808109
1200	0.002134	7200	0.819217
1400	0.007790	7400	0.829527
1600	0.019718	7600	0.839102
1800	0.039341	7800	0.848005
2000	0.066728	8000	0.856288
2200	0.100888	8500	0.874608
2400	0.140256	9000	0.890029
2600	0.183210	9500	0.903085
2800	0.227897	10000	0.914199
3000	0.273232	10500	0.923710
3200	0.318102	11000	0.931890
3400	0.361735	11500	0.939959
3600	0.403607	12000	0.945098
3800	0.443382	13000	0.955139
4000	0.480877	14000	0.962898
4200	0.516014	15000	0.969981
4400	0.548796	16000	0.973814
4600	0.579280	18000	0.980860
4800	0.607559	20000	0.985602
5000	0.633747	25000	0.992215
5200	0.658970	30000	0.995340
5400	0.680360	40000	0.997967
5600	0.701046	50000	0.998953
5800	0.720158	75000	0.999713
6000	0.737818	100000	0.999905



EMISSIONE DELLE SUPERFICI REALI

- l'energia emessa dai CORPI REALI risulta sempre inferiore a quella del corpo nero
- in generale, la radiazione emessa da un corpo reale dipende dalla λ , ma differisce dalla distribuzione di Planck:
- in generale, la radiazione emessa da un corpo reale dipende dalla direzione, al contrario di quella del corpo nero, che è di tipo diffuso
- l'energia emessa da un corpo reale può essere valutata introducendo una proprietà radiativa nota come **EMISSIVITA'**
- l'**EMISSIVITÀ** è definita come il rapporto tra la radiazione emessa da una superficie reale e quella emessa dal corpo nero alla stessa temperatura



EMISSIONE DELLE SUPERFICI REALI

- l'**EMISSIVITÀ** è definita come il rapporto tra la radiazione emessa da una superficie reale e quella emessa dal corpo nero alla stessa temperatura
- se è nota l'**EMISSIVITÀ** di un corpo reale è possibile risalire all'energia radiante da esso emessa



emissività monocromatica (spettrale) direzionale:

$$\epsilon_{\lambda, \theta, \phi}(\lambda, \theta, \phi, T) = \frac{I_{\lambda, e}(\lambda, \theta, \phi, T)}{I_{\lambda, n, e}(\lambda, T)}$$



emissività monocromatica emisferica:

$$\epsilon_{\lambda}(\lambda, T) = \frac{e_{\lambda}(\lambda, T)}{e_{\lambda, n}(\lambda, T)}$$



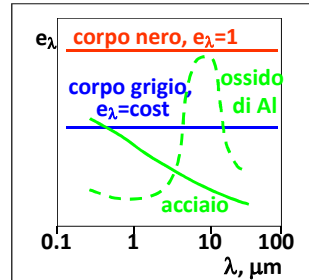
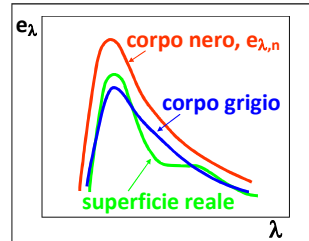
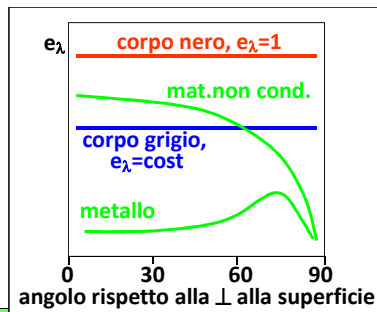
emissività globale emisferica:

$$\epsilon(T) = \frac{E(T)}{E_n(T)} = \frac{\int_0^{\infty} \epsilon_{\lambda}(\lambda, T) \cdot e_{n, \lambda}(\lambda, T) \cdot d\lambda}{E_n(T)}$$



EMISSIONE DELLE SUPERFICI REALI

- la dipendenza di ϵ da λ presenta per le superfici reali variazioni pronunciate con andamenti caratteristici per ogni materiale e stato superficiale
- tali andamenti possono anche variare con la temperatura per cui risulta piuttosto laboriosa la valutazione di ϵ
- sostituendo all'andamento reale un valore medio costante, indipendente dalla lunghezza d'onda, si introduce l'approssimazione detta di:



CORPO GRIGIO

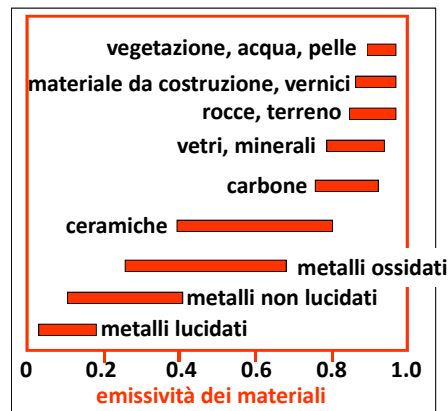
8/2010

26/20



EMISSIONE DELLE SUPERFICI REALI

- nei calcoli di scambio termico per irraggiamento è usualmente utilizzata l'approssimazione di **CORPO GRIGIO** secondo cui l'**EMISSIVITÀ** delle superfici viene considerata indipendente dalla lunghezza d'onda e dalla direzione
- questi sono i campi di variazione tipici dell'**EMISSIVITÀ** dei vari materiali
- i **METALLI** presentano bassi valori di **EMISSIVITÀ**, fino a 0.02 per superfici lucide
- i **MATERIALI NON METALLICI**, come ceramiche e materiali organici, presentano valori elevati
- l'**EMISSIVITÀ** dei **METALLI** aumenta con la temperatura e con l'ossidazione delle superfici, tanto che metalli molto ossidati possono raggiungere valori di ϵ comparabili con quelli dei materiali non metallici



8/2010

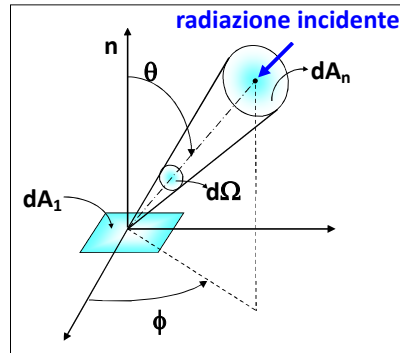
27/20



IRRADIANZA

- in generale, un corpo oltre ad emettere energia radiante, ne riceve una certa quantità dall'ambiente circostante
- l'energia incidente avrà, come caratteristica intrinseca, una determinata distribuzione, direzionale e spettrale, della sua intensità
- INTENSITÀ MONOCROMATICA DIREZIONALE DELLA RADIAZIONE INCIDENTE:

$$I_{\lambda,i}(\lambda, \theta, \phi, T)$$



- il flusso elementare di energia raggiante che incide su una determinata area vale:

$$d\dot{q}_\lambda = \frac{d\dot{Q}_\lambda}{dA} = I_{\lambda,i}(\lambda, \theta, \phi, T) \cdot \cos\theta \cdot d\Omega \quad [W \cdot m^{-2} \cdot \mu m^{-1}]$$

- si definisce quindi l'IRRADIANZA:

$$g_\lambda(\lambda) = \dot{q}_\lambda = \int_0^{2\pi} I_{\lambda,i}(\lambda, \theta, \phi, T) \cdot \cos\theta \cdot d\Omega$$

$$G = \int_0^\infty g_\lambda(\lambda) \cdot d\lambda$$



PROPRIETA' RADIATIVE DEI CORPI

L'IRRADIANZA INCIDENTE si ripartisce nelle tre componenti che danno origine, per il bilancio energetico, alle

$$G = \alpha G + \rho G + \tau G$$

$$\alpha + \rho + \tau = 1$$

α frazione del flusso di radiazione incidente che viene ASSORBITA dal corpo

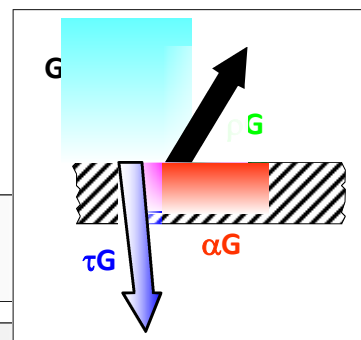
ASSORPTIVITA'

ρ frazione del flusso di radiazione incidente che viene RIFLESSA dal corpo

RIFLETTIVITA'

τ frazione del flusso di radiazione incidente che viene TRASMESSA dal corpo

TRAMISSIVITA'



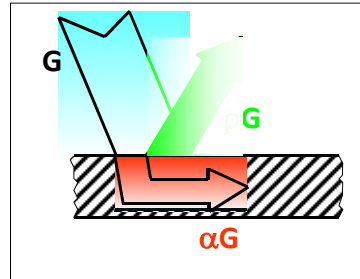


PROPRIETA' RADIATIVE DEI CORPI

in molte applicazioni pratiche la componente trasmessa è trascurabile il corpo si dice

OPACO

$$\alpha + \rho = 1$$



- le caratteristiche di assorbimento e riflessione delle superfici determinano il COLORE degli oggetti
- tranne il caso in cui il corpo sia ad elevata temperatura, e quindi emetta nel campo del visibile, la colorazione dominante è conseguente ad una elevata riflettività a quella lunghezza d'onda ed elevati assorbimenti per tutte le altre colorazioni
- gli effetti visivi possono però portare ad errate interpretazioni sul comportamento globale di una superficie rispetto alla radiazione
- la neve o la carta da scrivere appaiono bianche e quindi dimostrano elevata riflettività nel campo del visibile, ma approssimano il comportamento di un corpo nero nell'infrarosso



PROPRIETA' RADIATIVE DEI CORPI

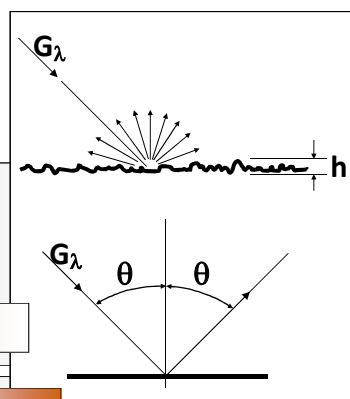
- il fenomeno della riflessione è fortemente influenzato dallo stato della superficie, e può dare luogo come caso limite ad una riflessione speculare o diffusa:



se la dimensione della rugosità è grande rispetto alla lunghezza d'onda
le radiazioni incidenti tendono a riflettersi in tutte le direzioni in modo

$$h > 2\lambda$$

DIFFUSO



se invece la superficie è liscia rispetto alla lunghezza d'onda la radiazione si riflette in modo

$$h < 0,1\lambda$$

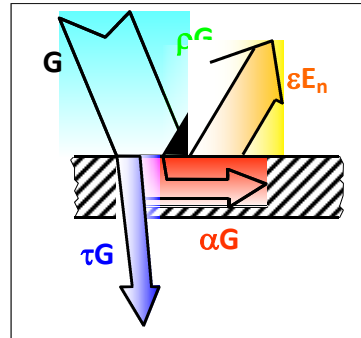
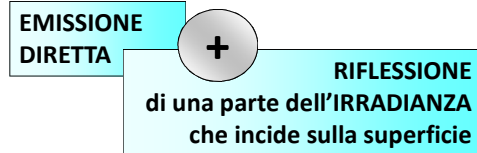
SPECULARE

- una superficie reale ha un comportamento intermedio tra il diffuso e lo speculare, riflettendo in tutte le direzioni la radiazione incidente e con maggiore intensità nella direzione corrispondente a quella di specularità



RADIOSITA'

si definisce **RADIOSITA'** il valore dell'energia raggiante che complessivamente lascia una superficie, costituito dai due contributi:



- per radiazione di caratteristiche diffuse in emissione e riflessione:

$$J_{\lambda} = \pi I_{\lambda, e+r}(\lambda) \quad [W \cdot m^{-2} \cdot \mu m^{-1}]$$

$$J_{\lambda} = \pi I_{e+r} \quad [W \cdot m^{-2}]$$

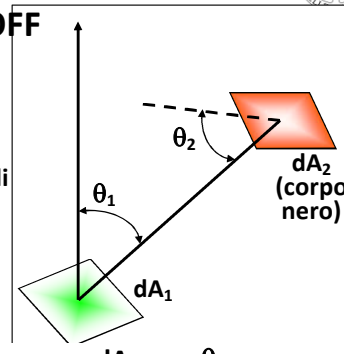
CORPO NERO
 $J = E_n = \sigma \cdot T^4$

CORPO GRIGIO
 $J = \epsilon \cdot E_n + \rho \cdot G = \epsilon \cdot \sigma \cdot T^4 + (1 - \alpha) \cdot G$



LEGGE DI KIRCHHOFF

- le due superfici dA_1 e dA_2 (che è NERA) scambiano calore SOLO per irraggiamento
- tutta la potenza termica proveniente da dA_1 sarà totalmente assorbita da dA_2 mentre solo una parte di potenza proveniente da dA_2 , e ricevuta da dA_1 , sarà assorbita da dA_1
- la potenza termica emessa da dA_1 ed intercettata da dA_2 è pari a:



$$d\dot{q}_{1-2} = I_{\lambda, \theta} \cdot dA_1 \cdot \cos \theta_1 \cdot d\Omega_{2-1} \cdot d\lambda = I_{\lambda, \theta} \cdot dA_1 \cdot \cos \theta_1 \cdot \frac{dA_2 \cdot \cos \theta_2}{R^2} \cdot d\lambda$$

- e, ricordando la definizione di EMISSIVITÀ MONOCROMATICA DIREZIONALE:

$$d\dot{q}_{1-2} = \epsilon_{\lambda, \theta} \cdot I_{n, \lambda, \theta}(\lambda, T_1) \cdot dA_1 \cdot dA_2 \cdot \frac{\cos \theta_1 \cdot \cos \theta_2}{R^2} \cdot d\lambda$$

- la potenza termica emessa da dA_2 ed assorbita da dA_1 sarà poi:

$$d\dot{q}_{2-1} = \alpha_{\lambda, \theta}(\lambda, \theta, T_2) \cdot I_{n, \lambda, \theta}(\lambda, T_2) \cdot dA_1 \cdot dA_2 \cdot \frac{\cos \theta_1 \cdot \cos \theta_2}{R^2} \cdot d\lambda$$



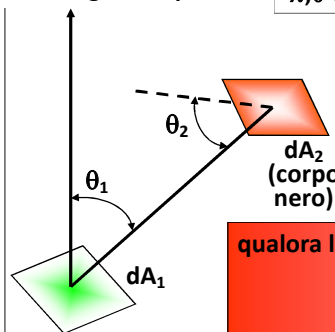
LEGGE DI KIRCHHOFF

se le due superfici sono in equilibrio termico tra loro, le due quantità:

$$d\dot{q}_{1-2} = \varepsilon_{\lambda,\theta} \cdot I_{n,\lambda,\theta}(\lambda, T_1) \cdot dA_1 \cdot dA_2 \cdot \frac{\cos\theta_1 \cdot \cos\theta_2}{R^2} \cdot d\lambda$$

$$d\dot{q}_{2-1} = \alpha_{\lambda,\theta}(\lambda, \theta, T_2) \cdot I_{n,\lambda,\theta}(\lambda, T_2) \cdot dA_1 \cdot dA_2 \cdot \frac{\cos\theta_1 \cdot \cos\theta_2}{R^2} \cdot d\lambda$$

sono uguali e quindi: $\varepsilon_{\lambda,\theta}(\lambda, \theta, T_1) \cdot I_{n,\lambda,\theta}(\lambda, T_1) = \alpha_{\lambda,\theta}(\lambda, \theta, T_2) \cdot I_{n,\lambda,\theta}(\lambda, T_2)$



α di un materiale, al contrario di ε , è praticamente indipendente dalla temperatura della superficie ma dipende dalla temperatura della sorgente da cui proviene la radiazione incidente

qualora le due superfici siano alla stessa TEMPERATURA:

$$\varepsilon_{\lambda,\theta}(\lambda, \theta, T_1) = \alpha_{\lambda,\theta}(\lambda, \theta, T_2)$$

LEGGE DI KIRCHHOFF (1824-1887)



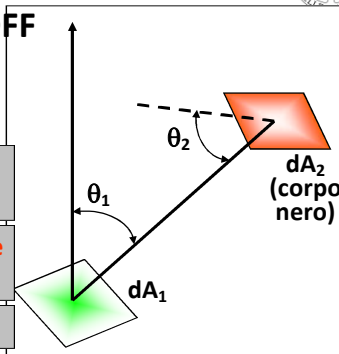
LEGGE DI KIRCHHOFF

la LEGGE DI KIRCHHOFF

$$\varepsilon_{\lambda,\theta}(\lambda, \theta, T_1) = \alpha_{\lambda,\theta}(\lambda, \theta, T_2)$$

è quindi valida se:

- il corpo è in equilibrio con i corpi vicini (regime stazionario)
- il corpo è alla stessa temperatura della sorgente che lo irradia
- la sorgente che irradia il corpo è nera



• la LEGGE DI KIRCHHOFF può essere estesa anche all'EMISSIVITÀ SPETTRALE EMISFERICA e all'EMISSIVITÀ GLOBALE EMISFERICA, in relazione con i coefficienti emisferici di assorbimento, spettrale e globale; rimangono immutate le condizioni di validità

$$\varepsilon_{\lambda}(\lambda, T_1) = \alpha_{\lambda}(\lambda, T_1)$$

$$\varepsilon(T_1) = \alpha(T_1)$$

• quando è possibile applicare la legge di Kirchhoff con i corpi opachi, è sufficiente conoscere una sola delle 3 proprietà radiative ε , α , ρ per conoscere le altre

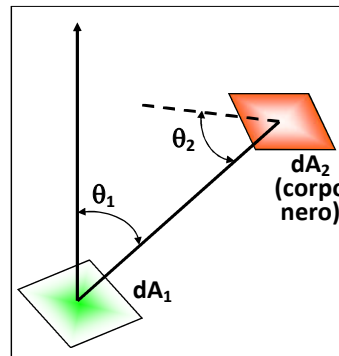
$$\varepsilon = \alpha$$

$$\rho + \alpha = 1$$



LEGGE DI KIRCHHOFF

- sebbene la **LEGGE DI KIRCHHOFF** sia valida a rigore solo se le temperature della sorgente e quella della superficie sono uguali, di solito viene utilizzata fino a che la differenza di temperatura non supera qualche centinaio di gradi
- si immagini di avere un'auto di colore bianco esposta alla radiazione solare; il sole può essere considerato un corpo nero, per cui se si scrive il bilancio termico sull'auto (trascurando convezione e conduzione in ambiente):



$$\epsilon(T_{\text{auto}}) \cdot E_n(T_{\text{auto}}) = \alpha(T_{\text{sole}}) \cdot E_n(T_{\text{sole}})$$

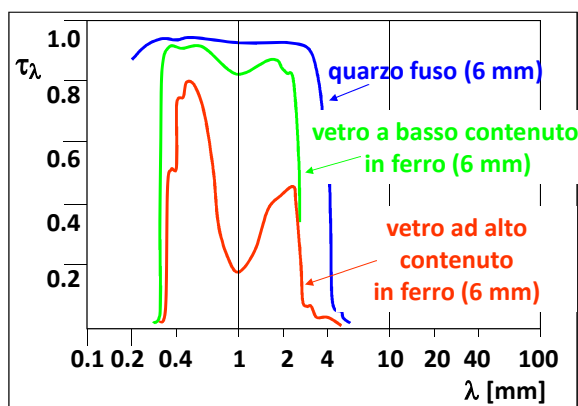
- poiché la temperatura dei due corpi è troppo diversa **NON SI PUÒ APPLICARE LA LEGGE DI KIRCHHOFF**; dalla letteratura si vede infatti:

$$\begin{aligned} \epsilon(T_{\text{auto}}) &\cong 0,85 \\ \alpha(T_{\text{sole}}) &\cong 0,20 \end{aligned}$$



SELETTIVITA' DELLE SUPERFICI REALI

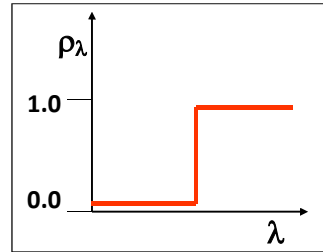
- si dice **SELETTIVA** una superficie che presenta un comportamento all'assorbimento e alla riflessione notevolmente diverso nei diversi campi di lunghezza d'onda della radiazione incidente
- la tipica superficie selettiva è il **VETRO**, trasparente alla radiazione visibile e al vicino infrarosso, opaco alle radiazione a maggiore lunghezza d'onda
- le proprietà del vetro, materiale semitrasparente, sono una delle cause del nome "EFFETTO SERRA" dato al fenomeno del **CAMBIAMENTO CLIMATICO**





SELETTIVITA' DELLE SUPERFICI REALI

- per i materiali opachi le caratteristiche di selettività riguardano la variabilità con λ delle proprietà di assorbimento e riflessione
- nel campo di utilizzazione dell'ENERGIA SOLARE è opportuno disporre di materiali per la captazione con **ELEVATI REQUISITI DI ASSORBIMENTO DELL'ENERGIA SOLARE e RIDOTTE CAPACITÀ DI EMISSIONE ALLE ELEVATE LUNGHEZZE D'ONDA** caratteristiche dell'irraggiamento a bassa temperatura



α elevato
(cioè ρ basso)
alle basse λ

ε basso, cioè α basso
(cioè ρ alto)
alle λ elevate

- se invece si vuole che una superficie rimanga fredda sotto il sole (serbatoi combustibile, carri refrigerati) essa deve avere:

α basso
(cioè ρ alto)
alle basse λ

ε alto, cioè α alto
(cioè ρ basso)
alle λ elevate



RADIAZIONE SOLARE ED ATMOSFERICA

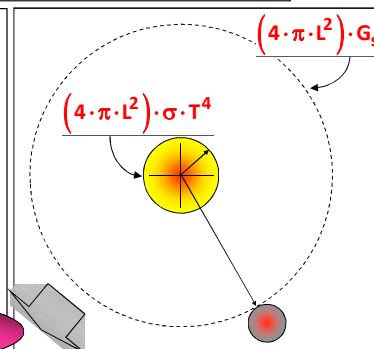
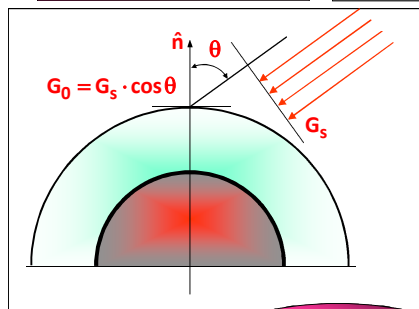
SOLE

$D \approx 1,39 \cdot 10^9$ m
 $m \approx 2 \cdot 10^{30}$ kg
 $L_{\text{sole-terra}} \approx 1,50 \cdot 10^{11}$ m
 $T_{\text{centro}} \approx 40 \cdot 10^6$ K
 $T_s \approx 6 \cdot 10^3$ K

$\dot{Q}_{\text{sole}} \approx 3,8 \cdot 10^{25}$ [W]

$\dot{Q}_{\text{sole} \rightarrow \text{terra}} \approx 1,7 \cdot 10^{17}$ [W]

$G_s = 1'353 \pm 40$ [W] **costante solare**



$T_{\text{sole}} = 5762$ K



RADIAZIONE SOLARE ED ATMOSFERICA

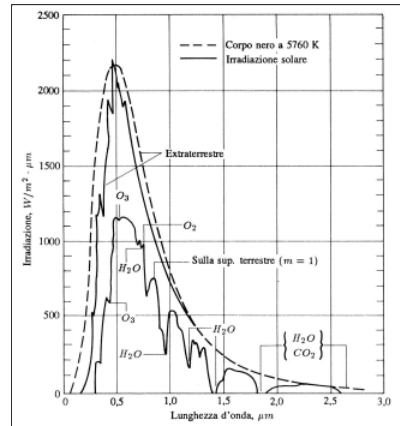
la radiazione solare arriva al suolo notevolmente attenuata a causa di:

ASSORBIMENTO ATMOSFERICO

- l'ozono assorbe la radiazione **UV** (quasi completamente per $\lambda < 0,3 \mu\text{m}$), l'ossigeno assorbe intorno a $\lambda = 0,76 \mu\text{m}$, vapor d'acqua e anidride carbonica assorbono nell'**IR**
- la radiazione solare sulla terra è compresa quasi tutta tra $0,3 \leq \lambda \leq 2,5 \mu\text{m}$, ed arriva al massimo a $950 \text{ [W}\cdot\text{m}^{-2}]$

DISPERSIONE O RIFLESSIONE

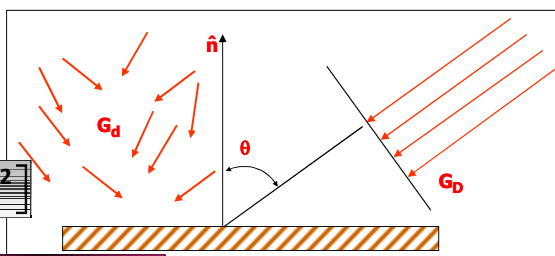
- da parte di aria e particelle varie
- ossigeno e azoto disperdono principalmente radiazione a λ piccola rispetto alla grandezza della molecola (radiazione violetta e blu):
 - questa dispersione molecolare in tutte le direzioni dà al cielo il colore azzurro
 - albe e tramonti rossi sono dovuti alla maggior massa d'aria che la radiazione deve attraversare, con maggior dispersione di blu e violetto



RADIAZIONE SOLARE ED ATMOSFERICA

la **RADIAZIONE DIFFUSA** è il 10% in un giorno sereno e il 100% in un giorno completamente nuvoloso

$$G_{\text{solare}} = G_D \cdot \cos \theta + G_d \quad [\text{W}\cdot\text{m}^{-2}]$$



radiazione diretta

radiazione diffusa

temperatura effettiva del cielo

le molecole presenti nell'atmosfera (in particolare CO_2 e H_2O) emettono radiazione:

$$5 \leq \lambda \leq 8 \text{ mm} ; \lambda \geq 13 \text{ mm}$$

si può considerare l'atmosfera come un corpo nero ad una temperatura fittizia, tale da emettere una quantità equivalente di radiazione:

$$G_{\text{cielo}} = \sigma \cdot T_{\text{cielo}}^4 \quad [\text{W}\cdot\text{m}^{-2}]$$

$$230 \leq T_{\text{cielo}} \leq 285 \text{ K}$$



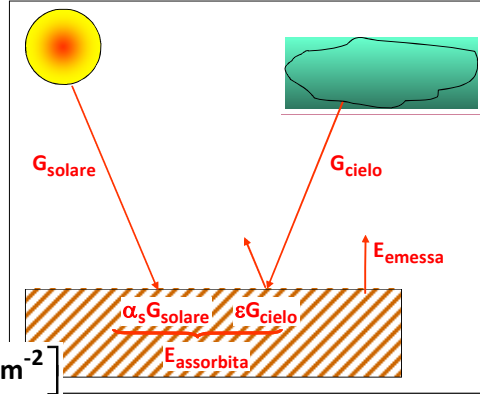
RADIAZIONE SOLARE ED ATMOSFERICA

poiché $T_{cielo} \approx T_{amb}$ si può applicare Kirchhoff:

$$E_{cielo,ass} = \alpha \cdot G_{cielo} = \alpha \cdot \sigma \cdot T_{cielo}^4 = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_{cielo}^4 \quad [W \cdot m^{-2}]$$

la potenza netta trasmessa ad una superficie esposta alla radiazione solare e atmosferica vale:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{netta,irr} &= \sum E_{ass} - \sum E_{emessa} \quad [W \cdot m^{-2}] \\ &= E_{sol,ass} + E_{cielo,ass} - E_{emessa} \\ &= \alpha_s G_{solare} + \varepsilon \sigma T_{cielo}^4 - \varepsilon \sigma T_s^4 \\ &= \alpha_s G_{solare} + \varepsilon \sigma (T_{cielo}^4 - T_s^4) \end{aligned}$$



ε è l'EMISSIVITÀ della superficie a temperatura ambiente

un valore positivo di \dot{q}_{netta} indica un guadagno di energia della superficie, un valore negativo una perdita



RADIAZIONE SOLARE ED ATMOSFERICA

in assenza di radiazione solare lo scambio netto tra la superficie terrestre e l'atmosfera diventa:

$$\dot{q}_{netta,uscente} = \varepsilon \sigma T_s^4 - \varepsilon \sigma T_{cielo}^4 \quad [W \cdot m^{-2}]$$

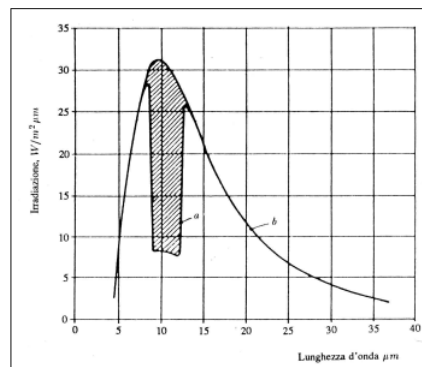
- le molecole presenti nell'atmosfera (in particolare CO₂ e H₂O) emettono radiazione negli intervalli

$$5 \leq \lambda \leq 8 \mu m$$

$$\lambda \geq 13 \mu m$$

- si ha una regione di trasparenza, la cosiddetta **FINESTRA ATMOSFERICA**, nell'intervallo

$$8 \leq \lambda \leq 12 \mu m$$

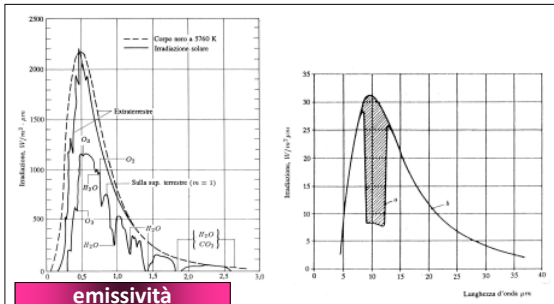


- la curva b) rappresenta l'emissione di un corpo nero alla temperatura dell'atmosfera
- la curva a) rappresenta lo scambio netto radiativo terra-atmosfera in assenza di radiazione solare
- l'area tratteggiata rappresenta la potenza netta scambiata tra la superficie terrestre e la volta celeste



RADIAZIONE SOLARE ED ATMOSFERICA

- la distribuzione spettrale della radiazione solare è molto diversa da quella terrestre-atmosferica
- le proprietà radiative delle superfici sono molto diverse a seconda che la radiazione sia incidente o emessa



	assorbimento solare, α_s	emissività a temp.amb., ϵ	
alluminio			captatori di energia solare
-lucido	0.09	0.03	
-anodizzato	0.14	0.84	
acciaio inox			superfici fredde al sole
-lucido	0.37	0.60	
-opaco	0.50	0.21	
ossido di Ni nero	0.92	0.08	
vernice nera	0.97	0.97	
vernice bianca	0.14	0.93	
neve	0.28	0.97	
pelle (uomo bianco)	0.62	0.97	

8/2010

44/20



riferimenti

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGrawHill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, G. Cortella, *Fondamenti di trasmissione del calore*, SGE Editoriale, Padova, 2001
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, V. Naso, R. Vanoli, *Fondamenti di trasmissione del calore*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ G. Guglielmini, C. Pisoni, *Introduzione alla trasmissione del calore*, CEA, Roma, 2002

2/2011

45/20



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)

prof. ing. Fabio Polonara

A.A. 2012/2013

lezione n. 21

TdC-SCAMBIO PER IRRAGGIAMENTO

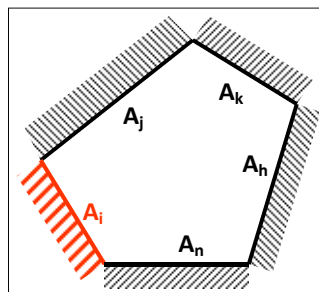
Università Politecnica delle Marche



Dipartimento di Energetica

SCAMBIO TERMICO PER IRRAGGIAMENTO

- si vuole analizzare lo scambio di energia termica radiante tra superfici a differente temperatura
- lo scambio dipende, oltre che dalle temperature e dalle proprietà radiative delle superfici, dalla loro geometria e dalla loro orientazione
- occorre innanzitutto definire il concetto di **CAVITÀ**
- una superficie può essere sempre considerata come circondata da altre superfici reali o fittizie: l'insieme di queste superfici costituisce una **CAVITÀ**
- è opportuno associare una **CAVITÀ** ad una superficie poiché, in tal modo, si valutano correttamente i contributi di energia termica radiante in tutte le direzioni dello spazio

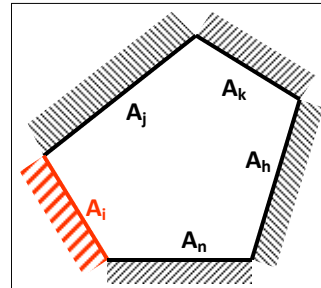




SCAMBIO TERMICO PER IRRAGGIAMENTO

l'analisi si basa sulle seguenti IPOTESI:

- superfici isoterme a temperatura T_i
- superfici grigie (nere come caso particolare)
 - α e ρ dipendono sia dalle caratteristiche della superficie che da G ; quest'ultima grandezza è di difficile valutazione in relazione alla cavità
 - si adotta un modello per il quale $\alpha = \varepsilon$ con l'emissività totale valutata alla temperatura della sorgente
- riflessione ed emissione diffuse
- distribuzione uniforme della radiosità su ciascuna superficie
- mezzo all'interno della cavità non partecipante
- regime stazionario



9/2010

2/21



FATTORE DI VISTA (O DI FORMA)

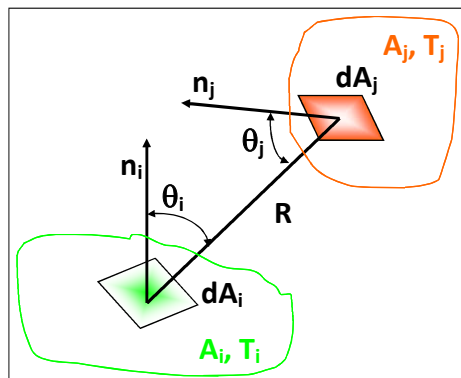
- nello scambio termico in cavità la geometria delle superfici e la loro disposizione assumono un'importanza rilevante
- per analizzare questa influenza conviene introdurre il **FATTORE DI VISTA, F_{ij}**
- il **FATTORE DI VISTA** è definito come la frazione della radiazione che lascia la superficie i che è intercettata direttamente dalla superficie j

$$F_{ij} = \frac{\dot{Q}_{i \rightarrow j}}{\dot{Q}_i}$$

- la potenza emessa su tutto lo spettro dall'elemento dA_i ed incidente su dA_j si può esprimere come:

$$d\dot{Q}_{i \rightarrow j} = I_i \cdot \cos \theta_i \cdot dA_i \cdot d\Omega_{j-i}$$

- $d\Omega_{j-i}$ è l'angolo solido sotto cui dA_j è visto da dA_i



9/2010

3/21



FATTORE DI VISTA

- $d\Omega_{j-i}$ è l'angolo solido sotto cui dA_j è visto da dA_i

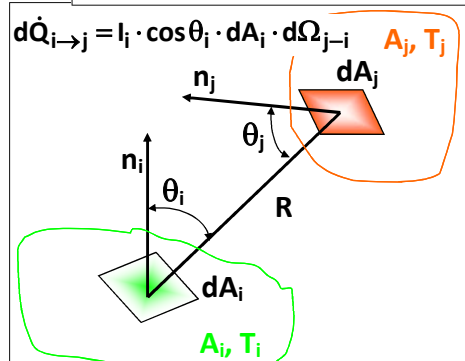
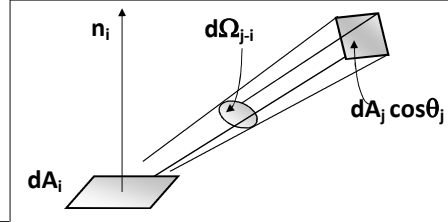
$$d\Omega_{j-i} = \frac{\cos\theta_j \cdot dA_j}{R^2}$$

- sostituendo all'angolo solido la sua espressione:

$$d\dot{Q}_{i \rightarrow j} = I_i \frac{\cos\theta_i \cdot \cos\theta_j}{R^2} dA_i \cdot dA_j$$

- nell'ipotesi di emissione e riflessione diffusa si può sostituire all'intensità di radiazione la RADIOSITA': $J_i = \pi \cdot I_i$

$$d\dot{Q}_{i \rightarrow j} = J_i \frac{\cos\theta_i \cdot \cos\theta_j}{\pi \cdot R^2} dA_i \cdot dA_j$$



9/2010

4/21



FATTORE DI VISTA

- il flusso di calore che lascia la superficie A_i ed incide su A_j può essere a questo punto ricavato integrando sulle due superfici (assumendo che la radiosità sia uniforme sulla superficie)

$$\dot{Q}_{i \rightarrow j} = J_i \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos\theta_i \cdot \cos\theta_j}{\pi \cdot R^2} dA_i \cdot dA_j$$

- dalla definizione di FATTORE DI VISTA si ha:

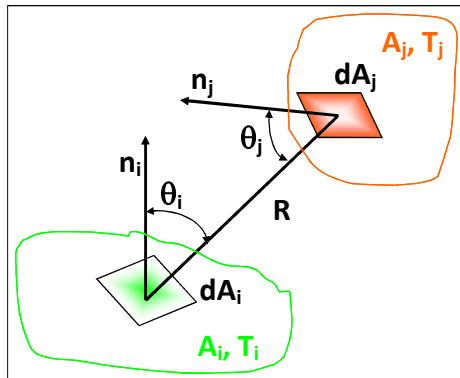
$$F_{ij} = \frac{\dot{Q}_{i \rightarrow j}}{\dot{Q}_i} = \frac{\dot{Q}_{i \rightarrow j}}{J_i \cdot A_i}$$

e quindi:

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos\theta_i \cdot \cos\theta_j}{\pi \cdot R^2} dA_i \cdot dA_j$$

- in modo del tutto analogo, F_{ji} è definito come la frazione della radiazione che lascia la superficie A_j ed incide su A_i

$$F_{ji} = \frac{1}{A_j} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos\theta_i \cdot \cos\theta_j}{\pi \cdot R^2} dA_i \cdot dA_j$$



9/2010

5/21



FATTORE DI VISTA

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos\theta_i \cdot \cos\theta_j}{\pi \cdot R^2} dA_i \cdot dA_j$$

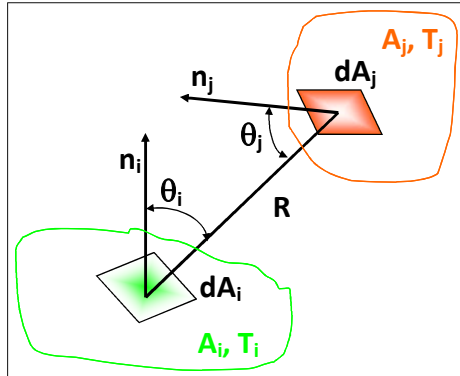
$$F_{ji} = \frac{1}{A_j} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos\theta_i \cdot \cos\theta_j}{\pi \cdot R^2} dA_i \cdot dA_j$$

- il fattore di vista dipende unicamente da **PARAMETRI GEOMETRICI**
- si ricava la prima proprietà dei fattori di vista, la **RELAZIONE DI RECIPROCA'**

$$A_i \cdot F_{ij} = A_j \cdot F_{ji}$$

- in definitiva il flusso di calore netto scambiato tra le due superfici si calcola come differenza tra le potenze emesse da ognuna di esse ed incidenti sull'altra

$$\dot{Q}_{i,j} = \dot{Q}_{i \rightarrow j} - \dot{Q}_{j \rightarrow i} = A_i \cdot F_{ij} \cdot J_i - A_j \cdot F_{ji} \cdot J_j = F_{ij} \cdot A_i (J_i - J_j) = F_{ji} \cdot A_j (J_i - J_j)$$



9/2010

6/21



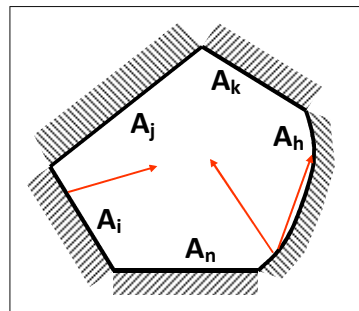
FATTORE DI VISTA

$$\dot{Q}_{i,j} = \dot{Q}_{i \rightarrow j} - \dot{Q}_{j \rightarrow i} = A_i \cdot F_{ij} \cdot J_i - A_j \cdot F_{ji} \cdot J_j = F_{ij} \cdot A_i (J_i - J_j) = F_{ji} \cdot A_j (J_i - J_j)$$

- la determinazione dello scambio netto tra superfici si riduce quindi ad un **PROBLEMA GEOMETRICO** che consiste nella valutazione dei fattori di vista relativi alla posizione reciproca
- la seconda proprietà dei fattori di vista riguarda lo scambio in cavità e discende dalla legge di conservazione dell'energia; se N superfici costituiscono la cavità, vale per esse la **REGOLA DELLA SOMMA**

$$\sum_{j=1}^N F_{ij} = 1$$

superficie concava $\rightarrow F_{ii} \neq 0$
 superficie convessa $\rightarrow F_{ii} = 0$



9/2010

7/21

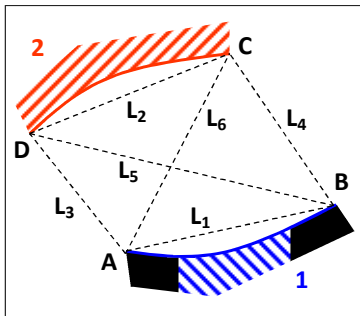


FATTORE DI VISTA

- nel caso di **SUPERFICI INFINITAMENTE LUNGHE**, come le geometrie di sezione trasversale costante (canali, condotti), molto lunghe in una direzione rispetto alle altre, si applica il **METODO DELLE CORDE INCROCIATE** (di HOTTEL)

$$F_{ij} = \frac{\sum (\text{lunghezza_corde_incrociate}) - \sum (\text{lunghezza_corde_non_incrociate})}{2 \cdot (\text{lunghezza_corda_sulla_superficie})}$$

- esempio:



$$F_{ij} = \frac{(L_5 + L_6) - (L_3 + L_4)}{2 \cdot L_1}$$

9/2010

8/21



FATTORE DI VISTA

- il caso più semplice per la determinazione dei **FATTORI DI VISTA** è quello di **CAVITA'** composta da due piani paralleli posti a distanza molto ravvicinata rispetto alla loro altezza e larghezza; in tal modo si esclude l'influenza di altre superfici e gli effetti di bordo sono trascurabili
- in questo caso:

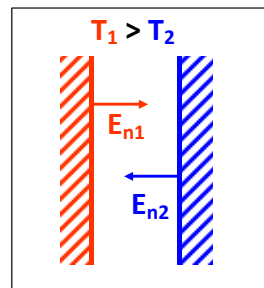
$$F_{12} = F_{21} = 1 \quad F_{11} = F_{22} = 0$$

- se le due superfici sono **NERE** la:

$$\dot{Q}_{1,2} = \dot{Q}_{1 \rightarrow 2} - \dot{Q}_{2 \rightarrow 1} = A_1 \cdot F_{12} \cdot J_1 - A_2 \cdot F_{21} \cdot J_2 = F_{12} \cdot A_1 (J_1 - J_2) = F_{21} \cdot A_2 (J_1 - J_2)$$

si semplifica nella:

$$\dot{Q}_{1,2} = A_1 \cdot F_{12} \cdot J_1 - A_2 \cdot F_{21} \cdot J_2 = A (E_{n,1} - E_{n,2}) = A \cdot \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$



- non sempre però la determinazione dei fattori di vista è intuitiva e semplice come in questo caso
- basti pensare al caso delle due lastre piane parallele quando la distanza non è piccola rispetto alle altre dimensioni, e quindi gli effetti di bordo non sono trascurabili

9/2010

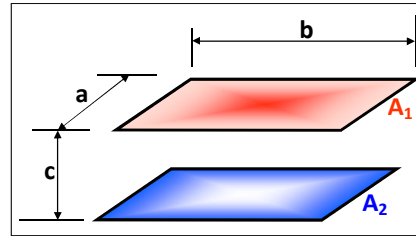
9/21



FATTORE DI VISTA

- si abbia: $A_1 = A_2 = a \cdot b$
 $A_1 F_{12} = A_2 F_{21} \Rightarrow F_{12} = F_{21}$

