



Corso Luigi Einaudi, 55/B - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1470A -

ANNO: 2015

A P P U N T I

STUDENTE: Antoniotti

MATERIA: Termodinamica Applicata e Trasmissione del Calore
+ Eserc. Prof. Borchiellini

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

Prof. Romano Bonchiellini
e Umberto Lucia (esercitazioni)

Testo: Calli, Gregorio, Termodinamica

Esame — Scritto : 2 es. di Termodinamica
 +
 2 es. di trasmis. del calore

Orale : Da laboratorio (relazione)
 o Esercitazione monografica

TERMODINAMICA APPLICATA

Termodinamica: Capitolo della fisica nel quale si studiano i fenomeni nei quali temperatura e calore hanno un ruolo rilevante

• e i problemi di conversione dell'energia da una forma ad un'altra
 (Ene. potenziale ↔ Energia cinetica)

Si formulano Leggi di validità generale

→ Noi consideriamo Termodinamica classica nella quale si escludono gli sviluppi sulla trattazione microscopica e statistica

Materia → Trattata come MODELLO CONTINUO

(Non come insieme di atomi)

→ Così le proprietà di ogni corpo non variano tra un punto ed un altro dello stesso corpo

↳ Ipotesi di omogeneità

All'interno dei nostri corpi non avvengono gradienti delle nostre grandezze

↓ Varieranno nel tempo ma non nello spazio

Anche Scienza dell'

ENERGIA: Proprietà della materia che può trasferirsi da un corpo ad un altro e spostarsi all'interno di uno stesso corpo

→ Ha questa propr. per diversi motivi → Ad es. carburante (legami chimici)
 ↳ Corpo caldo

interazioni tra S.T. e A.E. sono di 3 tipi:

- Meccaniche → Dovute allo scambio mutuo di forze
- Materiali → Dovute allo scambio di materia
- Termiche → Dovute a tutte le cause che non possono essere classificate tra le due precedenti

→ Possono coesistere in uno stesso momento

Durante queste interazioni → Si osserva sempre trasferimento d'energia

→ Sempre possibile misurare due grandezze, calore e lavoro

Calore e lavoro sono modalità differenti di trasferimento di energia

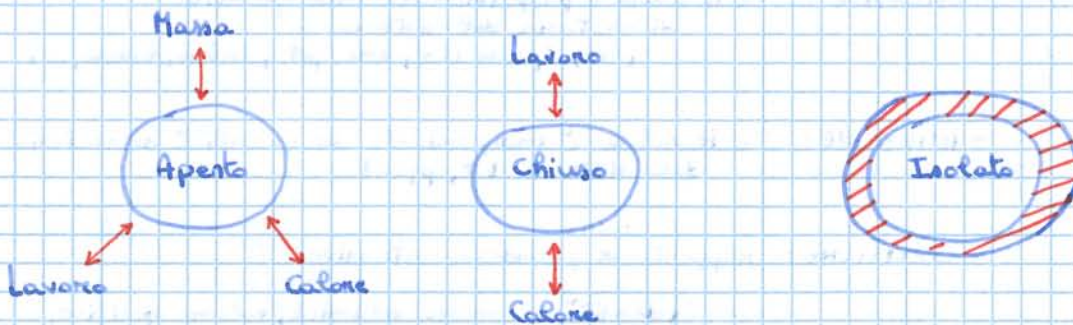
Sistema → • Aperto: Se è possibile avere tutti e tre i tipi di interazione



• Chiuso: Se non è possibile scambiare materia → Solo interazioni meccaniche e termiche

• Isolato: Se non è possibile avere nessun tipo di interazione

→ Affinché non avvenga uno scambio di calore ho bisogno di un materiale isolante, che chiameremo **ADIABATICO**
→ Affinché non avvenga scambio di lavoro deve avere delle pareti rigide del sistema.



STATO TERMODINAMICO

↳ Elemento dei valori assunti in ogni istante dalle N proprietà termodinamiche indipendenti

↳ Dette anche COORDINATE TERMODINAMICHE o VARIABILI DI STATO

↳ Rappresenta in modo compatto un vettore $X(t)$

↳ Se elimino la funzione tempo → Coord. termodin.
Si possono interpretare come le coord. di un punto nello spazio a N-dimensioni

↳ Se coord. indipendenti non variano nel tempo e sono costanti

↳ detto spazio degli stati

↳ EQUILIBRIO TERMODINAMICO

Coordinate dipendenti

↳ legate a coord. indipendenti da EQUAZIONI DI STATO

PROCESSO (P)

↳ Il processo è l'insieme di stati del mio sistema a partire da t_1 iniziale a t_2 finale

↳ Da punto di vista matematico:

↳ l'assegnazione di funzioni che collegano ogni coord. indipend. al tempo

TRASFORMAZIONE

↳ Curva descritta nello "spazio degli stati" dal punto che rappresenta lo stato termodinamico

↳ man mano che il processo si evolve nel tempo

↳ Può anche essere eliminata la coord. temporale → Poi si risale a ordine cronologico

Processo

↳ Composto: insieme di processi (anche non continui) in cui di stato finale P_i coincide con stato iniziale P_{i-1} di

↳ Trasformazione composta è una linea ininterrotta

Ciclico

↳ Processo composto per eccellenza

↳ Trasformazione ciclica è una linea continua e chiusa

TERMOMETRO → Ha una sostanza termometrica.
 → Ha un sensore → per modificare solo **PROPRIETÀ TERMOMETRICA**

Devo definire
 - sistema di misura
 - **SCALA**

Per Temperatura

Kelvin
 (più utile e usata)

°C

$$T(K) = T(^{\circ}C) + 273,15$$

273,16 K → Punto triplo (Punto fisso a T cost.)

↳ Coesistono i 3 stati di aggregazione



$$T: T_0 = Y: Y_0 \rightarrow \text{Definiz. operativa}$$

↳ "TEMPERATURA EMPIRICA"

TERMOMETRO A GAS

$$\Delta p \cong p_{bulbo}$$

↳ Termometro assoluto → Per misurare ogni temperatura in qualsiasi caso

$$\left[T_x = T_0 \cdot \frac{\Delta p}{\Delta p_0} \right]$$

- Sempre necessità di confronto

T oscilla attorno ad una media

↳ Termometro ha una frequenza di acquisizione

↳ Più acquisizioni prendo → Più è attendibile

↳ Più tempo ci mette

Sost. termometrica: GAS

Proprietà termometrica: pressione del gas a volume costante

CALORE Q (si misura in Joule J)

- ↳ Misura energia scambiata tra sistema ed ambiente esterno
- ↳ Si misura con il calorimetro di Bunsen

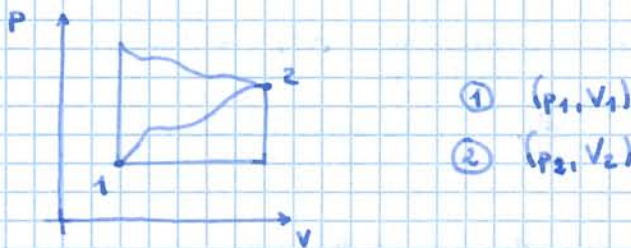
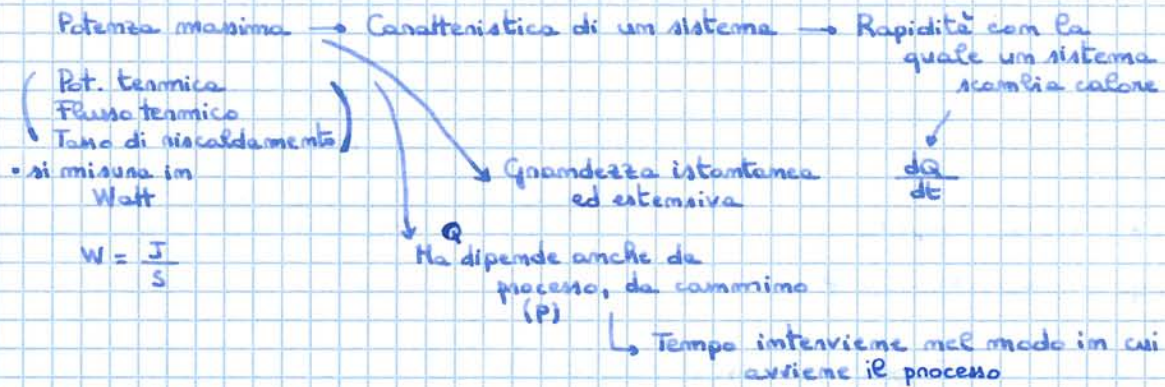


Un corpo → ha una energia massima esprimibile, utilizzabile

↳ Nel minor tempo possibile → Potenza massima

Sistema isolato → Energia si distribuisce uniformemente

Sistema chiuso, aperto → ridistribuzione CONTINUA

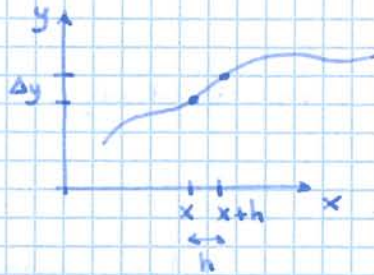


Calore → deve sempre essere riferito all'intervallo di tempo in cui si svolge processo P

$$\tilde{Q} = \Phi(t) \cdot dt$$

$$Q(P) = \int_P \tilde{Q} = \int_{t_1}^{t_2} \Phi(t) dt$$

$$y' = \frac{dy}{dx} = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{y(x+h) - y(x)}{h}$$