- è evidente che $F_{12} = F_{21} < 1$
 tanto più quanto, fissati a e b , maggiore è c



- la potenza netta scambiata vale:
 $\dot{Q}_{1,2} = A_1 F_{12} E_{n,1} - A_2 F_{21} E_{n,2} = A_1 F_{12} \sigma (T_1^4 - T_2^4)$

- per valutare il fattore di vista occorre risolvere l'integrale doppio
- in questo caso il risultato è:

$$F_{12} = \frac{2}{\pi AB} \left\{ \ln \left[\frac{(1+A^2)(1+B^2)}{(1+A^2+B^2)} \right]^{1/2} + B\sqrt{1+A^2} \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{B}{\sqrt{1+A^2}} \right) + A\sqrt{1+B^2} \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{A}{\sqrt{1+B^2}} \right) - B \operatorname{tg}^{-1}(B) - A \operatorname{tg}^{-1}(A) \right\}$$

$A = \frac{a}{c} \quad B = \frac{b}{c}$

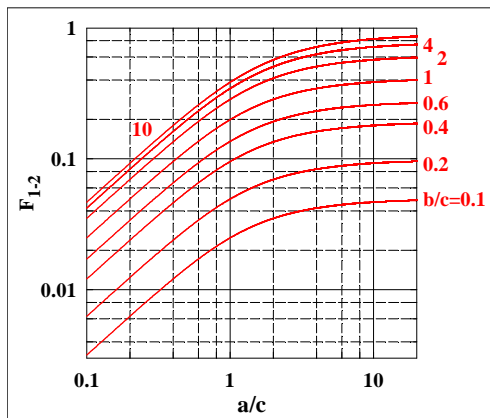
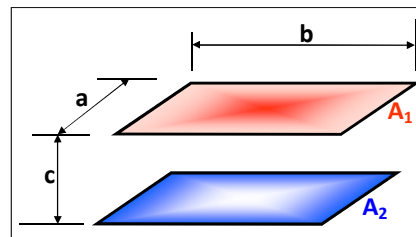
12/2010

10/21

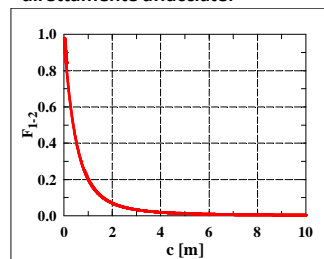


FATTORE DI VISTA

- nei manuali, oltre alle formule per i fattori di vista per le configurazioni più frequenti, le funzioni sono graficate, come nel caso in esame



- un caso particolare è quello di due piastre quadrate di 1 m di lato, parallele, direttamente affacciate:



12/2010

11/21



FATTORE DI VISTA

- per valutare lo scambio radiativo in una cavità di **N** superfici occorre conoscere un totale di **N²** fattori di vista
- **N** fattori di vista possono essere calcolati applicando la regola della somma a ciascuna delle **N** superfici della cavità
- **N(N-1)/2** fattori di vista possono essere ottenuti applicando **N(N-1)/2** volte la relazione di reciprocità
- in questo modo non è necessario determinare **N²** fattori di vista, ma è sufficiente determinarne

F_{11}	F_{12}	...	F_{1N}
F_{21}	F_{22}	...	F_{2N}
...
F_{N1}	F_{N2}	...	F_{NN}

$$N^2 - N - \frac{N(N-1)}{2} = \frac{N(N-1)}{2}$$

nel caso di una cavità a 3 superfici, sono da calcolare non 9 fattori di vista, ma solo $[9-3-3(3-1)/2]=3$



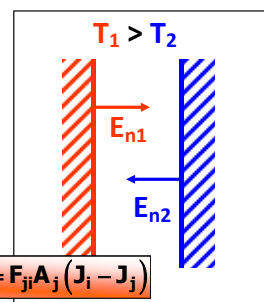
SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI NERE

- il caso più semplice è quello di DUE PIANI PARALLELI posti a distanza molto ravvicinata rispetto alla loro altezza e larghezza; in tal modo si esclude l'influenza di altre superfici e gli effetti di bordo sono trascurabili
- si può pensare ad una cavità formata da 2 superfici:

$$F_{12} = F_{21} = 1$$

$$F_{11} = F_{22} = 0$$

$$A_1 = A_2 = A$$



- se le due superfici sono nere, la

$$\dot{Q}_{i,j} = \dot{Q}_{i \rightarrow j} - \dot{Q}_{j \rightarrow i} = A_i F_{ij} J_i - A_j F_{ji} J_j = F_{ij} A_i (J_i - J_j) = F_{ji} A_j (J_i - J_j)$$

si semplifica nella:

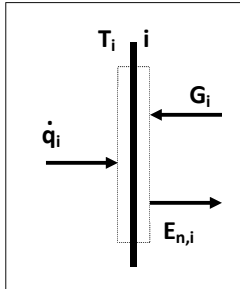
$$\dot{Q}_{1,2} = A_1 F_{12} J_1 - A_2 F_{21} J_2 = A (E_{n,1} - E_{n,2}) = A \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

- non sempre però la determinazione dei fattori di vista è intuitiva e semplice come in questo caso
- basti pensare al caso delle due lastre piane parallele quando la distanza non è piccola rispetto alle altre dimensioni, e quindi gli effetti di bordo non sono trascurabili



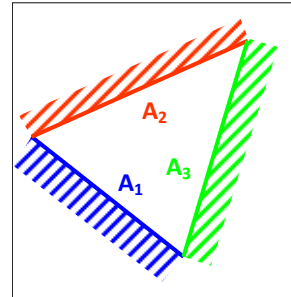
SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI NERE

- estendendo l'analisi al caso più generale dello scambio termico in una cavità costituita da superfici nere, si consideri una generica superficie i alla temperatura T_i



- per la prima legge della termodinamica l'energia termica fornita da una sorgente esterna affinché la superficie rimanga alla temperatura T_i è pari alla differenza tra le energie termiche in uscita e in ingresso:

$$\dot{Q}_i = A_i (E_{n,i} - G_i)$$



$$\dot{Q}_i = A_i (E_{n,i} - G_i)$$

- occorre valutare la radiazione incidente sulla superficie i , la quale proviene dalle N superfici della cavità; la radiazione che, partendo dalla generica superficie j arriva su i è pari a: $A_j F_{ji} E_{n,j} = A_i F_{ij} E_{n,j}$

- considerando il contributo di tutte le superfici della cavità:

$$A_i G_i = A_i \left(\sum_{j=1}^N F_{ij} E_{n,j} \right)$$

12/2010

14/21



SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI NERE

- l'espressione

$$A_i G_i = A_i \left(\sum_{j=1}^N F_{ij} E_{n,j} \right)$$

può essere introdotta nel bilancio energetico di partenza:

$$\dot{Q}_i = A_i (E_{n,i} - G_i) = A_i \left(E_{n,i} - \sum_{j=1}^N F_{ij} E_{n,j} \right)$$

- e poiché in cavità vale la regola della somma si può scrivere:

$$\sum_{j=1}^N F_{ij} = 1$$

$$\dot{Q}_i = A_i \left(\sum_{j=1}^N F_{ij} E_{n,i} - \sum_{j=1}^N F_{ij} E_{n,j} \right) = A_i \left(\sum_{j=1}^N F_{ij} (E_{n,i} - E_{n,j}) \right) = \sum_{j=1}^N \dot{Q}_{ij}$$

- anche qui l'utilizzo dell'analogia elettrica e della simbologia delle reti resistive è molto utile per comprendere il fenomeno:

$$\dot{Q}_i = \sum_{j=1}^N (E_{n,i} - E_{n,j})$$

differenza di potenziale

resistenza termica SPAZIALE

12/2010

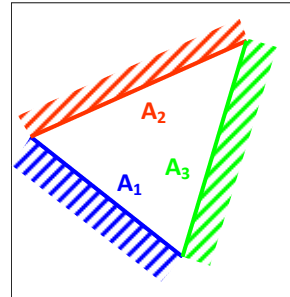
15/21



SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI NERE

- si prenda ad esempio la cavità a 3 superfici della figura

$$\begin{cases} \dot{Q}_1 = \dot{Q}_{1,2} + \dot{Q}_{1,3} = \frac{(E_{n,1} - E_{n,2})}{1/A_1 F_{12}} + \frac{(E_{n,1} - E_{n,3})}{1/A_1 F_{13}} \\ \dot{Q}_2 = \dot{Q}_{2,1} + \dot{Q}_{2,3} = \frac{(E_{n,2} - E_{n,1})}{1/A_2 F_{21}} + \frac{(E_{n,2} - E_{n,3})}{1/A_2 F_{23}} \\ \dot{Q}_3 = \dot{Q}_{3,1} + \dot{Q}_{3,2} = \frac{(E_{n,3} - E_{n,1})}{1/A_3 F_{31}} + \frac{(E_{n,3} - E_{n,2})}{1/A_3 F_{32}} \end{cases}$$



- nei problemi, solitamente, sono note le caratteristiche geometriche della cavità, e quindi i fattori di vista, e sono da calcolare le quantità di calore scambiate dalle superfici e/o le temperature T_1, T_2, T_3 , che si possono valutare una volta noti i poteri emissivi delle superfici nere

$$\frac{1}{A_1 F_{12}} = \frac{1}{A_2 F_{21}} = R_{12}$$

$$\frac{1}{A_1 F_{13}} = \frac{1}{A_3 F_{31}} = R_{13}$$

$$\frac{1}{A_2 F_{23}} = \frac{1}{A_3 F_{32}} = R_{23}$$

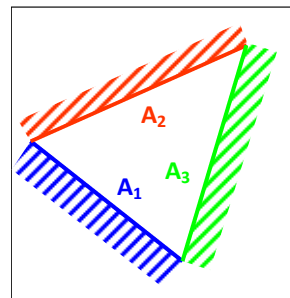
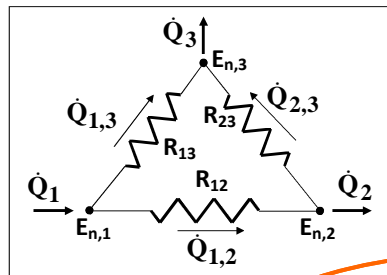
8/2012

16/21

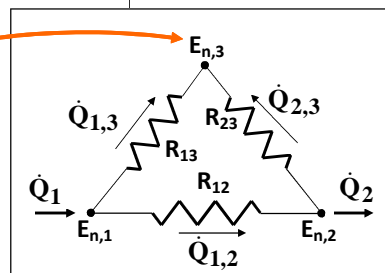


SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI NERE

- l'analogia elettrica può essere ripresa anche nella grafica delle reti resistive



- se una delle superfici è **ADIABATICA** non c'è calore scambiato sulla superficie, ed il potenziale (ed esempio $E_{n,3}$) è fluttuante, cioè dipendente da $E_{n,1}, E_{n,2}$ e dalle resistenze



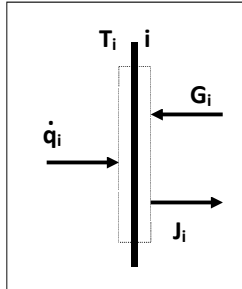
12/2010

17/21

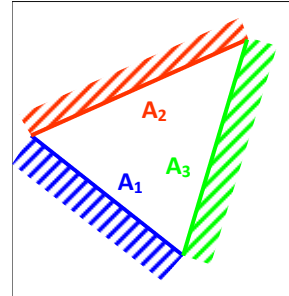


SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI GRIGIE

- se le superfici sono GRIGIE (opache e diffuse, caratterizzate da ϵ_1 ed ϵ_2) il calcolo della potenza trasmessa non può basarsi sul potenziale E_n



- infatti la potenza da considerare è quella che lascia la superficie, cioè la RADIOSITA', J_i , somma del contributo proprio ϵE_n , e di quello riflesso, ρG , dovuto alla irradiazione proveniente dalle altre superfici della cavità



- nei problemi, di solito, sono noti i valori delle aree (A_i) e delle emissività (ϵ_i) delle superfici: il primo passo consiste nel calcolare i fattori di vista F_{ij} , mentre nelle ipotesi correnti è anche possibile valutare α e ρ
- ✓ poi se sono note le temperature delle superfici, T_i , risolvere il problema della cavità significa calcolare le potenze nette trasferite e poi le potenze da fornire o sottrarre, rispetto all'esterno, per ciascuna delle superfici;
- ✓ a volte sono incognite le temperature di alcune superfici e note le potenze fornite o sottratte

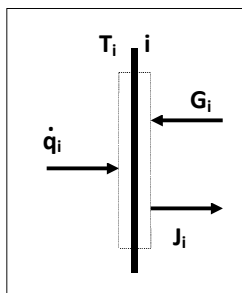
12/2010

18/21



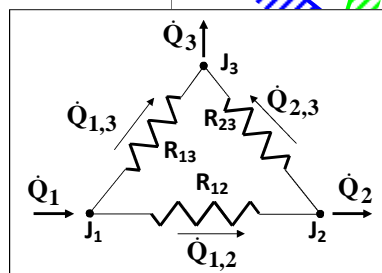
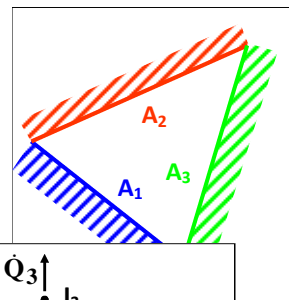
SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI GRIGIE

- la maggiore complessità è dovuta al fatto che, mentre $E_{n,i}$ dipende solo dalla temperatura della superficie, J_i dipende anche dalla G_i , non nota a priori



- anche qui si applica la prima legge della termodinamica, per la quale l'energia termica fornita da una sorgente esterna affinché la superficie rimanga alla temperatura T_i è pari alla differenza tra le energie termiche in uscita e in ingresso:

$$\dot{Q}_i = A_i (J_i - G_i)$$



12/2010

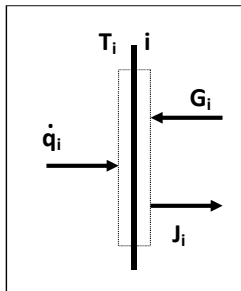
19/21



SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI GRIGIE

• essendo:

$$A_i J_i = \sum_{j=1}^N A_j J_{ij}; \quad A_i G_i = \sum_{j=1}^N A_j J_{ji}; \quad A_i F_{ij} = A_j F_{ji}$$



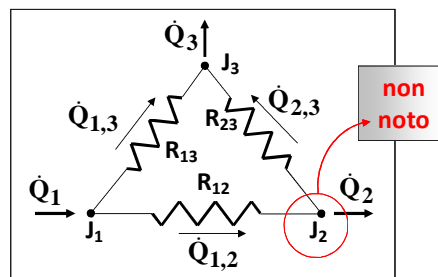
• dalla:

$$\dot{Q}_i = A_i (J_i - G_i)$$

si ottiene la:

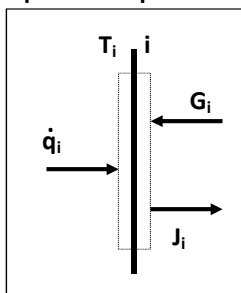
$$\dot{Q}_i = \sum_{j=1}^N A_i J_{ij} F_{ij} - \sum_{j=1}^N A_j J_{ji} F_{ji} = \sum_{j=1}^N A_i F_{ij} (J_i - J_j)$$

• questa relazione è del tutto analoga a quella già trovata per le superfici nere, dove al potenziale E_n si è sostituita la radiosità J



SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI GRIGIE

• poiché J dipende da G , occorre trovare un modo per valutare l'irradianza



• per definizione è:

$$J_i = \epsilon_i E_{n,i} + (1 - \epsilon_i) G_i$$

da cui:

$$G_i = \frac{J_i - \epsilon_i E_{n,i}}{1 - \epsilon_i}$$

inoltre:

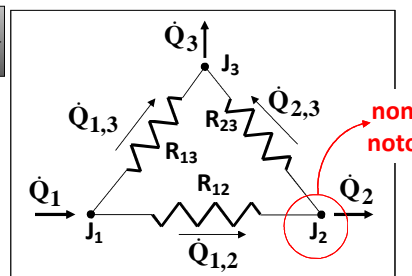
$$\dot{Q}_i = A_i (J_i - G_i)$$

da cui:

$$G_i = J_i - \frac{\dot{Q}_i}{A_i}$$

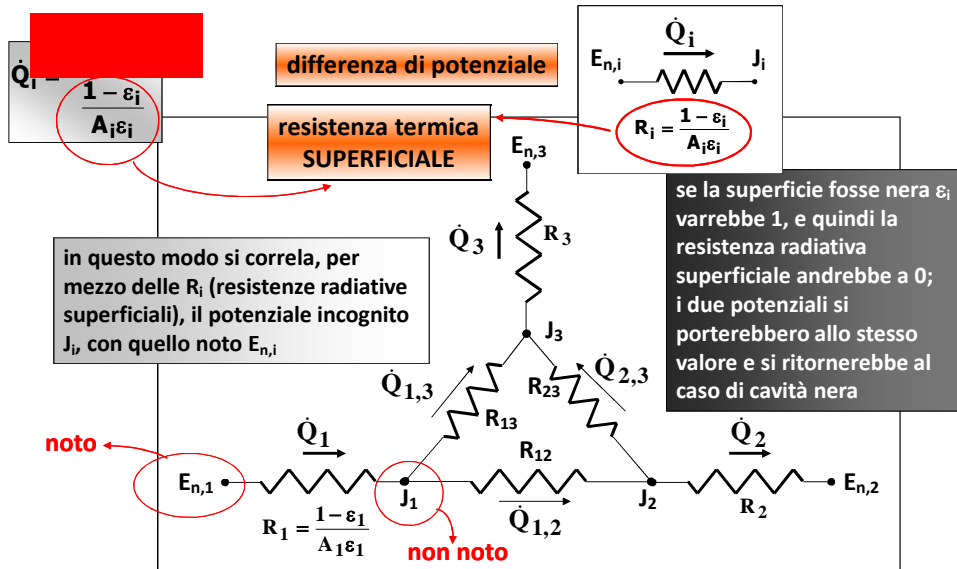
• eguagliando:

$$\frac{J_i - \epsilon_i E_{n,i}}{1 - \epsilon_i} = J_i - \frac{\dot{Q}_i}{A_i} \Rightarrow \dot{Q}_i = \frac{E_{n,i} - J_i}{\frac{1 - \epsilon_i}{A_i \epsilon_i}}$$





SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI GRIGIE

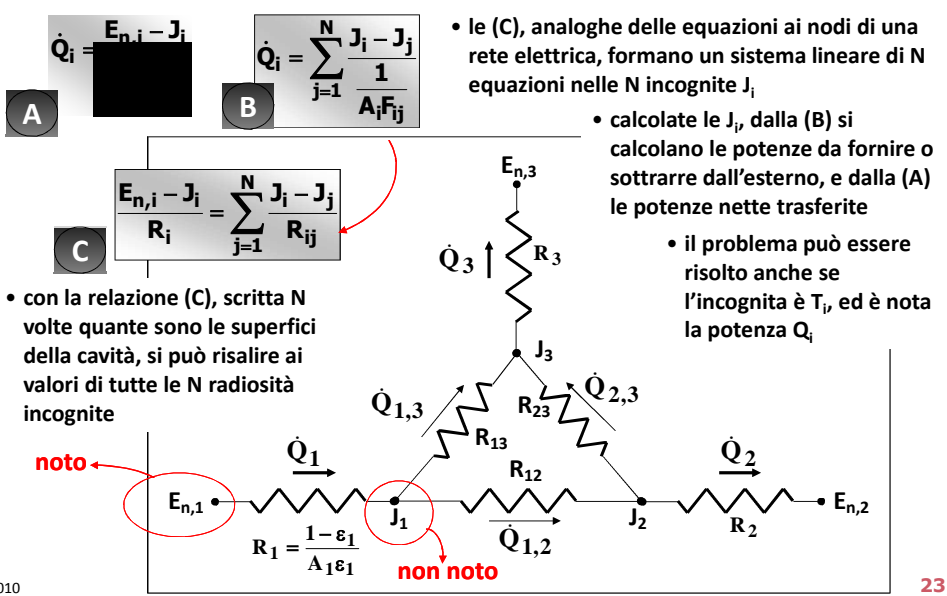


12/2010

22/21



SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI GRIGIE



12/2010

23/21



SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI GRIGIE

- se una delle superfici della cavità è ADIABATICA, per quella superficie è $\dot{Q}_i = 0$ e quindi dal bilancio energetico $\dot{Q}_i = A_i J_i - A_i G_i$

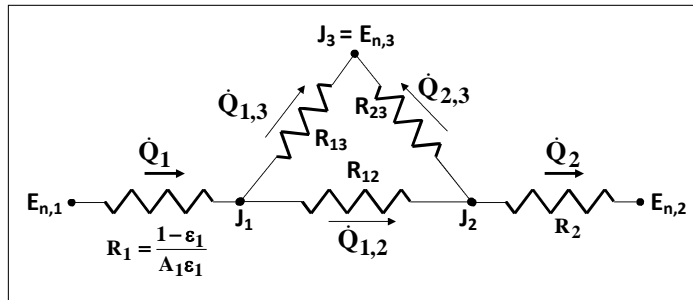
segue

$$J_i = G_i$$

cioè irradiazione e radiosità coincidono e la superficie si comporta come nera, quindi:

$$E_{n,i} = J_i$$

- per questo motivo una superficie adiabatica è detta REIRRAGGIANTE



- il potenziale $E_{n,3}$ è fluttuante, cioè la temperatura T_3 non è nota a priori, ma dipende dalle caratteristiche radiative e dalle temperature delle altre superfici



SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI GRIGIE

- il caso più semplice è ancora quello di DUE PIANI PARALLELI posti a distanza molto ravvicinata rispetto alla loro altezza e larghezza; in tal modo si esclude l'influenza di altre superfici e gli effetti di bordo sono trascurabili

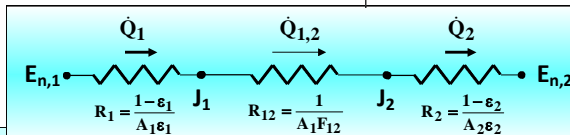
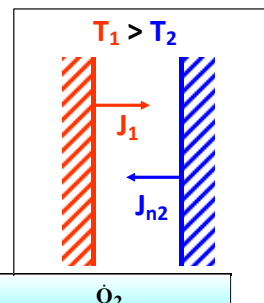
- si può pensare ad una cavità formata da 2 superfici:

$$F_{12} = F_{21} = 1$$

$$F_{11} = F_{22} = 0$$

$$A_1 = A_2 = A$$

- se si ricorre alla rete resistiva il problema si semplifica drasticamente



$$\dot{Q}_1 = \frac{(E_{n,1} - E_{n,2})}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}} = -\dot{Q}_2 = \dot{Q}_{1,2} = -\dot{Q}_{2,1}$$

$$\dot{Q}_1 = \frac{A(E_{n,1} - E_{n,2})}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} = \frac{A\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$$



SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI GRIGIE

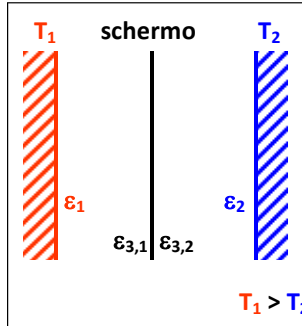
- lo scambio termico per irraggiamento tra due superfici può essere significativamente ridotto interponendo tra esse uno schermo di materiale a bassa emissività (SCHERMI RADIATIVI)

- il flusso termico in regime stazionario vale:

$$\dot{Q}_{12} = \frac{A\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} + \frac{(1 - \epsilon_{3,1})}{\epsilon_{3,1}} + \frac{(1 - \epsilon_{3,2})}{\epsilon_{3,2}}}$$

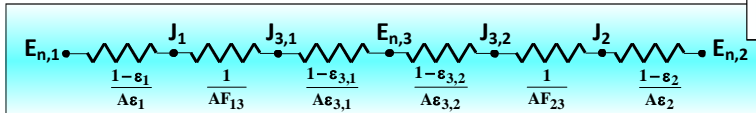
- se le emissività di tutte le superfici sono uguali:
- lo schermo di proprietà uguali alle superfici dimezza il flusso termico in assenza di schermo

$$\dot{Q}_{12} = \frac{A\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{2\left(\frac{2}{\epsilon} - 1\right)}$$



- se gli schermi radiativi sono N:

$$\dot{Q}_{12} = \frac{A\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{(N+1)\left(\frac{2}{\epsilon} - 1\right)}$$



12/2010

26/21



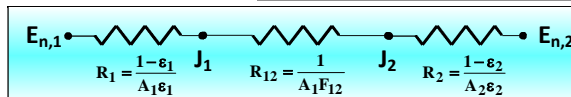
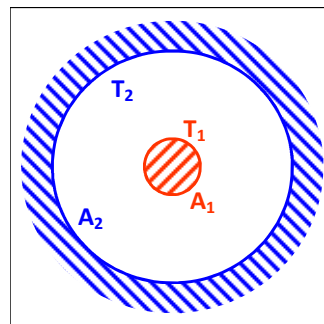
SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI GRIGIE

- si consideri una cavità grigia costituita da una superficie convessa che è circondata completamente da un'altra
- questo caso comprende sia quello di due superfici cilindriche che quello di due sfere concentriche

- poiché A_1 non vede se stessa, è $F_{11} = 0$ e quindi: $F_{12} = 1$

dalla relazione di reciprocità segue: $F_{21} = A_1/A_2$

e poi: $F_{22} = 1 - \frac{A_1}{A_2}$



- la:

$$\dot{Q}_1 = \frac{(E_{n,1} - E_{n,2})}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}} = -\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{12} = -\dot{Q}_{21}$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{12} = \frac{A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)}$$

si semplifica nella:

12/2010

27/21



SCAMBIO TERMICO TRA SUPERFICI GRIGIE

- se: $A_1 \ll A_2$

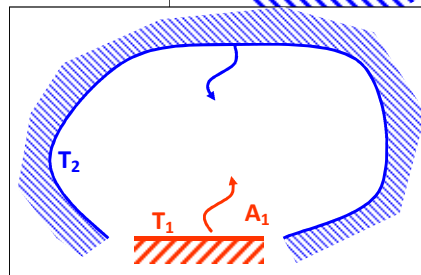
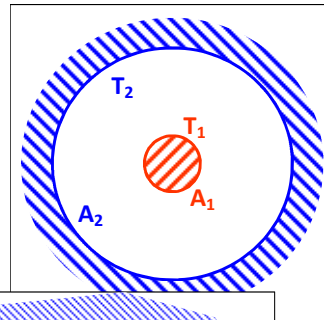
la:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{12} = \frac{A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)}$$

può essere approssimata nella:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{12} = A_1 \sigma \epsilon_1 (T_1^4 - T_2^4)$$

- fisicamente, questo significa che il corpo esterno, essendo molto più esteso del corpo interno, si comporta a tutti gli effetti come se fosse un corpo nero, nel senso che la radiazione che parte dal corpo interno incide nel corpo esterno e viene riflessa un numero enorme di volte, per cui viene assorbito completamente dalla superficie esterna



12/2010

28/21

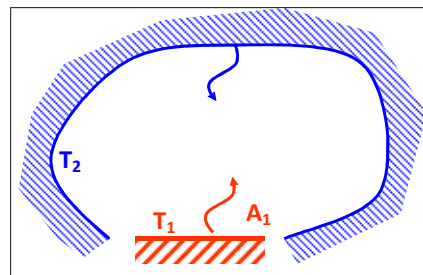


LINEARIZZAZIONE DELLO SCAMBIO TERMICO RADIATIVO

- se si è risolto quantitativamente il problema della determinazione del calore scambiato per irraggiamento tra due pareti, è conveniente porre l'espressione del flusso nella forma:

$$\dot{q}_{1 \leftrightarrow 2} = \frac{\dot{Q}_{1 \leftrightarrow 2}}{A} = h_i (T_1 - T_2)$$

- si parla in questo caso di LINEARIZZAZIONE DELLO SCAMBIO TERMICO PER IRRAGGIAMENTO



h_i → CONDUTTANZA UNITARIA PER IRRAGGIAMENTO, o COEFFICIENTE UNITARIO DI SCAMBIO TERMICO RADIATIVO

$$[h_i] = \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] = [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

- nel caso appena visto di superficie piccola circondata completamente da una molto più grande
- se $T_1 \approx T_2$, allora:

$$\dot{q}_{1 \leftrightarrow 2} = h_i (T_1 - T_2) = \sigma \epsilon_1 (T_1^4 - T_2^4)$$

12/2010

29/21



LINEARIZZAZIONE DELLO SCAMBIO TERMICO RADIATIVO

$$\dot{q}_{1\leftrightarrow 2} = h_i (T_1 - T_2) = \sigma \varepsilon_1 (T_1^4 - T_2^4)$$

$$\begin{aligned} (T_1^4 - T_2^4) &= (T_1^2 - T_2^2)(T_1^2 + T_2^2) = \\ &= (T_1 - T_2)(T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2) = \\ &\approx (T_1 - T_2) \cdot 2T_M \cdot 2T_M^2 = \\ &\approx (T_1 - T_2) \cdot 4T_M^3 = \end{aligned}$$

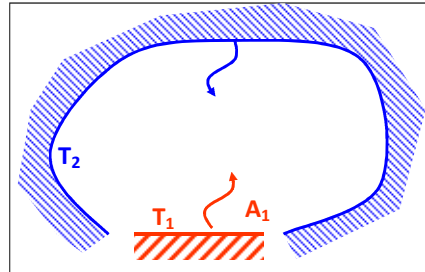
$$T_M = \frac{(T_1 + T_2)}{2}$$

$$(T_1 + T_2) = 2T_M$$

se $(T_1 - T_2) \ll T_M$

allora $T_1 \cdot T_2 \approx T_M \cdot T_M$

$$\begin{aligned} (T_1^2 + T_2^2) &= (T_1 + T_2)^2 - 2T_1 T_2 = \\ &= 4T_M^2 - 2T_M^2 = 2T_M^2 \end{aligned}$$



• e quindi:

$$h_i \cong \sigma \varepsilon_1 4T_M^4$$

da cui:

$$\dot{q}_{1\leftrightarrow 2} = h_i (T_1 - T_2)$$

esempio: corpo nero

$T_1 = 320 \text{ K}; T_2 = 290 \text{ K}; T_M = 305$

$$\dot{q}_{1\leftrightarrow 2} = 5.67 \cdot 10^{-8} (320^4 - 290^4) = 194 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}]$$

$$\dot{q}_{1\leftrightarrow 2} = (5.67 \cdot 10^{-8} \cdot 4 \cdot 305^4)(320 - 290) = 193 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}]$$

12/2010

30/21



riferimenti

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGrawHill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, G. Cortella, *Fondamenti di trasmissione del calore*, SGE Editoriale, Padova, 2001
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, V. Naso, R. Vanoli, *Fondamenti di trasmissione del calore*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ G. Guglielmini, C. Pisoni, *Introduzione alla trasmissione del calore*, CEA, Roma, 2002

2/2011

31/21



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 22
TdC-MECCANISMI COMBINATI

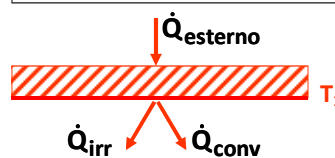
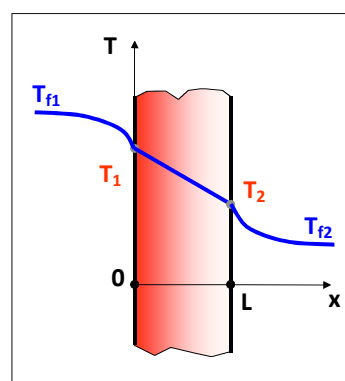
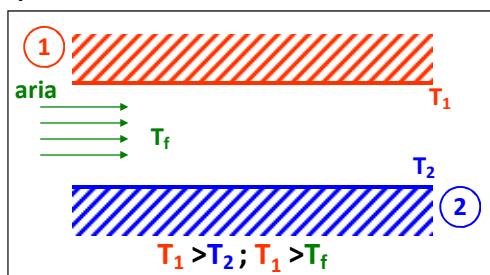
Università Politecnica delle Marche

Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche



ANALOGIA ELETTRICA

- il concetto di **CONDUTTANZA** e **RESISTENZA** termiche, introdotto con la **CONDUZIONE**, può essere esteso anche allo scambio tra superficie e fluido o, più in generale, tra superficie ed ambiente circostante
- il problema può essere studiato partendo da una situazione in cui alla superficie **1** (nera) è asportato flusso termico sia per irraggiamento che per convezione



8/2010

1/22



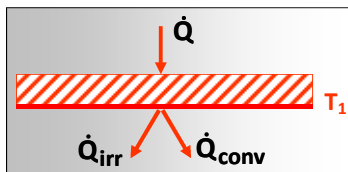
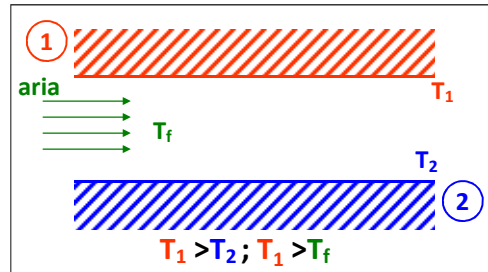
ANALOGIA ELETTRICA

- il calore scambiato per IRRAGGIAMENTO per la presenza della parete 2 (nera) a $T_2 < T_1$ è:

$$\dot{Q}_{irr} = h_{irr} \cdot A \cdot (T_1 - T_2)$$

- il calore scambiato per CONVEZIONE, dall'aria a temperatura minore ($T_f < T_1$) che lambisce la superficie stessa è:

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} \cdot A \cdot (T_1 - T_f)$$



- le due modalità di trasferimento agiscono in PARALLELO
- la potenza che dall'esterno va fornita alla superficie 1 è la somma dei due contributi:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{irr} + \dot{Q}_{conv} = h_{irr} \cdot A \cdot (T_1 - T_2) + h_{conv} \cdot A \cdot (T_1 - T_f)$$

8/2010

2/22



ANALOGIA ELETTRICA

- è possibile estendere il concetto di CONDUTTANZA e RESISTENZA termiche anche allo scambio tra superficie ed ambiente circostante

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} \cdot A \cdot (T_1 - T_f) = \frac{(T_1 - T_f)}{\frac{1}{h_{conv} \cdot A}}$$

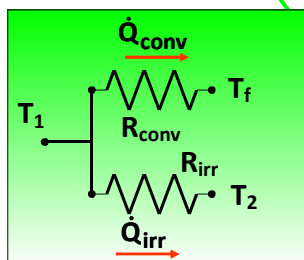
RESISTENZA CONVETTIVA

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} \cdot A} \quad [K \cdot W^{-1}]$$

$$\dot{Q}_{irr} = h_{irr} \cdot A \cdot (T_1 - T_2) = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{1}{h_{irr} \cdot A}}$$

RESISTENZA RADIATIVA

$$R_{irr} = \frac{1}{h_{irr} \cdot A} \quad [K \cdot W^{-1}]$$



- le 2 RESISTENZE agiscono in PARALLELO
- nei casi, frequenti nella tecnica, in cui è possibile porre: $T_2 \approx T_f$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{irr} = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{tot}}$$

8/2010

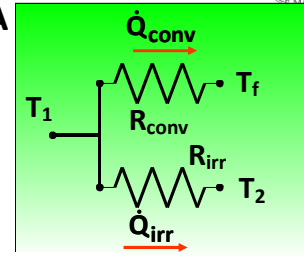
3/22



ANALOGIA ELETTRICA

- nei casi, frequenti nella tecnica, in cui è possibile porre:

$$T_2 \approx T_f \Rightarrow \dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{irr} = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{tot}}$$

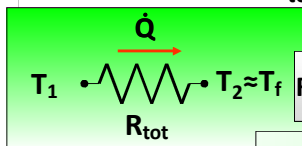


- le 2 RESISTENZE agiscono in **PARALLELO**, per cui:

$$\frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{R_{conv}} + \frac{1}{R_{irr}} = \frac{1}{h_{conv} \cdot A} + \frac{1}{h_{irr} \cdot A} = (h_{conv} + h_{irr}) \cdot A = h \cdot A$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{irr} = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{tot}} = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{1}{h \cdot A}} = h \cdot A \cdot (T_1 - T_2)$$

$h \left[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \right]$
h così ricavato prende il nome di **CONDUTTANZA UNITARIA SUPERFICIALE (ADDUTTANZA)**



$$R_{tot} = R_{lim} = \frac{1}{h \cdot A}$$

$$h = h_{conv} + h_{irr}$$

R_{lim}, RESISTENZA LIMINARE

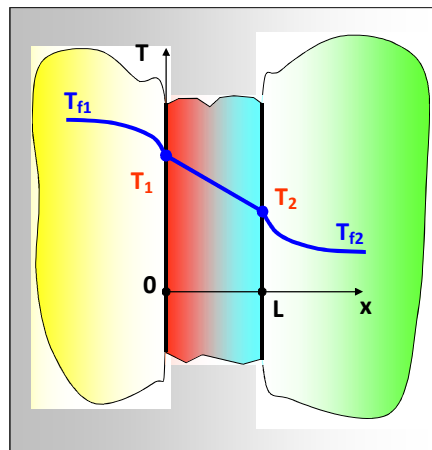
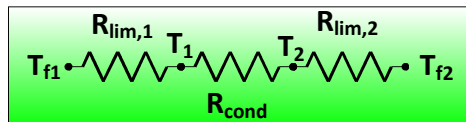
8/2010

4/22



ANALOGIA ELETTRICA

- nel caso, anch'esso assai comune nella tecnica, di una parete che si possa assimilare ad una lastra piana indefinita (trascurabili gli effetti di bordo) e che divida due regioni fluide di cui si conosce la temperatura (che può essere considerata uguale a quelle delle pareti delimitanti la camera contenete il fluido), **T_{f1}** e **T_{f2}**, si avrà:



$$\dot{Q} = \frac{(T_{f1} - T_{f2})}{R_{tot}} = \frac{(T_{f1} - T_{f2})}{\frac{1}{h_1 \cdot A} + \sum_i R_{k,i} + \frac{1}{h_2 \cdot A}}$$

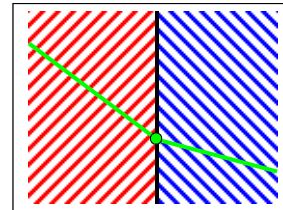
9/2010

5/22

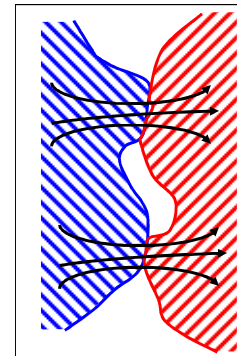
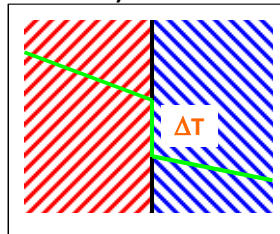
RESISTENZA TERMICA DI CONTATTO

- finora si è ipotizzato all'interfaccia tra due strati in contatto un "contatto perfetto", senza variazione di temperatura, in cui all'interfaccia tra due lastre, per la continuità del flusso, è:

$$-k_1 \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x=L_1^-} = -k_2 \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x=L_1^+}$$



- nella realtà superfici anche apparentemente lisce sono ruvide, con picchi (che assicurano un buon contatto) e cavità (riempite d'aria e quindi isolanti)
- l'interfaccia offre dunque una certa resistenza alla trasmissione di calore per conduzione



9/2010

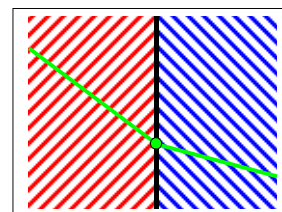
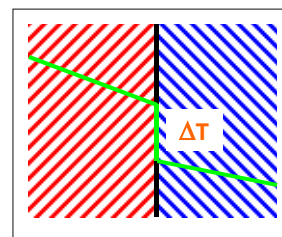
6/22

RESISTENZA TERMICA DI CONTATTO

- la resistenza di contatto è difficile da determinare

$$R_{\text{contatto}} = 0,00001 \div 0,001 \left[\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1} \right]$$

- si determina sperimentalmente misurando la ΔT all'interfaccia e moltiplicandola per la potenza termica scambiata attraverso gli strati
- diminuisce all'aumentare della rugosità superficiale e all'aumentare della pressione all'interfaccia
- può essere ridotta usando un liquido conduttivo sulle superfici prima che vengano compresse una contro l'altra



9/2010

7/22



SIMMETRIA CILINDRICA

- caso frequente di due cilindri coassiali di materiale diverso
- all'interno scorre un fluido avente **CONDUTTANZA SUPERFICIALE UNITARIA, h_i** e temperatura T_i ; all'esterno fluido con h_e e T_e

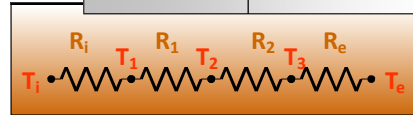
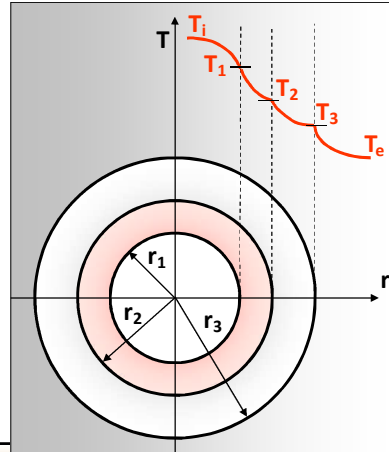
$$\dot{Q} = \frac{(T_i - T_e)}{R_i + \sum_i R_{k,i} + R_e}$$

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad A_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L$$

$$R_1 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_1 \cdot L} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}$$

$$R_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_2 \cdot L} \cdot \ln \frac{r_3}{r_2}$$

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot A_e} \quad A_e = 2 \cdot \pi \cdot r_e \cdot L$$



9/2010

8/22



SIMMETRIA CILINDRICA

$$\dot{Q} = \frac{(T_i - T_e)}{R_i + \sum_i R_{k,i} + R_e} = U \cdot A \cdot (T_i - T_e)$$

$$U \cdot A = \frac{1}{\sum_{j=1}^4 R_j} \quad [W \cdot K^{-1}]$$

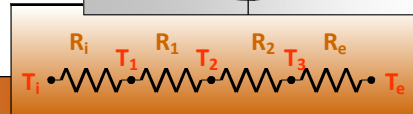
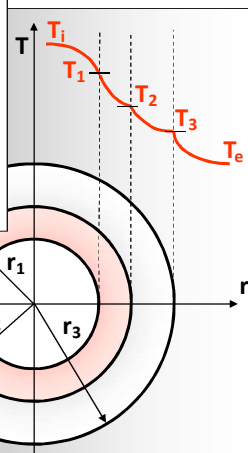
$$U_j = \frac{1}{A_i} \cdot \frac{1}{\sum_{j=1}^4 R_j} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad A_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L$$

$$R_1 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_1 \cdot L} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}$$

$$R_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_2 \cdot L} \cdot \ln \frac{r_3}{r_2}$$

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot A_e} \quad A_e = 2 \cdot \pi \cdot r_e \cdot L$$



va precisato rispetto a quale superficie (perché è variabile)

$U \rightarrow$ CONDUTTANZA GLOBALE UNITARIA

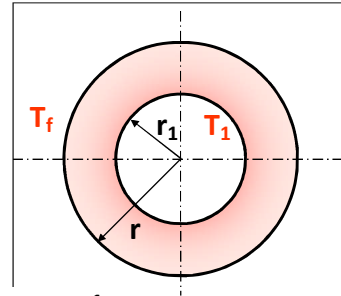
9/2010

9/22



RAGGIO CRITICO DI ISOLAMENTO

- quando si isolano tubi o cilindri DI PICCOLO DIAMETRO l'aumento dello spessore dell'isolante non porta vantaggi reali oltre un certo limite
- può anzi accadere che, all'aumentare dello spessore, il flusso termico aumenti anziché diminuire, a causa dell'aumento della superficie esterna



$$\dot{Q} = \frac{(T_1 - T_f)}{R_{tot}}$$

$$R_{tot} = R_{cond} + R_{conv} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \ln \frac{r}{r_1} + \frac{1}{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L}$$