Numeri di misurazioni
sono num. relativi

↓
Trattati come
num. reali
affinchè derivata
sia calcolabile

$$dy = y' dx$$

↓
Ha mom sempre è ESATTO

dy

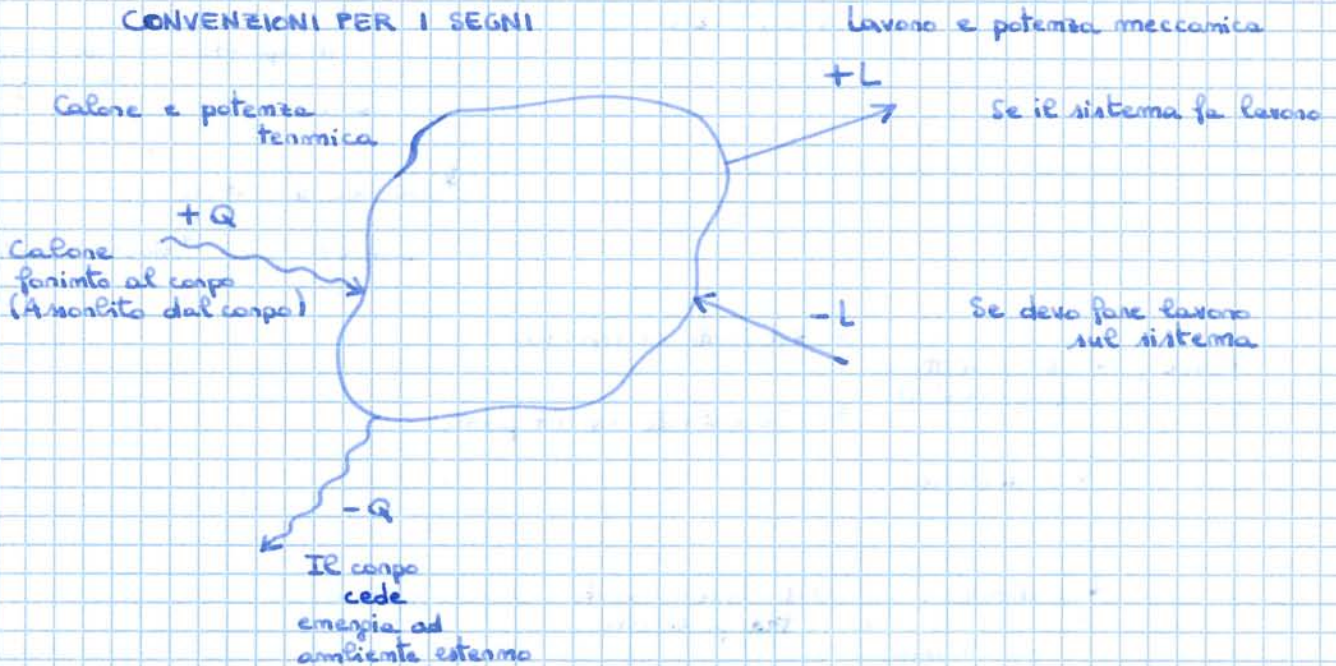
Sy

\ddot{y}

} Differenziale mom esatto

↳ Dipende come
mi muovo nello spazio

CONVENZIONI PER I SEGNI



FORZE SUPERFICIALI (DI CONTATTO)

$$\vec{F}_{se}^s = \int_A \vec{f}_{d,se}^s dA$$

di superficie (contatto)

distribuzione di forza (densità)

$$L_{se}^s = \int_P \vec{dx} \cdot \vec{F}_{se}^s \quad W_{se}^s = \vec{r} \cdot \vec{F}_{se}^s$$

$$L = \int_P \vec{F} \cdot d\vec{x}$$

$$\vec{F} = \int_A \vec{f} dA$$

$$L = \int_P \left(\int_A \vec{f} dA \right) \cdot d\vec{x} = \int_P \int_A \vec{f} dA \cdot d\vec{x} = \int_P \int_A \vec{f} \cdot \vec{m} dV = \int_V \vec{f} \cdot \vec{m} dV$$

$$L_{se}^s = \int_V \vec{m} \cdot \vec{f}_{d,se}^s dV \quad W_{se}^s = \int_V \vec{m} \cdot \vec{f}_{d,se}^s \frac{dV}{dt}$$

FORZE A DISTANZA O DI MASSA

• Dovute ad azione di campi vettoriali

↳ Agiscono su tutta la massa → Risultante concentrata in Baricentro B

distanza

$$\vec{F}_{se}^d = \int_V \vec{b}_{se}^d dV$$

$$L_{se}^d = \int_P \vec{F}_{se}^d \cdot d\vec{x}_B \quad W_{se}^d = \vec{F}_{se}^d \cdot \vec{r}_B$$

↓ Se sono CONSERVATIVE

$$L_{se}^d(P) = \Delta E_p = E_p(t_2) - E_p(t_1)$$

↳ energia potenziale

Variazione di energia potenziale
↳ lavoro

$$W_{se}^d(t) = \frac{dE_p}{dt} = \dot{E}_p$$

↳ perché dipende solo da posizione



$$E_p = -mgz$$

$$W = \frac{dE_p}{dt} = \frac{dL}{dt}$$

↳ Se dipendesse da percorso (PROCESSO)

$$\dot{Q} = \frac{Q}{t} = \bar{E} \quad \dot{Q} \neq \frac{dQ}{dt} \quad \frac{dQ}{dt} \approx \ddot{Q}$$

↓ derivata non si può fare

II PRINCIPIO DELLA DINAMICA (Di conservazione della quantità di moto)

$$\sum (\vec{F}_{es}^s + \vec{F}_{es}^d) = \frac{d\vec{Q}_M}{dt}$$

superficie
a distanza

↘ Variazione di quantità di moto nel tempo

Da esso si deduce teorema dell'energia cinetica $\left(\int \frac{d\vec{Q}_M}{dt} \cdot d\vec{x} = \int d\vec{Q}_M \cdot \vec{v} = \int d\vec{Q}_M \cdot \frac{\vec{Q}}{m} = \Delta E_c \right)$

In forma energetica:

$$L_{es}(P) + L_i(P) = E_c(t_2) - E_c(t_1) = \Delta E_c$$

oppure

$$-L_{sc}(P) + L_i(P) = E_c(t_2) - E_c(t_1)$$

↙ Energia cinetica

In forma di POTENZA
(o forma istantanea)

$$W_{es}(t) + W_i(t) = \frac{dE_c}{dt}$$

oppure

$$-W_{sc}(t) + W_i(t) = \frac{dE_c}{dt}$$

Trasferimento di calore
e/o lavoro

→ dipende da fluido / sostanza costituente

Im problemi termodinamici
occorre

- scegliere cond. indep.
- Formulare equazioni fondamentali
- Formulare equazioni costitutive del materiale

→ Per sostanze REALI

Lo modello
complesso

Si parte da GAS IDEALI

FASE → Parte di volume con composizione e
caratteristiche fisiche omogenee
• separata da altre da una superficie di contorno

Solida → Forma precisa

Liquida → Forma del recipiente

RELAZIONI FENOMENOLOGICHE

• Necessari differenziali

$$df = \frac{\partial f}{\partial x} dx + \frac{\partial f}{\partial y} dy$$

FDL
Forma differenziale lineare

$$\tilde{f} = df = M dx + N dy$$

↳ differenziale di cammino

Integrale
cammino
a variazioni di cammino

M, N proprietà di materia del sistema

$M(x,y), N(x,y)$

Equazioni di stato delle coordinate termodinamiche indipendenti

Calore e lavoro si possono esprimere come FDL

→ FDL sono fenomenologiche

↳ Si scelgono coordinate indipendenti

→ $T(t) \text{ e } V(t)$

Equazioni fenomenologiche si possono scrivere in due modi

↳ Nel Dominio del tempo

↳ Nello spazio degli stati

Termine meccanico

Termine termodinamico

$$\Phi(t) = \Delta_v(v, T) \frac{dv}{dt} + C_v(v, T) \frac{dT}{dt}$$

$$\phi(t) = \lambda_v(v, T) \frac{dv}{dt} + c_v(v, T) \frac{dT}{dt}$$

$$(W(t) = p(v, T) \cdot \frac{dv}{dt})$$

$$Q(p) = \int_p \tilde{Q} = \int_p \Delta_v(v, T) dv + C_v(v, T) dT$$

$$q = \frac{Q}{M} = \int_p \tilde{q} = \int_p \lambda_v(v, T) dv + c_v(v, T) dT$$

$$(L(p) = \int_p \tilde{L} = \int_p p(v, T) dv)$$

C_v = capacità termica a volume costante

Δ_v = calore latente rispetto al volume

c_v = calore specifico a volume costante

λ_v = calore latente rispetto al volume specifico

• Lo stesso si può scrivere nelle variabili p e T

Calore Q — non è una funzione di stato

È risultato di un processo — Passaggio da uno stato ad un altro in un determinato periodo di tempo

$Q \neq Q(t)$ $L \neq L(t)$ Non sono in funzione del tempo
 $\Phi = \Phi(t)$ $W = W(t)$

Lavoro — del sistema, delle forze

FOSNV — Sempre

Noi studiamo — Fluidi omogenei semplici, non viscosi

↳ Hanno soltanto 2 coordinate termodinamiche indipendenti

Tensioni normali — fanno lavoro (spostam. superfici)

Tensioni tangenziali — sfregamento, si trasforma in calore

↳ Dovute a VISCOSITÀ

↳ Noi trattiamo fluidi non viscosi

Relazioni tra calore e lavoro

→ Non da interazioni tra sistema e Amb. esterno (Termocinetica)

Ma cerco di studiarle partendo da variazioni di stato termodinamico del sistema (Termodinamica)

↳ Si chiamano relazioni fenomenologiche

Relazioni tra calore/lavoro e coordinate termodinam. del sistema

Saranno in forma differenziale lineare

↳ Ma spesso non sono differenz. esatti

Integrazione lungo il percorso

↳ Trasformazione o processo che sta avvenendo

In generale

$$W(t) \neq \frac{dL}{dt}$$

$$\Phi(t) \neq \frac{dQ}{dt}$$

↳ Non è corretto trovare $Q(t)$ (se fossero giusti)



$$[\lambda_v dV] = \frac{J}{kg}$$

$$[c_v dT] = \frac{J}{kg}$$

$$[\lambda_v] = \frac{J}{kg} \cdot \frac{kg}{m^3} = \frac{J}{m^3}$$

$$[c_v] = \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$[\Delta p \frac{dp}{dE}] = W$$

$$[\Delta p] = \frac{m \cdot N}{s} \cdot \frac{m^2}{N} = m^3$$

$$[C_p] = \frac{J}{K}$$

$$[\lambda_p dp] = \frac{J}{kg}$$

$$[c_p] = \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$[\lambda_p] = \frac{N \cdot m}{kg} \cdot \frac{m^2}{N} = \frac{m^3}{kg}$$

• Con primo e secondo principio

Da ricordare

• Pressione $p = p(V, T)$

• $\lambda_v = T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v$

• $\lambda_p = -T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$

• $c_v = c_v(T)$

• $c_p - c_v = R^*$

PER I GAS IDEALI

$$p = \frac{R^* T}{v}$$

$$= T \cdot \frac{R^*}{v} = p$$

$$= -T \cdot \frac{R^*}{p} = -v \quad \text{volume specifico}$$

⇒

$$\begin{cases} \tilde{q} = p dV + c_v dT \\ \tilde{q} = -v dp + c_p dT \end{cases}$$

GAS IDEALI

- Gas a p molto bassa
- Lontani dal punto critico
- Densità molto bassa

Da ricordare anche

• Coeff. di dilatazione cubica

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$$

• Compressibilità isoterma

$$\kappa_T = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T$$

GAS REALI

Modello matematico — Ispirato a dati sperimentali

↓ Introdotta coefficiente di comprimibilità

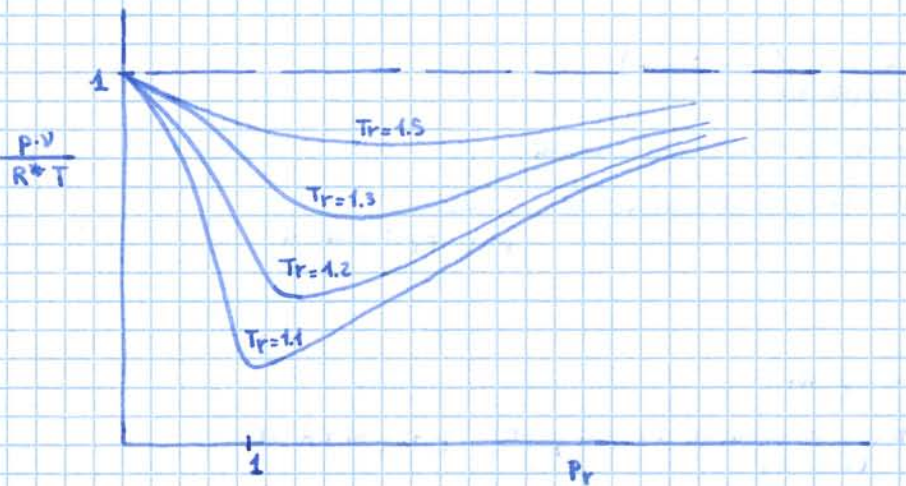
$$Z = \frac{P \cdot V}{R^* T} = 1 \quad \text{per gas ideali}$$

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

$$Z = \frac{P \cdot V}{R^* T} = Z(v, T) \quad \text{per gas reali}$$

↳ Sperimentate

Diagramma di AMAGAT
e Stati corrispondenti



T_c critica: gas oltre T_c non può liquefare per compressione

p_c critica → massima pressione in cui c'è bifase gas-liquido

Coordinate ridotte: $p_r = \frac{P}{P_c}$, $\frac{T}{T_c} = T_r$

↓
Fratto
Coordinate
critiche

Tutti i gas reali → vanno a $Z=1$ a $(p=0)$ → Pressione è molto importante

↓
Sembriamo
ideali

L'isoterma che nel punto in cui interseca l'asse orizzontale ha tangente orizzontale

↳ indica temperatura di Boyle

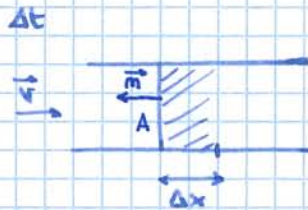
Scambio di massa

↓ Si quantifica con PORTATA

La chiamiamo G

Quantità di massa che passa in un'unità di tempo attraverso una sezione

m
 Ma non è un differenziale esatto
 Non è una derivata rispetto al tempo
 $\frac{dm}{dt} = 0$
 massa totale



Volume occupato
 $A \cdot \Delta x = A v \Delta t$

velocità sono tutte parallele

$$G = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{M(\Delta t)}{\Delta t}$$

$$G = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\rho \cdot A \cdot \vec{v} \cdot \vec{v} \Delta t}{\Delta t}$$

$$G = \pm \rho \cdot A \cdot |\vec{v}|$$

- negativo quando entra
- positivo quando esce

Derivata di grandezza estensiva (Z) (derivata sostanziale)

Com'approccio Euleroiano

$$\left[\frac{dZ}{dt} = \left(\frac{dZ}{dt} \right)_{vc} + \vec{v} \cdot \nabla Z \right]$$

$$\frac{dZ}{dt} = \left[\frac{dZ}{dt} \right]_{vc} + \sum_{k=1}^{NC} \pm G_k \cdot Z_k$$

nel volume di controllo

Contributi che massa entrando ed uscendo appporta a variazione di Z

Z piccolo: grandezza specifica

diventa
 DIMOSTRAZIONE

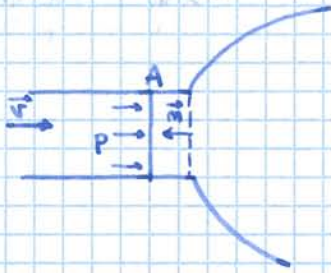
Ad esempio
$$\frac{dM}{dt} = \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc} + \sum_k \pm G_k = 0$$

Legge di conservazione della massa

$$\frac{dM}{dt} = 0$$

Lavoro → Se cede energia all'esterno → POSITIVO
 ↘
 Se sistema riceve energia → NEGATIVA

$$W_{sp}(t) = \frac{d(pV)}{dt}$$



$$W_{sp} = \vec{F} \cdot \vec{v}$$

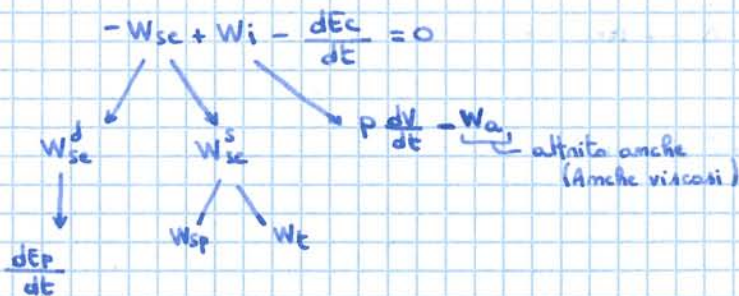
$$W_{sp} = p \cdot A \vec{m} \cdot \vec{v} = \pm p A v \quad (G = p A v)$$

$$W_{spk} = \pm p \cdot A \cdot \frac{G}{\rho A} = \pm G (p v) \quad \text{volume specifico}$$

condotto k-esimo

$$W_{sp} = \sum_k \pm G_k (p v)_k$$

EQUAZIONE DELL'ENERGIA CINETICA → Espressione di conservazione della quantità di moto



$$-W_{sp} - W_t + p \frac{dV}{dt} - W_a - \frac{dE_c}{dt} - \frac{dE_p}{dt} = 0$$

$$- \frac{d(pV)}{dt} - W_t + p \frac{dV}{dt} - W_a - \frac{d}{dt} (E_c + E_p) = 0$$

$$+ V \frac{dp}{dt} + W_t + W_a + \frac{d}{dt} (E_c + E_p) = 0$$

$$\int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{G} \frac{dp}{dt} A dx = \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{\rho A v} \frac{dp}{dt} A dx$$

$$= \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{\rho A} \frac{dt}{dx} \frac{dp}{dt} A dx = \int_{\Pi} \frac{1}{\rho} dp = \int_{\Pi} v dp$$

Integrazione lungo
evoluz. di coordinate
di stato

↳
Lungo linea di
trasformazione
 Π

Conservaz. di quantità di moto in condizioni
stazionarie con 2 condotti (1 ingresso e 1 out)

$$l_t + l_a + \int_{\Pi} v dp + \Delta e_c + \Delta e_p = 0$$

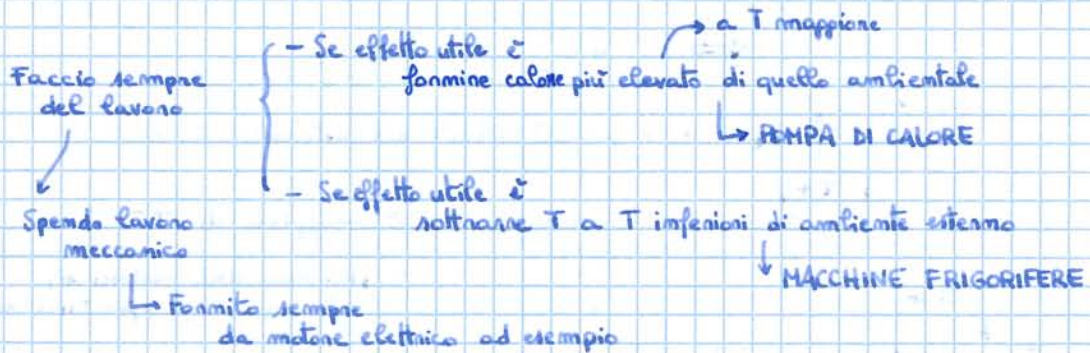
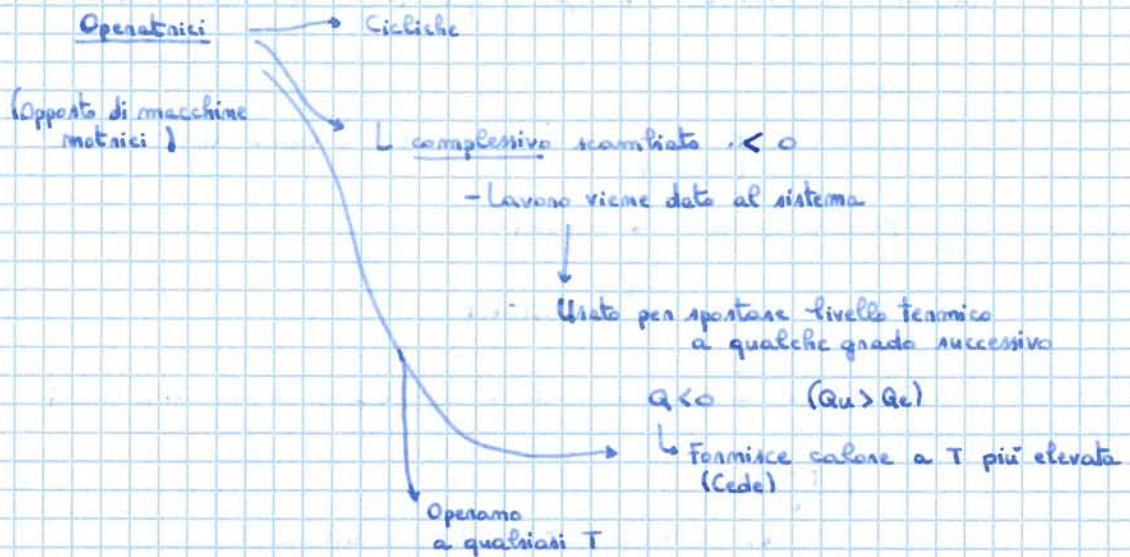
Se il fluido è anche INCOMPRESSIBILE

$$l_t + l_a + \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta e_c + \Delta e_p = 0$$

$$l_t + l_a + \frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = 0$$

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g z_2 + l_t + l_a = \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g z_1$$