- fissati r_1, h, k risulta che, all'aumentare di r :
 - R_{cond} aumenta logicamente con r_1/r
 - R_{conv} diminuisce iperbolicamente

9/2010

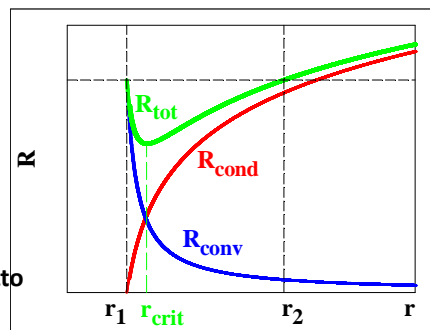
10/22



RAGGIO CRITICO DI ISOLAMENTO

- fissati r_1, h, k risulta che, all'aumentare di r :
 - R_{cond} aumenta logicamente con r_1/r
 - R_{conv} diminuisce iperbolicamente

$$R_{cond} + R_{conv} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \ln \frac{r}{r_1} + \frac{1}{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L}$$



- il valore che rende minima la R_{tot} è il cosiddetto **RAGGIO CRITICO DI ISOLAMENTO, r_{crit}**
- in r_{crit} il calore scambiato è massimo a parità di ΔT ovvero il ΔT è massimo a parità di calore scambiato
- per trovare r_{crit} si annulla la derivata prima e si verifica che la derivata seconda sia maggiore di zero

$$\frac{dR_{tot}}{dr} = 0 \implies \frac{dR_{tot}}{dr} = \frac{1}{2\pi L k} \frac{1}{r} - \frac{1}{2\pi L h r^2} = 0 \implies \frac{1}{k} - \frac{1}{h \cdot r} = 0 \implies r = r_{crit} = \frac{k}{h}$$

9/2010

11/22



RAGGIO CRITICO DI ISOLAMENTO

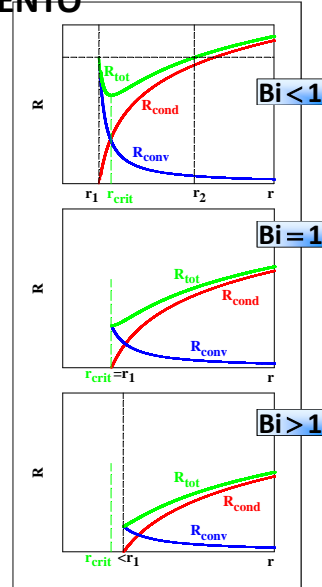
$$\frac{d^2 R_{tot}}{dr^2} \Big|_{r=k/h} = \frac{1}{2\pi L k} \left(\frac{h}{k^2} \right) > 0$$

- una volta determinato r_{crit} va verificato se non sia: $r_1 \geq r_{crit} = \frac{k}{h}$
- se infatti è $r_1 \geq r_{crit}$ l'adozione dell'isolante comporta comunque un aumento della resistenza termica, e quindi non ci sono problemi
- se invece è $r_1 < r_{crit}$ l'aggiunta di spessore di isolante riduce la R_{tot} a meno di aumentare lo spessore oltre r_2

$$\frac{r_{crit}}{r_1} = \frac{k}{h \cdot r_1} = \frac{1}{Bi} \geq 1$$

$$Bi = \frac{h \cdot L}{k} = \frac{k \cdot A}{1} = \frac{R_{cond}}{R_{conv}}$$

NUMERO DI BIOT



9/2010

12/22



SCAMBIO TERMICO CON GENERAZIONE DI CALORE

SIMMETRIA PIANA

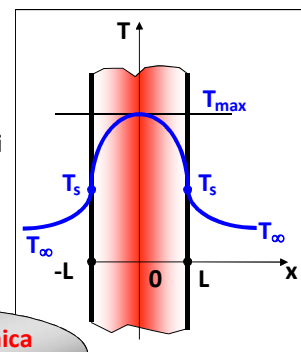
- CON GENERAZIONE INTERNA DI CALORE
 - un comune processo di generazione di calore all'interno di un corpo è quello della conversione di energia elettrica in termica in un mezzo conduttore di elettricità (altri: reazioni nucleari e chimiche)

$$\dot{E}_{el} = I^2 \cdot R_{el} \quad [W] \quad \dot{g} = \frac{\dot{E}_{el}}{V} = \frac{I^2 \cdot R_{el}}{V} \quad [W \cdot m^{-3}]$$

- in regime stazionario:

potenza termica trasmessa dal solido = potenza termica generata nel solido

$$\dot{Q} = hA(T_s - T_\infty) = \dot{g} \frac{V}{2} \quad \frac{V}{2} = L \cdot A \quad T_s = T_\infty + \frac{1}{h \cdot A} \cdot \dot{g} \cdot \frac{V}{2} = T_\infty + \frac{\dot{g} \cdot L}{h}$$



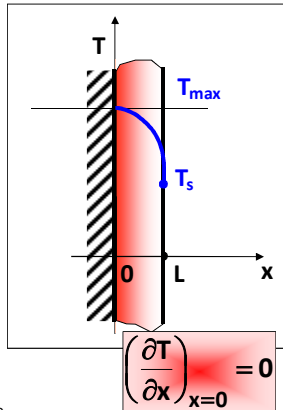
9/2010

13/22



SCAMBIO TERMICO CON GENERAZIONE DI CALORE

- la temperatura massima T_{max} si manifesta nella posizione più lontana dalla superficie esterna che lo delimita, mantenuta alla temperatura costante T_s
- in una parete piana ciò avviene sul piano medio, che è piano di simmetria anche per la temperatura

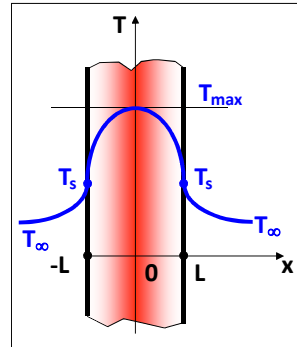


$$-kA \frac{dT}{dx} = \dot{g}Ax$$

$$-\int_{T_0}^{T_s} dT = \int_{x=0}^L \frac{\dot{g}}{k} x \cdot dx$$

$$\Delta T_{max} = T_0 - T_s = \frac{\dot{g}L^2}{2k}$$

$$T_{max} = T_0 = T_s + \Delta T_{max} = T_s + \frac{\dot{g}L^2}{2k}$$



- in questo caso, nel piano di simmetria il gradiente di temperatura è nullo
- il piano di simmetria può essere allora rappresentato come **SUPERFICIE ADIABATICA**

9/2010

14/22



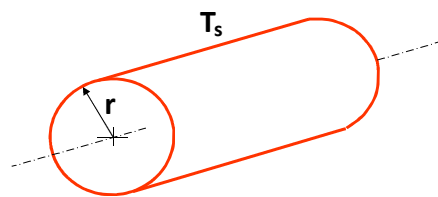
SCAMBIO TERMICO CON GENERAZIONE DI CALORE

SIMMETRIA CILINDRICA

- CON GENERAZIONE INTERNA DI CALORE

$$\dot{Q} = hA(T_s - T_\infty) = \dot{g}V \quad V = L \cdot A$$

$$T_s = T_\infty + \frac{\dot{g} \cdot V}{h \cdot A} = T_\infty + \frac{\dot{g} \cdot L}{h}$$



- in regime stazionario il calore generato all'interno del cilindro eguaglia il calore trasmesso per conduzione attraverso la superficie esterna

$$-kA(r) \frac{dT}{dr} = \dot{g}V(r)$$

$$-\int_{T_0}^{T_s} dT = \int_{r=0}^L \left(\frac{\dot{g}}{k} \cdot \frac{V(r)}{A(r)} \right) dr$$

$$-\int_{T_0}^{T_s} dT = \int_{r=0}^L \left(\frac{\dot{g}}{k} \cdot \frac{\pi r^2 L}{2\pi r L} \right) dr$$

$$\Delta T_{max} = T_0 - T_s = \frac{\dot{g}r^2}{4k}$$

$$T_{max} = T_0 = T_s + \Delta T_{max} = T_s + \frac{\dot{g}r^2}{4k}$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{r=0} = 0$$

9/2010

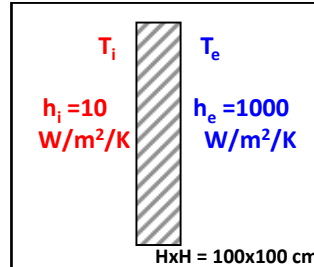
15/22



SUPERFICI ALETTATE

- si consideri uno scambiatore con una parete piana che separa due fluidi
- in questo caso c'è un solo gruppo **UA**

$$\dot{Q} = \frac{(T_i - T_e)}{R_i + R_k + R_e} = U \cdot A \cdot (T_i - T_e)$$



- se consideriamo **R_k** trascurabile, si ha:

$$\frac{1}{U \cdot A} \approx \frac{1}{Ah_i} + \frac{1}{Ah_e} \quad \frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad \frac{1}{U} \approx \frac{1}{10} + \frac{1}{1000} = 0.1 + 0.001 = 0.101 \approx \frac{1}{10}$$

$$\frac{1}{U \cdot A} \approx \frac{1}{Ah_i} + \frac{1}{Ah_e} = \frac{1}{1.0 \cdot 10} + \frac{1}{1.0 \cdot 1000} = 0.1 + 0.001 = 0.101$$

$$U \cdot A = 1/0.101 = 9.90 \text{ [W/K]}$$

12/2011

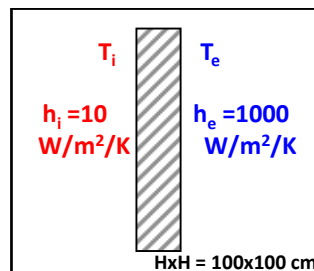
16/22



SUPERFICI ALETTATE

- si consideri uno scambiatore con una parete piana che separa due fluidi
- in questo caso c'è un solo gruppo **UA**

$$\dot{Q} = \frac{(T_i - T_e)}{R_i + R_k + R_e} = U \cdot A \cdot (T_i - T_e)$$



- se consideriamo **R_k** trascurabile, si ha:

$$\frac{1}{U \cdot A} \approx \frac{1}{Ah_i} + \frac{1}{Ah_e} \quad \frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad \frac{1}{U} \approx \frac{1}{10} + \frac{1}{1000} = 0.1 + 0.001 = 0.101 \approx \frac{1}{10}$$

- il coefficiente **U** è dominato dal coefficiente **h** MINORE
- quando uno dei due coefficienti convettivi è MOLTO MINORE dell'altro si ha **U ≈ h_{min}**
- questa situazione si ha di frequente quando uno dei fluidi è un AERIFORME e l'altro un LIQUIDO

12/2011

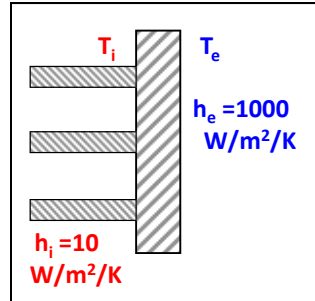
17/22

SUPERFICI ALETTATE

- in questi casi la soluzione più comune è quella di inserire le **ALETTE** sul lato GAS
- quando una delle SUPERFICI è ALETTATA per aumentare lo scambio termico, l'AREA DI SCAMBIO TOTALE sul lato alettato diventa

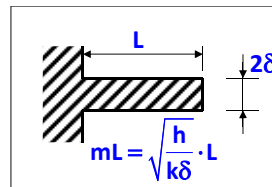
$$A_{i,total} = \Omega \cdot A_{fin} + A_{unfinned}$$

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{U_{i,total} A_i} = \frac{1}{U_e A_e} \approx \frac{1}{A_{i,total} h_i} + \frac{1}{A_e h_e}$$



- Ω è l'EFFICIENZA dell'ALETTA, definita come:

$$\Omega = \frac{\text{tgh}(mL)}{mL}$$



12/2011

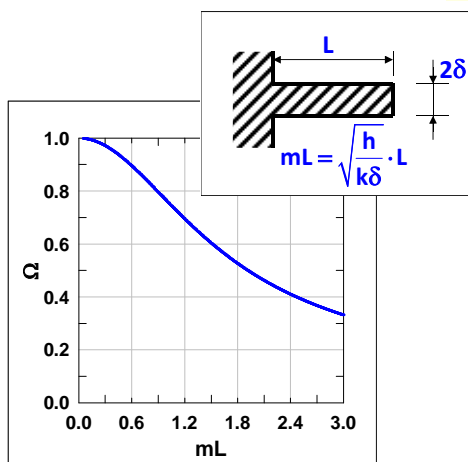
18/22

SUPERFICI ALETTATE

$$\Omega = \frac{\text{tgh}(mL)}{mL} \quad \bullet \text{ per ALETTE SOTTILI:}$$

$$\frac{A}{p} = \frac{2z\delta}{2z + 4\delta} \cong \delta$$

$$mL = \sqrt{\frac{hp}{kA}} \cdot L \cong \sqrt{\frac{h}{k\delta}} \cdot L$$



- *coeteris paribus* Ω è MAGGIORE se:

- la **lunghezza, L**, dell'aletta è PICCOLA
- lo **spessore, 2δ**, è GRANDE
- la **conducibilità termica, k**, è GRANDE
- il **coefficiente di scambio termico convettivo, h**, è PICCOLO

12/2011

19/22



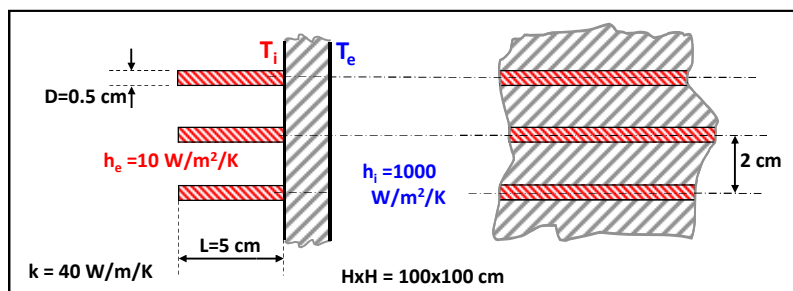
SUPERFICI ALETTATE

- il lato freddo NON è alettato, l'area di scambio è $A_e = 1.0 \times 1.0 = 1.00 \text{ m}^2$
- sul lato caldo c'è un'aletta ogni 2 cm, il numero totale di alette è perciò:

$$n = \frac{100}{2} = 50$$

- l'area SENZA ALETTE sul lato caldo è

$$A_{\text{unfinned}} = 1.0^2 - n \cdot 1.0 \cdot 0.005 = 0.75 \text{ [m}^2\text{]}$$



12/2011

20/22



SUPERFICI ALETTATE

- la SUPERFICIE ALETTATA è:

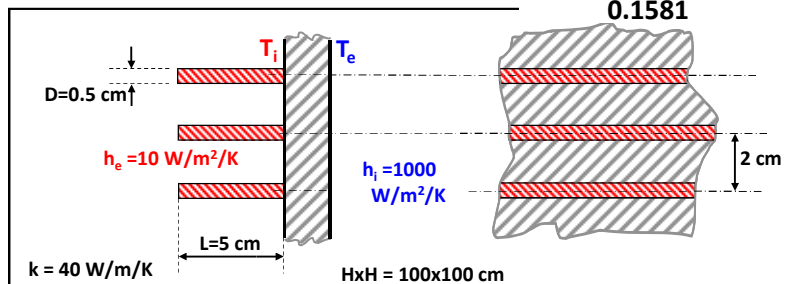
$$A_{\text{fin}} = n \cdot (2 \cdot L \cdot H + D) = 5.25 \text{ [m}^2\text{]}$$

- per calcolare l'EFFICIENZA dell'ALETTA dobbiamo determinare "mL"

$$\Omega = \frac{\text{tgh}(mL)}{mL}$$

$$mL = \sqrt{\frac{h}{k\delta}} \cdot L = \sqrt{\frac{h_e}{k \cdot (D/2)}} \cdot L = 0.1581$$

$$\Omega = \frac{\tanh(0.581)}{0.1581} = 0.99$$



12/2011

21/22

SUPERFICI ALETTATE

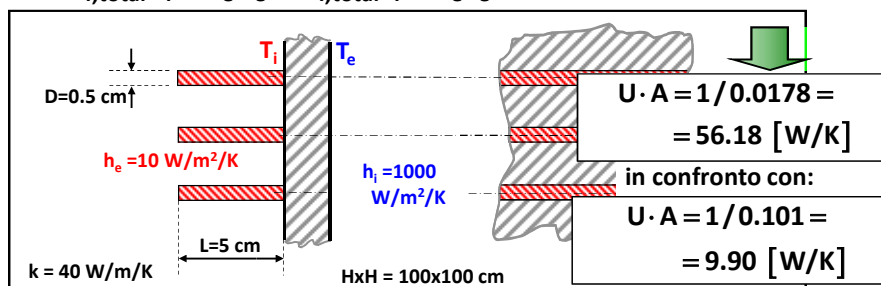
• l'area totale sul lato caldo è quindi:

$$A_{fin} = n \cdot (2 \cdot L \cdot H + D) = 5.25 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_{i,total} = \Omega \cdot A_{fin} + A_{unfinned} = 0.99 \cdot 5.25 + 0.75 = 5.95 \text{ [m}^2\text{]}$$

• e il gruppo "UA" può essere calcolato come:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{U_{i,total} A_i} = \frac{1}{U_e A_e} \approx \frac{1}{A_{i,total} h_i} + \frac{1}{A_e h_e} = \frac{1}{5.95 \cdot 10} + \frac{1}{1.0 \cdot 1000} = 0.0178$$



12/2011

22/22

riferimenti

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGrawHill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, G. Cortella, *Fondamenti di trasmissione del calore*, SGE Editoriale, Padova, 2001
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, V. Naso, R. Vanoli, *Fondamenti di trasmissione del calore*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ G. Guglielmini, C. Pisoni, *Introduzione alla trasmissione del calore*, CEA, Roma, 2002

2/2011

23/22



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 23
TdC-SCAMBIATORI DI CALORE

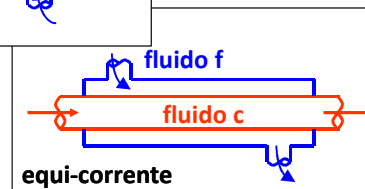
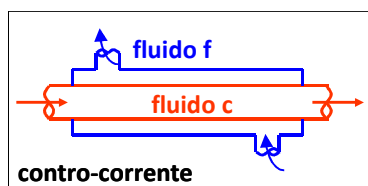
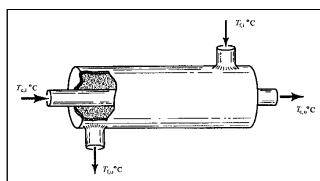
Dipartimento di Energetica

Università Politecnica delle Marche



SCAMBIATORI DI CALORE

TUBO IN TUBO

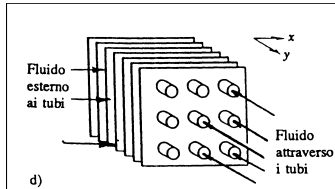




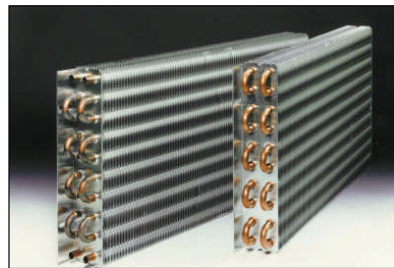
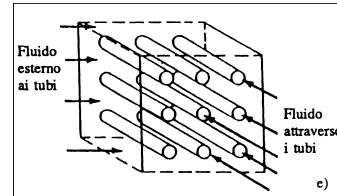
SCAMBIATORI DI CALORE

A FLUSSO INCROCIATO

alettati



non alettati



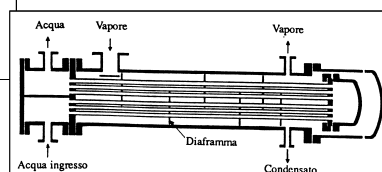
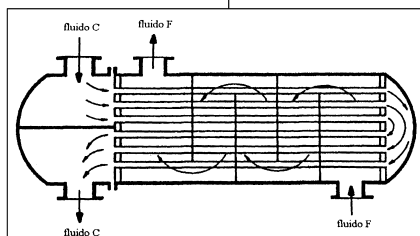
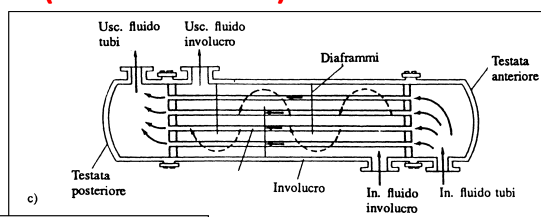
12/2010

2/23



SCAMBIATORI DI CALORE

A FASCIO TUBIERO (SHELL AND TUBE)



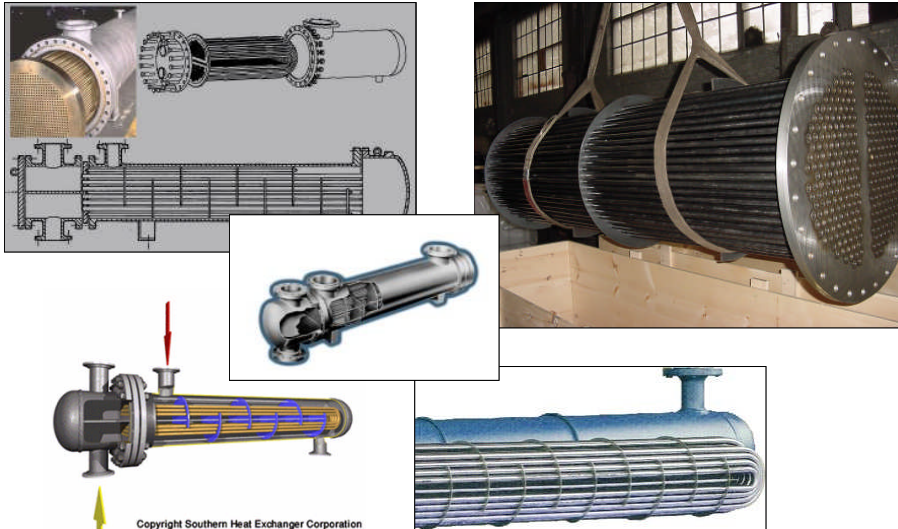
12/2010

3/23



SCAMBIATORI DI CALORE

A FASCIO TUBIERO (SHELL AND TUBE)



Copyright Southern Heat Exchanger Corporation

12/2010

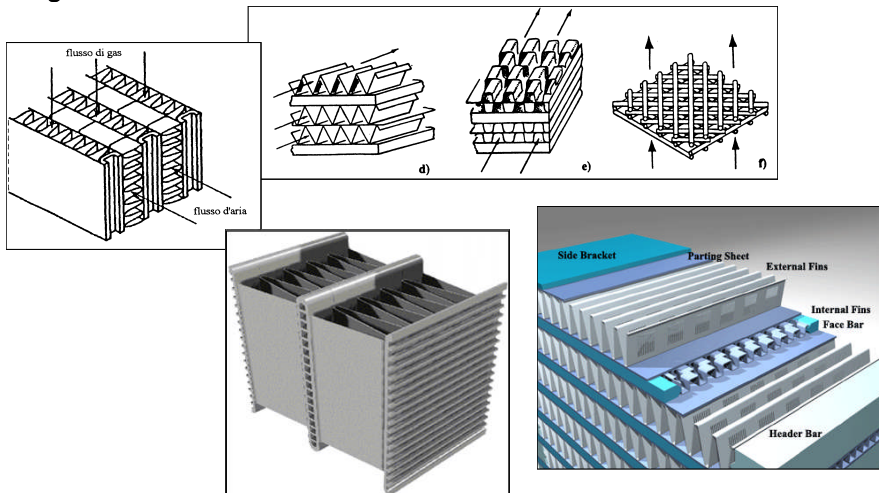
4/23



SCAMBIATORI DI CALORE

COMPATTI

corrugati

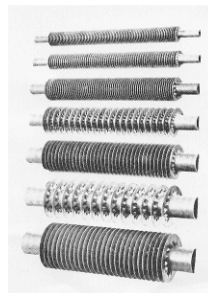
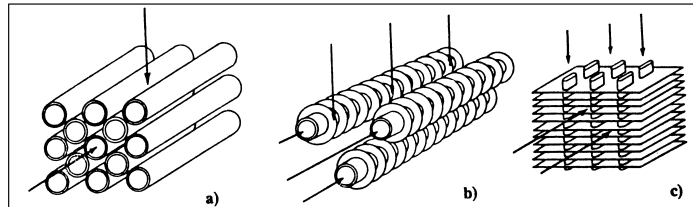


12/2010

5/23

SCAMBIATORI DI CALORE

COMPATTI alettati

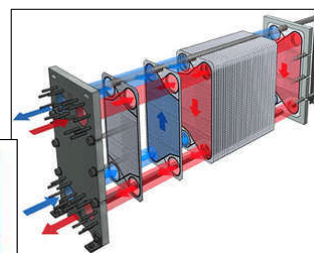
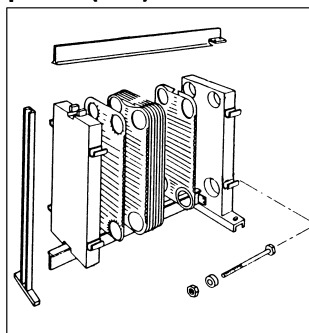


12/2010

6/23

SCAMBIATORI DI CALORE

COMPATTI a piastre (PHE)



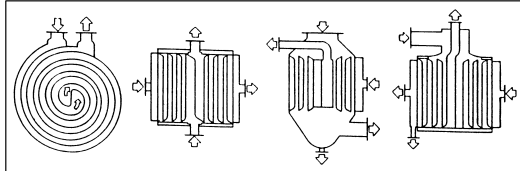
12/2010

7/23

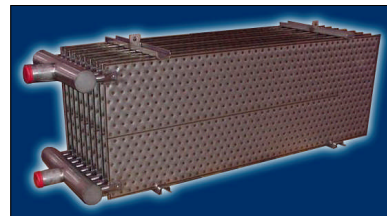
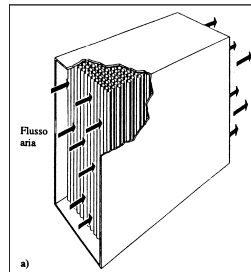
SCAMBIATORI DI CALORE

COMPATTI

a spirale



a pacco



12/2010

8/23

SCAMBIATORI DI CALORE

ANALISI ENERGETICA (PRIMO PRINCIPIO)

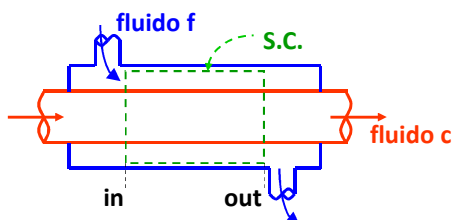
- IPOTESI di lavoro

REGIME STAZIONARIO

FLUSSO MONODIMENSIONALE

UN SOLO INGRESSO E UNA SOLA USCITA

SCAMBIATORE ADIABATICO VERSO L'ESTERNO



- BILANCIO DI ENERGIA

$$\dot{m}_c h_{c,in} + \dot{m}_f h_{f,in} = \dot{m}_c h_{c,out} + \dot{m}_f h_{f,out}$$

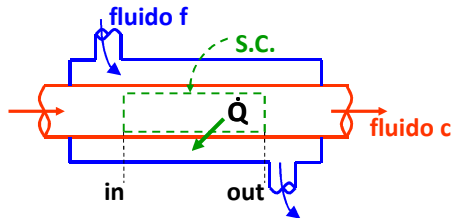
$$\dot{m}_c (h_{c,in} - h_{c,out}) = \dot{m}_f (h_{f,out} - h_{f,in})$$

12/2010

9/23



ANALISI ENERGETICA

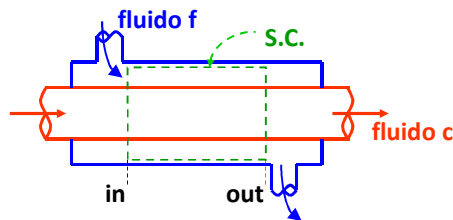


- BILANCIO DI ENERGIA per il solo FLUIDO CALDO

$$\dot{m}_c h_{c,in} = \dot{m}_c h_{c,out} + \dot{Q}_c$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c (h_{c,in} - h_{c,out})$$

$$\Delta T_c = T_{c,in} - T_{c,out}$$



- BILANCIO DI ENERGIA per il solo FLUIDO FREDDO

$$\dot{m}_f h_{f,in} + \dot{Q}_f = \dot{m}_f h_{f,out}$$

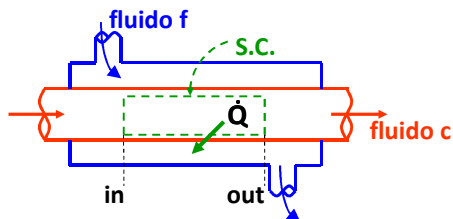
$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f (h_{f,out} - h_{f,in})$$

$$\Delta T_f = T_{f,out} - T_{f,in}$$

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_c = \dot{Q}$$



ANALISI ENERGETICA

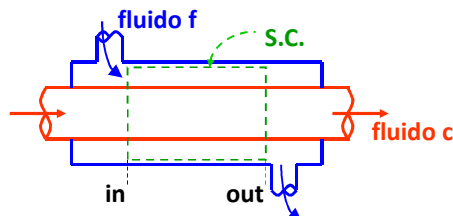


$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_c = \dot{Q}$$

- se il fluido è MONOFASE (da modello di GAS IDEALE o LIQUIDO)

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,in} - T_{c,out})$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,out} - T_{f,in})$$



- se il fluido è in CAMBIAMENTO DI FASE

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \Delta h_{lat,c} (x_{c,in} - x_{c,out})$$

condensazione

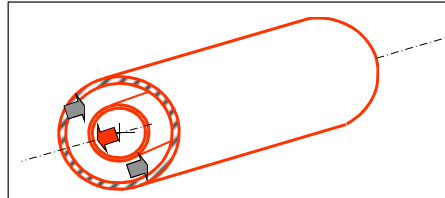
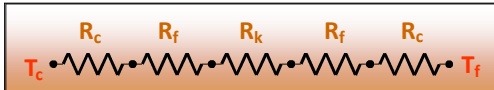
$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \Delta h_{lat,f} (x_{f,out} - x_{f,in})$$

vaporizzazione



ANALISI ENERGETICA

- meccanismi combinati di scambio termico in simmetria cilindrica con analogia elettrica



• R_s , resistenza CONVETTIVA

R_k , resistenza CONDUTTIVA

• R_f , resistenza di SPORCAMENTO (FOULING FACTOR): depositi, incrostazioni, etc.

$$\dot{Q} = \frac{(T_c - T_f)}{R_{tot}} = U \cdot A \cdot (T_c - T_f)$$

$$U_c = \frac{1}{A_c} \cdot \frac{1}{R_{tot}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$U \cdot A = \frac{1}{R_{tot}} \quad [W \cdot K^{-1}]$$

$$U_f = \frac{1}{A_f} \cdot \frac{1}{R_{tot}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

va precisato rispetto a quale superficie (perché è variabile)

$U \rightarrow$ COEFFICIENTE GLOBALE DI SCAMBIO TERMICO, o TRASMITTANZA



ANALISI ENERGETICA

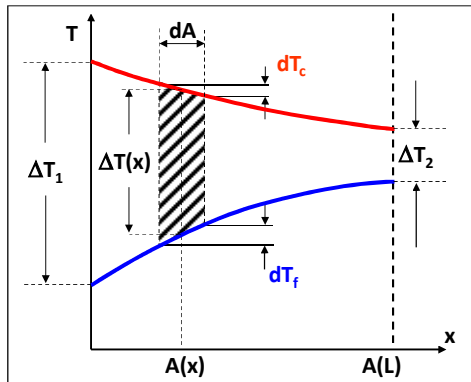
$$U \cdot A = \frac{1}{R_{tot}} \quad [W \cdot K^{-1}]$$

$$R_{tot} = \frac{1}{(\Omega h A)_c} + \frac{r_{f,c}}{(\Omega A)_c} + R_k + \frac{r_{f,f}}{(\Omega A)_f} + \frac{1}{(\Omega h A)_f} \quad [K \cdot W^{-1}]$$

valori tipici della trasmittanza	combinazione di fluidi		U [Wm ⁻² ·K ⁻¹]
		acqua - acqua	
	acqua - olio		110 + 850
	condensatore di vapore (acqua nei tubi)		1000 + 6000
	condensatore di NH ₃ (acqua nei tubi)		800 + 1400
	condensatore di alcool (acqua nei tubi)		250 + 700
	scambiatore a tubi alettati (acqua nei tubi, aria in cross-flow)		25 + 50
valori tipici del fouling factor	fluido		r _f [m ² ·K·W ⁻¹]
	acqua di mare	(<50°C)	0.0001
		(>50°C)	0.0002
	acqua trattata per alimentazione	(<50°C)	0.0001
	caldaie	(>50°C)	0.0002
	acqua di fiume	(<50°C)	0.0002 + 0.0001
	olio combustibile		0.0009
	liquidi refrigeranti		0.0002
vapor d'acqua surriscaldato		0.0001	



ANALISI ENERGETICA



$$\dot{Q} = \frac{(T_c - T_f)}{R_{tot}} = U \cdot A \cdot (T_c - T_f)$$

- la variazione di temperatura tra **fluido caldo** e **fluido freddo** varia con la posizione
- a rigore l'analisi energetica va fatta LOCALMENTE

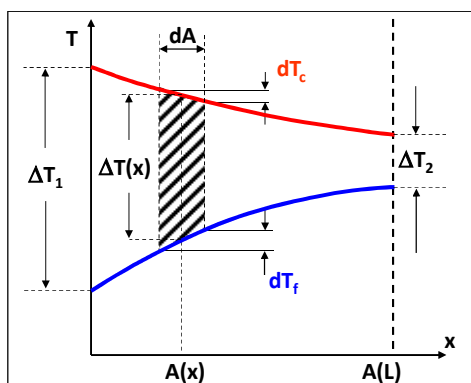
$$\delta \dot{Q}_c = \dot{m}_c dh_c = \dot{m}_c c_{p,c} dT_c$$

$$\delta \dot{Q}_f = \dot{m}_f dh_f = \dot{m}_f c_{p,f} dT_f$$

$$\delta \dot{Q} = U \cdot dA \cdot \Delta T(x)$$



ANALISI ENERGETICA



$$\left\{ \begin{aligned} \delta \dot{Q}_c &= \dot{m}_c dh_c = \dot{m}_c c_{p,c} dT_c \\ \delta \dot{Q}_f &= \dot{m}_f dh_f = \dot{m}_f c_{p,f} dT_f \\ \delta \dot{Q} &= U \cdot dA \cdot \Delta T(x) \end{aligned} \right.$$

- si può passare alla ANALISI GLOBALE dello scambiatore introducendo una DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA

$$\bar{\Delta T}$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c (h_{c,in} - h_{c,out}) = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,in} - T_{c,out})$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f (h_{f,out} - h_{f,in}) = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,out} - T_{f,in})$$

$$\dot{Q} = UA \cdot \bar{\Delta T} = UA \cdot \Delta T_{ML}$$

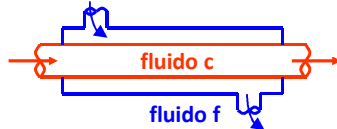


$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

MEDIA LOGARITMICA DELLA DIFFERENZA DI TEMPERATURA

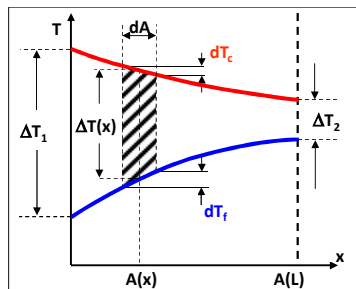


SCAMBIATORI IN EQUICORRENTE



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

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} \Delta T_c = \dot{m}_f c_{p,f} \Delta T_f = UA \cdot \Delta T_{ML}$$



- la variazione di temperatura tra **fluido caldo** e **fluido freddo** oltre a variare con la posizione è influenzata dal rapporto:

$$\frac{\dot{m}_f c_{p,f}}{\dot{m}_c c_{p,c}}$$

- negli scambiatori in EQUICORRENTE la differenza di temperatura tra i due fluidi si riduce sempre lungo il percorso, TENDENDO AD ANNULLARSI AL CRESCERE DELLA SUPERFICIE DI SCAMBIO
- di conseguenza, la zona di uscita può risultare ben poco utile dal punto di vista dello scambio termico

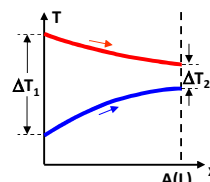
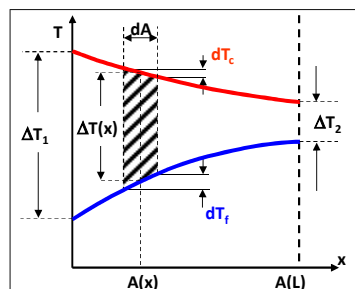


SCAMBIATORI IN EQUICORRENTE

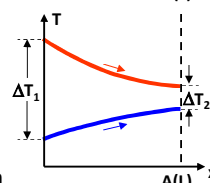
- la variazione di temperatura tra **fluido caldo** e **fluido freddo** varia con la posizione ed è influenzata dal rapporto:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} \Delta T_c = \dot{m}_f c_{p,f} \Delta T_f$$

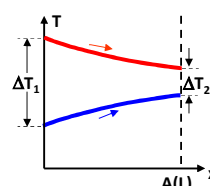
$$\frac{\dot{m}_f c_{p,f}}{\dot{m}_c c_{p,c}}$$



$$\frac{\dot{m}_f c_{p,f}}{\dot{m}_c c_{p,c}} < 1$$



$$\frac{\dot{m}_f c_{p,f}}{\dot{m}_c c_{p,c}} > 1$$

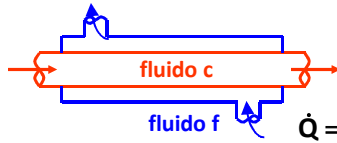


$$\frac{\dot{m}_f c_{p,f}}{\dot{m}_c c_{p,c}} = 1$$

- negli scambiatori in EQUICORRENTE la differenza di temperatura tra i due fluidi si riduce sempre lungo il percorso, tendendo ad annullarsi al crescere della superfici di scambio: la zona di uscita può risultare ben poco utile dal punto di vista dello scambio termico

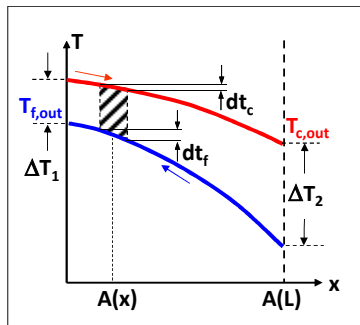


SCAMBIATORI IN CONTROCORRENTE



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

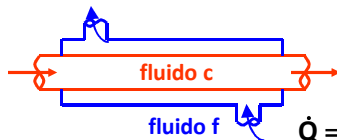
$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} \Delta T_c = \dot{m}_f c_{p,f} \Delta T_f = UA \cdot \Delta T_{ML}$$



- negli scambiatori in **CONTROCORRENTE** la temperatura di uscita del fluido freddo ($T_{f,out}$) può superare la temperatura di uscita del fluido caldo ($T_{c,out}$)
- pertanto, a parità di temperature di entrata gli scambiatori in controcorrente possono operare con variazioni di temperatura ΔT_c e ΔT_f più elevate rispetto agli scambiatori in equicorrente
- quindi gli scambiatori in controcorrente **SONO PIÙ EFFICACI DAL PUNTO DI VISTA DELLO SCAMBIO TERMICO**

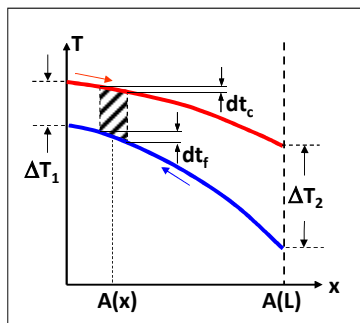


SCAMBIATORI IN CONTROCORRENTE



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

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} \Delta T_c = \dot{m}_f c_{p,f} \Delta T_f = UA \cdot \Delta T_{ML}$$

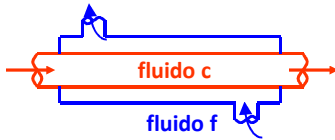


- negli scambiatori in **EQUICORRENTE** la differenza di temperatura tra i due fluidi va necessariamente diminuendo dall'entrata all'uscita
- negli scambiatori in **CONTROCORRENTE**, invece, tale differenza può aumentare, diminuire o restare costante a seconda del solito rapporto:

$$\frac{\dot{m}_f c_{p,f}}{\dot{m}_c c_{p,c}}$$



SCAMBIATORI IN CONTROCORRENTE



- il bilancio di energia tra la sezione 0 e la generica sezione x di uno scambiatore in controcorrente risulta:

$$\dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,in} - T_{c,x}) = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,out} - T_{f,x})$$

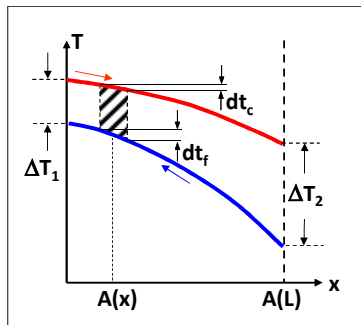
- nel caso che sia: $\frac{\dot{m}_f c_{p,f}}{\dot{m}_c c_{p,c}} < 1$

si ottiene:

$$\frac{\dot{m}_f c_{p,f}}{\dot{m}_c c_{p,c}} = \frac{T_{c,in} - T_{c,x}}{T_{f,out} - T_{f,x}} < 1$$

$$(T_{c,in} - T_{c,x}) < (T_{f,out} - T_{f,x})$$

- e la differenza di temperatura tra il fluido caldo e il fluido freddo aumenta dalla sezione iniziale alla sezione finale



12/2010

20/23



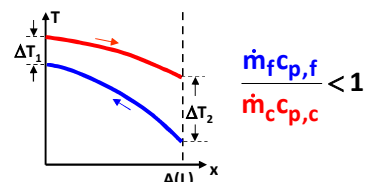
SCAMBIATORI IN CONTROCORRENTE

- se: $\frac{\dot{m}_f c_{p,f}}{\dot{m}_c c_{p,c}} < 1$

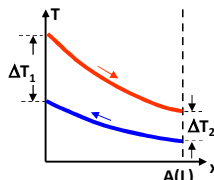
la differenza di temperatura tra il fluido caldo e il fluido freddo aumenta dalla sezione iniziale alla sezione finale

- se il rapporto è >1 la differenza di temperatura tra il fluido caldo e il fluido freddo diminuisce dalla sezione iniziale alla sezione finale

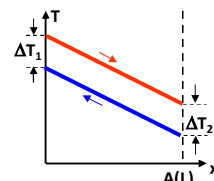
- nell'ultimo caso la differenza di temperatura tra il fluido caldo ed il fluido freddo resta costante



$$\frac{\dot{m}_f c_{p,f}}{\dot{m}_c c_{p,c}} < 1$$



$$\frac{\dot{m}_f c_{p,f}}{\dot{m}_c c_{p,c}} > 1$$



$$\frac{\dot{m}_f c_{p,f}}{\dot{m}_c c_{p,c}} = 1$$

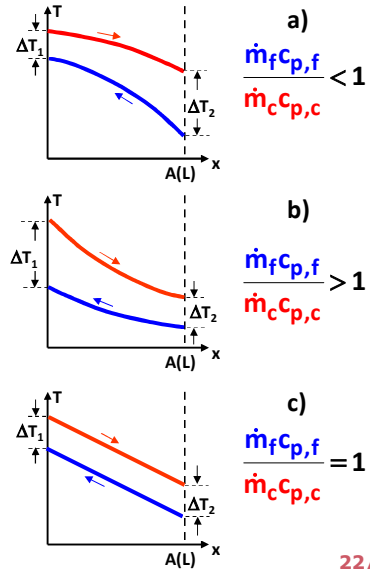
12/2010

21/23



SCAMBIATORI IN CONTROCORRENTE

- poiché i flussi termici specifici, e di conseguenza gli incrementi locali di temperatura dT/dA lungo lo scambiatore, sono proporzionali alla differenza locale tra i due fluidi, le pendenze delle curve di temperatura:
- aumentano in valore assoluto dalla sezione iniziale alla sezione finale nella figura a)
- diminuiscono nella figura b)
- restano costanti nella figura c)