Equazione di BERNOULLI
generalizzata



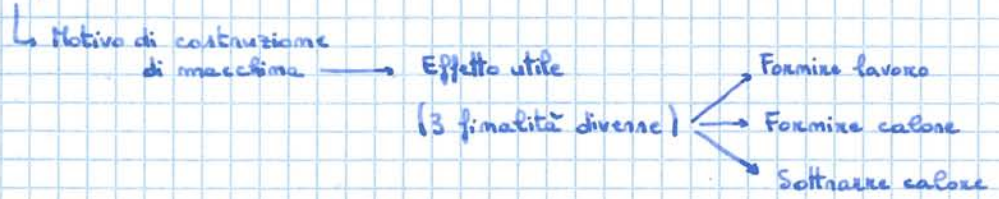
TERMOSTATO : Introdotta idealmente da termodinamica
(In realtà non è nessuno caso)

- Sede di trasformazioni reversibili (sistema ideale)
- Sistema in grado di mantenere T costante scambiando calore con altri sistemi

Ad esempio: Oceano e Atmosfera potrebbero essere assimilati a definit. di termostato

↳ Anche fluido in cambiamento di fase
Ma trasformazioni non sono reversibili

Valutazioni prestazionali della macchina



Efficienza = $\left(\frac{\text{energia utile}}{\text{energia spesa}} \right)_{\text{ciclo}}$ → in un intervallo di tempo fissato

Ad esempio
 COP di Frigorifero = $\left(\frac{\text{calore prelevato}}{\text{lavoro netto}} \right)$ $\epsilon_F = \frac{Q^+(C)}{|L_m(C)|}$

Rendimento di Motori = $\left(\frac{\text{lavoro netto}}{\text{calore introdotto}} \right)$ $\eta = \frac{L_m(C)}{Q^+(C)}$

Efficienza o COP di pompe di calore = $\left(\frac{\text{calore fornito}}{\text{lavoro netto}} \right)$ $\epsilon_{PC} = \frac{Q^-(C)}{|L_m(C)|}$

- Permette di → associare ad ogni ciclo un parametro di merito
 → valutare validità di scelte progettuali
 → confrontare effetto utile di cicli diversi

PRINCIPI DI TERMODINAMICA

- Assiomi
 (- no dimostrazioni)
 (- universali)
 (- assunti a priori)

Punto di inizio di processo razionale di spiegazione di fenomeni di cui si occupa la teoria

PRIMO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA (detto anche "della conservazione dell'energia")

- Calore netto scambiato complessivamente con l'esterno in un ciclo è uguale al lavoro netto scambiato nello stesso intervallo di tempo

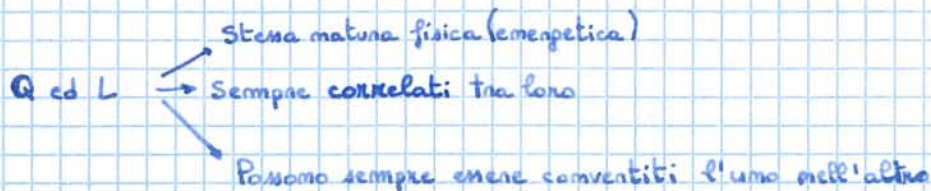
$Q_m(C) = L_m(C)$

In un ciclo ($\Delta E_C = 0$)

$(L_m = L_{se})$

$-L_{sc} + L_i = \Delta E_C$

$L_{se} = L_i$ → in questo caso coincide anche con L_i (ciclo)



Ma ora non siamo in un ciclo $L = L_{se}$

$$\begin{cases} Q - L_{se} = \Delta E \\ -L_{se} + L_i = \Delta E_c \end{cases}$$

$$Q - L_i = \Delta E - \Delta E_c = \Delta U$$

Energia interna \rightarrow grandezza di stato estensiva
[J]

$$\Delta E = \Delta E_c + \Delta U$$

Funzione di stato perché differenza di funzioni di stato

Lavoro interno
incide solo su stato termodinamico interno

Comosciuta a meno di una costante (riferimento)

Energia scambiata con l'esterno $\rightarrow L_{se} \rightarrow$ incide su ΔE_c e ΔU
 \downarrow
 stato di moto nello spazio \rightarrow stato interno

Potenze:

$$\dot{Q} - \dot{W}_i = \frac{dU}{dt}$$

se c'è affnito

$$Q - L_{iR} + L_a = \Delta U$$

$$L_i = L_{iR} - L_a$$

$$\int p dV$$

$$\text{FOSNV} \rightarrow Q - \int p dV = \Delta U$$

$$L_{iR} = \int p dV$$

$$\dot{W}_{iR} = p \cdot \frac{dV}{dt}$$

SECONDO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

In un processo

$$\Phi(t) \leq \Phi_M(t)$$

Flusso di calore che ad ogni istante può essere scambiato

↳ Valore massimo caratteristico del corpo

$$\Phi \leq T \frac{dS}{dt}$$

Calcolabile con

(= solo per processi reversibili)

$$\Phi_M(t) = T \cdot \frac{dS}{dt}$$

Nuova grandezza di stato

S: ENTROPIA

(funzione di stato termodinamica)

Temperatura definita su base termodinamica

Definita matematicamente

↳ Non si sa calcolare

"Temperatura assoluta"

o Temperatura termodinamica

In termini di energia:

$$Q(P) \leq Q_M(P)$$

$$\Phi \leq T \frac{dS}{dt}$$

$$\Phi \frac{dt}{T} \leq dS \quad \longrightarrow \quad \int \frac{\tilde{Q}}{T} \leq \Delta S$$

In forma differenziale

$$T ds \geq \Phi dt$$

$$T ds \geq \tilde{Q}$$

Formulazione di Kelvin-Planck

Si può scrivere un'uguaglianza

(QUANDO È REVERSIBILE) $\longrightarrow \Phi = T \frac{dS}{dt}$

$$T \frac{dS}{dt} = \Phi + \square$$

per equilibrio

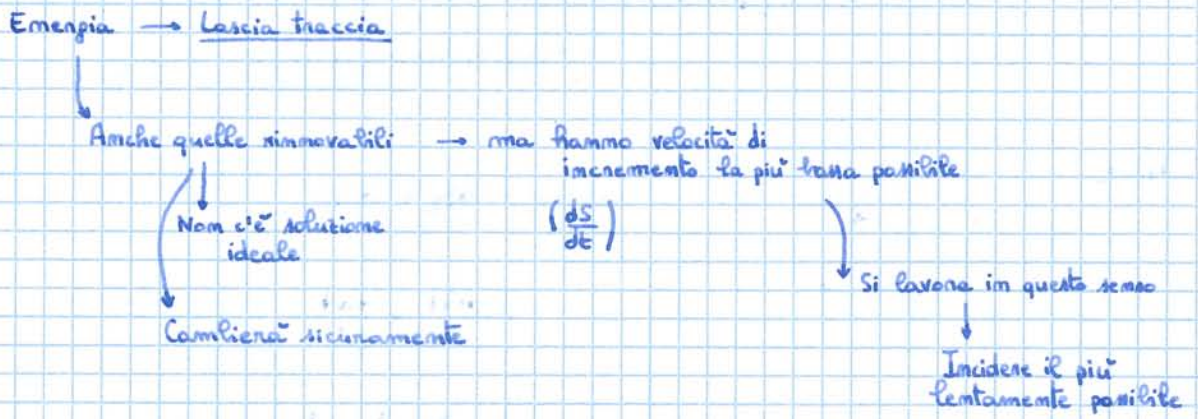
dovuto a irreversibilità

$$\frac{dS}{dt} = \frac{\Phi}{T} + \Sigma_{ir}$$

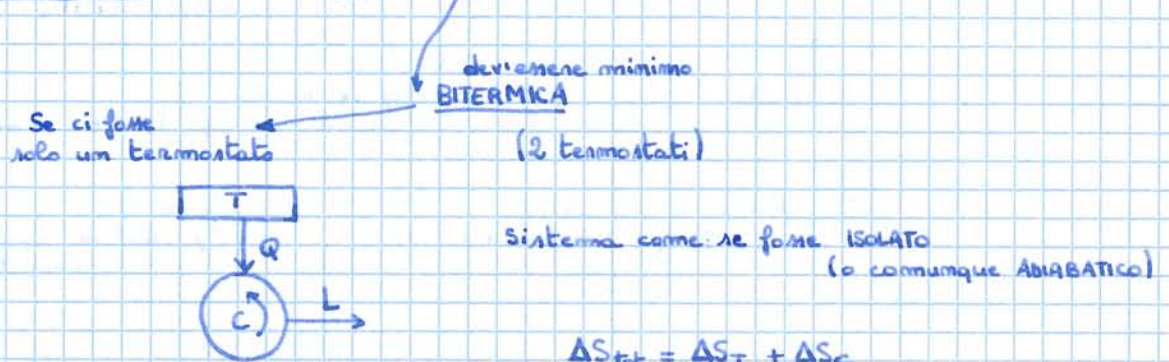
Produzione di entropia dovuta a irreversibilità

$$ds \geq \frac{\tilde{Q}}{T}$$

$$\Delta S = \int_P \frac{\tilde{Q}}{T} + \Sigma_{ir}$$



II principio applicato a macchina termica



$$\Delta S_{tot} = \Delta S_T + \Delta S_C$$

↓ Termostato ↓ Ciclo

$$\Delta S_T = \int \frac{\tilde{Q}}{T} + \cancel{S_{irr}} = -\frac{|Q|}{T} \rightarrow \text{Calore è ceduto}$$

$$\Delta S_{ciclo} = 0 \rightarrow \text{Parte da uno stato e ritorna allo stesso}$$

$$\Delta S_{tot} = -\frac{|Q|}{T} < 0 \quad \text{Contro il II principio}$$

Non si può costruire macchina che opera ciclicamente e riceve calore solo da un termostato
 Non si può trasformare tutto il calore in lavoro
 (mentre lavoro in calore si)

$$\Delta S = \int_{\alpha} \frac{\tilde{Q}}{T} = 0$$

$$= \int_{p_1} \frac{\tilde{Q}}{T} + \int_{p_2} \frac{\tilde{Q}}{T} + \int_{p_3} \frac{\tilde{Q}}{T} + \int_{p_4} \frac{\tilde{Q}}{T}$$

$$= \frac{1}{T^-} \int_{p_1} \tilde{Q} + \frac{1}{T^+} \int_{p_3} \tilde{Q}$$

$$= \frac{-Q^-}{T^-} + \frac{Q^+}{T^+} = 0 \quad \rightarrow \quad \frac{Q^-}{Q^+} = \frac{T^-}{T^+}$$

→ $Q_m(C)$

$$\eta = \frac{Lm(C)}{Q^+} = \frac{Q^+ - Q^-}{Q^+} \quad \leftarrow \text{Valido per qualsiasi ciclo}$$

$$\eta = 1 - \frac{Q^-}{Q^+} \quad \left(Lm(C) < Q^+ \right)$$

Se il ciclo è di Carnot → $\frac{Q^-}{Q^+} = \frac{T^-}{T^+}$

$$\eta = 1 - \frac{T^-}{T^+}$$

indipendentemente dal fluido (sostanza)

• Per capire cosa sono T^+ e T^-

↓ ipotizzo di avere un gas ideale → misuro temperature con termometro a gas ideale $T = \vartheta$

↓ e calcoliamo rendimento non usando il II principio

$$\eta = 1 - \frac{Q^-}{Q^+}$$

Per gas ideale

$$Q^- = \int_{p_1} \Lambda_V dV + C_V d\vartheta = \int_{p_1} p dV + C_V \int_{\vartheta_0} d\vartheta \quad \leftarrow \text{isoterma } d\vartheta = 0$$

$$pV = nR \cdot \vartheta$$

$$Q^- = \int_{V_4}^{V_1} \frac{nR \cdot \vartheta}{V} dV = -nR \vartheta \ln \left(\frac{V_1}{V_4} \right)$$

Perché senza il valore assoluto di Q

Relazioni (in forma specifica) \rightarrow più generali

- FOSNV

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

Eq. di stato

Calore latente risp. al volume

$$\lambda_v(v, T) = T \left[\frac{\partial p(v, T)}{\partial T} \right]_v$$

Calore latente risp. alla pressione

$$\lambda_p(p, T) = -T \left[\frac{\partial v(p, T)}{\partial T} \right]_p$$

ENERGIA INTERNA

$$u = u(v, T) \quad \text{Per comodità}$$

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv + \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT$$

Dal primo principio

$$\tilde{q} - \tilde{L}_i = du$$

\downarrow \downarrow
 $\lambda_r dv + s_r dT$ $p dv$

$$\lambda_r dv + s_r dT - p dv = du$$

$$du = (\lambda_r - p) dv + s_r dT$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T = \lambda_r - p$$

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

- Conoscendo $p = p(v, T)$
 $c_v = c_v(v, T)$

\rightarrow Possiamo conoscere energia interna

PER I GAS IDEALI

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T = 0$$

$$u = u(T)$$

$$du = c_v dT$$

$$\Delta u = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT = \bar{c}_v \Delta T$$

ENTROPIA \rightarrow Funzione di stato \rightarrow Non dipende da percorso (solo da stati finale ed iniziale)

$$s = s(v, T)$$

$$s = s(p, T)$$

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T dv + \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v dT$$

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T dp + \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p dT$$

Transf. REVERSIBILE

$$ds = \frac{\tilde{q}}{T} \begin{cases} \frac{\lambda_v}{T} dv + \frac{c_v}{T} dT \\ \frac{\lambda_p}{T} dp + \frac{c_p}{T} dT \end{cases}$$

$$ds = \frac{\tilde{q}}{T} \begin{cases} \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v dv + \frac{c_v}{T} dT \\ -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp + \frac{c_p}{T} dT \end{cases}$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v$$

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

$$\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$$

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

PER I GAS IDEALI

$$pv = R^* T$$

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

$$\Delta s = (s_2 - s_1) = \bar{c}_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R^* \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$ds = -\frac{v}{T} dp + \frac{c_p}{T} dT = -\frac{R^*}{p} dp + \frac{c_p}{T} dT$$

$$s_2 - s_1 = \bar{c}_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R^* \ln \frac{p_2}{p_1}$$

II - PRINCIPIO → Temperature e scambi termici
(lavoro non c'è mai nelle formule)

$$\frac{dS}{dt} = \frac{\Phi}{T} + \sum i_r$$

$$\frac{\Phi}{T} + \sum i_r = \left(\frac{dS}{dt} \right)_{vc} + \sum \pm G_k S_k$$

Sistema aperto di 2 CONDOTTI in CONDIZIONI STAZIONARIE

Equazioni fondamentali

1 in uscita e
1 in ingresso

ECM Conservazione della massa

$$G^e = G^u = G$$

EEC energia cinetica

$$\ell_t + \ell_a + \int_V v dp + \Delta e_c + \Delta e_p = 0$$

PPSA Primo principio per sistemi aperti

$$\Phi - W_t = G (\Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p)$$

$$q - \ell_t = \Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p$$

SPSA Secondo principio per sistemi aperti

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

variazione sui due condotti

$S_{uscita} - S_{entrata}$ - diverso da $S_{fin} - S_{iniz}$ di stato del sistema

$$\frac{\Phi}{T} + \sum i_r = G (\Delta s)$$

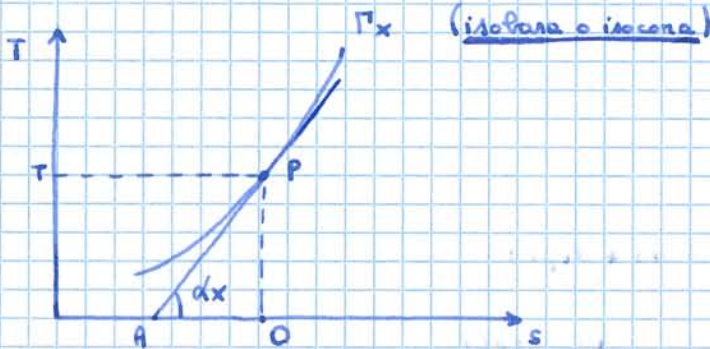


- Sistema reversibile

$$\oint_{\Omega} T ds > 0$$

↓ Tutto calore scambiato Q

↓ Per il primo principio (per un ciclo) → uguale al lavoro nel ciclo



$$\tan \alpha_x = \frac{OP}{OA} = \frac{T}{OA}$$

$$T ds = \tilde{q} = \lambda v dr + c_v dT \rightarrow \left(\frac{ds}{dT}\right)_v = \frac{r v}{T} \quad \left(\frac{ds}{dT}\right)_p = \frac{c_p}{T}$$

$$T ds = c_v dT$$

$$\frac{ds}{dT} = \frac{c_v}{T}$$

$$c_x = T \cdot \left(\frac{ds}{dT}\right)_x$$

$$\frac{dT}{ds} = \tan \alpha_x$$

$$c_x = \frac{1}{\tan \alpha_x} \cdot T$$

$$\tan \alpha_x = \frac{T}{c_x} \rightarrow c_x = \overline{OA}$$

Ma noi abbiamo detto che c_x è costante → \overline{OA} deve essere costante per qualsiasi T



↓ isobara/isocora deve impennarsi man mano che s cresce

↓ Aumenta ripidità

CICLI MOTORI A GAS

(Macchine motrici, con i cicli a gas)

↓
Trasforma calore
in lavoro

↳ Fluido che percorre ciclo e che subisce
trasformazioni e sempre
mello stato GASSOSO

- Utilità enorme → Grande diffusione in società tecnologiche moderne

↳ Utilizzati in settori diversi → propulsione
↓
produzione di energia
elettrica

So già che:

→ Non tutto calore che ho a disposizione sarà trasformato in lavoro

→ Più è alta temperatura → Più aumenta rendimento

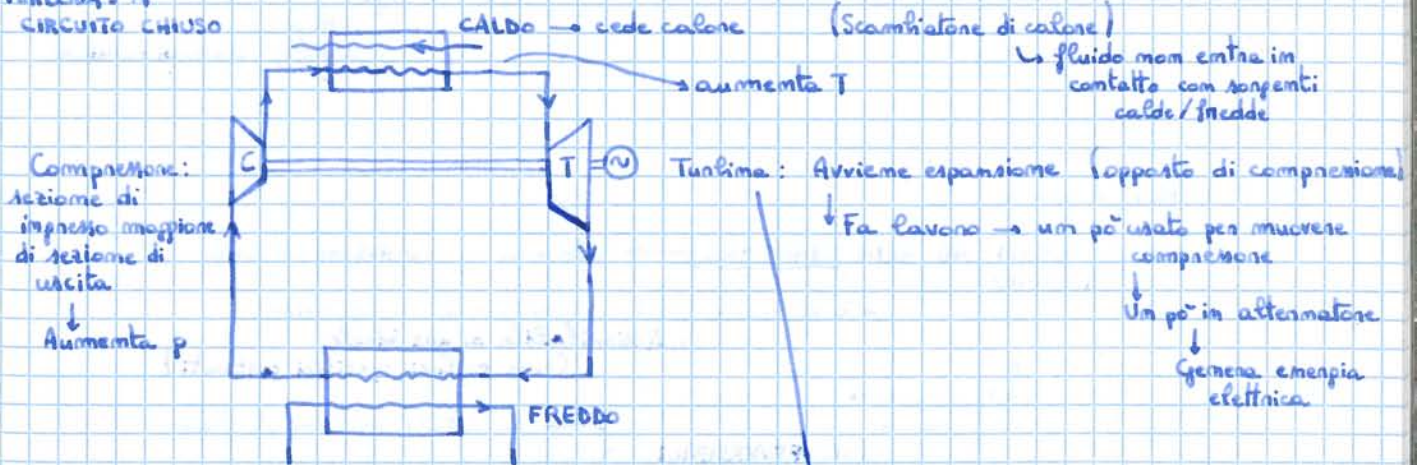
Impianti → a flusso continuo → Ogni trasformazione avviene in un
determinato componente

↳ Tutte trasformazioni
contemporaneamente

Alternativi → Tutte trasformazioni
avvengono in stesso volume
↓
Una dopo l'altra

Esempio di motore a circuito chiuso

TURBOGAS A
CIRCUITO CHIUSO



Teleniscaldamento

↳ Utilizzato il fluido caldo in
uscita dalla turbina
per scaldare dell'acqua per riscaldamento

Nei motori a gas $\Delta E_c = 0 \rightarrow l_{sc} = l_i$

Nei sistemi a flusso continuo (a rinnovamento di fluido)

↳ Componenti si studiano come sistemi aperti
↳ Portate scambiate

Nei sistemi alternativi (o volumetrici)

↳ tutto avviene in stesso volume
↳ Si usano equazioni generali
↳ Sistema CHIUSO

	Sistemi aperti	Sistemi chiusi
	$-l_{sc} + l_i = \Delta e_c$	$-l_{sc} + l_i = \Delta e_c$
	$-l_{sc}^s = -l_i + \Delta e_c + \Delta e_p$	$-l_{sc}^s = -l_i + \Delta e_c + \Delta e_p$
	$-l_t - \Delta(pv) = -l_i + \Delta e_c + \Delta e_p$ <small>no no</small>	$-l_t = -l_i + \Delta e_c + \Delta e_p$ <small>no no</small>
	↓ $-l_t = -l_i + \Delta(pv)$	↓ $-l_t = -l_i$
EEC	$-l_t = \int_p v dp + l_a + \Delta(e_c + e_p)$	$-l_t = -l_i + \Delta(e_c + e_p)$
PPT	$q - l_t = \Delta h + \Delta(e_c + e_p)$	$q - l_i = \Delta u$
	$l_i = \int_p p dv - l_a$	$l_i = \int_p p dv - l_a$