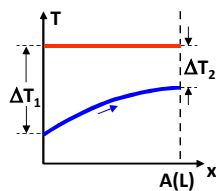
12/2010

22/23



SCAMBIATORI IN CAMBIAMENTO DI FASE

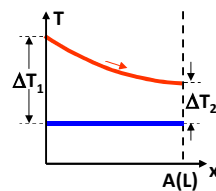
• CONDENSATORI



$$\dot{Q} = \dot{m}_f c_{p,f} \Delta T_f = \dot{m}_c \Delta h_c$$



• EVAPORATORI



$$\dot{Q} = \dot{m}_f \Delta h_f = \dot{m}_c c_{p,c} \Delta T_c$$



12/2010

23/23

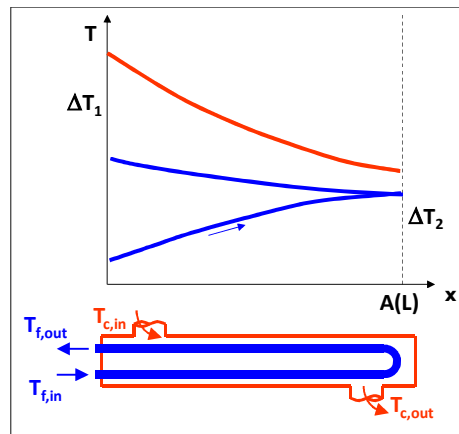


SCAMBIATORI MULTIPASSAGGIO E A FLUSSO INCROCIATO

- nel caso di scambiatori a fascio tubiero, sia mono- che multi-passaggio, e di quelli a flusso incrociato, sebbene le condizioni di flusso siano più complicate, la ΔT_{ML} può essere espressa in termini di quella calcolata in condizioni di controcorrente, $\Delta T_{ML,CC}$, applicando un opportuno fattore correttivo, F

$$\Delta T_{ML} = F \cdot \Delta T_{ML,CC}$$

- il fattore correttivo F è generalmente graficato per diverse configurazioni di scambiatori a fascio tubiero e a flussi incrociati



$$\Delta T_{ML,CC} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(T_{c,in} - T_{f,out}) - (T_{c,out} - T_{f,in})}{\ln \left(\frac{T_{c,in} - T_{f,out}}{T_{c,out} - T_{f,in}} \right)}$$

12/2010

24/23



riferimenti

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGrawHill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, G. Cortella, *Fondamenti di trasmissione del calore*, SGE Editoriale, Padova, 2001
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, V. Naso, R. Vanoli, *Fondamenti di trasmissione del calore*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ G. Guglielmini, C. Pisoni, *Introduzione alla trasmissione del calore*, CEA, Roma, 2002

2/2011

25/23



Università Politecnica delle Marche

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica

corso di FISICA TECNICA (A/L)
prof. ing. Fabio Polonara
A.A. 2012/2013

lezione n. 24
TdC-CONDUZIONE IN TRANSITORIO

Università Politecnica delle Marche



Dipartimento di Energetica

INTRODUZIONE

- il problema della **CONDUZIONE IN REGIME TRANSITORIO** non è facilmente risolvibile per via analitica a meno che non sia $R_{cond} \cong 0$ cioè che la **TEMPERATURA** possa essere considerata **UNIFORME** nel dominio di definizione



9/2010

1/24



CONDUZIONE IN TRANSITORIO

- sia **L** la lunghezza caratteristica del sistema

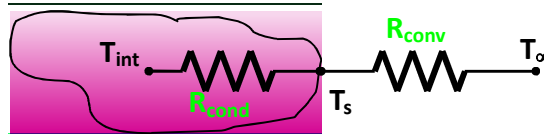
$$L = \frac{V}{A}$$

- si utilizza il **NUMERO DI BIOT, Bi**:

$$Bi = \frac{L \cdot h}{k}$$

$$Bi = \frac{L/k}{1/h} = \frac{\text{resistenza_conduttiva_}(R_{cond})}{\text{resistenza_convettiva_}(R_{conv})}$$

$$Bi = \frac{h \cdot \Delta T}{k \cdot \Delta T} = \frac{\text{convezione_sulla_superficie_del_corpo}}{\text{conduzione_all'interno_del_corpo}}$$



Bi = 0
temperatura uniforme, perché $k \rightarrow \infty$
si può applicare la risoluzione a

Bi > 0
si applica la soluzione approssimata

se **Bi ≤ 0,01** l'errore che si commette è <5%
(h valutato al ±20%)

PARAMETRI CONCENTRATI



CONDUZIONE IN TRANSITORIO

70°C
70°C
70°C
70°C

sfera di rame immersa in aria calma

$D=12 \text{ cm}; k=401 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}; h=15 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$

$Bi = \frac{r \cdot h}{k} = \frac{0,06 \cdot 15}{401} = 0,0022$

uovo in acqua bollente

$D=5 \text{ cm}; k=0,6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}; h=1200 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$

$Bi = \frac{r \cdot h}{k} = \frac{0,025 \cdot 1200}{0,6} = 50$

bistecca in frigorifero

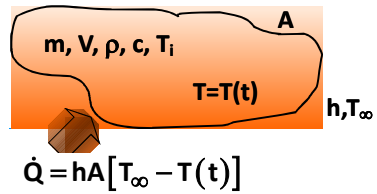
$2L=2,5 \text{ cm}; k=0,45 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}; h=25 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$

$Bi = \frac{r \cdot h}{k} = \frac{0,0125 \cdot 25}{0,45} = 0,7$



CONDUZIONE IN TRANSITORIO

- il corpo, inizialmente a temperatura T_i è posto, all'istante $t=0$, in un ambiente a temperatura T_∞
- si scrive il bilancio di energia tra corpo e ambiente durante il transitorio, con le seguenti ipotesi:
 - è trascurabile ogni altro contributo allo scambio termico
 - la temperatura del corpo è supposta uniforme ($Bi < 0.01$) e funzione solo del tempo, $T=T(t)$



variazione dell'energia interna del corpo $\delta Q = \rho \cdot V \cdot c \cdot dT$	=	potenza termica scambiata tra corpo e ambiente $\delta Q = h \cdot A [T_\infty - T(t)] dt$
--	---	--

$\rho \cdot V \cdot c \cdot dT = h \cdot A [T_\infty - T(t)] dt$
 poiché T_∞ è costante si può scrivere:

$$\frac{d(T - T_\infty)}{T - T_\infty} = - \frac{h \cdot A}{\rho \cdot V \cdot c} dt$$



CONDUZIONE IN TRANSITORIO

da: $\frac{d(T - T_\infty)}{T - T_\infty} = - \frac{h \cdot A}{\rho \cdot V \cdot c} dt$
 ponendo: $\theta = \frac{\rho \cdot V \cdot c}{h \cdot A}$

COSTANTE DI TEMPO, [s]

la **COSTANTE DI TEMPO** ha il significato fisico di rapporto tra la capacità termica del corpo (ρVc) e la sua capacità di trasmettere calore (hA)

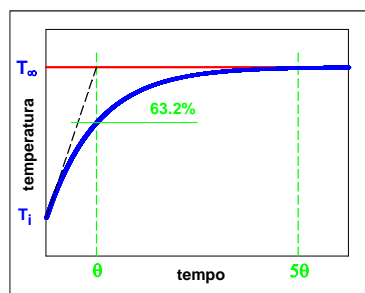
• si ottiene:

$$\frac{d(T - T_\infty)}{T - T_\infty} = - \frac{dt}{\theta}$$

• integrando si ha:

$$\int_{T_i}^{T(t)} \frac{d(T - T_\infty)}{T - T_\infty} = - \int_{t=0}^t \frac{dt}{\theta}$$

$$\ln \frac{T(t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} = - \frac{t}{\theta} \quad \Rightarrow \quad \frac{T(t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} = e^{-\frac{t}{\theta}}$$





CONDUZIONE IN TRANSITORIO

$$\frac{T(t) - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = e^{-\frac{t}{\theta}}$$

$$\theta = \frac{\rho \cdot V \cdot c}{h \cdot A}$$

COSTANTE DI TEMPO, [s]

la soluzione può anche scriversi:

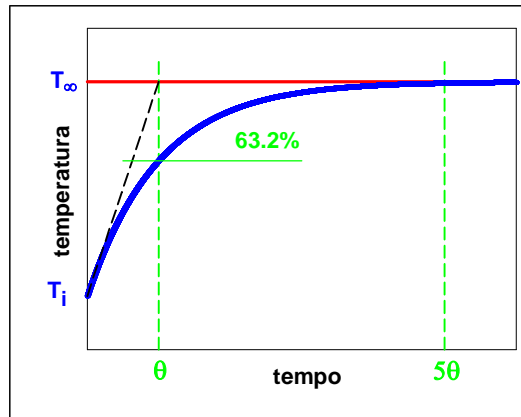
$$\left(\frac{T_{\infty} - T(t)}{T_{\infty} - T_i} \right) = e^{-\frac{t}{\theta}}$$

- per $t = \theta$ la temperatura misurata è pari al 63.2% della differenza:

$$\left(\frac{T_{\infty} - T(t)}{T_{\infty} - T_i} \right)_{t=\theta} = e^{-1} = 0,368$$

- per $t = 5\theta$ la temperatura misurata coincide praticamente con la T_{∞} :

$$\left(\frac{T_{\infty} - T(t)}{T_{\infty} - T_i} \right)_{t=5\theta} = e^{-5} \cong 0$$



9/2010

6/24



riferimenti

- ✓ Y. A. Çengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, III edizione, McGrawHill Italia, Milano, 2009
- ✓ G. Comini, G. Cortella, *Fondamenti di trasmissione del calore*, SGE Editoriale, Padova, 2001
- ✓ R. Mastrullo, P. Mazzei, V. Naso, R. Vanoli, *Fondamenti di trasmissione del calore*, Liguori Editore, Napoli, 1982
- ✓ G. Guglielmini, C. Pisoni, *Introduzione alla trasmissione del calore*, CEA, Roma, 2002

2/2011

7/24

**TABELLE CON LE PROPRIETA' DI SOSTANZE DI
IMPIEGO COMUNE NELLA FISICA TECNICA**

**TABELLE DI CONVERSIONE DELLE UNITA' DI
MISURA**

PIANI TERMODINAMICI

dipartimento di energetica



TABELLE CON LE PROPRIETA' DI SOSTANZE DI IMPIEGO COMUNE NELLA FISICA TECNICA

• pesi atomici e molecolari e proprietà critiche di alcuni elementi e componenti comuni.....	1
• proprietà termodinamiche dell'acqua in condizioni di saturazione (temperatura)	2
• proprietà termodinamiche dell'acqua in condizioni di saturazione (pressione)	4
• proprietà termodinamiche dell'acqua surriscaldata.....	6
• proprietà termodinamiche dell'R134a in condizioni di saturazione (temperatura)	10
• proprietà termodinamiche dell'R134a in condizioni di saturazione (pressione)	11
• proprietà termodinamiche dell'R134a surriscaldato.....	12
• proprietà dell'aria come gas ideale.....	15
• calori specifici medi impiegabili nell'intervallo 0–100°C.....	16
• coefficienti sperimentali per il calcolo del calore specifico a pressione costante per gas ideale.....	16
• fattore acentrico di alcune sostanze.....	16
• calori specifici di alcuni liquidi e solidi.....	17
• proprietà dei liquidi.....	18
• proprietà dei solidi metallici.....	19
• proprietà dei solidi non metallici.....	20
• proprietà termofisiche dell'aria a pressione atmosferica.....	21
• proprietà termofisiche dell'acqua.....	22
• proprietà termofisiche dell'R134a.....	23
• emissività di alcune superfici (a) metalli.....	24
• emissività di alcune superfici (b) non metalli.....	25

(materiale didattico a diffusione interna e distribuzione gratuita)



pesi atomici e molecolari e proprietà critiche di alcuni elementi e componenti comuni

(tratta da International Critical Tables e L.C. Nelson e E.F. Obert, Generalized Compressibility Charts, Chem Eng.)

sostanza	formula chimica	M	R [kJ·kg ⁻¹ ·K]	T _c [K]	p _c [bar]	Z _c =(p _c V _c)/(RT _c)
Acetilene	C ₂ H ₂	26.04	0.3193	309	62.8	0.274
Aria		28.97	0.2870	133	37.7	0.284
Ammoniaca	NH ₃	17.04	0.4882	406	112.8	0.242
Argon	Ar	39.94	0.2081	151	48.6	0.290
Benzene	C ₆ H ₆	78.11	0.1064	563	49.3	0.274
n-Butano	C ₄ H ₁₀	58.12	0.1430	425	38.0	0.274
Carbonio	C	12.01	0.6922			
Biossido di Carbonio	CO ₂	44.01	0.1889	304	73.9	0.276
Monossido di Carbonio	CO	28.01	0.2968	133	35.0	0.294
Rame	Cu	63.54	0.1308			
Etano	C ₂ H ₆	30.07	0.2765	305	48.8	0.285
Alcool etilico	C ₂ H ₅ OH	46.07	0.1805	516	63.8	0.249
Etilene	C ₂ H ₄	28.05	0.2964	283	51.2	0.270
Elio	He	4.003	2.0769	5.2	2.3	0.300
Idrogeno	H ₂	2.018	4.1240	33.2	13.0	0.304
Metano	CH ₄	16.04	0.5182	191	46.4	0.290
Metil alcool	CH ₃ OH	32.05	0.2594	513	79.5	0.220
Azoto	N ₂	28.01	0.2968	126	33.9	0.291
Ottano	C ₈ H ₁₈	114.22	0.0729	569	24.9	0.258
Ossigeno	O ₂	32.00	0.2598	154	50.5	0.290
Propano	C ₃ H ₈	44.09	0.1885	370	42.7	0.276
Propilene	C ₃ H ₆	42.08	0.1976	365	46.2	0.276
Refrigerante R134a	CF ₃ CH ₂ F	102.03	0.08149	374	4.1	
Biossido di Zolfo	SO ₂	64.06	0.1298	431	78.7	0.268
Acqua	H ₂ O	18.02	0.4615	647.3	220.9	

proprietà termodinamiche dell'acqua in condizioni di saturazione – temperatura(1/2)

temp. T [°C]	press. p [bar]	volume specifico		entropia specifica			entalpia specifica			energia interna specifica		
		v _l [dm ³ ·kg ⁻¹]	v _{vs} [m ³ ·kg ⁻¹]	s _l [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	s _{vs} [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	s _{vs} -s _l [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	h _l [kJ·kg ⁻¹]	h _{vs} [kJ·kg ⁻¹]	h _{vs} -h _l [kJ·kg ⁻¹]	u _l [kJ·kg ⁻¹]	u _{vs} [kJ·kg ⁻¹]	u _{vs} -u _l [kJ·kg ⁻¹]
0.01	0.006112	1.0002	206.3	0	9.1545	9.1545	0.00	2500.5	2500.5	0	2374.5	2374.5
5	0.008722	1.0000	147.1	0.0764	9.0234	8.9470	21.05	2509.7	2488.6	21.05	2360.4	2339.5
10	0.01275	1.0002	106.4	0.1511	8.8985	8.7474	42.03	2518.9	2476.9	42.03	2388.3	2346.3
15	0.01745	1.0008	77.96	0.2244	8.7793	8.5549	62.96	2528.1	2465.1	62.96	2395.2	2332.2
20	0.02337	1.0017	57.84	0.2963	8.6652	8.3689	83.86	2537.3	2463.4	83.86	2402.1	2318.2
25	0.03166	1.0029	43.41	0.3660	8.5561	8.1892	104.74	2546.4	2441.7	14.74	2409.0	2304.3
30	0.04241	1.0043	32.94	0.4364	8.4516	8.0152	125.61	2555.5	2429.9	125.61	2415.7	2290.1
35	0.05621	1.0059	25.26	0.5046	8.3514	7.8468	146.47	2564.5	2418.0	146.46	2422.5	2276.0
40	0.07374	1.0078	19.56	0.5718	8.2553	7.6835	167.34	2573.5	2406.2	167.33	2429.3	2262.0
45	0.09581	1.0099	15.28	0.6379	8.1631	7.5252	188.22	2582.4	2394.2	188.21	2436.0	2247.8
50	0.12334	1.0121	12.05	0.7031	8.0745	7.3714	209.11	2591.3	2382.2	209.10	2442.7	2333.6
55	0.15740	1.0146	9.583	0.7672	7.9893	7.2221	230.00	2600.1	2370.1	229.98	2449.3	2219.3
60	0.1992	1.0172	7.682	0.8304	7.9074	7.0770	250.91	2608.8	2357.9	250.89	2455.8	2204.9
65	0.2501	1.0200	6.205	0.8928	7.8286	6.9358	271.84	2617.4	2345.5	271.81	2462.2	2190.4
70	0.3116	1.0229	5.048	0.9542	7.7526	6.7984	292.78	2628.9	2333.1	292.75	2468.6	2175.8
75	0.3855	1.0260	4.135	1.0149	7.6794	6.6645	313.74	2634.2	2320.5	313.70	2474.8	2161.1
80	0.4736	1.0293	3.410	1.0747	7.6088	6.5341	334.72	2642.5	2307.8	334.67	2481.0	2146.3
85	0.5780	1.0327	2.829	1.1337	7.5407	6.4070	355.72	2650.7	2295.0	355.66	2487.2	2131.5
90	0.7011	1.0363	2.361	1.1920	7.4749	6.2829	376.75	2658.7	2281.9	374.68	2493.2	2116.5
95	0.8453	1.0400	1.982	1.2495	7.4114	6.1619	397.80	2666.6	2268.8	397.71	2499.1	2101.4
100	1.0132	1.0438	1.673	1.3063	7.3500	6.0437	418.88	2674.4	2255.5	418.77	2504.9	2086.1
105	1.2080	1.0479	1.419	1.3625	7.2906	5.9281	439.99	2682.1	2242.1	439.86	2510.7	2070.8
110	1.4326	1.0520	1.210	1.4179	7.2331	5.8152	461.13	2689.0	2228.5	460.98	2516.3	2055.3
115	1.6905	1.0563	1.036	1.4728	7.1775	5.7047	482.31	2697.0	2214.7	482.13	2521.9	2039.8
120	1.9853	1.0608	0.8913	1.5270	7.1236	5.5966	503.5	2704.2	2201.0	503.3	2527.3	2024.0
125	2.3208	1.0654	0.7700	1.5807	7.0714	5.4907	524.8	2711.4	2186.6	524.6	2532.7	2008.1
130	2.7011	1.0702	0.6679	1.6338	7.0208	5.3870	546.1	2718.3	2172.2	545.8	2537.9	1992.1
135	3.131	1.0751	0.5817	1.6863	6.9717	5.2854	567.5	2725.1	2157.6	567.2	2543.0	1975.8
140	3.614	1.0802	0.5074	1.7383	6.9240	5.1857	588.9	2731.8	2142.9	588.5	2548.1	1959.6
145	4.155	1.0855	0.4459	1.7899	6.8776	5.0877	610.4	2738.3	2127.9	610.0	2553.1	1943.1
150	4.760	1.0910	0.3924	1.8409	6.8325	4.9916	631.9	2744.5	2112.6	631.4	2557.7	1926.3
155	5.433	1.0966	0.3464	1.8915	6.7885	4.8970	653.5	2750.6	2097.1	652.9	2562.4	1909.5
160	6.180	1.1024	0.3068	1.9416	6.7456	4.8040	675.2	2756.5	2081.3	674.5	2566.9	1892.4
165	7.008	1.1085	0.2724	1.9913	6.7037	4.7124	696.9	2762.2	2064.3	696.1	2571.3	1875.2
170	7.920	1.1147	0.2426	2.0407	6.6628	4.6221	718.8	2767.6	2048.8	717.9	2575.5	1857.6
175	8.925	1.1211	0.2166	2.0896	6.6227	4.5331	740.7	2772.7	2032.0	739.7	2579.4	1839.7
180	10.027	1.1278	0.1939	2.1382	6.5833	4.4451	762.7	2777.6	2014.9	761.6	2583.2	1821.6
185	11.234	1.1347	0.1740	2.1864	6.5447	4.3583	784.8	2782.1	1997.3	783.3	2586.6	1803.1
190	12.552	1.1418	0.1564	2.2333	6.5067	4.2724	807.0	2786.3	1979.3	805.6	2590.0	1784.4
195	13.989	1.1491	0.1409	2.2820	6.4692	4.1872	829.4	2790.2	1960.8	827.8	2593.1	1765.3

proprietà termodinamiche dell'acqua in condizioni di saturazione - temperatura(2/2)

temp.	press.	volume specifico		entropia specifica			entalpia specifica			energia interna specifica		
T [°C]	p [bar]	v _l [dm ³ ·kg ⁻¹]	v _{vs} [dm ³ ·kg ⁻¹]	s _l [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	s _{vs} [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	s _{vs} -s _l [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	h _l [kJ·kg ⁻¹]	h _{vs} [kJ·kg ⁻¹]	h _{vs} -h _l [kJ·kg ⁻¹]	u _l [kJ·kg ⁻¹]	u _{vs} [kJ·kg ⁻¹]	u _{vs} -u _l [kJ·kg ⁻¹]
200	15.551	1.1568	0.1273	2.3293	6.4322	4.1029	851.8	2793.7	1941.9	850.0	2595.7	1745.7
205	17.245	1.1647	0.1151	2.3764	6.3955	4.0191	874.4	2796.8	1922.4	872.4	2598.3	1725.9
210	19.080	1.1729	0.1043	2.4232	6.3593	3.9361	897.1	2799.4	1902.3	894.9	2600.4	1705.5
215	21.063	1.1814	0.09471	2.4698	6.3233	3.8535	920.0	2801.7	1881.7	917.5	2602.3	1684.8
220	23.201	1.1903	0.08611	2.5162	6.2875	3.7713	943.0	2803.4	1860.4	940.2	2603.6	1663.4
225	25.504	1.1994	0.07841	2.5625	6.2518	3.6893	966.2	2804.6	1838.4	963.1	2604.6	1641.5
230	27.979	1.2090	0.07150	2.6086	6.2162	3.3076	989.6	2805.4	1815.8	986.2	2605.4	1619.2
235	30.635	1.2190	0.06528	2.6545	6.1807	3.5262	1013.2	2805.5	1792.4	1009.5	2605.5	1596.0
240	33.480	1.2293	0.05967	2.7004	6.1452	3.4448	1036.9	2805.1	1768.2	1032.8	2605.3	1572.5
245	36.524	1.2402	0.05460	2.7461	6.1096	3.3635	1060.9	2804.1	1743.3	1056.4	2604.7	1548.3
250	39.78	1.2515	0.05002	2.7818	6.0738	3.2820	1085.1	2802.5	1717.4	1080.1	2603.5	1523.4
255	43.24	1.2633	0.04586	2.8375	6.0380	3.2005	1109.5	2800.3	1690.7	1104.0	2602.0	1498.0
260	46.94	1.2757	0.04209	2.8832	6.0019	3.1187	1134.3	2797.4	1663.1	1128.3	2599.8	1471.5
265	50.87	1.2888	0.03865	2.9289	5.9656	3.0367	1159.3	2793.8	1634.5	1152.8	2597.2	1444.4
270	55.05	1.3025	0.03552	2.9747	5.9290	2.9543	1184.5	2789.5	1604.9	1177.3	2594.0	1416.7
275	59.49	1.3169	0.03266	3.0206	5.8921	2.8715	1210.2	2784.5	1574.3	1202.4	2590.2	1387.8
280	64.19	1.3322	0.03005	3.0666	5.8549	2.7883	1236.1	2778.7	1542.5	1227.5	2585.8	1358.3
285	69.17	1.3483	0.02766	3.1128	5.8174	2.7046	1262.5	2772.2	1509.6	1253.2	2580.9	1327.7
290	74.45	1.3665	0.02546	3.1593	5.7794	2.6201	1289.3	2764.9	1475.6	1279.1	2575.4	1296.3
295	80.03	1.3837	0.02345	3.2061	5.7410	2.5349	1316.5	2756.9	1440.2	1305.4	2569.2	1263.8
300	85.92	1.4033	0.02160	3.2532	5.7022	2.4490	1344.2	2748.0	1403.6	1332.1	2562.4	1230.3
305	92.14	1.424	0.01989	3.3008	5.6620	2.3621	1372.5	2738.3	1365.5	1359.4	2555.1	1195.7
310	98.70	1.447	0.01832	3.3489	5.6232	2.2743	1401.3	2727.7	1326.0	1387.0	2546.9	1159.9
315	105.61	1.471	0.01687	3.3977	5.5837	2.1860	1430.9	2716.8	1285.8	1415.4	2538.6	1123.2
320	112.90	1.498	0.01549	3.4473	5.5401	2.0928	1461.3	2702.4	1241.3	1444.4	2527.5	1083.1
325	120.57	1.527	0.01420	3.4978	5.4924	1.9946	1492.5	2685.7	1193.1	1474.1	2514.5	1040.4
330	128.65	1.560	0.01298	3.5495	5.4422	1.8927	1524.8	2666.4	1141.5	1504.7	2499.4	994.7
335	137.14	1.597	0.01184	3.6026	5.3884	1.7858	1558.4	2644.3	1086.0	1536.5	2481.9	945.4
340	146.08	1.638	0.010777	3.6577	5.3321	1.6744	1593.5	2620.2	1026.7	1569.6	2462.9	893.3
345	155.45	1.687	0.009765	3.7154	5.2733	1.5579	1630.5	2593.4	963.0	1604.3	2441.6	837.3
350	165.37	1.746	0.008803	3.7768	5.2087	1.4319	1670.3	2562.3	892.2	1641.4	2416.7	775.3
355	175.77	1.817	0.007878	3.8431	5.1371	1.2940	1714.5	2527.4	812.8	1682.6	2388.8	706.2
360	186.74	1.908	0.006967	3.9159	5.0545	1.1386	1762.2	2483.1	720.9	1726.6	2353.0	626.4
365	198.30	2.03	0.00604	4.0013	4.9541	0.9528	1817.9	2425.9	608.0	1777.6	2306.1	528.5
370	210.52	2.23	0.00499	4.1131	4.8069	0.6938	1893.7	2339.9	446.2	1846.8	2234.9	388.1
371	213.06	2.30	0.00474	4.1437	4.7675	0.6238	1914.2	2316.1	401.9	1865.2	2214.2	349.0
372	215.62	2.37	0.00447	4.1801	4.7211	0.5410	1938.1	2287.1	349.0	1887.0	2190.7	303.7
373	218.22	2.49	0.00415	4.229	4.6625	0.434	1972.0	2252.3	280.4	1917.7	2161.7	244.0
374	220.86	2.79	0.00362	4.325	4.548	0.223	2043.2	2187.5	144.4	1981.6	2107.5	125.9
374.15	221.29	3.18	0.00318		4.430	0		2099.7	0		2029.3	0

proprietà termodinamiche dell'acqua in condizioni di saturazione – pressione(1/2)

press. p	temp. T		vol. spec. V _{vs}	entropia specifica			entalpia specifica			energia interna specifica		
	bar	°C		K	m ³ ·kg ⁻¹	s _l kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	s _{vs} kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	s _{vs} – s _l kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	h _l kJ·kg ⁻¹	h _{vs} kJ·kg ⁻¹	h _{vs} – h _l kJ·kg ⁻¹	u _l kJ·kg ⁻¹
0.01	6.98	280.14	129.2	0.1061	8.9734	8.8673	29.35	2513.4	2484.0	29.35	2384.2	2354.0
0.015	13.03	286.19	87.99	0.1957	8.8256	8.6299	54.72	2524.5	2469.8	54.7	2392.5	2337.8
0.02	17.51	290.67	67.02	0.2607	8.7214	8.4607	73.45	2532.7	2459.3	73.45	2398.7	2325.3
0.025	21.09	294.25	54.27	0.3119	8.6409	8.3290	88.43	2539.3	2450.8	88.43	2403.6	2315.2
0.03	24.10	297.26	45.68	0.3543	8.5754	8.2211	100.97	2544.7	2443.8	100.97	2407.7	2306.7
0.04	28.98	302.14	34.81	0.4223	8.4725	8.0502	121.36	2553.6	2432.3	121.36	2414.4	2293.0
0.05	32.90	306.06	28.20	0.4761	8.3930	7.9169	137.71	2460.7	2423.0	137.71	2419.7	2282.0
0.06	36.19	309.35	23.75	0.5206	8.3283	7.8077	151.42	2566.7	2415.2	151.42	2424.2	2272.8
0.08	41.54	314.70	18.11	0.5922	8.2266	7.6344	173.76	2576.3	2402.5	173.76	2431.4	2257.6
0.10	45.84	319.00	14.68	0.6489	8.1480	7.4991	191.71	2583.9	2392.2	191.70	2437.1	2245.4
0.12	49.45	322.61	12.37	0.6959	8.0841	7.3882	206.80	2590.3	2383.5	206.79	2441.9	2235.1
0.15	54.00	327.16	10.03	0.7545	8.0061	7.2516	225.82	2598.3	2372.5	225.80	2447.9	2222.1
0.20	60.09	333.25	7.652	0.8216	7.9060	7.0744	251.28	2608.9	2357.6	251.26	2455.9	2204.6
0.25	64.99	338.14	6.206	0.8927	7.8287	6.9360	271.81	2617.4	2345.6	271.78	2462.3	2190.5
0.30	69.12	342.28	5.231	0.9435	7.7657	6.8222	289.11	2624.4	2335.3	289.08	2467.5	2478.4
0.40	75.89	349.05	3.994	1.0255	7.6667	6.6412	317.46	2635.7	2318.3	317.42	2475.9	2158.5
0.50	81.35	354.51	3.241	1.0906	7.5903	6.4997	340.37	2644.7	2304.4	340.32	2482.7	2142.4
0.60	85.95	359.11	2.732	1.1449	7.5280	6.3831	359.73	2652.2	2292.5	359.67	2488.3	2128.6
0.70	89.96	363.12	2.365	1.1915	7.4754	6.2839	376.58	2658.6	2282.1	376.51	2493.1	2116.6
0.80	93.51	366.67	2.087	1.2324	7.4300	6.1976	391.53	2664.3	2272.7	391.45	2497.3	2105.9
0.90	96.71	369.87	1.869	1.2690	7.3901	6.1211	405.02	2669.3	2264.3	404.93	2501.1	2096.2
1.0	99.63	372.79	1.694	1.3022	7.3544	6.0522	417.33	2673.8	2256.5	417.23	2504.4	2087.2
1.1	102.32	375.48	1.549	1.3324	7.3222	5.9898	428.66	2678.0	2249.3	428.55	2507.6	2079.1
1.2	104.81	377.97	1.428	1.3603	7.2928	5.9325	439.18	2681.8	2242.6	439.05	2510.4	2071.4
1.3	107.13	380.29	1.325	1.3862	7.2658	5.8796	449.01	2685.3	2236.3	448.78	2513.1	2064.3
1.4	109.32	382.48	1.236	1.4104	7.2409	5.8305	458.24	2688.6	2230.3	458.09	2515.6	2057.5
1.5	111.37	384.53	1.159	1.4331	7.2177	5.7846	466.94	2691.6	2224.7	466.79	2517.8	2051.0
1.6	113.32	386.48	1.091	1.4544	7.1960	5.7416	475.20	2694.5	2219.3	475.03	2519.9	2044.9
1.8	116.93	390.09	0.9769	1.4938	7.1565	5.6627	490.52	2699.8	2209.3	490.33	2624.0	2033.7
2.0	120.23	393.39	0.8852	1.5295	7.1212	5.5917	504.52	2704.6	2200.1	504.31	2527.6	2023.3
2.2	123.27	396.43	0.8096	1.5622	7.0893	5.5271	517.4	2708.9	2191.5	517.2	2531.2	2014.2
2.4	126.09	399.25	0.7462	1.5923	7.0602	5.4679	529.5	2712.9	2183.4	529.2	2533.8	2004.6
2.6	128.73	401.89	0.6923	1.6203	7.0335	5.4132	540.7	2716.6	2175.9	540.4	2536.6	1996.2
2.8	131.21	404.37	0.6458	1.6465	7.0088	5.3623	551.3	2720.0	2168.7	551.0	2539.2	1988.2
3.0	133.54	406.70	0.6054	1.6711	6.9859	5.3148	561.2	2723.0	2161.9	560.9	2537.0	1976.1
3.2	135.76	408.92	0.5698	1.6942	6.9644	5.2702	570.7	2726.2	2155.5	570.4	2543.9	1973.5
3.4	137.86	411.02	0.5383	1.7161	6.9442	5.2281	579.7	2729.0	2149.2	579.3	2546.0	1966.7
3.6	139.87	413.03	0.5102	1.7370	6.9252	5.1882	588.3	2731.6	2143.3	587.9	2547.9	1960.0
3.8	141.79	414.85	0.4849	1.7568	6.9072	5.1504	596.5	2734.1	2137.6	596.1	2549.8	1953.7
4.0	143.63	416.79	0.4621	1.7757	6.8902	5.1145	604.4	2736.5	2132.1	604.0	2551.7	1947.7

proprietà termodinamiche dell'acqua in condizioni di saturazione – pressione(2/2)

press. p	temp. T		vol. spec. v _{vs}	entropia specifica			entalpia specifica			energia interna specifica				
	°C	K		s _l	s _{vs}	s _{vs} – s _l	h _l	h _{vs}	h _{vs} – h _l	u _l	u _{vs}	u _{vs} – u _l		
bar			m ³ ·kg ⁻¹	kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	kJ·kg ⁻¹	kJ·kg ⁻¹	kJ·kg ⁻¹	kJ·kg ⁻¹	kJ·kg ⁻¹	kJ·kg ⁻¹		
5.0	151.85	425.01	0.3746	1.8596	6.8161	4.9565	639.9	2746.8	2107.0	639.4	2559.5	1920.1		
6.0	158.84	432.00	0.3155	1.9300	6.7555	4.8255	670.1	2755.2	2085.1	669.4	2565.9	1896.5		
8.0	170.41	443.57	0.2403	2.0447	6.6594	4.6147	720.6	2768.0	2047.5	719.7	2575.8	1856.1		
10.0	179.88	453.04	0.1944	2.1370	6.5843	4.4473	762.2	2777.5	2015.3	761.1	2583.1	1822.0		
11.0	184.06	457.22	0.1775	2.1774	6.5519	4.3745	780.7	2781.3	2000.6	779.5	2586.1	1807.6		
12.0	187.96	461.12	0.1633	2.2148	6.5221	4.3073	797.9	2784.7	1986.7	796.5	2588.7	1792.2		
14.0	195.04	468.20	0.1408	2.2823	6.4689	4.1866	829.5	2790.2	1960.7	827.9	2593.1	1765.2		
16.0	201.37	474.53	0.1238	2.3422	6.4221	4.0799	858.0	2794.6	1936.6	856.2	2596.5	1740.4		
18.0	207.11	480.27	0.1104	2.3961	6.3802	3.9841	884.0	2798.0	1914.0	881.9	2599.3	1717.4		
20.0	212.37	485.53	0.09964	2.4453	6.3422	3.8969	908.0	2800.6	1892.6	905.7	2601.3	1685.7		
22.0	217.24	490.40	0.09074	2.4906	6.3072	3.8166	930.3	2802.5	1872.2	927.7	2602.9	1675.2		
24.0	221.78	494.94	0.08328	2.5327	6.2748	3.7421	951.3	2803.9	1852.7	948.4	2604.0	1655.5		
26.0	226.03	499.19	0.07682	2.5720	6.2445	3.6725	971.0	2804.8	1833.8	967.9	2604.8	1636.9		
28.0	230.04	503.20	0.07144	2.6089	6.2159	3.6070	989.8	2805.4	1815.6	986.4	2605.4	1619.0		
30.0	233.84	507.00	0.06667	2.6438	6.1890	3.5452	1007.7	2805.5	1797.9	1004.1	2605.5	1601.4		
32	237.44	510.60	0.06247	2.6739	6.1634	3.4865	1024.7	2805.4	1780.7	1020.8	2605.5	1584.7		
34	240.88	514.04	0.05874	1.7084	6.1389	3.4305	1041.1	2805.0	1763.9	1036.9	2605.3	1568.4		
36	244.16	517.32	0.05542	2.7385	6.1155	3.3770	1056.9	2804.4	1747.5	1052.4	2604.9	1552.5		
38	247.31	520.47	0.04243	2.7672	6.0931	3.3259	1072.1	2803.3	1931.4	1079.4	2604.3	1536.9		
40	250.33	523.49	0.04973	2.7949	6.0714	3.2765	1086.7	2802.4	1715.7	1071.7	2603.3	1521.8		
42	253.24	526.40	0.04728	2.8215	6.0506	3.2291	1100.9	2801.2	1700.2	1095.6	2602.6	1507.0		
44	256.05	529.21	0.04504	2.8471	6.0134	3.1833	1114.7	2799.7	1685.0	1109.1	2601.5	1492.4		
46	258.76	531.92	0.04299	2.8718	6.0109	3.1391	1128.1	2798.2	1670.1	1122.3	2600.4	1478.1		
48	261.38	534.54	0.04111	2.8958	5.9919	3.0961	1141.1	2796.5	1655.3	1135.0	2599.2	1464.2		
50	263.92	537.58	0.03937	2.9190	5.9735	3.0545	1153.8	2794.6	1640.8	1147.4	2597.8	1450.4		
55	259.94	543.10	0.03556	2.9741	5.9294	2.9553	1184.2	2789.6	1605.3	1177.0	2594.0	1417.0		
60	275.56	548.72	0.03236	3.0257	5.8880	2.8623	1213.1	2783.9	1570.8	1205.2	2589.7	1384.5		
65	280.83	553.99	0.02964	3.0743	5.8487	2.7744	1240.5	2777.7	1537.2	1231.8	2585.0	1353.2		
70	285.80	558.96	0.02729	3.1203	5.8113	2.6910	1266.7	2771.1	1504.3	1257.2	2580.1	1322.9		
75	190.51	563.67	0.02525	3.1640	5.7755	2.5115	1282.0	2764.1	1472.0	1281.5	2574.7	1293.2		
80	294.98	568.14	0.02346	3.2059	5.7412	2.5253	1316.4	2756.9	1444.4	1305.7	2569.2	1263.5		
85	299.24	572.40	0.02187	3.2460	5.7081	2.4621	1339.9	2749.4	1409.2	1328.0	2563.5	1235.5		
90	303.31	576.47	0.02045	3.2847	5.6762	2.3915	1362.9	2741.6	1378.5	1350.2	2557.6	1207.4		
100	310.96	584.12	0.01803	3.3582	5.6155	2.2573	1407.0	2725.6	1318.2	1392.5	2545.3	1152.8		
120	324.64	597.80	0.01429	3.4941	5.4971	2.0030	1490.2	2687.2	1196.3	1471.9	2515.7	1044.2		
140	336.63	609.69	0.01149	3.6203	5.3726	1.7523	1569.6	2637.7	1066.7	1547.1	2476.8	929.7		
160	347.32	620.48	0.009314	3.7433	5.2471	1.5038	1648.5	2581.2	929.9	1621.1	2432.2	811.1		
180	356.96	630.12	0.007518	3.8707	5.1062	1.2355	1732.9	2511.4	778.5	1699.6	2376.1	676.5		
200	365.71	638.87	0.00591	4.0151	4.9375	0.9224	1826.7	2416.0	589.3	1785.5	2297.8	512.3		
220	373.7	646.86	0.00385	4.2802	4.6023	0.3221	2009.7	2218.0	208.4	1951.6	2133.3	181.7		
221.29	374.15	647.31	0.00318	4.430			0			2029.3			0	

tratta da: J.Kestin. A Course in Thermodynamics. Mc Graw Hill 1979.