$\Delta h + \cancel{\Delta e_c} + \cancel{\Delta e_p} = q + \int_p v dp + l_a + \cancel{\Delta e_c} + \cancel{\Delta e_p}$

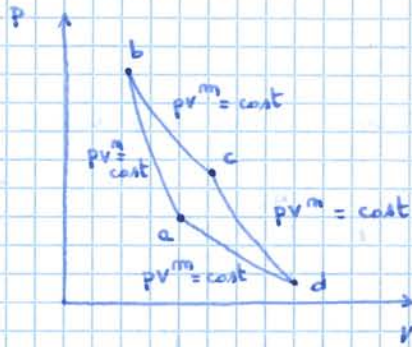
$q + \int_p v dp + l_a = \Delta h$

$q - \int p dv = \Delta u - l_a$

$q - \int p dv + l_a + \int d(pv) = \Delta u + \int d(pv)$

$q + \int_p v dp + l_a = \Delta h$

Ciclo di quattro politropiche (2 a 2 uguali)



$$p_a \cdot v_a^m = p_b \cdot v_b^m$$

$$p_b \cdot v_b^m = p_c \cdot v_c^m$$

$$p_c \cdot v_c^m = p_d \cdot v_d^m$$

$$p_d \cdot v_d^m = p_a \cdot v_a^m$$

Ottempo (moltiplicando membro a membro) $v_a^m \cdot v_b^m \cdot v_c^m \cdot v_d^m = v_b^m \cdot v_c^m \cdot v_d^m \cdot v_a^m$

$$v_a^{m-m} \cdot v_c^{m-m} = v_b^{m-m} \cdot v_d^{m-m}$$

$$v_a \cdot v_c = v_b \cdot v_d$$

Lo stesso vale per p e T

$$p_a = \frac{p_b v_b^m}{v_a^m}, \quad p_c = \frac{p_d v_d^m}{v_c^m}$$

$$p_a \cdot p_c = p_b \cdot p_d$$

$$T_a \cdot T_c = T_b \cdot T_d$$

$$p = \frac{R^* T}{v} \rightarrow T \cdot v^{m-1} = \text{costante}$$

$$\left(\begin{array}{l} p \cdot v^m = \text{cost} \\ p \cdot \frac{T^m}{p^m} = \text{cost} \\ p^{1-m} \cdot T^m = \text{cost} \\ \frac{T_1^m}{T_2^m} = \frac{p_1^{m-1}}{p_2^{m-1}} \rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{m-1}{m}} \end{array} \right)$$

$$\beta = \frac{v_a}{v_b} = \frac{v_d}{v_c} \quad \eta_c = 1 - \frac{1}{\beta^{\gamma-1}}$$

↓
rapporto di compressione

CICLO OTTO (+ due isocore)
(Com due adiabatiche) → 4 politropiche a due a due uguali
↳ Utilizzato da benzina
↳ Il motore Otto è una macchina volumetrica

• Pistone è al punto morto superiore (spazio ridotto)

↓ Si apre valvola di aspirazione

Pistone scende a punto morto inferiore → a p = costante

↳ Aspira miscela di aria e benzina
(per i calcoli noi trattiamo come se fosse solo aria)

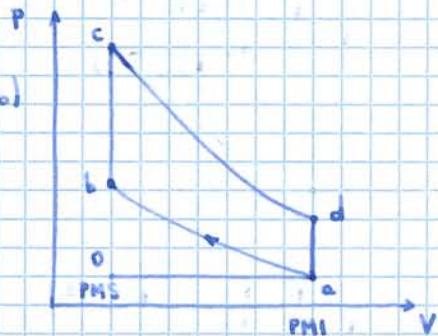
- Si chiude valvola

↓ Pistone torna a PMS
comprimendo la miscela

- Scatta scintilla → combustione (scoppio)

Avvicina come se fosse a volume costante (da b a c)

si crea



- Grazie pressione → Si ESPANDE

↓ pressione diminuisce

- Apri valvola → fumi a pressione leggermente superiore escono
di scarico e poi riporta il pistone in cima per togliere tutti i fumi

da "a" a "0" $v dp = 0$ (a p costante)

↓ non c'è lavoro estrattibile → Non tratto le due fasi a → 0 e 0 → a

a-b: $Q=0, L_1 < 0$

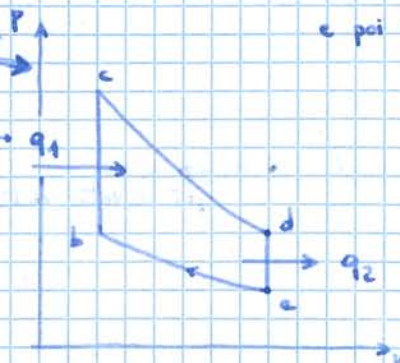
b-c: $Q=Q_1 > 0, L_1 = 0$

c-d: $Q=0, L_1 > 0$

d-a: $Q=Q_2 < 0, L_1 = 0$

Noi studiamo

Amiche scoppio noi forniamo calore



e poi ad a → noi usiamo aria come all'inizio del ciclo

CICLO DIESEL (Con due adiabatiche) + 1 isobara + 1 isocora

↓ Riferimento teorico
- Ma nella realtà cambia un po' → Tante Altre considerazioni

MACCHINA Motore Diesel: VOLUMETRICA

↓ Sistema cilindro pistone (unica camera)

a Pistone a PMS

↓ si apre valvola

a Aspirazione di aria → Arriva a PMI

↓ si chiude valvola

b Compressione adiabatica

↓ Introduco in camera ad alta pressione il combustibile (con iniettori)

↓ Vortici che si distribuisce uniformemente

↓ Dipende da forma di camera

↓ Anche disposizione di iniettori

p e T fanno sì che basta iniettare per ottenere combustione

b - c → Inizia combustione (mentre inietta)

↳ Il pistone si alza

↳ Aumento di volume specifico

- Ma sto continuando a bruciare

↓ Aumento p e T

diminuisce p e T

→ Si equilibra

↓ p rimane costante

c - d → Finisce combustione → Ma continua espansione

↳ p diminuisce

↓ Molto veloce → ADIABATICA (no scambio di calore)

(A differenza di Ciclo Otto)

↓ Aveva aria + combustibile (miscela)

Diesel
↳ Solo aria

↳ Devo mettere combustibile per far bruciare

→ Studi di fluidodinamica avanzata

$\delta = \frac{V_c}{V_b} \longrightarrow$ Rapporto dei volumi specifici durante la fase di iniezione
 \downarrow
 RAPPORTO DI INTRODUZIONE
 $\rho = \frac{V_a}{V_b}$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_a}{T_b} \frac{\delta^\gamma - 1}{\delta - 1}$$

$$= 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{1}{\frac{T_b}{T_a}} \frac{\delta^\gamma - 1}{\delta - 1}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{1}{\rho^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \frac{\delta^\gamma - 1}{\delta - 1}$$

• Se faccio iniezione lunga
 \downarrow
 δ è maggiore
 \downarrow
 η peggiore

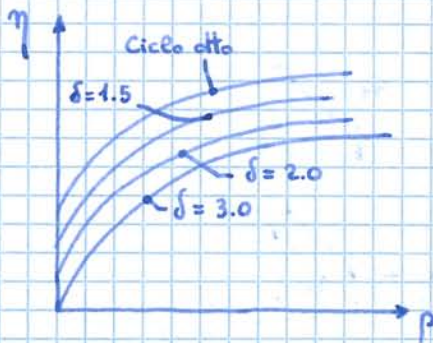
• Aumentando ρ
 \downarrow
 \hookrightarrow migliora ciclo

Se $\delta \rightarrow 1$

$\lim_{\delta \rightarrow 1} \eta$ con de l'Hopital

$$\eta = 1 - \frac{1}{\rho^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Rendimento di ciclo Otto
 \hookrightarrow corrisponde a $\delta = 1$



Con stesso ρ
 \downarrow
 Rendimento migliore lo ottempo con il ciclo Otto

Ma normalmente nel motore DIESEL

\hookrightarrow Rischio ad avere ρ molto più elevato
 \downarrow
 c'è solo aria
 \downarrow
 può comprimerla di più
 \downarrow
 Motore è più pesante (Fatto per resistere a ρ più elevate)

Poi in realtà

\hookrightarrow Dipende da regime di funzionamento e molte altre cose

$$\eta = 1 - \frac{q^-}{q^+} = 1 - \frac{q_c}{q_d} = 1 - \frac{c_p(T_d - T_a)}{c_p(T_c - T_b)}$$

$$= 1 - \frac{T_a}{T_b} \frac{\frac{T_d}{T_a} - 1}{\frac{T_c}{T_b} - 1}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$$

(politropiche)

2 isobare e 2 adiabatiche uguali a 2 a 2

$$T_a \cdot T_c = T_b \cdot T_d$$

ρ rapporto di compressione volumetrico

$$\rho = \frac{V_a}{V_b}$$

$\beta = \frac{P_b}{P_a} = \frac{P_c}{P_d}$ Rapporto manometrico di compressione

$$\eta = 1 - \frac{1}{\beta^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

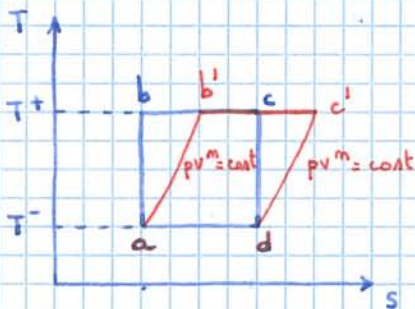
Adiabatica

$$\hookrightarrow \frac{T_a}{T_b} = \left(\frac{P_a}{P_b}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$



Aumentando $\beta \rightarrow$ Aumenta rendimento

RIGENERAZIONE



Ciclo di Carnot: 2 isoterme e 2 adiabatiche

Nuovo Ciclo (+ 2 politropiche)
- Mantenendo le 2 isoterme

• la stessa area (stesso calore)
↓
Stesso lavoro

Ma in nuovo ciclo si scambia calore in tutte e 4 le trasformazioni

Macchine Iteermiche

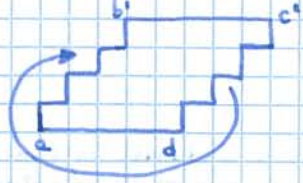
$$\eta = \frac{Lm(C)}{Q^+} = \frac{q^+ - (q^-)}{q^+} \rightarrow \epsilon \text{ in modulo}$$

$$\eta = \frac{\int_a^{b'} T ds + T^+(s_c' - s_b') - \int_d^{c'} T ds - T^-(s_d - s_a)}{\int_a^{b'} T ds + T^+(s_c' - s_b')}$$