proprietà termodinamiche dell'acqua surriscaldata (1/4)

t °C	v m ³ ·kg ⁻¹	u kJ·kg ⁻¹	h kJ·kg ⁻¹	s kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	v m ³ ·kg ⁻¹	u kJ·kg ⁻¹	h kJ·kg ⁻¹	s kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	v m ³ ·kg ⁻¹	u kJ·kg ⁻¹	h kJ·kg ⁻¹	s kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
	p = 0.01 MPa (45.81 °C)				p = 0.05 MPa (81.33 °C)				p = 0.10 MPa (99.63 °C)			
Sat	14.674	2437.9	2584.7	8.1502	3.240	2483.9	2645.9	7.5939	1.6940	2506.1	2675.5	7.3594
50	14.869	2443.9	2592.6	8.1749								
100	17.196	2515.5	2687.5	8.4479	3.418	2511.6	2682.5	7.6947	1.6958	2506.7	2676.2	7.3614
150	19.512	2587.9	2783.0	8.6882	3.889	2585.6	2780.1	7.9401	1.9364	2582.8	2776.4	7.6134
200	21.825	2661.3	2879.5	8.9038	4.356	2659.9	2877.7	8.1580	2.172	2658.1	2875.3	7.8343
250	24.136	2736.0	2977.3	9.1002	4.820	2735.0	2976.0	8.3556	2.406	2733.7	2974.3	8.0333
300	26.445	2812.1	3076.5	9.2813	5.284	2811.3	3075.5	8.5373	2.639	2810.4	3074.3	8.2158
400	31.063	2968.9	3279.6	9.6077	6.209	2968.5	3278.9	8.8642	3.103	2967.9	3278.2	8.5435
500	35.679	3132.3	3489.1	9.8978	7.134	3132.0	3488.7	9.1546	3.565	3131.6	3488.1	8.8342
600	40.295	3302.5	3705.4	10.1608	8.057	3302.2	3705.1	9.4178	4.028	3301.9	3704.4	9.0976
700	44.911	3479.6	3928.7	10.4028	8.981	3479.4	3928.5	9.6599	4.490	3479.2	3928.2	9.3398
800	49.526	3663.8	4159.0	10.6281	9.904	3663.6	4158.9	9.8852	4.952	3663.5	4158.6	9.5652
900	54.141	3855.0	4396.4	10.8396	10.828	3854.9	4396.3	10.0967	5.414	3854.8	4396.1	9.7767
1000	58.757	4053.0	4640.6	11.0393	11.751	4052.9	4640.5	10.2964	5.875	4052.8	4640.3	9.9764
	p = 0.20 MPa (120.23 °C)				p = 0.30 MPa (133.55 °C)				p = 0.40 MPa (143.63 °C)			
Sat.	0.8857	2529.5	2706.7	7.1272	0.6058	2543.6	2725.3	6.9919	0.4625	2553.6	2738.6	6.8959
150	0.9596	2576.9	2768.8	7.2795	0.6339	2570.8	2761.0	7.0778	0.4708	2564.5	2752.8	6.9299
200	1.0803	2654.4	2870.5	7.5066	0.7163	2650.7	2865.6	7.3115	0.5342	2646.8	2860.5	7.1706
250	1.1988	2731.2	2971.0	7.7086	0.7964	2728.7	2967.6	7.5166	0.5951	2726.1	2964.2	7.3789
300	1.3162	2808.6	3071.8	7.8926	0.8753	2806.7	3069.3	7.7022	0.6548	2804.8	3066.8	7.5662
400	1.5493	2966.7	3276.6	8.2218	1.0315	2965.6	3275.0	8.0330	0.7726	2964.4	3273.4	7.8985
500	1.7814	3130.8	3487.1	8.5133	1.1867	3130.0	3486.0	8.3251	0.8893	3129.2	3484.9	8.1913
600	2.013	3301.4	3704.0	8.7770	1.3414	3300.8	3703.2	8.5892	1.0055	3300.2	3702.4	8.4558
700	2.244	3478.8	3927.6	9.0194	1.4957	3478.4	3927.1	8.8319	1.1215	3477.9	3926.5	8.6987
800	2.475	3663.1	4158.2	9.2449	1.6499	3662.9	4157.8	9.0576	1.2372	3662.4	4157.3	8.9244
900	2.705	3854.5	4395.8	9.4566	1.8041	3854.2	4395.4	9.2692	1.3529	3853.9	4395.1	9.1362
1000	2.937	4052.5	4640.0	9.6563	1.9581	4052.3	4639.7	9.4690	1.4685	4052.0	4639.4	8.3360
1100	3.168	4257.0	4890.7	9.8458	2.1121	4256.8	4890.4	9.6585	1.5840	4256.5	4890.2	9.5256
	p = 0.50 MPa (151.86 °C)				p = 0.60 MPa (158.85 °C)				p = 0.80 MPa (170.43 °C)			
Sat.	0.3749	2561.2	2748.7	6.8213	0.3157	2567.4	2756.8	6.7600	0.2404	2576.8	2769.1	6.6628
200	0.4249	2642.9	2855.4	7.0592	0.3520	2638.9	2850.1	6.9665	0.2608	2630.6	2839.3	6.8158
250	0.4744	2723.5	2960.7	7.2709	0.3938	2720.9	2957.2	7.1816	0.2931	2715.5	2950.0	7.0384
300	0.5226	2802.9	3064.2	7.4599	0.4344	2801.0	3061.6	7.3724	0.3241	2797.2	3056.5	7.2328
350	0.5701	2882.6	3167.7	7.6329	0.4742	2881.2	3165.7	7.5464	0.3544	2878.2	3161.7	7.4089
400	0.6173	2963.2	3271.9	7.7938	0.5137	2962.1	3270.3	7.7079	0.3843	2959.7	3267.1	7.5716
500	0.7109	3128.4	3483.9	8.0873	0.5920	3127.6	3482.8	8.0021	0.4433	3126.0	3480.6	7.8673
600	0.8041	3299.6	3701.7	7.3522	0.6697	3299.1	3700.9	8.2674	0.5018	3297.9	3699.4	8.1333
700	0.8969	3477.5	3925.9	8.5952	0.7472	3477.0	3925.3	8.5107	0.5601	3476.2	3924.2	8.3770
800	0.9896	3662.1	4156.9	8.8211	0.8245	3661.8	4156.5	8.7367	0.6181	3661.1	4155.6	8.6033
900	1.0822	3853.6	4394.7	9.0329	0.9017	3853.4	4394.4	8.9486	0.6761	3852.8	4393.7	8.8153
1000	1.1747	4051.8	4639.1	9.2328	0.9788	4051.5	4638.8	9.1485	0.7340	4051.0	4638.2	9.0153
1100	1.2672	4256.3	4889.9	9.4224	1.0559	4256.1	4889.6	9.3381	0.7919	4255.6	4889.1	9.2050

proprietà termodinamiche dell'acqua surriscaldata (2/4)

t °C	v m ³ ·kg ⁻¹	u kJ·kg ⁻¹	h kJ·kg ⁻¹	s kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	v m ³ ·kg ⁻¹	u kJ·kg ⁻¹	h kJ·kg ⁻¹	S kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	v m ³ ·kg ⁻¹	u kJ·kg ⁻¹	h kJ·kg ⁻¹	s kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
	P = 1.00 MPa (179.91 °C)				p = 1.20 MPa (187.99 °C)				p = 1.40 MPa (195.07 °C)			
Sat	0.19444	2583.6	1778.1	6.5865	0.16333	2588.8	2784.8	6.5233	0.14084	2592.8	2790.0	6.4693
200	0.2060	2621.9	2827.9	6.6940	0.16930	2612.8	2815.9	6.5898	0.14302	2603.1	2803.3	6.4975
250	0.2327	2709.9	2942.6	6.9247	0.19234	2704.2	2935.0	6.8294	0.16350	2698.3	2927.2	6.7467
300	0.2579	2793.2	3051.2	7.1229	0.2138	2789.2	3045.8	7.0317	0.18228	2785.2	3040.4	6.9534
400	0.3066	2957.3	3263.9	7.4651	0.2548	2954.9	3260.7	7.3774	0.2178	2952.5	3257.5	7.3026
500	0.3542	3124.4	3478.5	7.7622	0.2946	3122.8	3476.3	7.6759	0.2521	3121.1	3474.1	7.6027
600	0.4011	3296.8	3697.9	8.0290	0.3339	3295.6	3696.3	7.9435	0.2860	3294.4	3694.8	7.8710
700	0.4478	3475.3	3923.1	8.2731	0.3729	3474.4	3922.0	8.1881	0.3185	3473.6	3920.8	8.1160
800	0.4943	3660.4	4154.7	8.4996	0.4118	3659.7	4153.8	8.4148	0.3528	3659.0	4153.0	8.3431
900	0.5407	3852.2	4382.9	8.7118	0.4505	3851.6	4392.2	8.6272	0.3861	3851.1	4391.5	8.5556
1000	0.5871	4050.5	4637.6	8.9119	0.4892	4050.0	4637.0	8.8274	0.4192	4049.5	4636.4	8.7559
1100	0.6335	4255.1	4888.6	9.1017	0.5278	4254.6	4888.0	9.0172	0.4524	4254.1	4887.5	8.9457
1200	0.6798	4465.5	5145.4	9.2822	0.5665	4465.1	5144.9	9.1972	0.4855	4464.7	5144.4	9.1262
1300	0.7261	4681.3	5407.4	9.4543	0.6051	4680.9	5407.0	9.3698	0.5186	4680.4	5406.5	9.2984
	p = 1.60 MPa (201.41 °C)				p = 1.80 MPa (207.15 °C)				p = 2.00 MPa (212.42 °C)			
Sat.	0.12380	2596.0	2794.0	6.4218	0.11042	2598.4	2797.1	6.3794	0.09963	2600.3	2799.5	6.3409
225	0.13287	2644.7	2857.3	6.5518	0.11673	2636.6	2846.7	6.4808	0.10377	2628.3	2836.8	6.4147
250	0.14184	2682.3	2919.2	6.6732	0.12497	2686.0	2911.0	6.6066	0.11144	2679.6	2902.5	6.5453
300	0.15862	2781.1	3034.8	6.8844	0.14021	2776.9	3029.2	6.8226	0.12547	2772.6	3023.5	6.7664
350	0.17456	2866.1	3145.4	7.0694	0.15457	2863.0	3141.2	7.0100	0.13857	2859.8	3137.0	6.9563
400	0.19005	2950.1	3254.2	7.2374	0.16847	2947.7	3250.9	7.1794	0.15120	2945.2	3247.6	7.1271
500	0.2203	3119.5	3472.0	7.5390	0.19550	3117.9	3469.8	7.4826	0.17568	3116.2	3467.6	7.4317
600	0.2500	3293.3	3693.2	7.8080	0.2220	3292.1	3691.7	7.7523	0.19960	3290.9	3690.1	7.7024
700	0.2794	3472.7	3919.7	8.0535	0.2482	3471.8	3918.5	7.9983	0.2232	3470.9	3917.4	7.9487
800	0.3086	3685.3	4152.1	8.2808	0.2742	3685.6	4151.2	8.2252	0.2467	3685.0	4150.3	8.1764
900	0.3377	3850.5	4390.8	8.4935	0.3001	3849.9	4390.1	8.4386	0.2700	3849.3	4389.4	8.3895
1000	0.3668	4049.0	4635.8	8.6938	0.3260	4048.5	4635.2	8.6391	0.2933	4048.0	4634.6	8.5901
1100	0.3958	4253.7	4887.0	8.8837	0.3518	4253.2	4886.4	8.8290	0.3166	4252.7	4885.9	8.7800
	p = 2.50 MPa (233.99 °C)				p = 3.00 MPa (233.90 °C)				p = 3.50 MPa (242.60 °C)			
Sat.	0.07998	2603.1	2803.1	6.2575	0.06668	2604.1	2804.2	6.1869	0.05707	2603.7	2803.4	6.1253
250	0.08700	2662.6	2880.1	6.4085	0.07058	2644.0	2855.8	6.2872	0.05872	2623.7	2829.2	6.1749
300	0.09890	2761.6	3008.8	6.6438	0.08114	2750.1	2993.5	6.5390	0.06842	2738.0	2977.5	6.4461
350	0.10976	2851.9	3126.3	6.8403	0.09053	2843.7	3115.3	6.7428	0.07678	2835.3	3104.0	6.6579
400	0.12010	2939.1	3239.3	7.0148	0.09936	2932.8	3230.9	6.9212	0.08453	2926.4	3222.3	6.8405
450	0.13014	3025.5	3350.8	7.1746	0.10787	3020.4	3344.0	7.0834	0.09196	3015.3	3337.2	7.0052
500	0.13993	3112.1	3462.1	7.3234	0.11619	3108.0	3456.5	7.2338	0.09918	3103.0	3450.9	7.1572
600	0.15930	3288.0	3686.3	7.5960	0.13243	3284.0	3682.3	7.5085	0.11324	3285.1	3678.4	7.4339
700	0.17832	3468.7	3914.5	7.8435	0.14838	3466.5	3911.7	7.7571	0.12699	3464.3	3908.8	7.6837
800	0.19716	3655.3	4148.2	8.0720	0.16414	3653.3	4145.9	7.9862	0.14056	3651.8	4143.7	7.9134
900	0.21590	3847.9	4387.6	8.2853	0.17980	3846.5	4385.9	8.1999	0.15402	3845.0	4384.1	8.1276
1000	0.2346	4046.7	4633.1	8.4861	0.19541	4045.4	4631.6	8.4009	0.14743	4044.1	4630.1	8.3288
1100	0.2532	4251.5	4884.6	8.6762	0.21098	4251.3	4883.3	8.5912	0.18080	4249.2	4881.9	8.5192

proprietà termodinamiche dell'acqua surriscaldata (3/4)

t °C	v m ³ ·kg ⁻¹	u kJ·kg ⁻¹	h kJ·kg ⁻¹	s kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	v m ³ ·kg ⁻¹	u kJ·kg ⁻¹	h kJ·kg ⁻¹	s kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	v m ³ ·kg ⁻¹	u kJ·kg ⁻¹	h kJ·kg ⁻¹	s kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
	p = 4.00 MPa (250.40 °C)				P = 4.5 MPa (257.49°C)				p = 5.0 MPa (263.99 °C)			
Sat	0.04978	2602.3	2801.4	6.0701	0.04406	2600.1	2798.3	6.0198	0.03944	2597.1	2794.3	5.9734
275	0.05457	2667.9	2886.2	6.2285	0.04730	2650.3	2863.2	6.1401	0.04141	2631.3	2838.3	6.0544
300	0.05884	2725.3	2960.7	6.3615	0.05135	2712.0	2943.1	6.2828	0.04532	2698.0	2924.5	6.2084
350	0.06645	2826.7	3092.5	6.5821	0.05840	2817.8	3080.6	6.5131	0.05194	2808.7	3068.4	6.4493
400	0.07341	2919.9	3213.6	6.7690	0.06475	2913.3	3204.7	6.7047	0.05781	2906.6	3195.7	6.6459
500	0.08643	3099.5	3445.3	7.0901	0.07651	3095.3	3439.6	7.0301	0.06857	3091.0	3433.8	6.9759
600	0.09885	3279.1	3674.4	7.3688	0.08765	3276.0	3670.5	7.3110	0.07869	3273.0	3666.5	7.2589
700	0.11095	3462.1	3905.9	7.6198	0.09847	3459.9	3903.0	7.5631	0.08849	3457.6	3900.1	7.5122
800	0.12287	3650.0	4141.5	7.8502	0.10911	3648.3	4139.3	7.7942	0.09811	3646.6	4137.1	7.7440
900	0.13469	3843.6	4382.3	8.0647	0.11965	3842.2	4380.6	8.0091	0.10762	3840.7	4378.8	7.9593
1000	0.14645	4042.9	4628.7	8.2662	0.13013	4041.6	4627.2	8.2108	0.11707	4040.4	4625.7	8.1612
1100	0.15817	4248.0	4880.6	8.4567	0.14056	4246.8	4879.3	8.4015	0.12648	4245.6	4878.0	8.3520
1200	0.16987	4458.6	5138.1	8.6378	0.15098	4457.5	5136.9	8.5825	0.13587	4456.3	5135.7	8.5331
1300	0.18156	4674.3	5400.5	8.8100	0.16139	4632.1	5399.4	8.7549	0.14526	4672.0	5398.2	8.7055
	p = 6.0 MPa (275.64°C)				p = 7.0 MPa (285.88 °C)				p = 8.0 MPa (295.06 °C)			
Sat.	0.03244	2589.7	2784.3	5.8892	0.02737	2580.5	2772.1	5.8133	0.02352	2569.8	2758.0	5.7432
300	0.03616	2667.2	2884.2	6.0674	0.02947	2632.2	2838.4	5.9305	0.02426	2590.9	2785.0	5.7906
350	0.04223	2789.6	3043.0	6.3335	0.03524	2769.4	3016.0	6.2283	0.02995	2747.7	2987.3	6.1301
400	0.04739	2892.9	3177.2	6.5408	0.03993	2878.6	3158.1	6.4478	0.03432	2863.8	3138.3	6.3634
500	0.05665	3082.2	3422.2	6.8803	0.04814	3073.4	3410.3	6.7975	0.04175	3064.3	3398.3	6.7240
600	0.06525	3266.9	3658.4	7.1677	0.05565	3260.7	3650.3	7.0894	0.04845	3254.4	3642.0	7.0206
700	0.07352	3453.1	3894.2	7.4234	0.06283	3448.5	3888.3	7.3476	0.05481	3443.9	3882.4	7.2812
800	0.08160	3643.1	4132.7	7.6566	0.06981	3639.5	4128.2	7.5822	0.06097	3636.0	4123.8	7.5173
900	0.08958	3837.8	4375.3	7.8727	0.07669	3835.0	4371.8	7.7991	0.06702	3832.1	4368.3	7.7351
1000	0.09749	4037.8	4622.7	8.0751	0.08350	4035.3	4619.8	8.0020	0.07301	4032.8	4616.9	7.9384
1100	0.10536	4243.3	4875.4	8.2661	0.09027	4240.9	4872.8	8.1933	0.07896	4238.6	4870.3	8.1300
1200	0.11321	4454.0	5133.3	8.4474	0.09703	4451.7	5430.9	8.3747	0.08489	4449.5	5128.5	8.3115
1300	0.12067	4669.6	5396.0	8.6199	0.10377	4667.3	5393.7	8.5475	0.09080	4665.0	6391.5	8.4842
	p = 9.0 MPa (303.40°C)				p = 10.0 MPa (311.06 °C)				p = 12.5 MPa (327.89 °C)			
Sat.	0.02048	2557.8	2742.1	5.6772	0.018026	2544.4	2724.7	5.6141	0.013495	2505.1	2673.8	5.4624
350	0.02580	2724.4	2956.6	6.0361	0.02242	2699.2	2923.4	5.9443	0.016126	2624.6	2826.2	5.7118
400	0.02993	2848.4	3117.8	6.2854	0.02641	2832.4	3096.5	6.2120	0.02000	2789.3	3039.3	6.0417
450	0.03350	2955.2	3256.6	6.4844	0.02975	2943.4	3240.9	6.4190	0.02299	2912.5	3199.8	6.2719
500	0.03677	3055.2	3386.1	6.6576	0.03279	3045.8	3373.7	6.5966	0.02560	3021.7	3341.8	6.4618
600	0.04285	3248.1	3633.7	6.9589	0.03837	3241.7	3625.3	6.9029	0.03029	3225.4	3604.0	6.7810
700	0.04857	3439.3	3876.5	7.2221	0.04358	3434.7	3870.5	7.1687	0.03460	3422.9	3855.3	7.0536
800	0.05409	3632.5	4119.3	7.4596	0.04859	3628.9	4114.8	7.4077	0.03869	3620.0	4103.6	7.2965
900	0.05950	3829.2	4364.8	7.6783	0.05349	3826.3	4361.2	7.6272	0.04267	3819.1	4352.5	7.5182
1000	0.06485	4030.3	4614.0	7.8821	0.05832	4027.8	4611.0	7.8315	0.04658	4021.6	4603.8	7.7237
1100	0.07016	4236.3	4867.7	8.0740	0.06312	4234.0	4865.1	8.0237	0.05045	4228.2	4858.8	7.9165
1200	0.07544	4447.2	5126.2	8.2556	0.06789	4444.9	5123.8	8.2055	0.05430	4439.3	5118.0	8.0937
1300	0.08072	4662.7	5389.2	8.4284	0.07265	4460.5	5387.0	8.3783	0.05813	4654.8	5381.4	8.2717

proprietà termodinamiche dell'acqua surriscaldata (4/4)

t °C	v m ³ ·kg ⁻¹	u kJ·kg ⁻¹	h kJ·kg ⁻¹	s kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	v m ³ ·kg ⁻¹	u kJ·kg ⁻¹	h kJ·kg ⁻¹	s kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	v m ³ ·kg ⁻¹	u kJ·kg ⁻¹	h kJ·kg ⁻¹	s kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
	p = 15.0 MPa (342.24 °C)				p = 17.5 MPa (354.75°C)				p = 20.0 MPa (365.81 °C)			
Sat	0.010337	2455.5	2610.5	5.3098	0.007920	2390.2	2528.8	5.1419	0.005834	2293.0	2409.7	4.9269
350	0.011470	2520.4	2682.4	5.4421								
400	0.015649	2740.7	2975.5	5.8811	0.012447	2684.0	2902.9	5.7213	0.009942	2619.3	2818.1	5.5540
450	0.018445	2879.5	3156.2	6.1404	0.015174	2844.2	3109.7	6.0184	0.012695	2806.2	3060.1	5.9017
500	0.02080	2996.6	3308.6	6.3443	0.017358	2970.3	3274.1	6.2383	0.014768	2942.9	3238.2	6.1401
550	0.02293	3104.7	3448.6	6.5199	0.019288	3083.9	3421.4	6.4230	0.016555	3062.4	3393.5	6.3348
600	0.02491	3208.6	3582.3	6.6776	0.02106	3191.5	3560.1	6.5866	0.018178	3174.0	3537.6	6.5048
700	0.02861	3410.9	3840.1	6.9572	0.02434	3398.7	3824.6	6.8736	0.02113	3386.4	3809.0	6.7993
800	0.03210	3610.9	4092.4	7.2040	0.02738	3601.8	4081.1	7.1244	0.02384	3592.7	4069.7	7.0544
900	0.03546	3811.9	4343.8	7.4279	0.03031	3804.7	4335.1	7.3507	0.02645	3797.5	4326.4	7.2830
1000	0.03875	4015.4	4596.6	7.6348	0.03316	4009.3	4589.5	7.5589	0.02897	4003.1	4582.5	7.4925
1100	0.04200	4222.6	4852.6	7.8283	0.03597	4216.9	4846.4	7.7531	0.03145	4211.3	4840.2	7.6874
1200	0.04523	4433.8	5112.3	8.0108	0.03876	4428.3	5106.6	7.9360	0.03391	4422.8	4101.0	7.8707
1300	0.04845	4649.1	5376.0	8.1840	0.04154	4643.5	5370.5	8.1093	0.03636	4638.1	5365.1	8.0442
	P = 25.0 MPa				p = 30.0 MPa				p = 35.0 MPa			
375	0.0019731	1798.7	1848.0	4.0320	0.0017892	1737.8	1791.5	3.9305	0.0017003	1702.9	1762.4	3.8722
400	0.006004	2430.1	2580.2	5.1418	0.002790	2067.4	2151.1	4.4728	0.002100	1914.1	1987.6	4.2126
450	0.009162	2720.7	2949.7	5.6744	0.006735	2619.3	2821.4	5.4424	0.004961	2498.7	2682.4	5.1962
500	0.011123	2884.3	3162.4	5.9592	0.008678	2820.7	3081.1	5.7905	0.006927	2751.9	2994.4	5.6282
550	0.012724	3017.5	3335.6	6.1765	0.010168	3970.3	3275.4	6.0342	0.008345	2921.1	3213.0	5.9026
600	0.014137	3137.9	3491.4	6.3602	0.011446	3100.5	3443.9	6.2331	0.009527	3062.0	3395.5	6.1179
700	0.016646	3361.3	3777.5	6.6707	0.013661	33.5.8	3745.6	6.5606	0.011533	3309.8	3713.5	6.4631
800	0.018912	3574.3	4047.1	6.9345	0.015623	3555.5	4024.2	6.8332	0.013278	3536.7	4001.5	6.7450
900	0.021045	3783.0	4309.1	7.1680	0.017448	3768.5	4291.9	7.0718	0.014883	3754.0	4274.9	6.9386
1000	0.02310	3990.9	4568.5	7.3802	0.019196	3987.8	4554.7	7.2867	0.016410	3966.7	4541.1	7.2064
1100	0.02512	4200.2	4828.2	7.5765	0.020903	4189.2	4816.3	7.4845	0.017895	4178.3	4804.6	7.4037
1200	0.2711	4412.0	5089.9	7.7605	0.022589	4401.3	5079.0	7.6692	0.019360	4390.7	5068.3	7.5910
1300	0.2910	4626.9	5354.4	7.9342	0.24266	4616.0	5344.0	7.8432	0.020815	4605.1	5333.6	7.7653
	P = 40.0 MPa				p = 50.0 MPa				p = 60.0 MPa			
375	0.0016407	1677.1	1742.8	3.8290	0.0015594	1638.6	1716.6	3.7639	0.0015028	1609.4	1699.5	3.7141
400	0.0019077	1854.6	1930.9	4.1135	0.0017309	1788.1	1874.6	4.0031	0.0016335	1745.4	1843.4	3.9318
425	0.002532	2096.9	2198.1	4.5029	0.002007	1959.7	2060.0	4.2734	0.0018165	1892.7	2001.7	4.1626
450	0.003696	2365.1	2512.8	4.9459	0.002486	2159.6	2284.0	4.5884	0.002085	2053.9	2179.0	4.4121
500	0.005622	2678.4	2903.3	5.4700	0.003892	2525.5	2720.1	5.1726	0.002956	2390.6	2567.9	4.9321
600	0.008094	3022.6	3346.4	6.0144	0.006112	2942.0	3247.6	5.8178	0.004834	2861.1	3151.2	5.6452
700	0.009941	3283.6	3681.2	6.3750	0.007727	3230.5	3616.8	6.2189	0.006272	3177.2	3553.5	6.0824
800	0.011523	3517.8	3978.7	6.6662	0.009076	3479.8	3933.6	6.5290	0.007459	3441.5	3889.1	6.4109
900	0.012962	3739.4	4257.9	6.9150	0.010283	3710.3	4224.4	6.7882	0.008508	3681.0	4191.5	6.6805
1000	0.014324	3954.6	4527.6	7.1356	0.011411	3930.5	4501.1	7.0146	0.009480	3906.4	4475.2	6.9127
1100	0.015642	4167.4	4793.1	7.3364	0.012496	4145.7	4770.5	7.2184	0.010409	4124.1	4748.6	7.1195
1200	0.016940	4380.1	5057.7	7.5224	0.013561	4659.1	5037.2	7.4058	0.011317	4338.2	5017.2	7.3083
1300	0.018229	4594.3	5323.5	7.6969	0.014616	4572.8	5303.6	7.5808	0.012215	4551.4	5284.3	7.4837

proprietà termodinamiche dell'R134a in condizioni di saturazione - temperatura

temperatura °C	pressione MPa	volume specifico m ³ ·kg ⁻¹		energia interna kJ·kg ⁻¹		entalpia kJ·kg ⁻¹			entropia kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	
		v _l	v _{vs}	u _l	u _{vs}	h _l	h _{vs} -h _l	h _{vs}	s _l	s _{vs}
-40	0.05164	0.0007055	0.3569	-0.04	204.45	0.00	222.88	222.88	0.0000	0.9560
-36	0.06332	0.0007113	0.2947	4.68	206.73	4.73	220.67	225.40	0.0201	0.9506
-32	0.07704	0.0007172	0.2451	9.47	209.01	9.52	218.37	227.90	0.0401	0.9456
-28	0.09305	0.0007233	0.2052	14.31	211.29	14.37	216.01	230.38	0.0600	0.9411
-26	0.10199	0.0007265	0.1882	16.75	212.43	16.82	214.80	231.62	0.0699	0.9390
-24	0.11160	0.0007296	0.1728	19.21	213.57	19.29	213.57	232.85	0.0798	0.9370
-22	0.12192	0.0007328	0.1590	21.68	214.70	21.77	212.32	234.08	0.0897	0.9351
-20	0.13299	0.0007361	0.1464	24.17	215.84	24.26	211.05	235.31	0.0996	0.9332
-18	0.14483	0.0007395	0.1350	26.67	216.97	26.77	209.76	236.53	0.1094	0.9315
-16	0.15748	0.0007428	0.1247	29.18	218.10	29.30	208.45	237.74	0.1192	0.9298
-12	0.18540	0.0007198	0.1068	34.25	220.36	34.39	205.77	240.15	0.1388	0.9267
-8	0.21704	0.0007569	0.0919	39.38	222.60	39.54	203.00	242.54	0.1583	0.9239
-4	0.25274	0.0007644	0.0794	44.56	224.84	44.75	200.15	244.90	0.1777	0.9213
0	0.29282	0.0007721	0.0689	49.79	227.06	50.02	197.21	247.23	0.1970	0.9190
4	0.33765	0.0007801	0.0600	55.08	229.27	55.35	194.19	249.53	0.2162	0.9169
8	0.38756	0.0007884	0.0525	60.43	231.46	60.73	191.07	251.80	0.2354	0.9150
12	0.44294	0.0007671	0.0460	65.83	233.63	66.18	187.85	254.03	0.2545	0.9132
16	0.50416	0.0008062	0.0405	71.29	235.78	71.69	184.52	256.22	0.2735	0.9116
20	0.57160	0.0008157	0.0358	76.80	237.91	77.26	181.09	258.35	0.2924	0.9102
24	0.64566	0.0008257	0.0317	82.37	240.01	82.90	177.55	260.45	0.3113	0.9089
26	0.68530	0.0008309	0.0298	85.18	240.05	85.75	175.73	261.48	0.3208	0.9082
28	0.72675	0.0008362	0.0281	88.00	242.08	88.61	173.89	262.50	0.3302	0.9076
30	0.77006	0.0008417	0.0265	90.84	243.10	91.49	172.00	263.50	0.3396	0.9070
32	0.81528	0.0008473	0.0250	93.70	244.12	94.39	170.09	264.48	0.3490	0.9064
34	0.86247	0.0008430	0.0236	96.58	245.12	97.31	168.14	265.45	0.3584	0.9058
36	0.91168	0.0008490	0.0223	99.47	246.11	100.25	166.15	266.40	0.3678	0.9053
38	0.96298	0.0008651	0.0210	102.38	247.09	103.21	164.12	267.33	0.3772	0.9047
40	1.0164	0.0008714	0.0199	105.31	248.06	106.19	162.05	268.24	0.2866	0.9041
42	1.0720	0.0008780	0.0188	108.25	249.02	109.19	159.94	269.14	0.3960	0.9035
44	1.1299	0.0008847	0.0177	111.22	249.96	112.22	157.79	270.01	0.4054	0.9030
48	1.2526	0.0008989	0.0159	117.22	251.79	118.35	153.33	271.68	0.4243	0.9017
52	1.3851	0.0009142	0.0142	123.31	253.55	124.58	148.66	273.24	0.4432	0.9004
56	1.5278	0.0009308	0.0127	129.51	255.23	130.93	143.75	274.68	0.4622	0.8990
60	1.6813	0.0009488	0.0114	135.82	256.81	137.42	138.47	275.99	0.4814	0.8973
70	2.1162	0.0010027	0.0086	152.22	260.15	154.34	124.08	278.43	0.5302	0.8918
80	2.6324	0.0010766	0.0064	169.88	262.14	172.71	106.41	279.12	0.5814	0.8827
90	3.2435	0.0011949	0.0046	189.82	261.34	193.69	82.63	276.32	0.6380	0.8655
100	3.9742	0.0015443	0.0027	218.60	268.49	224.74	34.40	259.13	0.7196	0.8117

proprietà termodinamiche dell'R134a in condizioni di saturazione - pressione

pressione MPa	temperatura °C	volume specifico $\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$		energia interna $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$		entalpia $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$			entropia $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	
		v_l	v_{vs}	u_l	u_{vs}	h_l	$h_{vs}-h_l$	h_{vs}	s_l	s_{vs}
0.06	-37.07	0.0007097	0.3100	3.41	206.12	3.46	221.27	224.72	0.0147	0.9520
0.08	-31.21	0.0007184	0.2366	10.41	209.46	10.47	217.92	228.39	0.0440	0.9447
0.10	-26.43	0.0007258	0.1917	16.22	212.18	16.29	215.06	231.35	0.0678	0.9395
0.12	-22.36	0.0007323	0.1614	21.23	214.50	21.32	212.54	233.86	0.0879	0.9354
0.14	-18.80	0.0007381	0.1395	25.66	216.52	25.77	210.27	236.04	0.1055	0.9322
0.16	-15.62	0.0007435	0.1229	29.66	218.32	29.78	208.18	237.97	0.1211	0.9295
0.18	-12.73	0.0007485	0.1098	33.31	219.94	33.45	206.26	239.71	0.1352	0.9273
0.20	-10.09	0.0007532	0.0993	36.69	221.43	36.84	204.46	241.30	0.1481	0.9253
0.24	-5.37	0.0007618	0.0834	42.77	224.07	42.95	201.14	244.09	0.1710	0.9222
0.28	-1.23	0.0007697	0.0719	48.18	226.38	48.39	198.13	246.52	0.1911	0.9197
0.32	2.48	0.0007770	0.0632	53.06	228.43	53.31	195.35	248.66	0.2089	0.9177
0.36	5.84	0.0007839	0.0564	57.54	230.28	57.82	192.76	250.58	0.2251	0.9160
0.4	8.93	0.0007904	0.0509	61.69	231.97	62.00	190.32	252.32	0.2399	0.9145
0.5	15.74	0.0008056	0.0409	70.93	235.64	71.33	184.74	256.07	0.2723	0.9117
0.6	21.58	0.0008196	0.0341	78.99	238.74	79.48	179.71	259.19	0.2999	0.9097
0.7	26.72	0.0008328	0.0292	86.19	241.42	86.78	175.07	261.85	0.3242	0.9080
0.8	31.33	0.0008454	0.0255	92.75	243.78	93.42	170.73	264.15	0.3459	0.9066
0.9	35.53	0.0008576	0.0226	98.79	245.88	99.56	166.62	266.18	0.3656	0.9054
1.0	39.39	0.0008695	0.0202	104.42	247.77	105.29	162.68	267.97	0.3838	0.9043
1.2	46.32	0.0008928	0.0166	114.69	251.03	115.76	155.23	270.99	0.4164	0.9023
1.4	52.43	0.0009159	0.0140	123.98	253.74	125.26	148.14	273.40	0.4453	0.9003
1.6	57.92	0.0009392	0.0121	132.52	256.00	134.02	141.31	275.33	0.4714	0.8982
1.8	62.91	0.0009631	0.0105	140.49	247.88	142.22	134.60	276.83	0.4954	0.8959
2.0	67.49	0.0009878	0.0093	148.02	259.41	149.99	127.95	277.94	0.5178	0.8934
2.5	77.59	0.0010562	0.0069	165.48	261.84	168.12	111.06	279.17	0.5687	0.8854
3.0	86.22	0.0011416	0.0053	181.88	262.16	185.30	92.71	278.01	0.6156	0.8735

proprietà termodinamiche dell'R134a surriscaldato (1/3)

t °C	v m ³ kg ⁻¹	u kJ kg ⁻¹	h kJ kg ⁻¹	s kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	v m ³ kg ⁻¹	u kJ kg ⁻¹	h kJ kg ⁻¹	s kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	v m ³ kg ⁻¹	u kJ kg ⁻¹	h kJ kg ⁻¹	s kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
	p= 0.06 MPa (Tsat=-37.07°C)				p= 0.10 MPa (Tsat=-26.43°C)				p= 0.14 MPa (Tsat=-18.80°C)			
sat	0.31003	206.12	224.72	0.9520	0.19170	212.18	231.35	0.9395	0.13945	216.52	236.04	0.9322
-20	0.33536	217.86	237.98	1.0062	0.19770	216.77	236.54	0.9602				
-10	0.34992	224.97	245.96	1.0371	0.20686	224.01	244.70	0.9918	0.14549	223.03	243.40	0.9606
0	0.36433	232.24	254.10	1.0675	0.21587	231.40	252.99	1.0227	0.15219	230.55	251.86	0.9922
10	0.37861	239.69	262.41	1.0973	0.22473	238.96	261.43	1.0531	0.15875	238.21	260.43	1.0230
20	0.39279	247.32	270.89	1.1267	0.23349	246.67	270.02	1.0829	0.16520	246.01	269.13	1.0532
30	0.40688	255.12	279.53	1.1557	0.24216	254.54	278.76	1.1122	0.17155	253.96	277.97	1.0828
40	0.42091	263.10	288.35	1.1844	0.25076	262.58	287.66	1.1411	0.17783	262.06	286.96	1.1120
50	0.43487	271.25	297.34	1.2126	0.25930	270.79	296.72	1.1696	0.18404	270.32	296.09	1.1407
60	0.44879	279.58	306.51	1.2405	0.26779	279.16	305.94	1.1977	0.19020	278.74	305.37	1.1690
70	0.16266	288.08	315.84	1.2680	0.27623	287.70	315.32	1.2254	0.19633	287.32	314.80	1.1969
80	0.47650	296.75	325.34	1.2954	0.28464	296.40	324.87	1.2528	0.20241	296.06	324.39	1.2244
90	0.49031	305.58	335.00	1.3224	0.29302	305.27	334.57	1.2799	0.20846	304.95	334.14	1.2516
100									0.21449	314.01	344.14	1.2785
	p= 0.18 MPa (Tsat=-12.73°C)				p= 0.20 MPa (Tsat=-10.09°C)				p= 0.24 MPa (Tsat=-5.37°C)			
sat	0.01983	219.94	269.71	0.9273	0.09933	221.43	241.30	0.9253	0.08343	224.07	244.09	0.9222
-10	0.11135	222.02	242.06	0.9362	0.09938	221.50	241.38	0.9256				
0	0.11678	229.67	250.69	0.9684	0.10438	229.23	250.10	0.9582	0.08574	228.31	248.89	0.9399
10	0.12207	237.44	259.41	0.9998	0.10922	237.05	258.89	0.9898	0.08993	236.26	257.84	0.9721
20	0.12723	245.33	268.23	1.0304	0.11394	244.99	267.78	1.0206	0.09339	244.30	266.85	1.0034
30	0.13230	253.36	277.17	1.0604	0.11856	253.06	276.77	1.0508	0.09794	252.45	275.95	1.0339
40	0.13730	261.53	286.24	1.0898	0.12311	261.26	285.88	1.0804	0.10181	260.72	285.16	1.0637
50	0.14222	269.85	295.45	1.1187	0.12758	269.61	295.12	1.1094	0.10562	269.12	294.47	1.0930
60	0.14710	278.31	304.79	1.1472	0.13201	278.10	304.50	1.1380	0.10937	277.67	303.91	1.1218
70	0.15193	296.93	314.28	1.1765	0.13639	286.74	314.02	1.1661	0.11307	286.35	313.49	1.1501
80	0.15672	295.71	323.92	1.2030	0.14073	295.53	323.68	1.1939	0.11674	295.18	323.19	1.1780
90	0.16148	304.63	33.70	1.2303	0.14504	304.47	323.48	1.2212	0.12037	304.15	333.04	1.2055
100	0.16622	323.72	343.63	1.2537	0.14932	313.57	343.43	1.2483	0.12387	313.27	343.03	1.2326

proprietà termodinamiche dell'R134a surriscaldato (2/3)

t °C	v m³ kg⁻¹	u kJ kg⁻¹	h kJ kg⁻¹	s kJ kg⁻¹ K⁻¹	v m³ kg⁻¹	u kJ kg⁻¹	h kJ kg⁻¹	s kJ kg⁻¹ K⁻¹	v m³ kg⁻¹	u kJ kg⁻¹	h kJ kg⁻¹	s kJ kg⁻¹ K⁻¹
	p= 0.28 MPa (Tsat=-1.23°C)				p= 0.32 MPa (Tsat=2.48°C)				p= 0.40 MPa (Tsat=8.93°C)			
sat	0.07193	226.38	246.52	0.9197	0.06322	228.43	248.66	0.9177	0.05089	231.97	252.32	0.9145
0	0.07240	227.37	247.64	0.9238								
10	0.07613	235.44	256.76	0.9566	0.06576	234.61	255.65	0.9427	0.05119	232.87	253.35	0.9182
20	0.07972	243.59	265.91	0.9883	0.06901	242.87	264.85	0.9749	0.05397	241.37	262.96	0.9515
30	0.08320	251.83	275.12	1.0192	0.07214	251.19	274.28	1.0062	0.05662	249.89	272.54	0.9937
40	0.08660	260.17	284.42	1.0494	0.07518	259.61	283.67	1.0347	0.05917	258.47	282.14	1.0148
50	0.08992	268.64	293.81	1.0789	0.07815	268.14	293.15	1.0665	0.06164	267.13	291.79	1.0452
60	0.09319	277.23	303.32	1.1079	0.08106	276.79	302.72	1.0957	0.06405	275.89	301.51	1.0748
70	0.09641	285.96	312.95	1.1364	0.08382	285.56	312.41	1.1243	0.06641	284.75	311.32	1.1038
80	0.09960	294.82	322.71	1.1644	0.08674	294.46	322.22	1.1525	0.06873	293.73	321.23	1.1322
90	0.10275	303.83	332.60	1.1920	0.08953	303.50	332.15	1.1802	0.07102	302.84	331.25	1.1602
100	0.10587	312.98	342.62	1.2193	0.09229	312.68	342.21	1.1076	0.07327	321.07	341.38	1.1878
110	0.10897	322.27	352.78	1.2461	0.09503	322.00	352.40	1.2345	0.07550	321.44	351.64	1.2149
120	0.11205	332.71	363.08	1.2727	0.09774	331.45	362.73	1.2611	0.07771	330.94	362.03	1.2417
130									0.07991	340.58	372.54	1.2681
140									0.08208	350.35	383.18	1.2941
	p= 0.50MPa (Tsat=15.74°C)				p= 0.60 MPa (Tsat=21.58°C)				p= 0.70 MPa (Tsat=26.72°C)			
sat	0.04086	233.64	256.07	0.9117	0.03408	238.74	259.19	0.9097	0.02918	241.42	261.85	0.9080
20	0.04188	239.40	260.34	0.9264								
30	0.04416	248.20	270.28	0.9597	0.03581	246.41	267.89	0.9388	0.02979	244.51	265.37	0.9197
40	0.04633	256.99	280.16	0.9918	0.03774	255.45	278.09	0.9719	0.03157	253.83	275.93	0.9539
50	0.04842	265.83	290.04	1.0229	0.03958	264.48	288.23	1.0037	0.03324	263.08	286.35	0.9867
60	0.05043	274.73	299.95	1.0531	0.04134	273.54	298.38	1.1346	0.03182	272.32	296.69	1.0182
70	0.05240	283.72	309.92	1.0825	0.04304	282.66	308.48	1.0645	0.03634	281.57	307.01	1.0487
80	0.05432	292.80	319.96	1.1114	0.04469	291.86	318.67	1.0938	0.03781	290.88	317.35	1.0784
90	0.05620	302.00	330.10	1.1397	0.04631	301.14	328.93	1.1225	0.03924	300.27	327.74	1.1074
100	0.05805	311.31	340.33	1.1675	0.04790	310.53	339.27	1.1505	0.04064	309.74	338.19	1.1358
110	0.05988	320.74	350.68	1.1949	0.04946	320.03	349.70	1.1781	0.04201	319.31	348.71	1.1637
120	0.06168	330.30	341.14	1.2218	0.05099	329.64	360.24	1.2053	0.04335	328.98	359.33	1.1910
130	0.06347	339.98	371.72	1.2484	0.05251	339.38	370.99	1.2320	0.04468	338.76	370.04	1.2179
140	0.06524	349.79	382.42	1.2745	0.05402	349.23	381.64	1.2584	0.04599	348.66	380.86	1.2444
150					0.05550	359.21	392.52	1.2844	0.04729	358.68	391.79	1.2706
160					0.05698	369.32	403.51	1.3100	0.04857	368.82	402.82	1.2963

proprietà termodinamiche dell'R134a surriscaldato (3/3)

t °C	v m ³ kg ⁻¹	u kJ kg ⁻¹	h kJ kg ⁻¹	s kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	v m ³ kg ⁻¹	u kJ kg ⁻¹	h kJ kg ⁻¹	s kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	v m ³ kg ⁻¹	u kJ kg ⁻¹	h kJ kg ⁻¹	s kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
	p= 0.8 MPa (Tsat=31.33°C)				p= 0.90 MPa (Tsat=35.53°C)				p= 1.00 MPa (Tsat=39.39°C)			
sat	0.02547	243.78	264.15	0.9066	0.02255	245.88	266.18	0.9054	0.02020	247.77	267.97	0.9043
40	0.02691	252.13	273.66	0.9374	0.02325	250.32	271.25	0.9217	0.02029	248.39	268.68	0.9066
50	0.02846	261.62	284.39	0.9711	0.02472	260.09	282.34	0.9455	0.02171	258.48	280.19	0.9428
60	0.02992	271.04	294.98	1.0034	0.02609	269.72	293.21	0.9897	0.02301	268.35	291.36	0.9768
70	0.03131	280.45	305.50	1.0345	0.02738	279.30	303.94	1.0214	0.02123	278.11	302.34	1.0093
80	0.03264	289.89	316.00	1.0647	0.02861	288.87	314.62	1.0521	0.02538	287.82	313.20	1.0405
90	0.03393	299.37	326.52	1.0940	0.02980	298.46	325.28	1.0819	0.02649	297.53	324.01	1.0707
100	0.03519	308.93	337.08	1.1227	0.03095	308.11	335.96	1.1109	0.02755	307.27	334.82	1.1000
110	0.03642	318.57	347.71	1.1508	0.03207	317.82	346.68	1.1392	0.02858	317.06	345.65	1.1286
120	0.03762	328.31	358.40	1.1784	0.03316	327.62	357.47	1.1670	0.02959	326.93	356.52	1.1567
130	0.03881	338.14	369.19	1.2055	0.03423	337.52	368.33	1.1943	0.03058	336.88	367.46	1.1841
140	0.03997	348.09	380.07	1.2321	0.03529	347.51	379.27	1.2211	0.03154	346.92	378.46	1.2111
150	0.04113	358.15	391.05	1.2584	0.03633	357.61	390.31	1.2475	0.03250	357.06	389.56	1.2376
160	0.04227	368.32	402.14	1.2843	0.03736	367.82	401.44	1.2735	0.03344	367.31	400.74	1.2638
170	0.04340	378.61	413.33	1.3098	0.03838	378.14	412.68	1.2992	0.03436	377.66	412.02	1.2895
180	0.04452	389.02	424.63	1.3351	0.03939	388.57	424.02	1.3245	0.03528	388.12	423.40	1.3149
	p= 1.20 MPa (Tsat=46.32°C)				p= 1.40 MPa (Tsat=52.43°C)				p= 1.60 MPa (Tsat=57.92°C)			
sat	0.01663	251.03	270.99	0.9023	0.01405	253.74	273.40	0.9003	0.01208	256.00	275.33	0.8982
50	0.01712	259.33	275.52	0.9164								
60	0.01835	265.42	287.44	0.9527	0.01495	262.17	283.10	0.9297	0.01233	258.48	278.20	0.9059
70	0.01947	275.59	298.96	0.9868	0.01603	272.87	295.31	0.9658	0.01340	269.89	291.33	0.9457
80	0.02051	285.62	310.24	1.0192	0.01701	283.29	300.10	0.9997	0.01435	280.78	303.74	0.9813
90	0.02150	295.59	321.39	1.0503	0.01792	293.55	318.63	1.0319	0.01521	191.39	315.72	1.0148
100	0.02244	305.54	332.47	1.0804	0.01878	303.73	330.02	1.0628	0.01601	301.84	327.46	1.0467
110	0.02335	315.50	343.52	1.1096	0.01960	313.88	341.32	1.0927	0.01677	312.20	339.04	1.0773
120	0.02423	325.51	354.58	1.1381	0.02039	324.05	352.59	1.1218	0.01750	322.53	350.53	1.1069
130	0.02508	335.58	365.68	1.1660	0.02115	334.25	366.86	1.1501	0.01820	332.84	361.99	1.1357
140	0.02592	345.73	376.83	1.1933	0.02189	344.50	375.15	1.1777	0.01887	343.24	373.44	1.1638
150	0.02674	355.95	388.04	1.2201	0.02262	354.82	386.49	1.2048	0.01953	353.66	384.91	1.1912
160	0.02754	366.27	399.33	1.2465	0.02333	365.22	397.89	1.2315	0.02017	364.15	396.43	1.2181
170	0.02834	376.69	410.70	1.2724	0.02403	375.71	409.36	1.2576	0.02080	374.71	407.99	1.2445
180	0.02912	387.21	422.16	1.2980	0.02472	386.29	420.90	1.2834	0.02142	385.35	419.62	1.2704
190					0.02541	396.96	432.53	1.3088	0.02203	406.90	443.11	1.3212
200					0.02608	407.73	444.24	1.3338	0.02263	406.90	443.11	1.3212

proprietà dell'aria come gas ideale

T [K]	h [kJ·kg ⁻¹]	u [kJ·kg ⁻¹]	s [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	T [K]	h [kJ·kg ⁻¹]	u [kJ·kg ⁻¹]	s [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	T [K]	h [kJ·kg ⁻¹]	u [kJ·kg ⁻¹]	s [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
200	199.97	142.56	1.29559	550	554.74	397.86	2.31809	1100	1161.07	845.33	3.07732
210	209.97	149.69	1.34444	560	565.17	404.42	2.33685	1120	1184.28	862.79	3.09825
220	219.97	156.82	1.39105	570	575.59	411.97	2.25531	1140	1207.57	880.35	3.11883
230	230.02	164.00	1.43557	580	586.04	419.55	2.37348	1160	1230.92	897.91	3.13916
240	240.02	171.13	1.47824	590	596.52	427.15	2.39140	1180	1254.34	915.57	3.15916
250	250.05	178.28	1.51917	600	607.02	434.78	2.40902	1200	1277.79	933.33	3.17888
260	260.09	185.45	1.55848	610	617.53	442.42	2.42644	1220	1301.31	951.09	3.19834
270	270.11	192.60	1.59634	620	628.07	450.09	2.44356	1240	1324.93	968.95	3.21751
280	280.13	199.75	1.63279	630	638.63	457.78	2.46048	1260	1348.55	986.90	3.23638
285	285.14	203.33	1.65055	640	649.22	465.50	2.47716	1280	1372.24	1004.76	3.25510
290	290.16	206.91	1.66802	650	659.84	473.25	2.49364	1300	1395.97	1022.82	3.27345
295	295.17	210.49	1.68515	660	670.47	481.01	2.50985	1320	1419.76	1040.88	3.29160
300	300.19	214.07	1.70203	670	681.14	488.81	2.52589	1340	1443.60	1058.94	3.30959
305	305.22	217.67	1.71865	680	691.82	496.62	2.54175	1360	1467.49	1077.10	3.32724
310	310.24	221.25	1.73498	690	702.52	504.45	2.55731	1380	1491.44	1095.26	3.34474
315	315.27	224.85	1.75106	700	713.27	512.33	2.57277	1400	1515.42	1113.52	3.36200
320	320.29	228.42	1.76690	710	724.04	520.23	2.58810	1420	1539.44	1131.77	3.37901
325	325.31	232.02	1.78249	720	734.82	528.14	2.60319	1440	1566.51	1150.13	3.39586
330	330.34	235.61	1.79783	730	745.62	536.07	2.61803	1460	1587.63	1168.49	3.41247
340	340.42	242.82	1.82790	740	756.44	544.02	2.63280	1480	1611.79	1186.95	3.42892
350	350.49	250.02	1.85708	750	767.29	551.99	2.64737	1500	1635.97	1205.41	3.44516
360	360.58	257.24	1.88543	760	778.18	560.01	2.66176	1520	1660.23	1223.87	3.46120
370	370.67	264.46	1.91313	770	789.11	568.07	2.67595	1540	1684.51	1242.43	3.47712
380	380.77	271.39	1.94001	780	800.03	576.12	2.69013	1560	1708.82	1260.99	3.49276
390	390.88	278.93	1.96633	790	810.99	584.21	2.60400	1580	1733.17	1279.65	3.50829
400	400.98	286.16	1.99194	800	821.95	592.30	2.71787	1600	1757.57	1298.30	3.52364
410	411.12	293.43	2.01399	820	843.98	608.59	2.74504	1620	1782.00	1316.96	3.53879
420	421.26	300.69	2.04142	840	866.08	624.95	2.77170	1640	1806.46	1335.72	3.55381
430	431.43	307.99	2.06533	860	888.27	641.40	2.79783	1660	1830.96	1354.48	3.56867
440	441.61	315.30	2.08870	880	910.56	657.95	2.82344	1680	1855.50	1373.24	3.58335
450	451.80	322.62	2.11161	900	932.93	674.58	2.84856	1700	1880.1	1382.7	3.5979
460	462.02	329.97	2.13407	920	955.38	671.28	2.87324	1750	1941.6	1439.8	3.6336
470	472.24	337.32	2.15604	940	977.92	708.08	2.89748	1800	2003.3	1487.2	3.6684
480	482.49	344.70	2.17760	960	1000.55	725.02	2.92128	1850	2065.3	1534.9	3.7023
490	492.74	352.08	2.19876	980	1023.25	741.98	2.94468	1900	2127.34	1582.6	3.7354
500	503.02	359.49	2.21952	1000	1046.04	758.94	2.96770	1950	2189.7	1630.6	3.7677
510	513.32	366.92	2.23993	1010	1058.89	774.10	2.99034	2000	2255.1	1678.7	3.7994
520	523.63	374.36	2.25997	1040	1091.85	793.36	3.01260	2050	2314.6	1726.8	3.8303
530	533.98	381.84	2.27967	1060	1114.86	810.62	3.03449	2100	2377.4	1775.3	3.8605
540	544.35	378.34	2.29906	1080	1137.89	827.88	3.05608	2150	2440.3	1826.8	3.8901