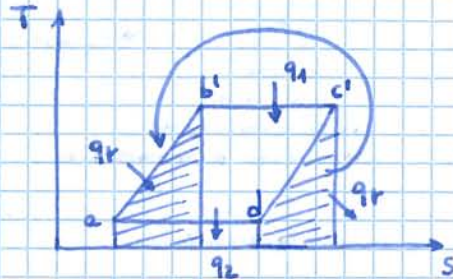
Area costante $\rightarrow \int_a^{b'} T ds = \int_d^{c'} T ds$

$$\int_a^{b'} T ds = \bar{T} (s_b' - s_a)$$

Se il calore sottratto al fluido → lo riutilizzo per scaldare tra a e b'
 tra c' e d



RIGENERAZIONE



$$\eta = \frac{q_r + q_1 - q_2 - q_r}{q_1 + q_r} = \frac{q_1 - q_2}{q_1 + q_r} < \eta_c \quad \text{Senza rigenerazione}$$

Com rigenerazione $\eta = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \eta_c = 1 - \frac{T^-}{T^+}$ (com rigenerazione)
 Se ciclo è ideale e reversibile $\eta = \eta_c$

↳ Perché io fornisco solo q_1
 (q_r è preso dall'interno)

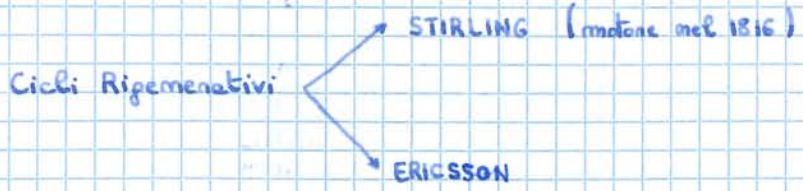
È come se non si scambiasse calore verso l'esterno nelle due trasformazioni laterali:

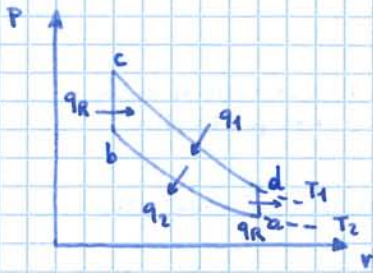
↳ ISOBARICHE → Sempre a coppie

Si sposta solo il calore

Ad un prelievo corrisponde sempre una cessione

Strumenti → RIGENERATORI → Processi di qualunque tipo purché non adiabatici





Potenzialmente

CICLO STIRLING ha stesso rendimento di ciclo di Carnot

↓ Grazie a RIGENERAZIONE

↓ Macchine possibili da realizzare

Senza

$$\eta = \frac{q_1 + q_R - q_2 - q_R}{q_1 + q_R} = \frac{q_1 - q_2}{q_1 + q_R} < \eta_c$$

$$\eta = \frac{lm}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

Fin'ora

Ipotizzo di conoscere $\tilde{x}(t)$

Comosco

↳ Stato occupato dal fluido in ogni momento

↳ Equazioni di stato ideali e limitate



Non posso conoscere sistema in ogni piccolo dettaglio → So inizio e fine

In realtà → Cambiamenti dovuti da disequilibri

Per stato:

Si dovrebbe conoscere anche velocità di cambiamento di stato

Fluido ha attrito → legato a gradienti di velocità di fluido

Gas reale

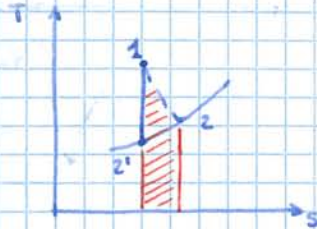
Non trascurabile

Trasformazioni irreversibili

Se volessi approssimare con un FOSNV

↳ per andare in 2

↓ devo fornire calore → uguale all'area sottesa a politropica

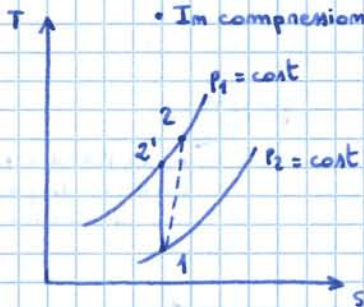


(In realtà il calore sarebbe generato da attriti)

RENDIMENTO ISENTROPICO DI COMPRESSIONE

$$\eta_{is,c} = \frac{q_{t,r}}{q_{t,ir}} = \frac{h_1 - h_2'}{h_1 - h_2} \rightarrow \text{E' mappone in questo caso}$$

• In compressione vale lo stesso



Nel caso di gas ideale

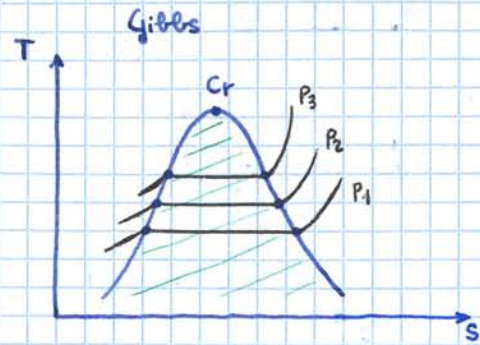
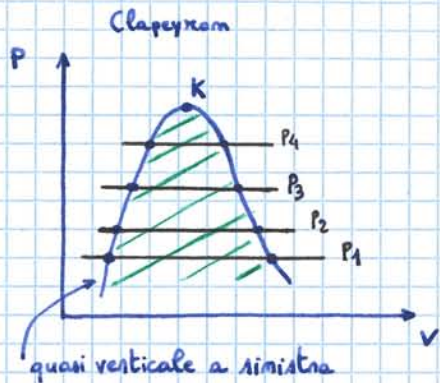
$$\eta_{is,c} = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1}$$

Valutando a p diverse

↳ Ottengo curve limite

Cambia T a cui avviene trasformazione

p alta → avviene a T alta



CURVA LIMITE: Zona all'interno del quale avviene cambiamento di stato

↳ C'è sia liquido che vapore

Tecnica: Dove c'è il massimo di curva limite (T_{cr})

Hanno due tratti (lati) — Individuati da punto critico (K) → Dove trasformazione avviene in 1 istante

↳ A sinistra: tutto liquido

↳ CURVA LIMITE INFERIORE

↳ A destra: punti sulla linea sono tutti gasosi

↳ CURVA LIMITE SUPERIORE

FOS

↳ Semplici → descritti da 2 coordinate termodinamiche

- Nella trasformazione → T e p costante → Sarebbe tutto uno stesso stato

Ma ho sia liquido sia vapore
↳ Non è omogeneo

Ci
Aveva una informazione in più

Grandezza adimensionata precisa ← **TITOLO** (del vapore) (vapore d'acqua)

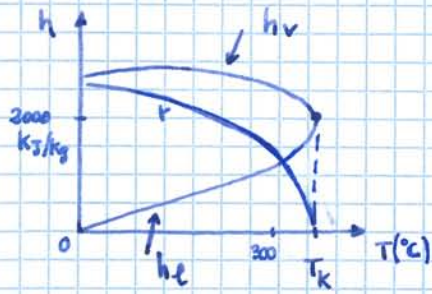
$$x = \frac{m_v}{m_g + m_v}$$

← massa di vapore
← massa totale

$$0 \leq x \leq 1$$

curva limite inferiore → $x = 0$

curva limite superiore → $x = 1$



Cal. di vaporizzazione

$$h_v - h_f = r$$

Comportamento di vapore d'acqua $\neq C_p dT$
(h_v)

Decresce anche a crescere di T

Non si comporta come gas ideale

$$pV = R^*T \quad \text{NON VALIDO}$$

Se fase ideale

$$dh = C_p dT$$

$$C_p \text{ costante} \rightarrow \frac{dh}{dT} = \text{cost}$$

Di solito varia con T

→ retta

Servono diagrammi di stato o tabelle (Da dati sperimentali)

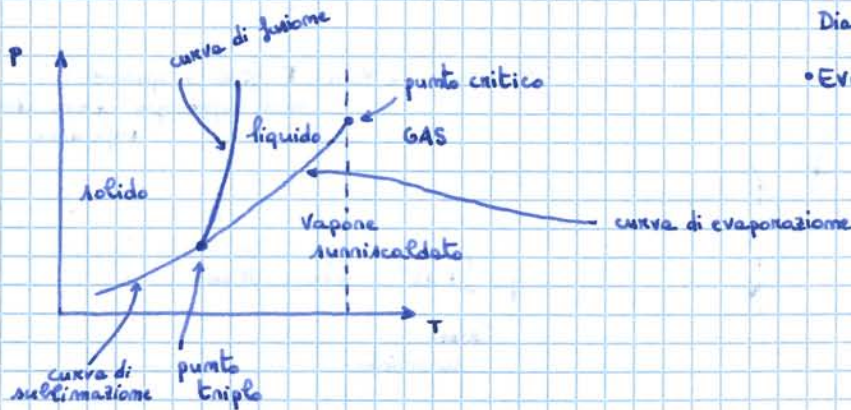


Diagramma p-T importante perché

• Evidenzia cambiamenti di stato possibili e dove lo sono

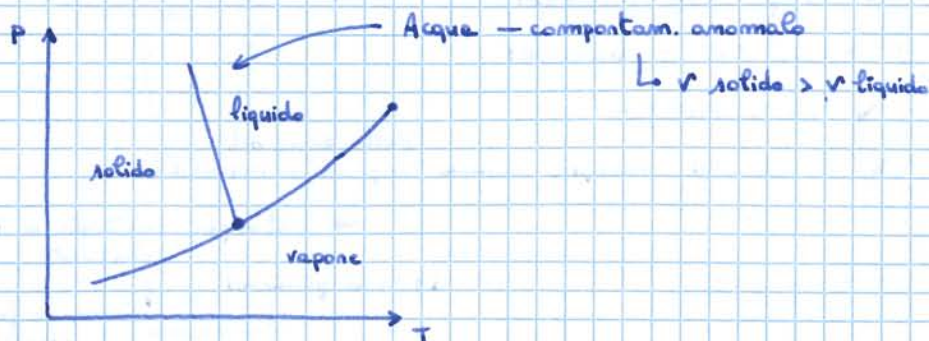
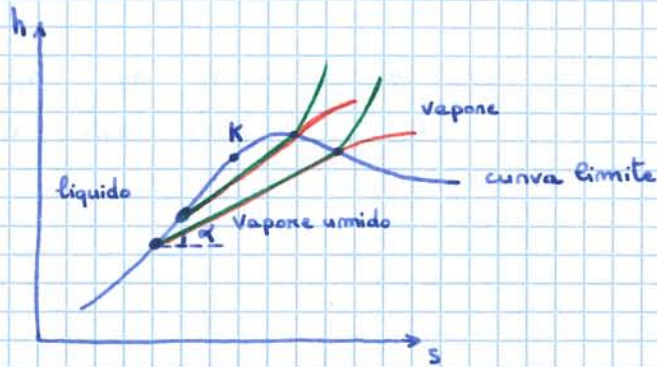