(Tratta da K. Wark. Thermodynamics. 4th ed., McGraw-Hill. New York. 1983. basata su J.H.Keenan e J.Kaye. "Gas Tables". Wiley. New York. 1945)

calori specifici medi impiegabili nell'intervallo 0 – 100°C (da R.W. Haywood; Thermodynamic tables in S.I. Units; Cambridge University Press;1981)			
sostanza	C_p kJ·kg⁻¹·K⁻¹	C_v kJ·kg⁻¹·K⁻¹	k
anidride carbonica. CO ₂	0.865	0.676	1.28
aria	1.01	0.717	1.40
azoto. N ₂	1.04	0.743	1.40
idrogeno. H ₂	14.2	10.1	1.41
ossido di carbonio. CO	1.04	0.743	1.40
ossigeno. O ₂	0.917	0.656	1.40

coefficienti sperimentali per il calcolo del calore specifico a pressione costante per gas ideale secondo la correlazione: $c_p = a + bT + cT^2 + dT^3$; T[K]. c_p [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹] (elaborata da R. C. Reid, J.M. Prausnitz e T.K. Sherwood. The properties of Gases and Liquids. Mc Graw Hill, 1977)				
sostanza	a kJ·kg⁻¹·K⁻¹	b kJ·kg⁻¹·K⁻²	c kJ·kg⁻¹·K⁻³	d kJ·kg⁻¹·K⁻⁴
acqua. H ₂ O	1.790	$1.068 \cdot 10^{-4}$	$5.859 \cdot 10^{-7}$	$-1.996 \cdot 10^{-10}$
ammoniaca. NH ₃	1.604	$1.399 \cdot 10^{-3}$	$1.003 \cdot 10^{-6}$	$-6.957 \cdot 10^{-10}$
anidride carbonica. CO ₂	$4.498 \cdot 10^{-1}$	$1.669 \cdot 10^{-3}$	$-1.273 \cdot 10^{-6}$	$3.898 \cdot 10^{-10}$
argon. Ar	$5.208 \cdot 10^{-1}$	$-8.039 \cdot 10^{-7}$	$-1.293 \cdot 10^{-6}$	0.000
azoto. N ₂	1.112	$-4.843 \cdot 10^{-4}$	$9.566 \cdot 10^{-7}$	$-4.170 \cdot 10^{-10}$
etano. C ₂ H ₆	$1.799 \cdot 10^{-1}$	$5.923 \cdot 10^{-3}$	$-2.307 \cdot 10^{-6}$	$2.898 \cdot 10^{-10}$
Etilene. C ₂ H ₄	$1.357 \cdot 10^{-1}$	$5.582 \cdot 10^{-3}$	$-2.976 \cdot 10^{-6}$	$6.256 \cdot 10^{-10}$
R-12. CCl ₂ F ₂	$2.613 \cdot 10^{-1}$	$1.474 \cdot 10^{-3}$	$-1.248 \cdot 10^{-6}$	$3.591 \cdot 10^{-10}$
Idrogeno. H ₂	$1.347 \cdot 10$	$4.601 \cdot 10^{-3}$	$-6.850 \cdot 10^{-6}$	$3.793 \cdot 10^{-9}$
metano. CH ₄	1.200	$3.249 \cdot 10^{-3}$	$7.464 \cdot 10^{-7}$	$-7.054 \cdot 10^{-10}$
n-Butano. C ₄ H ₁₀	$1.632 \cdot 10^{-1}$	$5.700 \cdot 10^{-3}$	$-1.907 \cdot 10^{-6}$	$-4.855 \cdot 10^{-11}$
ossido di azoto. NO	$9.780 \cdot 10^{-1}$	$-3.126 \cdot 10^{-5}$	$3.248 \cdot 10^{-7}$	$-1.395 \cdot 10^{-10}$
ossido di carbonio. CO	1.102	$-4.589 \cdot 10^{-4}$	$9.958 \cdot 10^{-7}$	$-4.539 \cdot 10^{-10}$
ossigeno. O ₂	$8.814 \cdot 10^{-1}$	$-1.154 \cdot 10^{-7}$	$5.475 \cdot 10^{-7}$	$-3.340 \cdot 10^{-10}$
propano. C ₃ H ₈	$-9.580 \cdot 10^{-2}$	$6.946 \cdot 10^{-3}$	$-3.598 \cdot 10^{-6}$	$7.290 \cdot 10^{-10}$

fattore acentrico di alcune sostanze (elaborata da R. C. Reid, J.M. Prausnitz e T.K. Sherwood, The properties of Gases and Liquids, Mc Graw Hill, 1977)	
sostanza	Ω
acqua. H ₂ O	0.344
ammoniaca. NH ₃	0.250
anidride carbonica. CO ₂	0.225
argon. Ar	-0.004
azoto. N ₂	0.040
etano. C ₂ H ₆	0.098
Etilene. C ₂ H ₄	0.085
R-12. CCl ₂ F ₂	0.176
Idrogeno. H ₂	-0.22
metano. CH ₄	0.008
n-Butano. C ₄ H ₁₀	0.193
ossido di azoto. NO	0.607
ossido di carbonio. CO	0.049
ossigeno. O ₂	0.021
propano. C ₃ H ₈	0.132

calori specifici di alcuni liquidi e solidi		
liquidi	stato	c (kJ·kg⁻¹·K⁻¹)
ammoniaca	liquido saturo @ -20°C	4.52
	liquido saturo @ 10°C	4.67
	liquido saturo @ 50°C	5.10
alcol etilico	@ 1 atm 25°C	2.43
glicerina	@ 1 atm 10°C	2.32
	@ 1 atm 50°C	2.58
mercurio	@ 1 atm 10°C	0.138
	@ 1 atm 315°C	0.134
refrigerante R12	liquido saturo @ -20°C	0.90
	liquido saturo @ 20°C	0.96
acqua	@ 1 atm 0°C	4.217
	@ 1 atm 27°C	4.179
	@ 1 atm 100°C	4.218
solidi	temperatura [K]	c (kJ·kg⁻¹·K⁻¹)
alluminio	300	0.903
	300	0.385
rame	400	0.393
	200	1.56
	240	1.86
ghiaccio	273	2.11
	300	0.447
	300	0.129
piombo	300	0.129
argento	300	0.235

proprietà dei liquidi							
sostanza	dati di ebollizione a 1 atm		dati di congelamento		proprietà del liquido		
	punto normale di ebollizione °C	calore latente di vaporizzazione kJ·kg ⁻¹	punto di congelamento °C	calore latente di fusione kJ·kg ⁻¹	temperatura °C	densità kg·m ⁻³	calore specifico kJ·kg ⁻¹ ·°C ⁻¹
ammoniaca	-33.3	1357	-77.7	322.4	-33.3	682	4.43
					-20	665	4.52
					0	639	4.60
					25	602	4.80
argon	-185.9	161.6	-189.3	28	-185.6	1394	1.14
benzene	80.2	394	5.5	126	20	879	1.72
salamoia (20% massa NaCl)	103.9		-17.4		20	1150	3.11
n-Butano	-0.5	385.2	-138.5	80.3	-0.5	601	2.31
carbonio. biossido di	-78.4	230.5 (a 0°C)	-56.6		0	296	0.59
etanolo	78.2	838.8	-114.2	109	25	783	2.46
glicole etilenico	198.1	800.1	-10.8	181.1	20	1109	2.84
alcol etilico	78.36	855	-156	108	20	789	2.84
glicerina	179.9	974	18.9	200.6	20	1261	2.32
elio	-268.9	22.8			-268.9	146.2	22.8
idrogeno	-252.8	445.7	-259.2	59.5	-252.8	70.7	10.0
isobutano	-11.7	367.1	-160	105.7	11.7	593.8	2.28
petrolio	204-293	251	-24.9		20	820	2.00
mercurio	256.7	294.7	-38.9	11.4	25	13560	0.139
metano	-161.5	510.4	-182.2	58.4	-161.5	423	3.49
					-100	301	5.79
metanolo	64.5	1100	-97.7	99.2	25	787	2.55
azoto	-195.8	198.6	-210	25.3	-195.8	809	2.06
					-160	596	2.97
ottano	124.8	306.3	-57.6	180.7	20	703	2.10
olio (leggero)					25	910	1.80
ossigeno	-183	212.7	-218.8	13.7	-183	1141	1.71
petrolio greggio		230-384			20	640	2.0
propano	-42.1	427.8	-187.7	80.0	-42.1	581	2.25
					0	529	2.53
					50	449	3.13
refrigerante-R134a	-26.1	216.8	-96.6		-50	1443	1.23
					-26.1	1374	1.27
					0	1294	1.34
					25	1206	1.42
acqua	100	2257	0.0	33.7	0	1000	4.23
					25	997	4.18
					50	988	4.18
					75	975	4.19
					100	958	4.22

proprietà dei solidi metallici

composizione	punto di fusione [K]	proprietà a 300 K				composizione	punto di fusione [K]	proprietà a 300 K			
		ρ kg·dm ⁻³	c J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	k W·m ⁻¹ ·K ⁻¹	$a \cdot 10^6$ m ² ·s ⁻¹			ρ kg·dm ⁻³	c J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	k W·m ⁻¹ ·K ⁻¹	$a \cdot 10^6$ m ² ·s ⁻¹
alluminio						acciaio al cromo					
puro	933	2.702	903	237	97.1	½Cr - ¼Mo - Si (0.18%C. 0.65% Cr. 0.23% Mo. 0.6% Si)	1670	7.822	444	37.7	10.9
lega 2024-T6 (4.5% Cu. 1.5%Mg.0.6%Mn)	775	2.77	875	177	73	1Cr - ½Mo (0.16% C. 1% Cr. 0.54% Mo. 0.39% Si)		7.858	442	42.3	12.2
lega 195. fusione(4.5% Cu)		2.790	883	168	68.2	1 Cr - V (0.2% C. 1.02%Cr.0.15% V)		7.836	443	48.9	14.1
						acciaio inossidabile					
berillio	1550	1.85	1825	200	59.2	AISI 304	1670	7.9	477	14.9	3.95
biscrento	545	9.78	122	7.86	6.59	AISI 316		8.238	468	13.4	3.48
boro	2573	2.5	1107	27	9.76	AISI 347		7.978	480	14.2	3.71
cadmio	594	8.65	231	96.8	48.4						
cromo	2118	7.16	449	93.7	29.1	ghisa		7.25	400	52	1.79
cobalto	1769	8.862	421	99.2	26.6						
rame						piombo	601	11.34	129	35.3	24.1
puro	1358	8.933	385	401	117	magnesio	923	1.74	1024	156	87.6
bronzo commerciale (90% Cu. 10%Al)	1293	8.8	420	52	14	molibdeno	2834	10.240	251	138	53.7
bronzo fosforoso (89% Cu. 11%Sn)	1104	8.78	355	54	17	nickel					
ottone giallo (70%Cu. 30%Zn)	1188	8.53	380	110	33.9	puro	1728	8.9	444	90.7	23
costantana (55%Cu. 45% Ni)	1493	8.92	384	23	6.71	nicromo (80% Ni. 20% Cr)	1672	8.4	420	12	3.4
						inconel X - 750 (73% Ni. 15% Cr. 637% Fe)	1665	8.5	439	11.7	3.1
germanio	1211	5.36	322	59.9	34.7						
oro	1336	19.3	129	317	127	niobio	2741	8.57	265	53.7	23.6
iridio	2720	22.5	130	147	50.3	palladio	1827	12.02	244	71.8	24.5
ferro						platino					
puro	1810	7.87	447	80.2	23.1	puro	2045	21.45	133	71.6	25.1
armco (puro al 99.75%)		7.87	447	72.7	20.7	lega 60%Pt - 40%Rh	1800	16.63	162	47	17.4
carbonio semplice (Mn≤1%. Si≤0.1%)		7.854	434	60.5	17.7						
AISI 1010		7.832	434	63.9	18.8	renio	3453	21.1	136	47.9	16.7
carbonio-silicio (Mn≤1%. 0.1%≤Si≤0.6%)		7.817	446	50.9	14.9	rodio	2236	12.45	243	150	39.6
carbonio-manganese-silicio (1%<Mn≤1.65%. .1<Si≤0.6%)		8.131	434	41	11.6	silicio	1685	2.33	712	148	89.2
						tantalo	3269	16.6	140	57.5	24.7
						torio	2023	11.7	118	54	39.1

proprietà di solidi non metallici @ 20°C				
	ρ kg·m ⁻³	c_p kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	k W·m ⁻¹ ·K ⁻¹	a m ² ·s ⁻¹
solidi non metallici				
ghiaccio (a 0°C)	920	1.93	2.20	1.2 10 ⁻⁶
neve	200	1.93	0.12	3.1 10 ⁻⁶
roccia calcarea	2700	0.80	2.90	1.3 10 ⁻⁶
terreno ghiaioso	2000	1.84	0.52	1.4 10 ⁻⁶
terreno argilloso	1500	0.88	1.40	1.1 10 ⁻⁶
vetro	2700	0.80	0.76	3.5 10 ⁻⁶
materiali da costruzione				
acciaio, profilati	7800	0.55	52	1.21 10 ⁻⁶
asfalto	2100	0.92	0.70	3.62 10 ⁻⁶
calcestruzzo	2400	0.78	1.91	1.02 10 ⁻⁶
calcestruzzo alleggerito	1000	0.78	0.31	3.97 10 ⁻⁶
ghiaia grossa	1700	0.80	1.20	8.82 10 ⁻⁶
intonaco di calce e gesso	1400	0.83	0.70	6.02 10 ⁻⁶
laterizio, mattoni pieni	1800	1.00	0.72	4.00 10 ⁻⁶
laterizio, mattoni forati	1000	1.00	0.36	3.60 10 ⁻⁶
legno di abete	450	1.38	0.12	1.93 10 ⁻⁶
legno di quercia	850	1.25	0.22	2.07 10 ⁻⁶
malta di calce e cemento	1800	0.83	0.90	6.02 10 ⁻⁶
malta di cemento	2000	0.83	1.40	8.43 10 ⁻⁶
sabbia secca	1700	0.80	0.60	4.41 10 ⁻⁶
materiali isolanti				
fibra di vetro in feltri	14	0.83	0.044	4.22 10 ⁻⁶
fibra di vetro in coppelle	30	1.02	0.040	1.31 10 ⁻⁶
polistirene estruso	35	1.21	0.035	8.26 10 ⁻⁶
polistirene espanso	30	1.21	0.040	1.10 10 ⁻⁶
poliuretano in lastre	32	1.05	0.032	9.52 10 ⁻⁶
vermiculite espansa in granuli	80	0.83	0.077	1.16 10 ⁻⁶

proprietà termofisiche dell'aria a pressione atmosferica								
t	ρ	c_p	k	a	μ	ν	Pr	$g\beta/\nu^2$
°C	kg·m ⁻³	kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	W·m ⁻¹ ·K ⁻¹	m ² ·s ⁻¹	kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹	m ² ·s ⁻¹		m ⁻³ ·K ⁻¹
-150	2.991	1.023	0.0114	3.73 10 ⁻⁶	8.61 10 ⁻⁶	2.88 10 ⁻⁶	0.772	9.62 10 ⁹
-100	2.063	1.010	0.0158	7.58 10 ⁻⁶	1.17 10 ⁻⁶	5.67 10 ⁻⁶	0.748	1.76 10 ⁹
-50	1.583	1.007	0.0200	1.26 10 ⁻⁵	1.45 10 ⁻⁶	9.16 10 ⁻⁶	0.729	5.24 10 ⁸
-20	1.380	1.006	0.0226	1.62 10 ⁻⁵	1.61 10 ⁻⁵	1.17 10 ⁻⁵	0.719	2.84 10 ⁸
-10	1.333	1.006	0.0234	1.74 10 ⁻⁵	1.66 10 ⁻⁵	1.25 10 ⁻⁵	0.716	2.40 10 ⁸
0	1.287	1.006	0.0242	1.87 10 ⁻⁵	1.71 10 ⁻⁵	1.33 10 ⁻⁵	0.713	2.03 10 ⁹
10	1.240	1.007	0.0250	2.00 10 ⁻⁵	1.76 10 ⁻⁵	1.42 10 ⁻⁵	0.711	1.72 10 ⁹
20	1.193	1.007	0.0258	2.14 10 ⁻⁵	1.81 10 ⁻⁵	1.52 10 ⁻⁵	0.709	1.45 10 ⁹
30	1.151	1.007	0.0265	2.29 10 ⁻⁵	1.86 10 ⁻⁵	1.62 10 ⁻⁵	0.706	1.24 10 ⁹
40	1.118	1.008	0.0273	2.42 10 ⁻⁵	1.91 10 ⁻⁵	1.71 10 ⁻⁵	0.705	1.08 10 ⁹
50	1.084	1.008	0.0280	2.56 10 ⁻⁵	1.96 10 ⁻⁵	1.80 10 ⁻⁵	0.704	9.33 10 ⁷
60	1.051	1.008	0.0288	2.71 10 ⁻⁵	2.00 10 ⁻⁵	1.90 10 ⁻⁵	0.702	8.12 10 ⁷
70	1.018	1.009	0.0295	2.87 10 ⁻⁵	2.05 10 ⁻⁵	2.01 10 ⁻⁵	0.701	7.05 10 ⁷
80	0.987	1.009	0.0302	3.04 10 ⁻⁵	2.10 10 ⁻⁵	2.12 10 ⁻⁵	0.699	6.16 10 ⁷
90	0.962	1.010	0.0310	3.19 10 ⁻⁵	2.14 10 ⁻⁵	2.22 10 ⁻⁵	0.697	5.46 10 ⁷
100	0.938	1.011	0.0318	3.35 10 ⁻⁵	2.18 10 ⁻⁵	2.33 10 ⁻⁵	0.695	4.85 10 ⁷
150	0.826	1.017	0.0354	4.22 10 ⁻⁵	2.40 10 ⁻⁵	2.90 10 ⁻⁵	0.688	2.76 10 ⁷
200	0.738	1.025	0.0389	5.14 10 ⁻⁵	2.60 10 ⁻⁵	3.52 10 ⁻⁵	0.685	1.67 10 ⁷
300	0.609	1.045	0.0453	7.12 10 ⁻⁵	2.97 10 ⁻⁵	4.87 10 ⁻⁵	0.684	7.21 10 ⁶
500	0.451	1.093	0.0560	1.14 10 ⁻⁴	3.62 10 ⁻⁵	8.02 10 ⁻⁵	0.706	1.97 10 ⁶
750	0.341	1.145	0.0678	1.74 10 ⁻⁴	4.30 10 ⁻⁵	1.26 10 ⁻⁴	0.726	6.02 10 ⁵
1000	0.274	1.185	0.0805	2.48 10 ⁻⁴	4.90 10 ⁻⁵	1.79 10 ⁻⁴	0.721	2.41 10 ⁵
1500	0.197	1.281	0.1181	4.69 10 ⁻⁴	6.3 10 ⁻⁵	3.20 10 ⁻⁴	0.683	1.70 10 ⁴
2000	0.153	1.462	0.1710	7.63 10 ⁻⁴	7.59 10 ⁻⁵	4.95 10 ⁻⁴	0.649	1.76 10 ⁴
2500	0.125	2.245	0.3662	1.30 10 ⁻³	8.93 10 ⁻⁵	7.14 10 ⁻⁴	0.547	6.93 10 ³

proprietà termofisiche dell'acqua									
t	p	ρ	c _p	k	a	μ	v	Pr	gβ/v ²
°C	kPa	kg m ⁻³	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	W m ⁻¹ K ⁻¹	m ² s ⁻¹	kg m ⁻¹ s ⁻¹	m ²	-	m ⁻³ K ⁻¹
liquido saturo									
0	0.611	1000	4.217	0.569	1.35 10 ⁻⁷	1.75 10 ⁻³	1.75 10 ⁻⁶	12.97	-2.18 10 ⁸
10	1.240	1000	4.192	0.587	1.40 10 ⁻⁷	1.30 10 ⁻³	1.30 10 ⁻⁴	9.27	5.18 10 ⁸
20	2.358	998	4.182	0.603	1.44 10 ⁻⁷	1.00 10 ⁻³	1.01 10 ⁻⁴	6.96	2.01 10 ⁹
30	4.275	996	4.178	0.617	1.48 10 ⁻⁷	8.01 10 ⁻⁴	8.04 10 ⁻⁷	5.42	4.61 10 ⁹
40	7.425	992	4.179	0.632	1.52 10 ⁻⁷	6.55 10 ⁻⁴	6.60 10 ⁻⁷	4.33	8.69 10 ⁹
50	12.41	988	4.181	0.643	1.56 10 ⁻⁷	5.46 10 ⁻⁴	5.53 10 ⁻⁷	3.55	1.47 10 ¹⁰
60	20.01	983	4.189	0.654	1.59 10 ⁻⁷	4.66 10 ⁻⁴	4.74 10 ⁻⁷	2.99	2.28 10 ¹⁰
70	31.28	978	4.190	0.665	1.62 10 ⁻⁷	4.01 10 ⁻⁴	4.10 10 ⁻⁷	2.52	3.42 10 ¹⁰
80	47.53	972	4.198	0.670	1.64 10 ⁻⁷	3.51 10 ⁻⁴	3.61 10 ⁻⁷	2.20	4.83 10 ¹⁰
90	70.31	965	4.207	0.676	1.67 10 ⁻⁷	3.13 10 ⁻⁴	3.24 10 ⁻⁷	1.95	6.57 10 ¹⁰
100	101.3	958	4.217	0.680	1.68 10 ⁻⁷	2.79 10 ⁻⁴	2.91 10 ⁻⁷	1.73	8.67 10 ¹⁰
120	200.2	943	4.244	0.687	1.72 10 ⁻⁷	2.31 10 ⁻⁴	2.45 10 ⁻⁷	1.43	1.41 10 ¹¹
140	363.8	926	4.286	0.688	1.73 10 ⁻⁷	1.95 10 ⁻⁴	2.11 10 ⁻⁷	1.22	2.14 10 ¹¹
160	621.4	907	4.340	0.684	1.74 10 ⁻⁷	1.70 10 ⁻⁴	1.87 10 ⁻⁷	1.08	3.02 10 ¹¹
180	1007	887	4.413	0.676	1.73 10 ⁻⁷	1.49 10 ⁻⁴	1.68 10 ⁻⁷	0.97	4.28 10 ¹¹
200	1561	865	4.496	0.665	1.71 10 ⁻⁷	1.34 10 ⁻⁴	1.55 10 ⁻⁷	0.90	5.73 10 ¹¹
vapore saturo secco									
0	0.611	0.0048	1.854	0.0182	2.03 10 ⁻³	8.02 10 ⁻⁶	1.65 10 ⁻³	0.82	1.31 10 ⁴
10	1.240	0.0090	1.860	0.0188	1.12 10 ⁻³	8.42 10 ⁻⁶	9.33 10 ⁻⁴	0.83	3.98 10 ⁴
20	2.358	0.0171	1.867	0.0194	6.09 10 ⁻⁴	8.82 10 ⁻⁶	5.16 10 ⁻⁵	0.85	1.26 10 ⁵
30	4.275	0.0301	1.875	0.0199	3.53 10 ⁻⁴	9.22 10 ⁻⁶	3.06 10 ⁻⁵	0.87	3.45 10 ⁵
40	7.425	0.0507	1.886	0.0206	2.15 10 ⁻⁴	9.62 10 ⁻⁶	1.90 10 ⁻⁵	0.88	8.72 10 ⁵
50	12.41	0.0824	1.900	0.0212	1.35 10 ⁻⁴	1.00 10 ⁻⁵	1.22 10 ⁻⁵	0.90	2.05 10 ⁶
60	20.01	0.129	1.917	0.0219	8.82 10 ⁻⁵	1.04 10 ⁻⁵	8.05 10 ⁻⁵	0.91	4.54 10 ⁶
70	31.28	0.197	1.937	0.0225	5.89 10 ⁻⁵	1.08 10 ⁻⁵	5.49 10 ⁻⁵	0.93	9.49 10 ⁶
80	47.53	0.292	1.963	0.0232	4.05 10 ⁻⁵	1.12 10 ⁻⁵	3.85 10 ⁻⁵	0.95	1.88 10 ⁷
90	70.31	0.422	1.993	0.0240	2.85 10 ⁻⁵	1.16 10 ⁻⁵	2.76 10 ⁻⁵	0.97	3.55 10 ⁷
100	101.3	0.596	2.029	0.0248	2.05 10 ⁻⁵	1.20 10 ⁻⁵	2.02 10 ⁻⁵	0.98	6.46 10 ⁷
120	200.2	1.109	2.121	0.0266	1.13 10 ⁻⁵	1.28 10 ⁻⁵	1.15 10 ⁻⁵	1.02	1.87 10 ⁸
140	363.8	1.951	2.243	0.0287	6.56 10 ⁻⁶	1.35 10 ⁻⁵	6.94 10 ⁻⁶	1.06	4.93 10 ⁷
160	621.4	3.237	2.398	0.0308	3.97 10 ⁻⁶	1.43 10 ⁻⁵	4.40 10 ⁻⁶	1.11	1.17 10 ⁹
180	1007	5.126	2.598	0.0336	2.52 10 ⁻⁶	1.50 10 ⁻⁵	2.92 10 ⁻⁶	1.16	2.54 10 ⁹
200	1561	7.805	2.837	0.0369	1.67 10 ⁻⁶	1.57 10 ⁻⁵	2.01 10 ⁻⁶	1.20	5.16 10 ⁹
220	2327	11.46	3.154	0.0408	1.13 10 ⁻⁶	1.63 10 ⁻⁵	1.43 10 ⁻⁶	1.26	9.79 10 ⁹
240	3356	16.73	3.542	0.0456	7.69 10 ⁻⁷	1.71 10 ⁻⁵	1.02 10 ⁻⁶	1.33	1.84 10 ¹⁰
260	4704	23.64	4.058	0.0517	5.39 10 ⁻⁷	1.78 10 ⁻⁵	7.55 10 ⁻⁷	1.40	3.23 10 ¹⁰
280	6431	33.13	4.782	0.0600	3.79 10 ⁻⁷	1.88 10 ⁻⁵	5.66 10 ⁻⁷	1.50	5.53 10 ¹⁰
300	8605	46.09	5.900	0.0767	2.82 10 ⁻⁷	1.99 10 ⁻⁵	4.32 10 ⁻⁷	1.53	9.16 10 ¹⁰
320	11310	64.60	7.791	0.0869	1.73 10 ⁻⁷	2.19 10 ⁻⁵	3.39 10 ⁻⁷	1.96	1.44 10 ¹¹
340	14420	92.26	12.45	0.1070	9.27 10 ⁻⁸	2.47 10 ⁻⁵	2.67 10 ⁻⁷	2.88	2.24 10 ¹¹
360	18680	144.2	25.56	0.1370	3.71 10 ⁻⁸	2.93 10 ⁻⁵	2.03 10 ⁻⁷	5.46	3.76 10 ¹¹
365	19830	165.8	36.67	0.1500	2.46 10 ⁻⁸	3.13 10 ⁻⁵	1.89 10 ⁻⁷	7.65	4.32 10 ¹¹
370	21060	202.3	-	0.1700	-	3.52 10 ⁻⁵	1.74 10 ⁻⁷	-	5.05 10 ¹¹

proprietà termofisiche dell'R134a									
t	p	ρ	c_p	k	a	μ	v	Pr	gβ/v²
°C	kPa	kg m ⁻³	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	W m ⁻¹ K ⁻¹	m ² s ⁻¹	kg m ⁻¹ s ⁻¹	m ²	-	m ⁻³ K ⁻¹
liquido saturo									
-40	51.21	1418	1.255	0.1106	6.21 10 ⁻⁸	4.72 10 ⁻⁴	3.33 10 ⁻⁷	5.36	1.87 10 ¹¹
-30	84.38	1388	1.273	0.1058	5.99 10 ⁻⁸	4.06 10 ⁻⁴	2.93 10 ⁻⁷	4.89	2.47 10 ¹¹
-20	132.7	1358	1.293	0.1011	5.76 10 ⁻⁸	3.53 10 ⁻⁴	2.60 10 ⁻⁷	4.51	3.21 10 ¹¹
-10	200.6	1327	1.316	0.0965	5.53 10 ⁻⁸	3.09 10 ⁻⁴	2.33 10 ⁻⁷	4.21	4.37 10 ¹¹
0	292.8	1295	1.341	0.0920	5.30 10 ⁻⁸	2.71 10 ⁻⁴	2.09 10 ⁻⁷	3.95	5.53 10 ¹¹
10	414.6	1261	1.370	0.0876	5.07 10 ⁻⁸	2.39 10 ⁻⁴	1.89 10 ⁻⁷	3.73	7.38 10 ¹¹
20	571.7	1225	1.405	0.0833	4.84 10 ⁻⁸	2.11 10 ⁻⁴	1.72 10 ⁻⁷	3.55	9.74 10 ¹¹
30	770.2	1187	1.446	0.0790	4.60 10 ⁻⁸	1.86 10 ⁻⁴	1.57 10 ⁻⁷	3.40	1.35 10 ¹²
40	1017	1147	1.498	0.0747	4.35 10 ⁻⁸	1.63 10 ⁻⁴	1.42 10 ⁻⁷	3.28	1.77 10 ¹²
50	1318	1102	1.566	0.0704	4.08 10 ⁻⁸	1.43 10 ⁻⁴	1.30 10 ⁻⁷	3.18	2.43 10 ¹²
60	1682	1053	1.660	0.0661	3.78 10 ⁻⁸	1.24 10 ⁻⁴	1.18 10 ⁻⁷	3.12	3.35 10 ¹²
70	2117	996	1.804	0.0617	3.43 10 ⁻⁸	1.06 10 ⁻⁴	1.07 10 ⁻⁷	3.11	5.14 10 ¹²
80	2633	928	2.065	0.0572	2.98 10 ⁻⁸	8.90 10 ⁻⁵	9.59 10 ⁻⁸	3.22	8.25 10 ¹²
vapore saturo secco									
-40	51.21	2.769	0.749	0.0082	3.94 10 ⁻⁶	9.12 10 ⁻⁶	3.29 10 ⁻⁶	0.84	3.88 10 ⁹
-30	84.38	4.426	0.781	0.0090	2.60 10 ⁻⁶	9.53 10 ⁻⁶	2.15 10 ⁻⁶	0.83	8.72 10 ⁹
-20	132.7	6.784	0.816	0.0098	1.77 10 ⁻⁶	9.93 10 ⁻⁶	1.46 10 ⁻⁶	0.82	1.81 10 ¹⁰
-10	200.6	10.04	0.854	0.0107	1.24 10 ⁻⁶	1.03 10 ⁻⁵	1.03 10 ⁻⁶	0.83	3.52 10 ¹⁰
0	292.8	14.43	0.897	0.0115	8.89 10 ⁻⁷	1.07 10 ⁻⁵	7.44 10 ⁻⁷	0.84	6.50 10 ¹⁰
10	414.6	20.23	0.946	0.0124	6.48 10 ⁻⁷	1.12 10 ⁻⁵	5.5 1 10 ⁻⁷	0.85	1.14 10 ¹¹
20	571.7	27.78	1.001	0.0133	4.79 10 ⁻⁷	1.16 10 ⁻⁵	4.17 10 ⁻⁷	0.87	1.93 10 ¹¹
30	770.2	37.54	1.065	0.0143	3.58 10 ⁻⁷	1.20 10 ⁻⁵	3.21 10 ⁻⁷	0.89	3.15 10 ¹¹
40	1017	50.09	1.145	0.0154	2.69 10 ⁻⁷	1.26 10 ⁻⁵	2.51 10 ⁻⁷	0.93	4.99 10 ¹¹
50	1318	66.27	1.246	0.0167	2.02 10 ⁻⁷	1.31 10 ⁻⁵	1.98 10 ⁻⁷	0.98	7.75 10 ¹¹
60	1682	87.38	1.387	0.0183	1.51 10 ⁻⁷	1.38 10 ⁻⁵	1.58 10 ⁻⁷	1.04	1.18 10 ¹²
70	2117	115.6	1.605	0.0205	1.10 10 ⁻⁷	1.47 10 ⁻⁵	1.27 10 ⁻⁷	1.15	1.78 10 ¹²
80	2633	155.1	2.012	0.0237	7.60 10 ⁻⁸	1.58 10 ⁻⁵	1.02 10 ⁻⁷	1.34	2.66 10 ¹²

emissività di alcune superfici (a) metalli					
materiale	temperatura [K]	emissività ϵ	materiale	temperatura [K]	emissività ϵ
alluminio			magnesio. lucido	300-500	0.07-0.13
lucido	300-900	0.04-0.06			
foglio commerciale	400	0.09	mercurio	300-400	0.09-0.12
molto ossidato	400-800	0.20-0.33	molibdeno		
anodizzato	300	0.8	lucido	300-2000	0.05-0.21
			ossidato	600-800	0.80-0.82
bismuto. brillante	350	0.34	nichel		
ottone			lucido	500-1200	0.07-0.17
molto lucido	500-650	0.03-0.04	ossidato	450-100	0.37-0.57
lucido	350	0.09			
piastra appannata	300-600	0.22	platino. lucido	500-1500	0.06-0.18
ossidato	450-800	0.6	argento. lucido	300-1000	0.02-0.07
cromo. lucido	300-1400	0.08-0.40	acciaio inossidabile		
rame			lucido	300-1000	0.17-0.30
molto lucido	300	0.02	leggermente ossidato	600-1000	0.30-0.40
lucido	300-500	0.04-0.05	molto ossidato	600-1000	0.70-0.80
foglio commerciale	300	0.15	acciaio		
ossidato	600-1000	0.5-0.8	lamierino lucido	300-500	0.08-0.14
ossidato nero	300	0.78	lamierino commerciale	500-1200	0.20-0.32
oro			molto ossidato	300	0.81
molto lucido	300-1000	0.03-0.06			
foglio brillante	300	0.07	stagno. lucido	300	0.05
ferro			tungsteno		
molto lucido	300-500	0.05-0.07	lucido	300-2500	0.03-0.29
ghisa	300	0.44	filamento	3500	0.39
ferro battuto	300-500	0.28	zinco		
arrugginito	300	0.61	lucido	300-800	0.02-0.05
ossidato	500-900	0.64-0.78	ossidato	300	0.25
piombo					
lucido	300-500	0.06-0.08			
non ossidato ruvido	300	0.43			
ossidato	300	0.63			

emissività di alcune superfici (b) non metalli					
materiale	temperatura [K]	emissività ϵ	materiale	temperatura [K]	emissività ϵ
allumina	800-1400	0.65-0.45	carta bianca	300	0.90
ossido di alluminio	600-1500	0.69-0.41	intonaco bianco	300	0.93
amianto	300	0.96	porcellana vetrata	300	0.92
pavimento di asfalto	300	0.85-0.93	quarzo grezzo. fuso	300	0.93
laterizio			gomma		
comune	300	0.93-0.96	soffice	300	0.86
argilla refrattaria	1200	0.75	dura	300	0.93
filamento al carbonio	2000	0.53	sabbia	300	0.90
stoffa	300	0.75-0.90	carburo di silicio	600-1500	0.87-0.85
calcestruzzo	300	0.88-0.94	pelle umana	300	0.95
vetro			neve	273	0.80-0.90
da finestra	300	0.90-0.95	terreno. terrestre	300	0.93-0.96
pyrex	300-1200	0.82-0.62	nero fumo	300-500	0.95
pyroceramico	300-1500	0.85-0.57	teflon	300-500	0.85-0.92
			acqua. profonda	273-373	0.95-0.96
ghiaccio	273	0.95-0.99	legno		
ossido di magnesio	400-800	0.69-0.55	faggio	300	0.94
muratura	300	0.80	quercia	300	0.90
vernici					
alluminio	300	0.40-0.50			
nera. laccatura. lucida	300	0.88			
olii. tutti i colori	300	0.92-0.96			
acrilico bianco	300	0.90			
smalto bianco	300	0.90			
fondo rosso	300	0.93			

TABELLE DI CONVERSIONE DELLE UNITA' DI MISURA

• accelerazione.....	1
• angoli.....	1
• area.....	1
• calore (grandezze termiche).....	1
• coppia o momento torcente	1
• coppia o momento torcente per unità di lunghezza.....	1
• densità.....	2
• elettricità e magnetismo.....	2
• energia.....	3
• forza.....	3
• forza per unità di lunghezza.....	3
• luce.....	3
• lunghezza.....	3
• massa.....	4
• massa per unità di area.....	4
• massa per unità di lunghezza.....	4
• portata in massa.....	4
• portata in volume.....	4
• potenza.....	5
• potenza per unità di area.....	5
• temperatura.....	5
• tempo.....	6
• velocità.....	6
• viscosità.....	6
• volume.....	6
• multipli e sottomultipli.....	7

(materiale didattico a diffusione interna e distribuzione gratuita)



per convertire da:	a:	moltiplicare per:	per convertire da:	a:	moltiplicare per:
DENSITA'					
grain/gal (U.S. liquid)	kg m ⁻³	1.711 806 E-02	EMU of electric potential	volt (V)	1.000 000·E-08
g/cm ³	kg m ⁻³	1.000 000·E+03	EMU of inductance	henry (H)	1.000 000·E-09
oz (avoirdupois)/gal (U.K. liquid)	kg m ⁻³	6.236 021 E+00	EMU of resistance	ohm (Ω)	1.000 000·E-09
oz (avoirdupois)/gal (U.S. liquid)	kg m ⁻³	7.489 152 E+00	ESU of capacitance	farad (F)	1.112 650·E-12
oz (avoirdupois)/in ³	kg m ⁻³	1.729 994 E+03	ESU of current	ampere (A)	3.335 6·E-10
lb/ft ³	kg m ⁻³	1.601 846 E+01	ESU of electric potential	volt (V)	2.997 9·E+02
lb/in. ³	kg m ⁻³	2.767 990 E+04	ESU of inductance	henry (H)	8.987 554·E+11
lb/gal (U.K. liquid)	kg m ⁻³	9.977 633 E+01	ESU of resistance	ohm (Ω)	8.987 554·E+11
lb/gal (U.S. liquid)	kg m ⁻³	1.198 264 E+02	faraday (based on carbon-12)	coulomb (C)	9.648 70·E+04
lb/yd ³	kg m ⁻³	5.932 764 E-01	faraday (chemical)	coulomb (C)	9.649 57·E+04
slug/ft ³	kg m ⁻³	5.153 788 E+02	faraday (physical)	coulomb (C)	9.652 19·E+04
ton (long)/yd ³	kg m ⁻³	1.328 939 E+03	gamma	tesla (T)	1.000 000·E-09
ton (short)/yd ³	kg m ⁻³	1.186 553 E+03	gauss	tesla (T)	1.000 000·E-04
			gilbert	ampere (A)	7.957 747·E-01
			maxwell	weber (Wb)	1.000 000·E-08
			mho	siemens (S)	1.000 000·E+00
			oersted	ampere per metro (A·m ⁻¹)	7.957 747·E+01
			ohm centimetre	ohm metro (Ω·m)	1.000 000·E-02
			ohm circular-mil per foot	ohm metro (Ω·m)	1.662 426·E-09
			statampere	ampere (A)	3.335 640·E-10
			statcoulomb	coulomb (C)	3.335 640·E-10
			statfarad	farad (F)	1.112 650·E-12
			statfarad	farad (F)	1.112 650·E-12
			stathenry	henry (H)	8.987 554·E+11
			statmho	siemens (S)	1.112 650·E-12
			statohm	ohm (Ω)	8.987 554·E+11
			statvolt	volt (V)	2.997 925·E+02
			unit pole	weber (Wb)	1.256 637·E-07
			EMU: electrostatic cgs unit		
			ESU: electromagnetic cgs unit		
ELETTRICITA' E MAGNETISMO					
abampere	ampere (A)	1.000 000·E+01			
abcoulomb	coulomb (C)	1.000 000·E+01			
abfarad	farad (F)	1.000 000·E+09			
abhenry	henry (H)	1.000 000·E-09			
abmho	siemens (S)	1.000 000·E+09			
abohm	ohm (Ω)	1.000 000·E-09			
abvolt	volt (V)	1.000 000·E-08			
ampere ora	coulomb (C)	3.600 000·E+03			
EMU of capacitance	farad (F)	1.000 000·E+09			
EMU of current	ampere (A)	1.000 000·E+01			

per convertire da:	a:	moltiplicare per:	per convertire da:	a:	moltiplicare per:
ENERGIA			FORZA PER UNITA' DI LUNGHEZZA		
British Thermal Unit, BTU (IT)	Joule (J)	1.055 056·E+03	lb _f /ft	N·m ⁻¹	1.459 390·E+01
BTU (39 F)	J	1.059 67·E+03	lb _f /in.	N·m ⁻¹	1.751 268·E+02
BTU (59 F)	J	1.054 80·E+30			
BTUlese (60 F)	J	1.054 68·E+03	LUCE		
caloria (IT)	J	4.186 800·E+00	cd/in ²	cd·m ⁻²	1.550 003 E+03
calorie (15°C)	J	4.185 80·E+00	footcandle	lux (lx)	1.076 391 E+01
caloria (20°C)	J	4.181 90·E+00	footlambert	cd·m ⁻²	3.426 259 E+00
caloria, kilogrammo (IT)	J	4.186 800·E+03	lambert	cd·m ⁻²	3.183 099 E+03
electronvolt	J	1.602 19·E-19			
erg	J	1.000 000·E-07	LUNGHEZZA		
ft·lb _f	J	1.355 818·E+00	angstrom	metri (m)	1.000 000·E -10
ft·poundal	J	4.214 011·E-02	chain	m	2.011 684·E+01
kilocaloria (IT)	J	4.186 800·E+03	fathom	m	1.828 804·E+00
kWh	J	3.600 000·E+06	foot (piede)	m	3.084 000·E-01
therm	J	1.055 056·E+08	foot (U.S. survey)	m	3.084 006·E-01
W·h	J	3.600 000·E+03	inch (pollice)	m	2.540 000·E-02
W·s	J	1.000 000·E+00	light year (anno luce)	m	9.460 55·E+15
			microinch	m	2.540 000·E-08
IT: International Table			micron	m	1.000 000·E-06
			mil	m	2.540 000·E-05
FORZA			mile, miglio (international nautical)	m	1.852 000·E+03
dyne	Newton (N)	1.000 000·E-05	mile, miglio (U.S. nautical)	m	1.852 000·E+03
kilogrammo forza	N	9.806 650·E+00	mile, miglio (international)	m	1.609 344·E+03
kilopond	N	9.806 650·E+00	mile, miglio (U.S. statute)	m	1.609 347·E+03
kip (1000 lb _f)	N	4.448 222·E+03	rod	m	5.029 210·E+00
ounce-force	N	2.780 139·E-01	yard	m	9.144 000·E-01
pound-force (lb _f)	N	4.448 222·E+00			
poundal	N	1.382 550·E-01			
ton-force (2000 lb _f)	N	8.896 444·E+03			

per convertire da:	a:	moltiplicare per:	per convertire da:	a:	moltiplicare per:
MASSA			PORTATA IN MASSA		
grain	kilogrammo (kg)	6.479 891 E-05	perm (0°C)	kg Pa ⁻¹ s ⁻¹ m ⁻²	5.721 35 E-11
gram	kg	1.000 000 E-03	perm (23°C)	kg Pa ⁻¹ s ⁻¹ m ⁻²	5.745 25 E-11
hundred weight (long)	kg	5.080 235 E+01	perm.in.	kg Pa ⁻¹ s ⁻¹ m ⁻¹	1.453 22 E-12
hundred weight (short)	kg	4.535 924 E+01	lb/h	kg s ⁻¹	1.259 979 E-04
ounce, oncia (avoirdupois)	kg	2.834 952 E-02	lb/min	kg s ⁻¹	7.559 873 E-03
ounce (troy or apothecary)	kg	3.110 348 E-02	lb/s	kg s ⁻¹	4.535 924 E-01
pound, libbra (avoirdupois)	kg	4.535 924 E-01	lb/hp*h	kg J ⁻¹	1.689 659 E-07
pound (troy or apothecary)	kg	3.732 417 E-01	ton (short)/h	kg s ⁻¹	2.519 958 E-01
slug	kg	1.459 390 E+01	PORTATA IN VOLUME		
ton (long, 2240 lb)	kg	1.016 047 E+03	ft ³ /min	m ³ s ⁻¹	4.719 474 E-04
ton (metric)	kg	1.000 000 E+03	ft ³ /s	m ³ s ⁻¹	2.831 685 E-02
ton (short, 2000lb)	kg	9.071 847 E+02	gallon (U.S. liquid)/hp*h	m ³ J ⁻¹	1.410 089 E-09
tonne	kg	1.000 000 E+03	in ³ /min	m ³ s ⁻¹	2.731 177 E-07
			yd ³ /min	m ³ s ⁻¹	1.274 258 E-02
			gallon (U.S. liquid) per day	m ³ s ⁻¹	4.381 264 E-08
			gallon (U.S. liquid) per minute	m ³ s ⁻¹	6.309 020 E-05
MASSA PER UNITA' DI AREA					
oz/ft ²	kg m ⁻²	3.051 517 E-01			
oz/yd ²	kg m ⁻²	3.390 575 E-02			
lb/ft ²	kg m ⁻²	4.882 428 E+00			
MASSA PER UNITA' DI LUNGHEZZA					
lb/ft	kg m ⁻¹	1.488 164 E+00			
lb/in	kg m ⁻¹	1.785 797 E+01			

per convertire da:	a:	moltiplicare per:	per convertire da:	a:	moltiplicare per:
POTENZA					
BTU (IT)/h	Watt (W)	2.930 711·E-01	cm di mercurio (0°C)	Pa	1.333 22 E+03
BTU (IT)/min	W	1.758 427·E+01	cm di colonna d'acqua (4°C)	Pa	9.806 38 E+01
BTU (IT)/s	W	1.055 056·E+03	dyne/cm ²	Pa	1.000 000 E-01
cal (IT)/s	W	4.186 800·E+00	foot of water (39.2°F)	Pa	2.988 98 E+03
erg/s	W	1.000 000·E-07	gf/cm ²	Pa	9.806 650 E+01
ft*lb _f /h	W	3.766 161·E-04	inch of mercury (32°F)	Pa	3.386 38 E+03
ft*lb _f /min	W	2.259 697·E-02	inch of mercury (60°F)	Pa	3.376 85 E+03
ft*lb _f /s	W	1.355 818·E+00	inch of water (39.2°F)	Pa	2.490 82 E+02
cavalli (550 ft*lb _f /s)	W	7.456 999·E+02	inch of water (60°F)	Pa	2.488 4 E+02
cavalli (boiler)	W	9.809 50·E+03	kg _f /cm ²	Pa	9.806 650 E+04
cavalli (elettrico)	W	7.460 000·E+02	kg _f /m ²	Pa	9.806 650 E+00
kilocalorie (IT)/h	W	1.163 000·E+00	kg _f /mm ²	Pa	9.806 650 E+06
ton (refrigerazione)	W	3.516 853·E+03	kip/in ² (ksi)	Pa	6.894 757 E+06
POTENZA PER UNITA' DI AREA			millibar	Pa	1.000 000 E+02
erg/(cm ² *s)	W·m ⁻²	1.000 000·E-03	mm di mercurio (0°C)	Pa	1.333 22 E+02
W/cm ²	W·m ⁻²	1.000 000·E+04	poundal/ft ²	Pa	1.488 164 E+00
W/in ²	W·m ⁻²	1.550 003·E+03	lb _f /ft ²	Pa	4.788 026 E+01
			lb _f /in ² (psi)	Pa	6.894 757 E+03
			psi	Pa	6.894 757 E+03
			torr (mm Hg 0°C)	Pa	1.333 22 E+02
			TEMPERATURA		
			gradi Celsius	kelvin (K)	T _K = t _C +273.15
			gradi Fahrenheit	°C	T _C = (t _F -32)/1.8
			gradi Fahrenheit	K	T _K = (t _F +459.67)/1.8
			rankine	K	T _K = T _R /1.8
			kelvin	°C	t _C = T _K -273.15
PRESSIONE					
atmosfera (standard)	Pascal (Pa)	1.013 250 E+05			
atmosfera (tecnica= 1 kg _f /cm ²)	Pa	9.806 650 E+04			
bar	Pa	1.000 000 E+05			

per convertire da:	a:	moltiplicare per:	per convertire da:	a:	moltiplicare per:
			$\text{lb}_f \cdot \text{s} / \text{in}^2$	Pa s	6.894 757 E+03
TEMPO			rhe	$\text{Pa}^{-1} \text{s}^{-1}$	1.000 000 E+01
giorno	secondi (s)	8.640 000 E+04	slug/ft*s	Pa s	4.788 026 E+01
giorno siderale	s	8.616 409 E+04	stokes	$\text{m}^{-2} \text{s}^{-1}$	1.000 000 E-04
ora	s	3.600 000 E+03			
ora siderale	s	3.590 170 E+03	VOLUME		
minuto	s	6.000 000 E+01	acre-foot	m^3	1.233 489 E+03
minuto siderale	s	5.983 617 E+01	barrel (oil, 42 gal)	m^3	1.589 873 E-01
secondo siderale	s	9.972 696 E-01	board foot	m^3	2.359 737 E-03
anno (365 giorni)	s	3.153 600 E+07	bushel (U.S.)	m^3	3.523 907 E-02
anno (siderale)	s	3.155 815 E+07	cup	m^3	2.365 882 E-04
anno (tropicale)	s	3.155 693 E+07	fluid ounce (U.S.)	m^3	2.957 353 E-05
			ft^3	m^3	2.831 685 E-02
VELOCITA'			gallon (Canadian liquid)	m^3	4.546 090 E-03
ft/h	m s^{-1}	8.466 667 E-05	gallon (U.K. liquid)	m^3	4.546 092 E-03
ft/min	m s^{-1}	5.080 000 E-03	gallon (U.S. dry)	m^3	4.404 884 E-03
ft/s	m s^{-1}	3.048 000 E-01	gallon (U.S. liquid)	m^3	3.785 412 E-03
in/s	m s^{-1}	2.540 000 E-02	gill (U.K.)	m^3	1.420 654 E-04
km/h	m s^{-1}	2.777 778 E-01	gill (U.S.)	m^3	1.182 941 E-04
knot, nodo (international)	m s^{-1}	5.144 444 E-01	in^3	m^3	1.638 706 E-05
mi/h (international)	m s^{-1}	4.470 400 E-01	litro	m^3	1.000 000 E-03
mi/min (international)	m s^{-1}	2.682 240 E+01	ounce, oncia (U.K. fluid)	m^3	2.841 307 E-05
mi/s (international)	m s^{-1}	1.609 344 E+03	ounce (U.S. fluid)	m^3	2.957 353 E-05
			peck (U.S.)	m^3	8.809 768 E-03
VISCOSITA'			pinta (U.S. dry)	m^3	5.506 105 E-04
centipoise	Pa s	1.000 000 E-03	pinta (U.S. liquid)	m^3	4.731 765 E-04
centistokes	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$	1.000 000 E-06	quart (U.S. dry)	m^3	1.101 221 E-03
ft^2/s	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$	9.290 304 E-02	quart (U.S. liquid)	m^3	9.463 529 E-04
poise	Pa s	1.000 000 E-01	stere	m^3	1.000 000 E+00
poundal*s/ft ²	Pa s	1.488 164 E+00	tablespoon (cucchiaino da tavola)	m^3	1.478 676 E-05
lb/ft*h	Pa s	4.133 789 E-04	teaspoon (cucchiaino da te)	m^3	4.928 922 E-06
lb/ft*s	Pa s	1.488 164 E+00	ton (register)	m^3	2.831 685 E+00
$\text{lb}_f \cdot \text{s} / \text{ft}^2$	Pa s	4.788 026 E+01	yd ³	m^3	7.645 549 E-01

Yotta	Y	$1 \cdot 10^{24}$
Zetta	Z	$1 \cdot 10^{21}$
Exa	E	$1 \cdot 10^{18}$
Peta	P	$1 \cdot 10^{15}$
Tera	T	$1 \cdot 10^{12}$
Giga	G	$1 \cdot 10^9$
Mega	M	$1 \cdot 10^6$
Kilo	k	$1 \cdot 10^3$
Hecto	h	$1 \cdot 10^2$
Deca	da	$1 \cdot 10^1$
		$1 \cdot 10^0$
Deci	d	$1 \cdot 10^{-1}$
Centi	c	$1 \cdot 10^{-2}$
Milli	m	$1 \cdot 10^{-3}$
Micro	μ	$1 \cdot 10^{-6}$
Nano	n	$1 \cdot 10^{-9}$
Pico	p	$1 \cdot 10^{-12}$
Femto	f	$1 \cdot 10^{-15}$
Atto	a	$1 \cdot 10^{-18}$
Zepto	z	$1 \cdot 10^{-21}$
Yocto	y	$1 \cdot 10^{-24}$

PIANI TERMODINAMICI

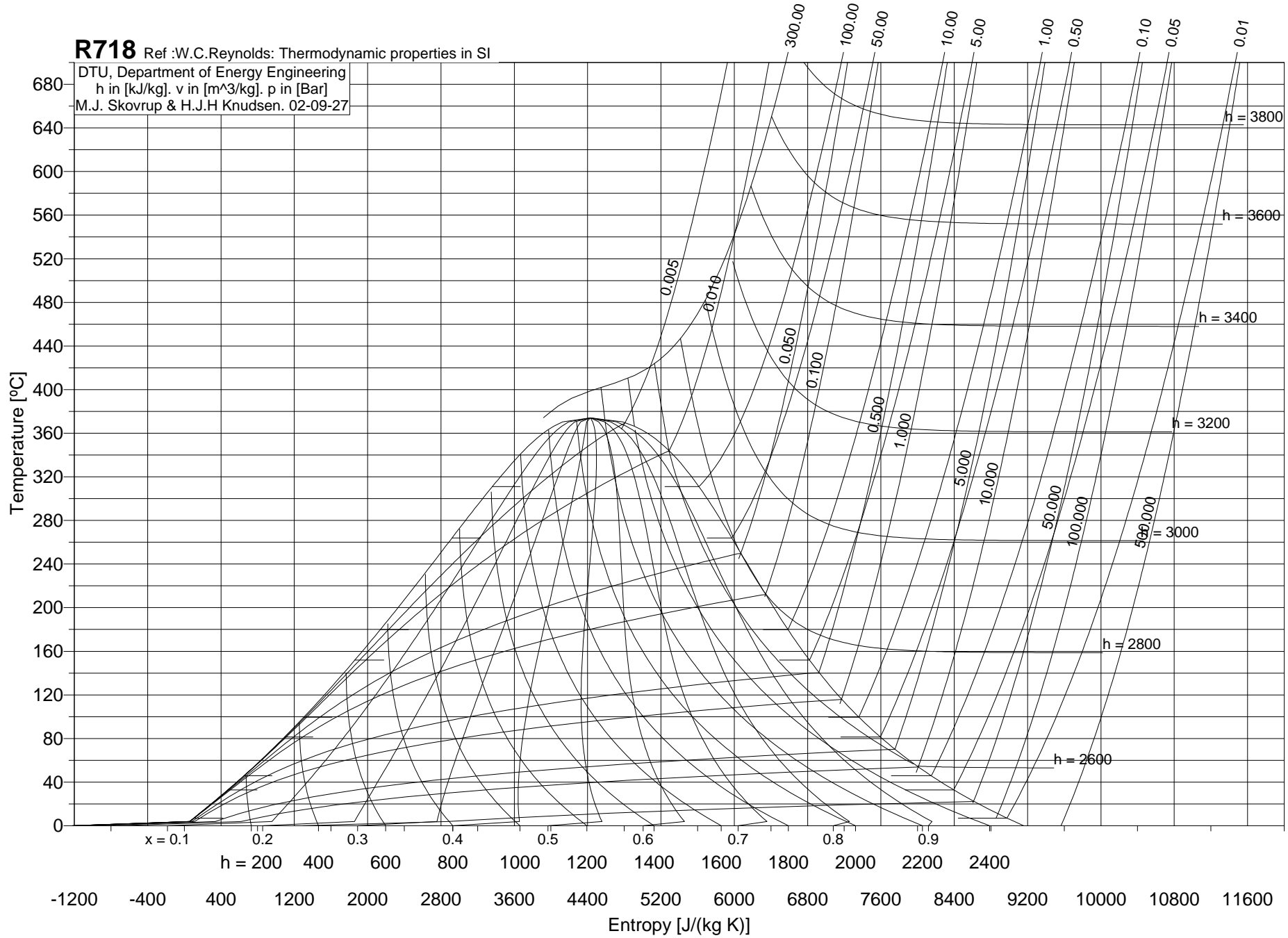
- piano T-s per l'acqua (R718)..... 1
- piano h-s per l'acqua (R718)..... 2
- piano T-s per l'aria (R729), fondo scala 1000°C..... 3
- piano T-s per l'aria (R729), fondo scala 200°C..... 4
- piano T-s per l'aria (R729), fondo scala 50°C..... 5
- piano T-s per l'R134a..... 6
- piano p-h per l'R134a..... 7
- piano T-s per l'anidride carbonica (R744)..... 8
- piano p-h per l'anidride carbonica (R744)..... 9
- piano p-h per l'ammoniaca (R717)..... 10
- diagramma psicrometrico..... 11

(materiale didattico a diffusione interna e distribuzione gratuita)



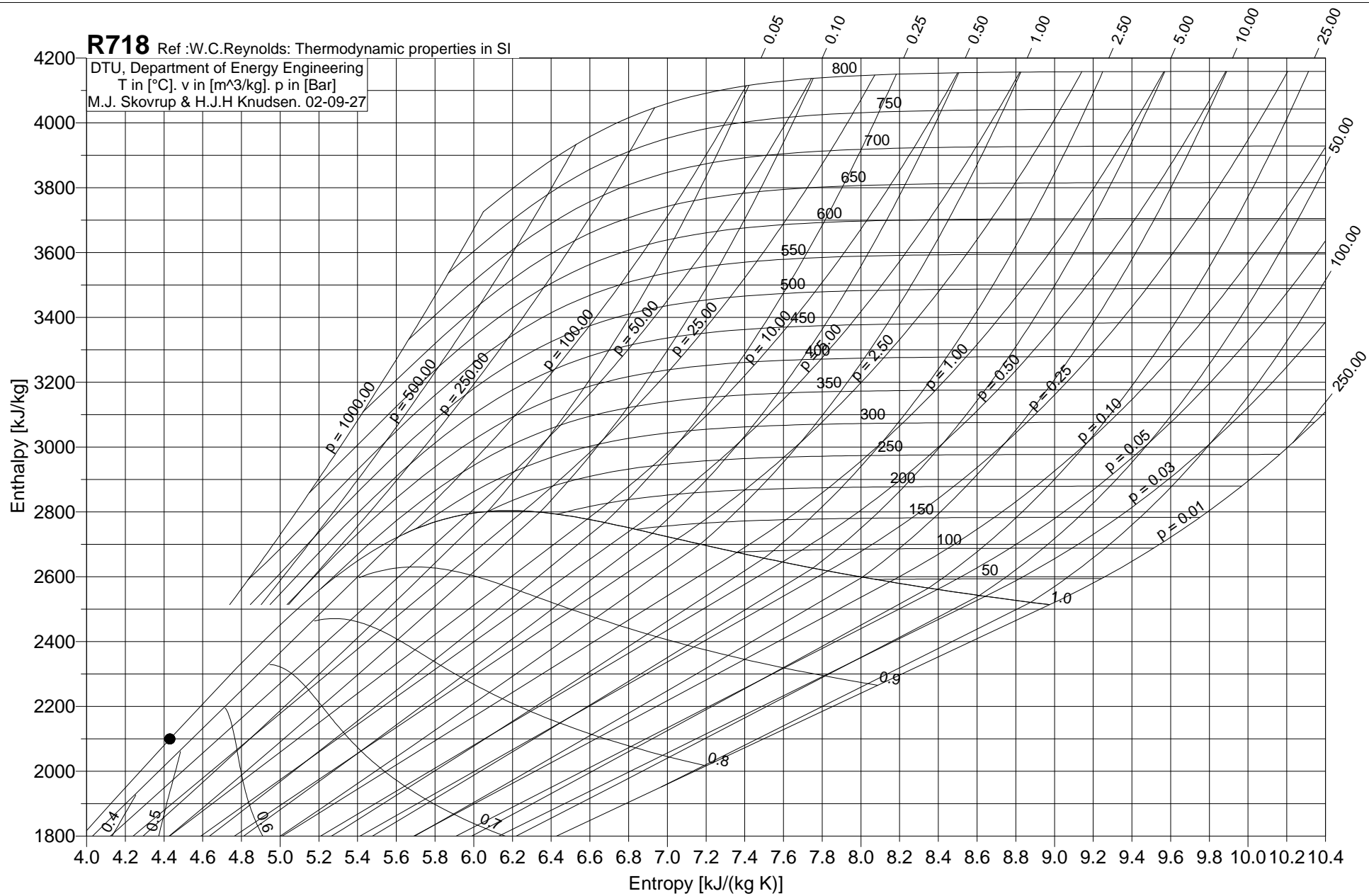
R718 Ref :W.C.Reynolds: Thermodynamic properties in SI

DTU, Department of Energy Engineering
h in [kJ/kg]. v in [m³/kg]. p in [Bar]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen. 02-09-27



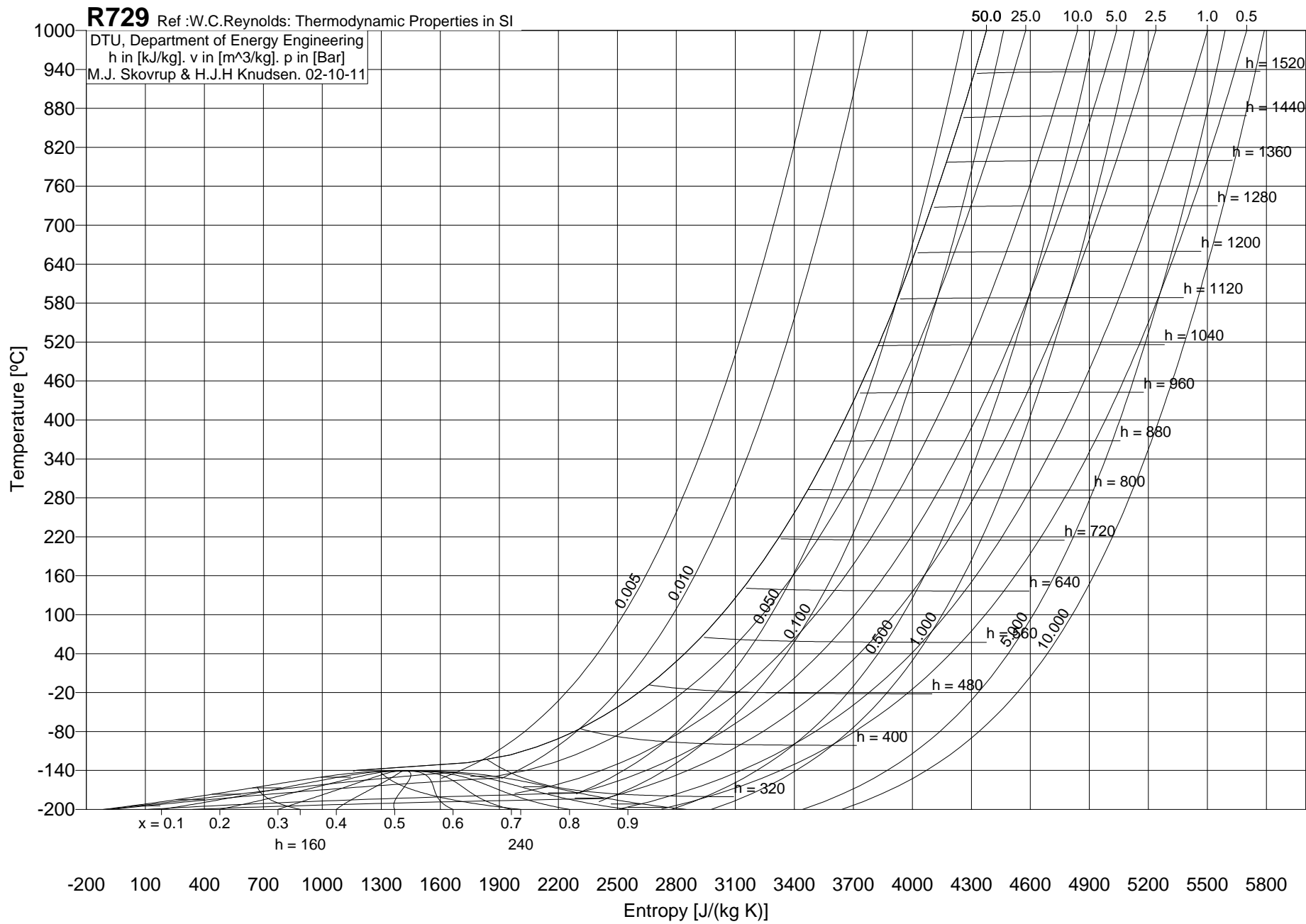
R718 Ref :W.C.Reynolds: Thermodynamic properties in SI

DTU, Department of Energy Engineering
T in [°C]. v in [m³/kg]. p in [Bar]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen. 02-09-27



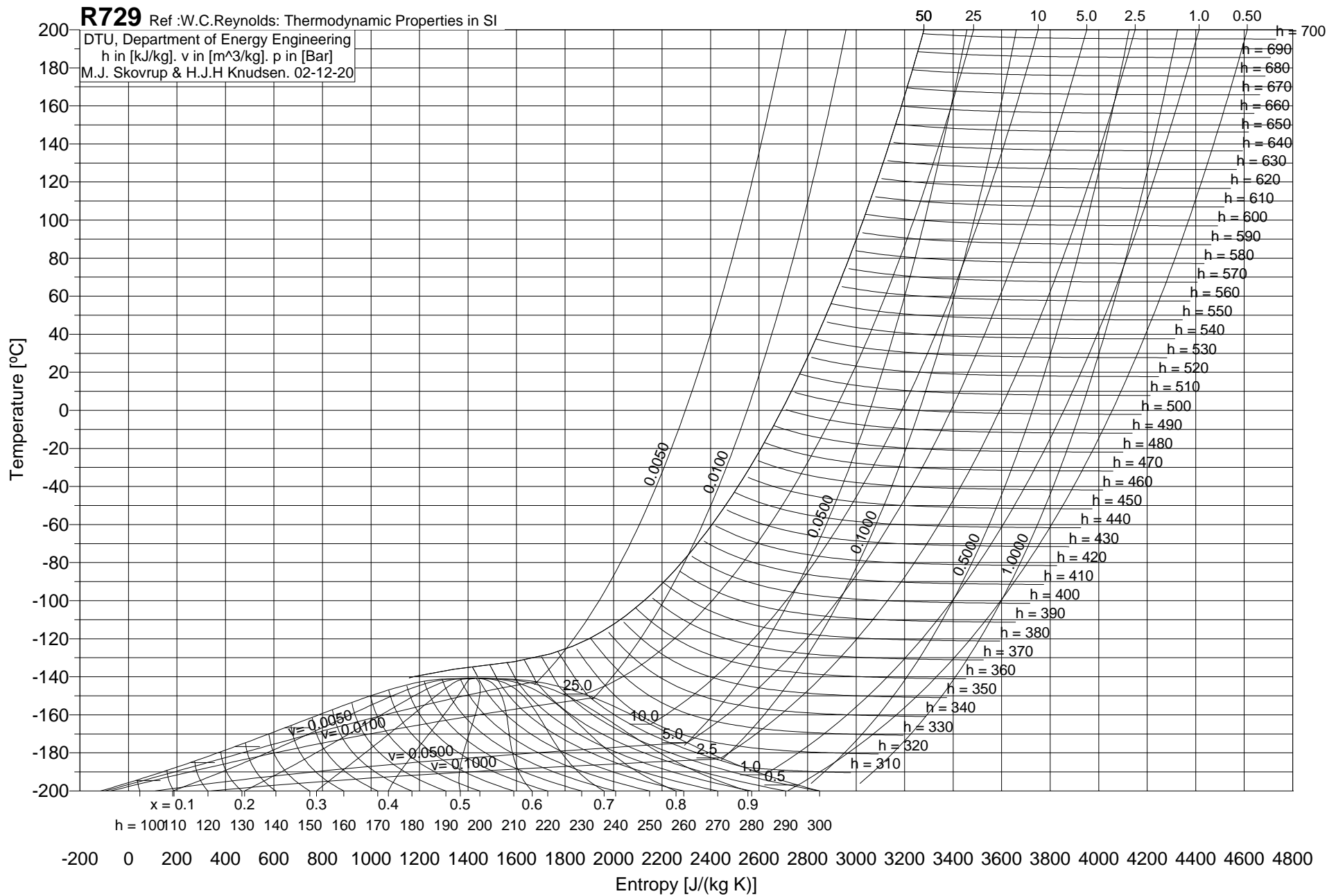
R729 Ref :W.C.Reynolds: Thermodynamic Properties in SI

DTU, Department of Energy Engineering
h in [kJ/kg], v in [m³/kg], p in [Bar]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen. 02-10-11



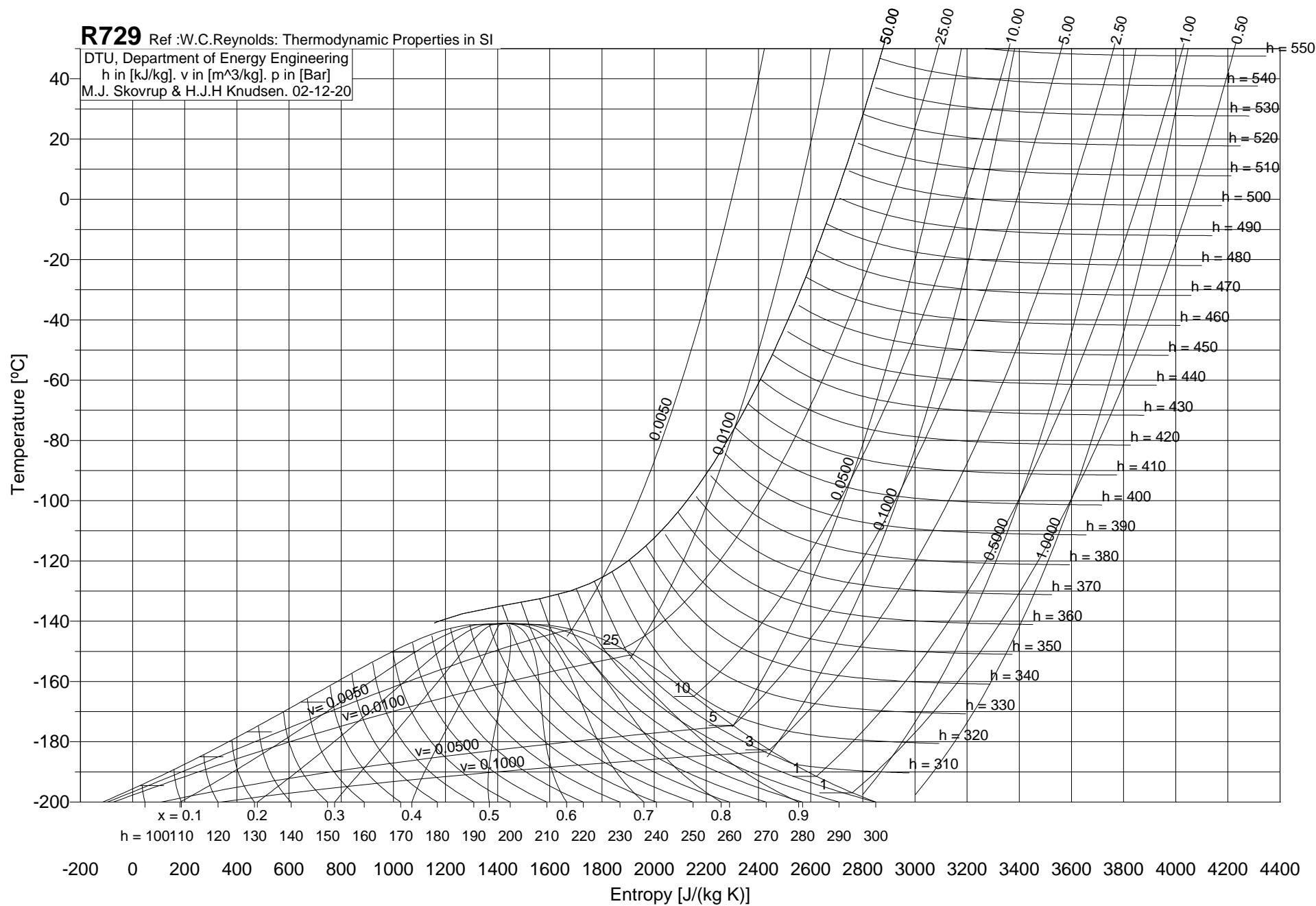
R729 Ref :W.C.Reynolds: Thermodynamic Properties in SI

DTU, Department of Energy Engineering
h in [kJ/kg]. v in [m³/kg]. p in [Bar]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen. 02-12-20



R729 Ref :W.C.Reynolds: Thermodynamic Properties in SI

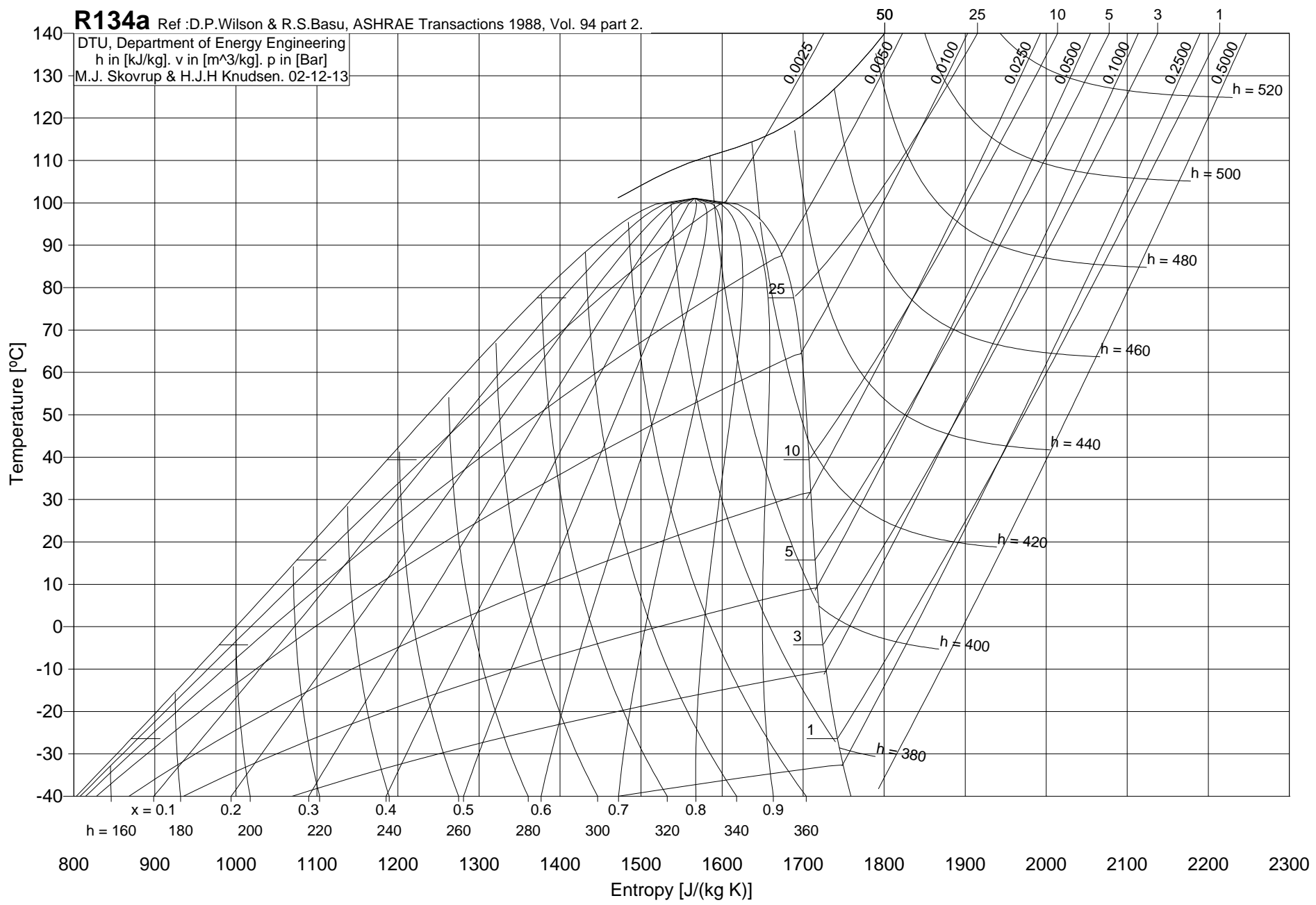
DTU, Department of Energy Engineering
h in [kJ/kg]. v in [m³/kg]. p in [Bar]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen. 02-12-20



R134a

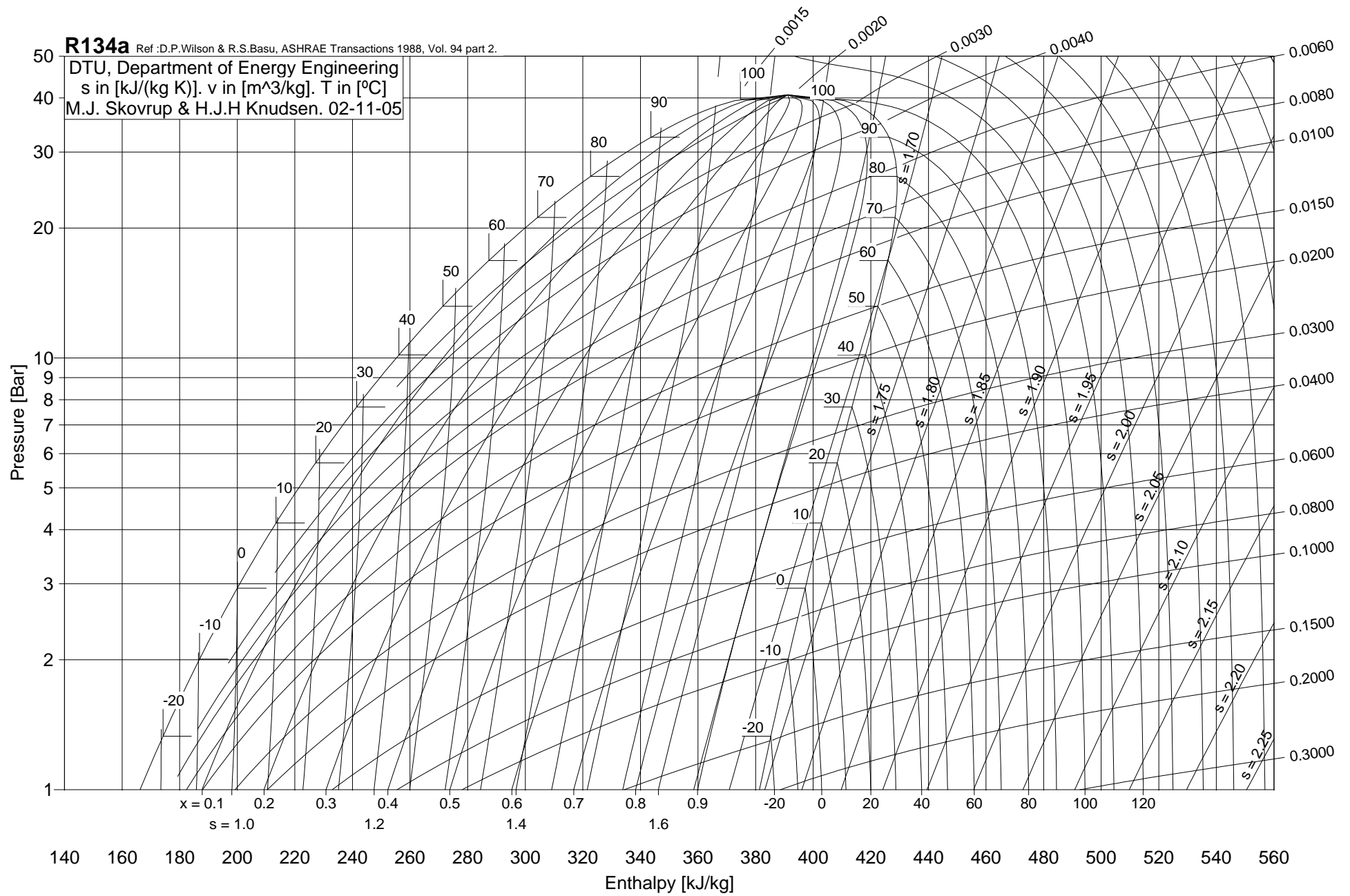
DTU, Department of Energy Engineering
h in [kJ/kg]. v in [m³/kg]. p in [Bar]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen. 02-12-13

Ref :D.P.Wilson & R.S.Basu, ASHRAE Transactions 1988, Vol. 94 part 2.

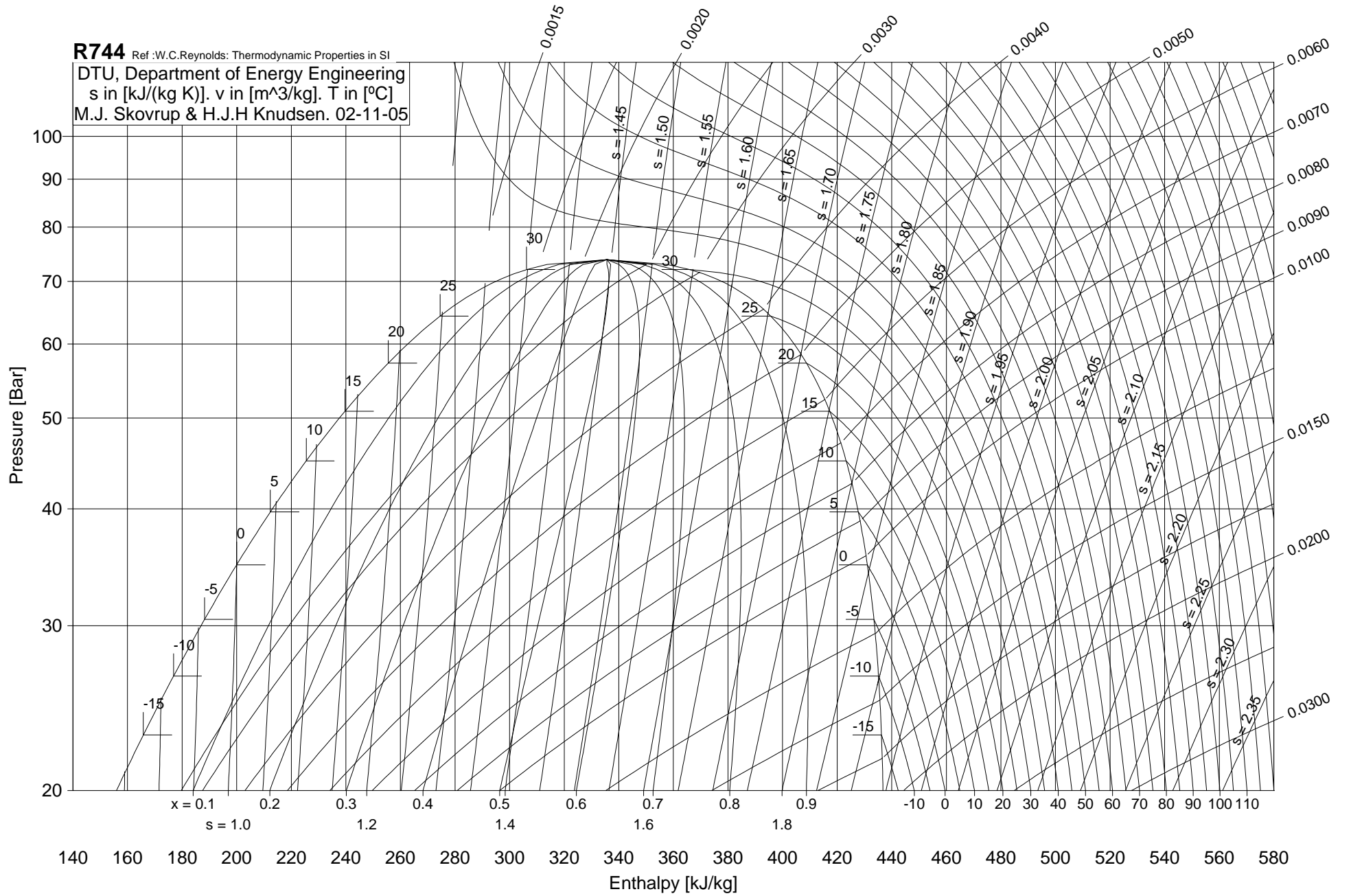


R134a Ref :D.P.Wilson & R.S.Basu, ASHRAE Transactions 1988, Vol. 94 part 2.

DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)]. v in [m³/kg]. T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen. 02-11-05



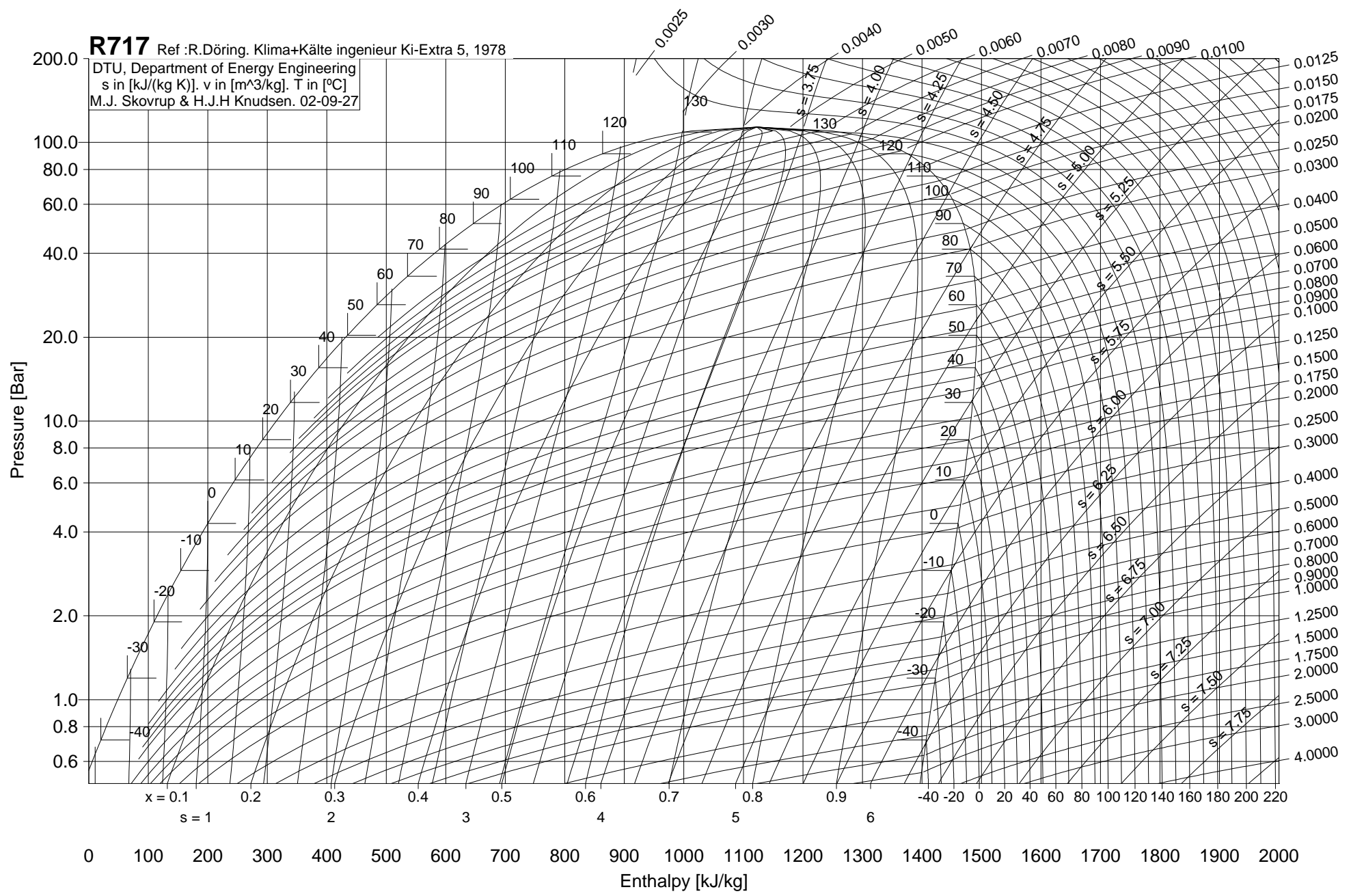
R744 Ref.: W.C.Reynolds: Thermodynamic Properties in SI
DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)]. v in [m³/kg]. T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen. 02-11-05

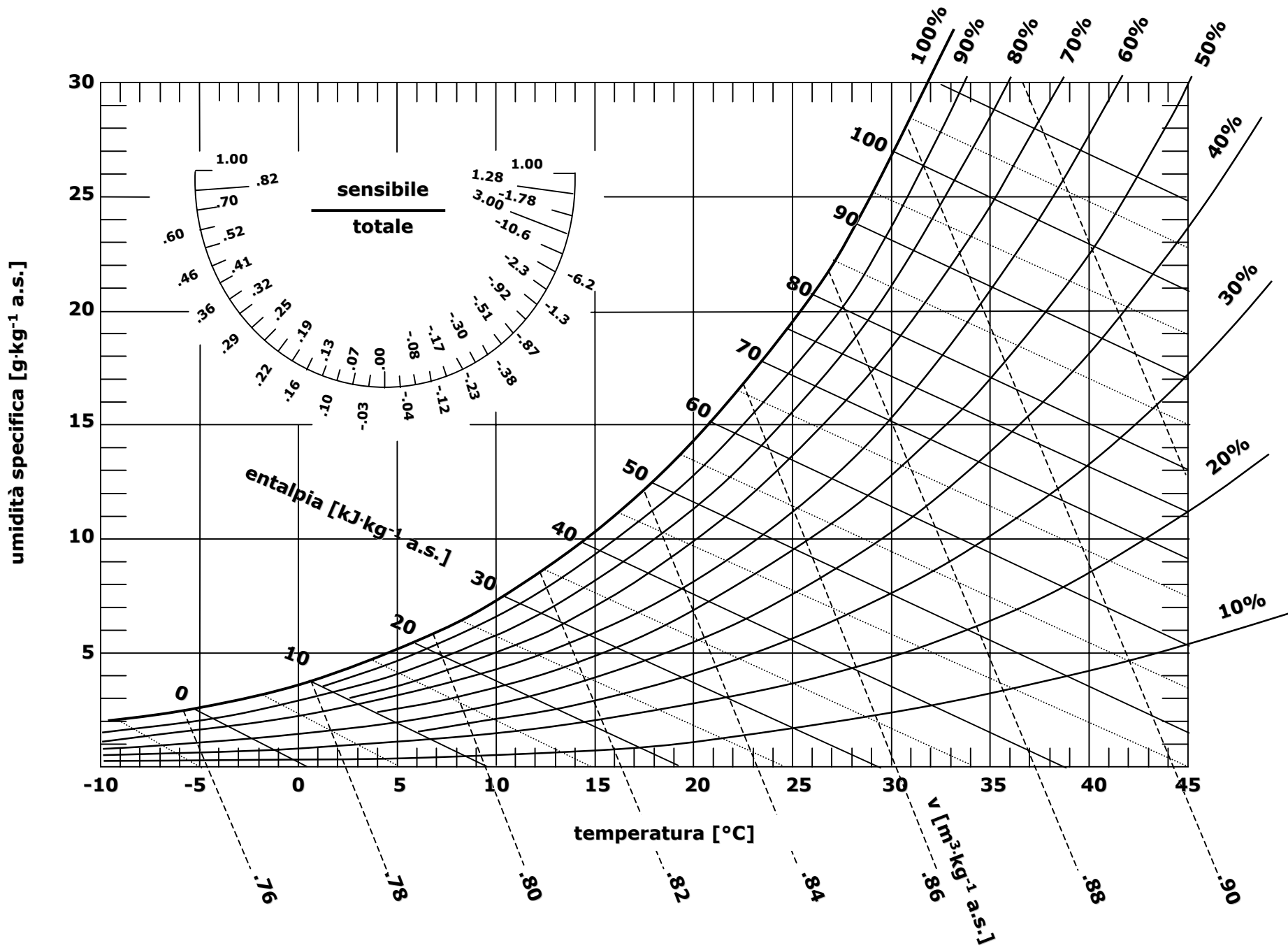


R717

Ref :R.Döring. Klima+Kälte ingenieur Ki-Extra 5, 1978

DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)]. v in [m³/kg]. T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen. 02-09-27





ESERCIZI TERMODINAMICA

FISICA TECNICA

PROF.NICOLA CARDINALE

- 1) Le mongolfiere sono spesso riempite con un gas come l'elio perché esso pesa circa soltanto un settimo del peso dell'aria nelle stesse condizioni. La forza di galleggiamento che può essere espressa come $F_B = \rho g V_{mongolfiera}$ spinge la mongolfiera verso l'alto. Se ipotizziamo che la mongolfiera sia una sfera di diametro $d=10$ m, che trasporti due persone di 70 kg l'una e che la densità dell'aria sia $\rho=1.16$ kg/m³, calcolare l'accelerazione iniziale di essa. (Risposta: 16.5 m/s²).
- 2) La metà inferiore di un serbatoio cilindrico di altezza 10 m è riempito con acqua ($\rho_{acqua}=1000$ kg/m³) e la metà superiore con olio ($\rho_{olio}=850$ kg/m³). Determinare la differenza di pressione tra la sommità e la base del cilindro. (Risposta: 90.7 kPa).
- 3) Una pentola a pressione cuoce i cibi molto più velocemente che una pentola ordinaria a causa delle maggiori pressione e temperatura all'interno. Il coperchio della pentola a pressione è molto ben sigillato e il vapore può fuoriuscire solo attraverso una piccola apertura nel mezzo del coperchio. Un organo mobile, la valvola di sfogo, è situato sulla parte superiore dell'apertura e impedisce lo sfiato del vapore finché le forze di pressione non superino il peso della valvola di sfogo. La periodica fuga di vapore impedisce una crescita indesiderata della pressione del vapore che tende a mantenersi costante. Calcolare la massa della valvola di sfogo se la pressione relativa di funzionamento all'interno della pentola è di 100 kPa e la piccola apertura ha una sezione di 4 mm². Si assuma che la pressione atmosferica sia di 101 kPa. (Risposta 40.8 g).
- 4) Un serbatoio rigido di volume 0.5 m³ contiene acqua in uno stato di miscela satura di liquido e vapore a 100 °C. L'acqua è quindi riscaldata sino al raggiungimento del punto critico. Calcolare la massa e il volume della fase liquida nello stato iniziale. (Risposta: 158.28 kg, 0.165 m³)
- 5) Un serbatoio rigido di volume 0.5 m³ contiene il refrigerante R-134a in uno stato di miscela satura di liquido e vapore a 200 kPa. Se il liquido saturo occupa il 10 % del volume, calcolare la massa totale e il titolo del refrigerante nel serbatoio (Risposta: 70.91 kg, 0.0639).
- 6) Un serbatoio rigido di volume 0.5 m³ contenente idrogeno a 20 °C e 600 kPa è collegato tramite una valvola ad un altro serbatoio rigido di volume 0.5 m³ contenente idrogeno a 30 °C e 150 kPa. Si apre la valvola e si fa raggiungere al sistema lo stato di equilibrio termico con l'ambiente esterno che si trova a 15 °C. Calcolare la pressione finale regnante nei due serbatoi (Risposta: 365.8 kPa).
- 7) Un ventilatore è installato per ricambiare l'aria in una sala di ritrovo per fumatori di dimensioni 10 m x 15 m e alta 2.4 m. La normativa indica che l'aria fresca deve essere immessa nella sala di ritrovo per fumatori con una portata di almeno 30 l/s per persona. Se nella sala ci sono 25 fumatori, calcolare la portata volumetrica che deve erogare il ventilatore installato e il numero di ricambi in un ora dell'aria nella sala (Risposta: 750 l/s, 7.5 ricambi/h).
- 8) Un sistema cilindro pistone senza attrito contiene 2 kg di azoto a 100 kPa e 300 K. L'azoto viene compresso lentamente seguendo la legge $PV^{1.4}=\text{costante}$ finché raggiunge una temperatura di 360 K. Calcolare il lavoro fatto durante il processo (Risposta: -89.0 kJ)

- 9) Una stanza $4\text{ m} \times 5\text{ m} \times 7\text{ m}$ è riscaldata da un radiatore alimentato a vapore. Il radiatore fornisce all'ambiente un flusso termico di 10000 kJ/h e un ventilatore di potenza meccanica di 100 W è impiegato per distribuire uniformemente l'aria calda nell'ambiente. Il flusso termico disperso dall'ambiente è stimato in circa 5000 kJ/h . Se la temperatura iniziale dell'aria ambiente è $10\text{ }^\circ\text{C}$, quanto tempo passa affinché l'aria ambiente raggiunga i $20\text{ }^\circ\text{C}$. Si assumano costanti i calori specifici alla temperatura dell'ambiente (Risposta: 831 s).
- 10) Un serbatoio di 0.3 m^3 contiene ossigeno inizialmente a 100 kPa e $27\text{ }^\circ\text{C}$. Una ruota a pale ruota all'interno del serbatoio finché la pressione raggiunge i 150 kPa . Durante il processo 2 kJ di calore sono ceduti all'esterno. Determinare il lavoro fatto dalla ruota a pale. Trascurare l'energia immagazzinata nella ruota a pale. (Risposta: -40.94 kJ).
- 11) Un sistema chiuso segue un ciclo formato da tre trasformazioni. Durante il primo processo, che è adiabatico, un lavoro di 50 kJ è fatto sul sistema. Durante il secondo processo 200 kJ di calore sono trasferiti dall'esterno al sistema, mentre non si effettua nessun lavoro. Infine durante il terzo processo il sistema compie un lavoro di 90 kJ mentre ritorna allo stato iniziale. Calcolare il calore trasferito lungo l'ultimo processo e il lavoro netto scambiato lungo il ciclo. (Risposta: -160 kJ , 40 kJ).
- 12) Un aula scolastica contenente 40 studenti è condizionata da condizionatori a finestra di potenza raffrescante pari a 5 kW . Una persona a riposo dissipa una quantità di calore pari a 360 kJ/h . Ci sono 10 lampadine nella stanza ognuna di 100 W . Il flusso termico entrante nell'aula attraverso i muri e le finestre è di 15000 kJ/h . Se l'ambiente è mantenuto ad una temperatura di $21\text{ }^\circ\text{C}$, determinare il numero di condizionatori da installare. (Risposta: 2 unità).
- 13) Un sistema cilindro pistone contiene inizialmente 0.5 m^3 di elio a 100 kPa e $25\text{ }^\circ\text{C}$. In questa posizione una molla lineare tocca la superficie esterna del pistone senza esercitare alcuna forza su di esso. Calore è trasferito all'elio finché il volume e la pressione triplichino. Calcolare il lavoro fatto e la quantità di calore scambiata nel processo. Inoltre mostrare la trasformazione lungo un diagramma p-v. (Risposta: 200 kJ , 800 kJ).
- 14) Una casa solare passiva che disperde verso l'ambiente un flusso termico di 50000 kJ/h è mantenuta a $22\text{ }^\circ\text{C}$ durante una notte invernale di 10 ore. La casa è riscaldata da 50 accumulatori di energia in vetro contenenti 20 l di acqua ognuno che sono riscaldati fino a $80\text{ }^\circ\text{C}$ di giorno dall'energia solare. Un termostato, quando necessario, fa intervenire per mantenere la temperatura di $22\text{ }^\circ\text{C}$ una stufa elettrica ausiliaria di potenza 15 kW . Quanto tempo la stufa elettrica si accende lungo la notte? Quanto tempo si accenderebbe la stufa elettrica se la casa non prevedesse il riscaldamento solare? (Risposta: 4.77 h , 9.26 h).
- 15) Una portata di aria di 6000 kg/h alla pressione di 80 kPa e $127\text{ }^\circ\text{C}$ entra in un diffusore adiabatico e ne esce alla pressione di 100 kPa . La velocità del flusso di aria decresce da 230 m/s a 30 m/s nel passaggio attraverso il diffusore. Trovare la temperatura finale dell'aria e l'area della sezione finale del diffusore (Risposta: 426 K , 0.0678 m^2).

- 16) Gas argon entra in una turbina adiabatica a 900 kPa e 450 °C con una velocità di 80 m/s e lascia la turbina a 150 kPa e 150 m/s. La sezione di ingresso della turbina è di 60 cm². Se la potenza meccanica sviluppata dalla turbina è pari a 250 kW, determinare la temperatura di uscita dell'argon. (Risposta: 267 °C).
- 17) Acqua a 25 °C e 300 kPa è riscaldata miscelandola con acqua a 80 °C e 300 kPa. Se entrambi i flussi di acqua hanno la stessa portata, determinare la temperatura di uscita dell'acqua. (Risposta: 52.5 °C).
- 18) Una doccia eroga una portata di 10 l/min. Una resistenza elettrica posta nel tubo della doccia riscalda l'acqua da 16 °C a 43 °C. Calcolare la potenza elettrica assorbita dal riscaldatore. Al fine di risparmiare energia si propone di far passare l'acqua scaricata dalla doccia che si trova a 39 °C attraverso uno scambiatore di calore per preriscaldare l'acqua fredda. Se lo scambiatore di calore ha una efficienza di 0.5 (cioè recupera solo il 50 % dell'energia che potrebbe al massimo essere trasferita dall'acqua scaricata all'acqua fredda della rete idrica) calcolare la potenza elettrica richiesta in questo caso. Se il prezzo dell'energia elettrica è di 8.5 centesimi di euro al kWh, determinare il risparmio economico durante una doccia di 10 min derivante dall'installazione dello scambiatore di calore. (Risposta: 18.8 kW, 10.8 kW, 11.3 centesimi).
- 19) Una casa con un volume interno di 400 m³ è riscaldata dall'aria che riceve una potenza di 30 kW da una resistenza elettrica posta in un condotto all'interno della casa. Inizialmente l'aria nella casa è a 14 °C e la pressione atmosferica locale è di 95 kPa. L'edificio disperde un flusso termico verso l'esterno pari a 450 kJ/min. L'aria è spinta attraverso il condotto di riscaldamento da un ventilatore da 250 W e subisce un aumento di temperatura di 5 °C nel condotto, che è perfettamente isolato termicamente verso l'esterno. Quanto tempo deve trascorrere affinché l'aria della casa passi da 14°C a 24 °C ? Quanto vale la portata di aria che passa attraverso il condotto di riscaldamento ? (Risposta: 146 s, 6.02 kg/s).
- 20) Il ventilatore di un bagno eroga una portata di 30 l/s e funziona di continuo. L'edificio è posto in una località dove la temperatura media invernale esterna è di 12.2 °C ed è mantenuto a 22 °C durante tutto l'inverno. Il bagno è riscaldato dall'energia elettrica il cui costo è di 0.09 euro/kWh. Determinare la quantità e il costo del calore scaricato all'esterno dal ventilatore in mese medio invernale di 30 giorni. (Risposta: 266 kWh/mese, 23.9 euro/mese).
- 21) Un refrigeratore a ciclo di Carnot opera in una stanza in cui la temperatura è 25 °C. Il refrigeratore necessita di 500 W di potenza meccanica ed ha un COP di 4.5. Determinare il flusso termico rimosso dallo spazio refrigerato e la temperatura dello spazio refrigerato (Risposta: 135 kJ/min, -29.2 °C).
- 22) Un ciclo di Carnot in cui il fluido circolante è aria considerata gas ideale si svolge tra le temperature massime di 7 °C e di 847 °C, con un valore minimo di pressione pari a 1 bar e con un calore fornito durante l'isoterma massima pari a 120 kJ/kg. Ipotizzando i calori specifici costanti, calcolare la pressione nei quattro vertici del ciclo, il lavoro scambiato in ogni trasformazione e il rendimento termico del ciclo. (Risposta: 1 bar, 1.45 bar, 186 bar,

128 bar, lavoro isoterme 120 kJ/kg e -30 kJ/kg, lavoro adiabatiche 599 kJ/kg e -599 kJ/kg, 75 %).

- 23) Una turbina a gas converte il 17 % del calore sviluppato, in una camera di combustione precedente alla turbina, da un combustibile che ha un potere calorifico 46000 kJ/kg (potere calorifico = energia sviluppata dalla combustione di 1 kg di combustibile), producendo una potenza meccanica di 6 MW. Calcolare, se il combustibile ha una densità di 0.8 gr/cm^3 , il consumo di combustibile in litri/secondo. (Risposta 0.959 l/s).
- 24) Una pompa di calore con COP di 3.2 è usata per riscaldare un capannone . Quando è in funzione la pompa di calore assorbe dall'esterno un lavoro pari a 5 kW. Il capannone ha dimensioni in pianta 20 m x 20 m ed altezza 3m. Le pareti del capannone sono formate da una muratura in laterizio ordinario di 20 cm. Si ricavano la densità e il calore specifico del mattone dalla tab.A-16 del Cengel. L'aria esterna, quella ambiente e le murature si trovano a $10 \text{ }^\circ\text{C}$. Calcolare il tempo necessario per portare l'aria ad una temperatura media di $18 \text{ }^\circ\text{C}$ e le murature ad una temperatura media tra la temperatura dell'aria interna e dell'aria esterna. (Risposta: 5.60 h)
- 25) Un motore termico opera tra 2 sorgenti a $800 \text{ }^\circ\text{C}$ e $20 \text{ }^\circ\text{C}$. La metà del lavoro prodotto dal motore è usato per azionare una pompa di calore a ciclo di Carnot che rimuove il calore dall'aria esterna fredda a $2 \text{ }^\circ\text{C}$ per riscaldare una casa a $22 \text{ }^\circ\text{C}$. Se la casa disperde 95000 kJ/h verso l'esterno, determinare la quantità minima di flusso termico da fornire al motore per mantenere la casa a $22 \text{ }^\circ\text{C}$. (Risposta: 17.72 kJ/h)
- 26) Un blocco di acciaio di massa ignota a $85 \text{ }^\circ\text{C}$ è immerso in un serbatoio isolato che contiene 100 l di acqua a $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Nello stesso tempo un'elica azionata da un motore a 200 kW svolge la funzione di agitare l'acqua. Si osserva che l'equilibrio termico si raggiunge do 20 min con una temperatura finale di $24 \text{ }^\circ\text{C}$. Calcolare la massa del blocco di acciaio e l'entropia generata lungo il processo (Risposta: 52.2 kg, 1.285 kJ/K).
- 27) Il vetro interno e quello esterno di una finestra a doppio vetro di 2 m x 2 m sono rispettivamente a $18 \text{ }^\circ\text{C}$ e $6 \text{ }^\circ\text{C}$. Lo spazio tra le 2 finestre di spessore 1 cm è riempito con aria ferma la quale ha una conducibilità termica di 0.026 W/mK (conducibilità termica è il flusso termico scambiato per conduzione tra due superfici a temperatura assegnata nel caso di distanza tra esse di 1 m e area di esse di 1 m^2). Calcolare il flusso termico globale trasmesso attraverso la finestra in W e il flusso di entropia generato all'interno della finestra (Risposta: 124.6 W, 0.018 W/K).
- 28) In riferimento al problema 14, calcolare inoltre la quantità di entropia generato durante la notte ipotizzando una temperatura dell'ambiente esterno di 0°C . (Risposta : 1060.5 kJ/K).
- 29) In riferimento al problema 18, calcolare inoltre la differenza del flusso di entropia nei due casi descritti. (Risposta: 0.0623 kW/K, 0.0272 kW/K)

- 30) Acqua liquida a 120 kPa entra in una pompa a 15 kW e ne esce a 3 MPa. Se la differenza di quota tra ingresso ed uscita è 10 m, determinare la più alta portata di massa di acqua liquida che la pompa può erogare. Trascurare le variazioni di energia cinetica e assumere che l'acqua abbia una densità di 1000 kg/m^3 . (Risposta: 5.39 kg/s).
- 31) Il rapporto volumetrico di compressione di un ciclo Otto ad aria standard è 9.5. All'inizio della compressione isoentropica l'aria è a 100 kPa, 17°C e 600 cm^3 . La temperatura alla fine della espansione isoentropica è 800 K. Calcolare le più alte pressioni e temperature nel ciclo, il calore fornito al ciclo, il rendimento termico e la pressione media effettiva. (Risposta: 1969 K, 6449 KPa, 0.65 kJ, 59.4 %, 719 kPa).
- 32) Un ciclo Diesel ha un rapporto volumetrico di compressione di 20 e utilizza aria standard. Lo stato dell'aria all'inizio della compressione è 95 kPa e 20°C . Se la temperatura massima del ciclo non supera i 2200 K, calcolare il rendimento termico e la pressione media effettiva. (Risposta: 63.5 %, 933 kPa).
- 33) Un impianto a vapore opera secondo un semplice ciclo Rankine ideale tra le pressioni limite di 10 kPa e 9 MPa. La portata di massa del vapore è 60 kg/s. Il contenuto di liquido all'uscita della turbina non deve superare il 10 %. Disegnare il ciclo nel diagramma T-s e calcolare la temperatura minima di ingresso nella turbina, il flusso termico da fornire al fluido nel generatore di vapore e il rendimento termico del ciclo. (Risposta: 774.9°C , 231.5 MW, 44.2 %).
- 34) Si consideri un impianto di refrigerazione da 300 kJ/min che opera secondo un ciclo ideale a compressione di vapore con refrigerante-134° come fluido circolante. Il refrigerante entra nel compressore come vapore saturo-secco a 140 kPa ed è compresso sino a 800 kPa. Disegnare il ciclo in un diagramma p-h e calcolare il titolo del refrigerante alla fine della valvola di laminazione, il coefficiente di prestazione e la potenza meccanica in ingresso al compressore. (Risposta: 0.32, 3.96, 1.26 kW).
- 35) Una pompa di calore che opera secondo un ciclo ideale a compressione di vapore con refrigerante-134° come fluido circolante riscalda una casa utilizzando acqua di falda a 7°C . La casa disperde 20.5 kW. Il refrigerante entra nel compressore a 207 kPa e -6.7°C e ne esce a 827 kPa e 60°C . Il refrigerante lascia il condensatore a 32.2°C . Calcolare la potenza meccanica in ingresso al ciclo, il flusso termico assorbito dall'acqua di falda e la potenza elettrica spesa nel caso che il riscaldamento della casa avvenga tramite una stufa elettrica. (Risposta: 5.18 kW, 16.1 kW, 20.51 kW).

ESERCIZI TRASMISSIONE DEL CALORE

FISICA TECNICA

PROF.NICOLA CARDINALE

36) Si consideri un giubbotto da neve formato da 5 strati di materiale sintetico di spessore 0.1 mm (conducibilità termica $\lambda=0.13 \text{ W/m}^\circ\text{C}$) con 1.5 mm di aria ($\lambda=0.026 \text{ W/m}^\circ\text{C}$) intrappolata tra essi. Se la temperatura della superficie interna del giubbotto è 28°C e la sua superficie è 1.1 m^2 , calcolare il flusso termico attraverso il giubbotto quando la temperatura esterna è -5°C e il coefficiente di scambio termico sulla superficie esterna vale $25 \text{ W/m}^2\text{C}$.

Quale sarebbe il flusso se il giubbotto fosse fatto di un singolo strato di materiale sintetico di 0.5 mm ? Quale sarebbe lo spessore dello strato di lana ($\lambda=0.035 \text{ W/m}^\circ\text{C}$) se una persona per raggiungere lo stesso livello di comfort termico indossasse un giubbotto di lana invece di quello sintetico ? (Risposta: 547 W, 835 W, 0.94 mm)

37) Un serbatoio cilindrico di diametro 1.2 m e lunghezza 6 m è inizialmente riempito con propano liquido la cui densità è 581 kg/m^3 . Il serbatoio è immerso in aria a 15°C con un coefficiente di scambio termico superficiale pari a $20 \text{ W/m}^2\text{C}$. Improvvisamente il serbatoio si fessura sulla parte superiore e la pressione a causa della violenta espansione all'interno scende alla pressione atmosferica di 1 bar mentre la temperatura cala a -42°C , che è la temperatura di evaporazione del propano proprio ad 1 bar. Il calore di vaporizzazione del propano ad 1 bar è 425 kJ/kg . Il propano lentamente vaporizza come risultato del trasferimento di calore dall'aria esterna al propano nel serbatoio ed i vapori di propano fuoriescono dalla fessura a -42°C . Assumendo che la superficie del serbatoio sia per tutta la durata del fenomeno alla stessa temperatura del propano all'interno, calcolare quanto tempo trascorre per la completa fuga del propano dal serbatoio nel caso che esso non sia isolato. Nel caso che sia isolato con 7.5 cm di lana di vetro ($\lambda=0.038 \text{ W/m}^\circ\text{C}$) calcolare la resistenza equivalente totale di tutto il serbatoio e di nuovo il tempo necessario per la completa fuga del propano dal serbatoio.

(Risposta : 16.4 h, 0.08184°C/W , 668.2 h)

38) Si consideri un ferro da stiro da 1000 W la cui base è fatta di 0.5 cm di una lega di alluminio speciale con le seguenti proprietà: densità 2770 kg/m^3 , calore specifico $875 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$, diffusività termica $7.3 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$. La base del ferro ha una superficie di 0.03 m^2 . Inizialmente il ferro da stiro è in equilibrio con l'ambiente esterno a 22°C . Assumendo il coefficiente di scambio termico superficiale alla base pari a $12 \text{ W/m}^2\text{C}$ e che l'85 % del calore generato dalla resistenza elettrica del ferro sia trasferito alla sua base, determinare il tempo necessario affinché la base del ferro raggiunga i 140°C . (Risposta 51.8 s).

39) Un dispositivo elettronico che dissipa 30 W ha una massa di 20 g, un calore specifico di $850 \text{ J/(kg}^\circ\text{C)}$ e una superficie di 5 cm^2 . Il dispositivo è in fase on per 5 min e poi in fase off per parecchie ore durante le quali si raffredda alla temperatura ambiente di 25°C . Prendendo il coefficiente di scambio termico superficiale pari a $12 \text{ W/m}^2\text{C}$ determinare la temperatura del dispositivo alla fine dei 5 min di operatività. Quale sarebbe la risposta se il dispositivo fosse attaccato ad una massa di 200 g di alluminio con superficie di 50 cm^2 e alla temperatura ambiente e che funge quindi da raffreddante ? Si assuma che il dispositivo e la massa aggiuntiva di alluminio siano sempre a temperatura uniforme.

40) La superficie superiore del tetto di un vagone passeggeri di un treno si muove alla velocità di 70 km/h ed è largo 2.8 m e lungo 8 m. La superficie superiore assorbe una radiazione solare di 200 W/m^2 e la temperatura dell'ambiente è di $30 \text{ }^\circ\text{C}$. Assumendo che il tetto del vagone sia perfettamente isolato e trascurando l'energia per irraggiamento emessa dal tetto rispetto alla convezione, determinare la temperatura di equilibrio della superficie superiore del tetto. (Risposta: $35 \text{ }^\circ\text{C}$).

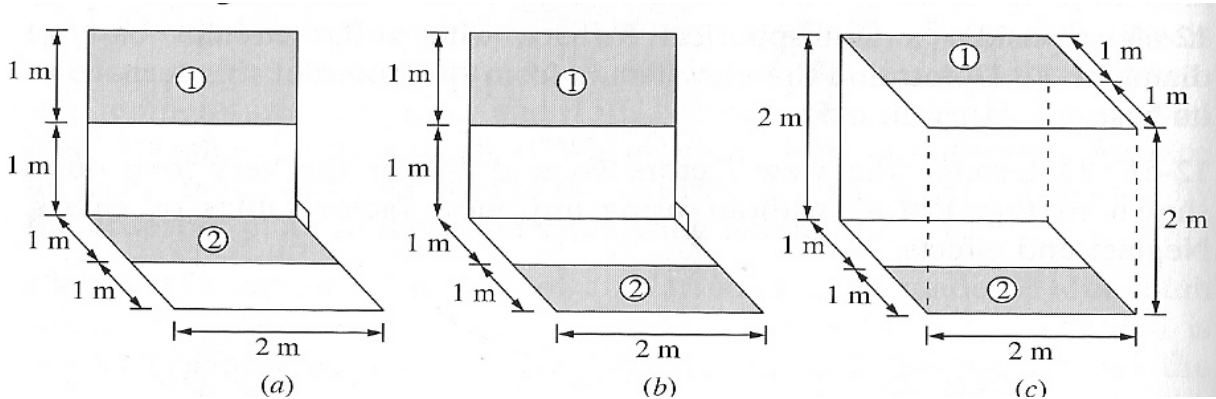
41) Si consideri un flusso di olio a $10 \text{ }^\circ\text{C}$ che si muove alla velocità media di 0.5 m/s in una condotta di 40 cm di diametro. Un tratto della condotta di lunghezza 300 m passa attraverso l'acqua ghiacciata di un lago a 0°C . Misure sperimentali indicano che la temperatura superficiale della condotta è vicino a 0°C . Trascurando la resistenza termica del materiale della condotta, calcolare la temperatura dell'olio nella sezione di uscita della condotta dal lago, il flusso termico disperso dall'olio e la potenza erogata da una pompa installata per vincere le perdite di pressione nel condotto e per consentire il flusso dell'olio nella condotta. (Risposta: 9.7°C , 34 W , 4368 W).

42) Una fabbrica costruisce piastre assorbitorici di dimensioni $1.2 \text{ m} \times 0.8 \text{ m}$ da usarsi in collettori solari termici. La parte posteriore della piastra è perfettamente isolata termicamente, mentre la superficie frontale è ricoperta con un materiale selettivo all'irraggiamento (nero di cromo) che infatti presenta un coefficiente di assorbimento alla radiazione solare di 0.87 ed una emissività nell'infrarosso pari a 0.09 . Si ipotizzi la piastra disposta orizzontalmente in aria calma a $25 \text{ }^\circ\text{C}$. La radiazione solare incidente è di 700 W/m^2 . Prendendo la temperatura effettiva del cielo di $10 \text{ }^\circ\text{C}$, calcolare la temperatura di equilibrio della piastra assorbente. Quale sarebbe la risposta se la piastra fosse realizzata con alluminio comune con coefficiente di assorbimento 0.28 ed emissività 0.07 ?

(Risposta: $115 \text{ }^\circ\text{C}$, $56 \text{ }^\circ\text{C}$).

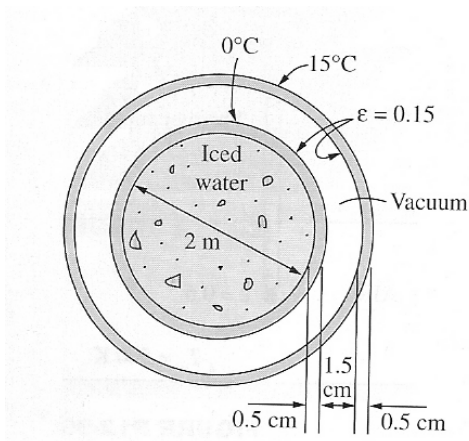
43) I collettori solari termici piani sono spesso inclinati rispetto al piano orizzontale per raccogliere la maggior quantità possibile di radiazione solare diretta. L'angolo rispetto all'orizzontale però influenza anche le dispersioni di calore dal collettore. Si consideri un collettore solare di altezza 2 m e base 3 m che è inclinato di un angolo θ rispetto all'orizzontale. La distanza tra la copertura in vetro a $32 \text{ }^\circ\text{C}$ e la piastra assorbitorice a $80 \text{ }^\circ\text{C}$ è di 2.5 cm e la parte posteriore di questa è perfettamente isolata. Questa intercapedine è riempita di aria. Determinare il flusso termico disperso per convezione naturale dalla piastra per $\theta=0^\circ$, $20 \text{ }^\circ\text{C}$ e $90 \text{ }^\circ\text{C}$. (Risposta: 1010 W , 994 W , 578 W).

44) Determinare il fattore di vista F_{12} tra le superfici rettangolari indicate nei tre casi della figura.



(Risposta: 0.05, 0.05, 0.08).

45) Il serbatoio sferico della figura è usato per conservare acqua ghiacciata a 0°C . Ogni parete è spessa 0.5 cm e l'intercapedine di 1.5 cm tra le due pareti non contiene aria per ridurre le perdite termiche. Le superfici che racchiudono l'intercapedine sono lucidate in modo tale che abbiano una emissività di 0.15 . La temperatura della parete esterna del serbatoio è stata misurata in 15°C . Assumendo che la parete interna del serbatoio di acciaio sia a 0°C , calcolare: il flusso termico verso l'acqua ghiacciata e la quantità di ghiaccio che fonde durante un giorno intero (il calore di fusione del ghiaccio a pressione atmosferica è 337.7 kJ/kg). (Risposta: 78.4 W , 207.1 kg).



ESERCIZI DI ACUSTICA
APPLICATA ED
ILLUMINOTECNICA

FISICA TECNICA

PROF.NICOLA CARDINALE

1) Una sorgente sonora posta in un campo libero emette uniformemente in tutte le direzioni e produce alla distanza di 1 metro il livello di intensità di 100 dB.

Calcolare:

- Il livello di potenza sonora emessa dalla sorgente.
- Il livello di intensità che si ha alla distanza di 25 m. (Risposta: 110,99 dB; 72,04 dB).

2) Un motore produce un livello di potenza sonora di 102 dB in un ambiente di $20 \times 50 \times 12 \text{ m}^3$, le cui pareti minori (altezza 12 m) sono caratterizzate da un coefficiente di assorbimento 0,3 e le altre da coefficiente di assorbimento 0,6. Calcolare:

- Il tempo di riverberazione secondo Sabine.
- Il livello di intensità sonora nell'ambiente. (Risposta: 1,13 s ; 69,7 dB)

3) La parete di separazione di un ambiente dall'esterno è costituita da muratura dell'estensione di 12 m^2 comprensivi della finestra di $1,4 \times 1,5 \text{ m}$. Il potere fonoisolante della parete opaca è $R = 54 \text{ dB}$, quello del vetro e del serramento è $R' = 24 \text{ dB}$. Il livello di rumorosità esterno è $L_J = 100 \text{ dB}$. L'ambiente interno ha un volume di 48 m^3 , il pavimento di 16 m^2 ha coefficiente di assorbimento pari a 0,5; le pareti laterali ed il soffitto hanno coefficiente di assorbimento pari a 0,3.

Determinare il livello di potenza acustica entrante nell'ambiente e il livello di intensità dell'ambiente interno (Risposta 79,2 dB; 64,9 dB.)

4) Un locale è separato dall'esterno da una parete di 16 m^2 di potere fono isolante pari a 40 dB. Il livello di rumorosità esterna (intesa come livello di intensità sonora) vale 80 dB.

Il locale ha un tempo di riverberazione $\tau_{60} = 0,8 \text{ s}$ ed un volume di 64 m^3 .

Per ridurre il livello di intensità sonora nel locale di 5 dB, rispetto al valore attuale, si decide di sospendere al soffitto dei pannelli di materiale fonoassorbente. Sapendo che il coefficiente di assorbimento sonoro medio dei pannelli vale 0,6, calcolare:

- il valore iniziale del livello di intensità sonora nel locale;
- la superficie complessiva dei pannelli da installare. (Risposta: 36 dB; $46,1 \text{ m}^2$.)

5) Un apparecchio illuminante ha indicatrice di emissione con asse rivolto verticalmente verso il basso, rappresentabile con l'espressione $I = I_0 \cos \theta$.

Si vuole ottenere un illuminamento massimo di 750 lux sul piano orizzontale posto 10 m sotto il punto di sospensione.

Calcolare:

- Il valore dell'intensità I_0
- Il flusso luminoso emesso dall'apparecchio illuminante.
- Il valore dell'illuminamento sul piano orizzontale illuminato, ma a distanza di 5 m dalla verticale sotto il punto di sospensione. (Risposta: 75000 cd; 235619 lm; 480 lux.)

6) Un tavolo di lavoro, di area in pianta 3 m^2 , all'interno di un ambiente chiuso deve essere illuminato con lampade poste immediatamente al di sopra di esso. Le lampade sono ad incandescenza (efficienza luminosa 8 lm/W) poste in apparecchi illuminanti caratterizzati da un coefficiente di utilizzazione pari a 0,68, con un coefficiente di decadimento di 0,9. L'illuminamento voluto è di 600 lux.

Determinare:

- Il flusso luminoso delle lampade;
- la potenza elettrica consumata dalle lampade. (Risposta: 2941 lm; 368 W.)

7) In una stanza di $3 \times 4 \times 5 \text{ m}$ con pareti aventi fattore medio di rinvio pari a 0,3, entra luce da una finestra della superficie utile di $1,7 \text{ m}^2$. Sull'esterno della finestra arriva radiazione solare producendo un illuminamento medio sul vetro pari a 20000 lx, la trasparenza del vetro (nel campo

del visibile) è 0,9. Se l'illuminamento su una superficie orizzontale esterna, riparata dall'irraggiamento solare diretto, vale 10000 lx, determinare:

- L'illuminamento medio E_m all'interno della stanza.
- Il fattore di luce diurna (o daylight factor) DF.

(Risposta: 465 lux; 0,046.).