Diagramma di Mollier (h-s)



punto critico non è più il max
↓
È un flesso

ISOTERMA

ISOBARA

Segmento di retta

↓ Più inclinati a T più elevata

Fuori da trasformazione (curva limite) si separano

Diagramma completo (reale) → con

isobare

isoterme

titolo

A basse pressioni

piegano verso orizzontale

↓
isentalpica

↓
Tende a gas ideale

In trasformazione adiabatica ($\Delta ec \cong 0, \Delta ep \cong 0$)
($q=0$)

↳ $h_t = -\Delta h$

In isobara ($h_t=0$)

↳ $q = \Delta h$

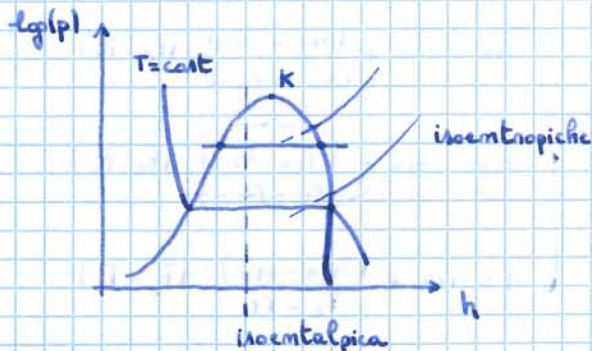
} → Strumento molto potente

In isoterma-isobara di trasformazione

↳ $q = \Delta h$

↳ $T = \frac{h_v - h_l}{s_v - s_l} \propto T_g \alpha$

Diagramma dei frizionisti (h-log(p))



• Utile per macchine operatrici (frizionifere)

MOTORI A VAPORE (Con cambiamento di stato)

Ci concentriamo su
- Acqua

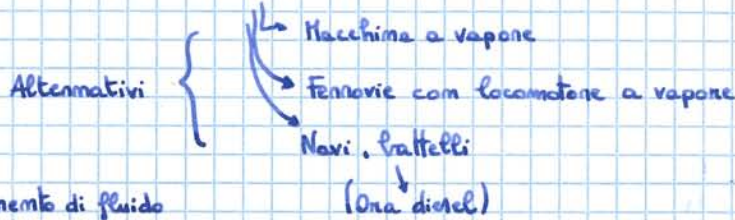
↓
liquido - vapore

- Tutte sono a combustione esterna (fluido scaldato da fumi)

- Ciclo chiuso → fluido continua a girare e ideale

↳ Acqua per il ciclo → Costa

• Grazie ad essi → iniziata rivoluzione industriale



A rinnovamento di fluido

- Oggi usato in grandi centrali stazionarie

↳ Termoelettriche (nucleari) come

CICLO DI CARNOT

↳ Con cambiamento di stato (vapore)

2 isoterme e 2 adiabatiche

→ All'interno di curva limite

→ Perché tratto isoterma

Tutte reversibili

↓
isocentriche



su gas (dando calore) ↓
Devo farlo espandere

$$\int v dp \neq 0$$

Scambio sia lavoro che calore

Non facile da ottenere

↓
Non affidabile e scarsa qualità

Isoterma in cambi. di stato a $p = \text{cost}$

↓
Cambi. di stato sfrutta calore fornito

4-1: (Pompa) compressione → fornendo lavoro comprime adiabaticam.

1-2: generazione di vapore → a T costante

↳ Da liquido saturo → fornisce calore

↓
Ottiene vapore saturo

Adiabatiche isocentriche

2-3: Turbina - lascia espandere fluido adiabaticamente

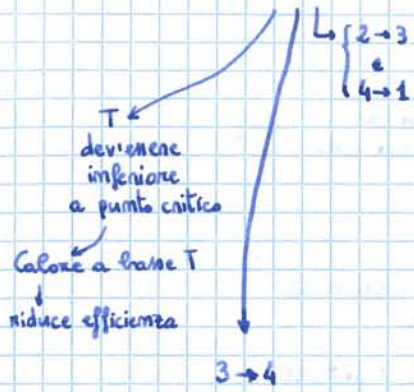
↓
Ottiene lavoro

3-4: Da titolo elevato a basso → condensazione parziale

(Condensatore)

Perché non realizziamo questo ciclo?

Problemi tecnologici



Macchine in movimento e dentro liquido + gas → efficienze sono basse

Velocità di fluido in turbina: elevate
Anche in compressione ho problema

Gas è comprimibile → OK
Liquido → sono come proiettili
parte metallica si muove velocemente

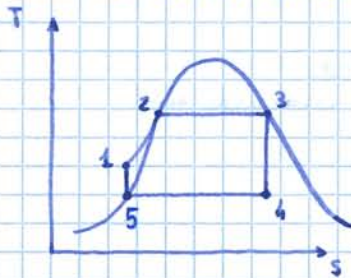
Sottrarre calore per far condensare

↳ In modo da fermarmi con titolo di 4
devo avere strumenti in grado di misurare il titolo con grande esattezza

Non conviene collegarlo a turbina
Pompa è piccola
Pompa a posto di compressore (liquido)
motore da motore elettrico

↳ Non esiste
Punto punto 4 sulla curva limite

CICLO RANKINE



$$L = F \cdot S$$

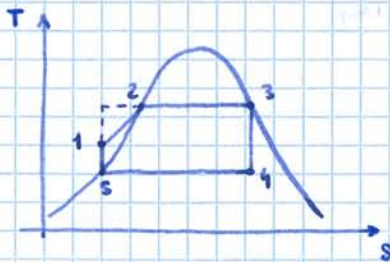
Comprimiamo poi liquido
↳ Costo meno di comprimere gas
Liquido si sposta di poco
Lavoro inferiore
Gas ha spostamento grande
↳ molto più lavoro

Ma da 1 → fornendo calore

↳ non cambia subito di stato

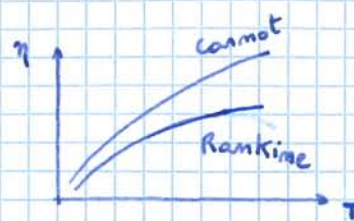
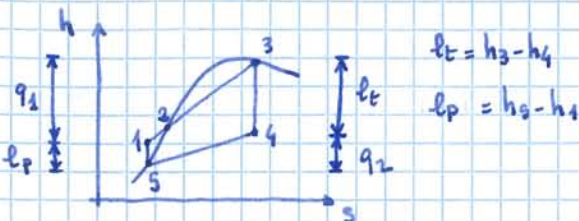
Prima riscaldamento isobaro di liquido
↳ Poi isobaro-isoterma di vapore umido

↳ Devo fornire calore per arrivare a curva limite
↳ ma lo fornisco a T inferiore



$$q^+ = \bar{T} (s_3 - s_1) = \bar{T} (s_4 - s_5)$$

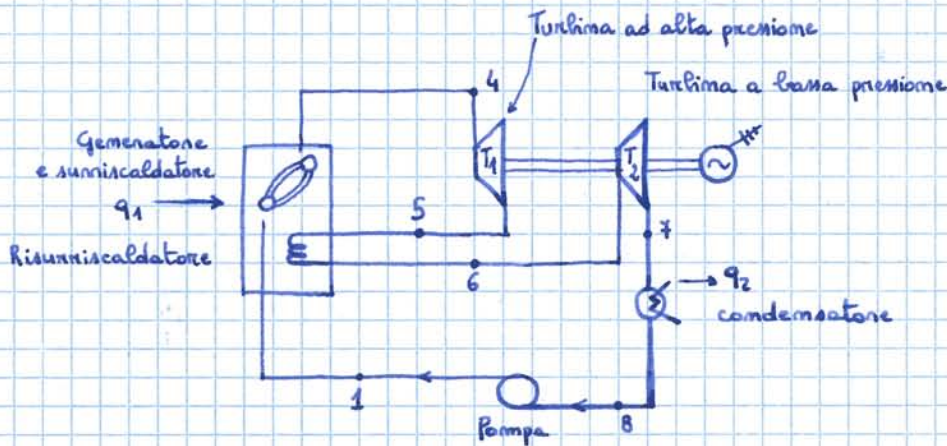
$$\eta = 1 - \frac{\bar{T} (s_4 - s_5)}{\bar{T} (s_3 - s_1)} = 1 - \frac{\bar{T}^-}{\bar{T}^+} < 1 - \frac{\bar{T}^-}{\bar{T}^+}$$



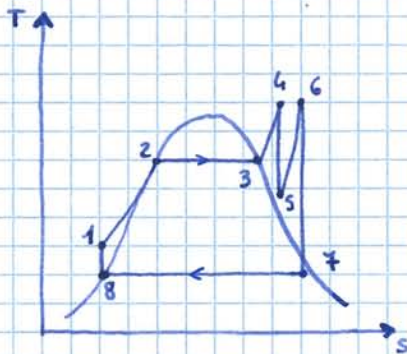
Ciclo Rankine con 2 surriscaldamenti

FAVOREVOLE: η migliora $\rightarrow \bar{T}$ si sposta più in alto
 \rightarrow si sposta più a destra \rightarrow Fluido a fine espansione ha un titolo maggiore \rightarrow meno liquido (che danneggia turbina)

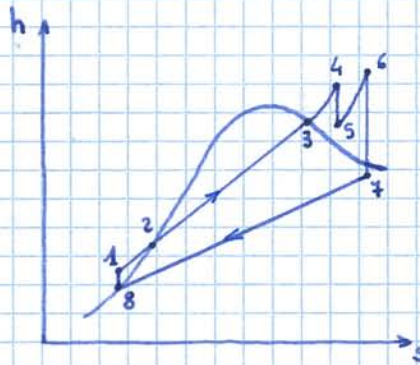
Ma \rightarrow Impianto si complica parecchio \rightarrow Massimo 2 o 3 surriscaldamenti



Diagrammi T-s



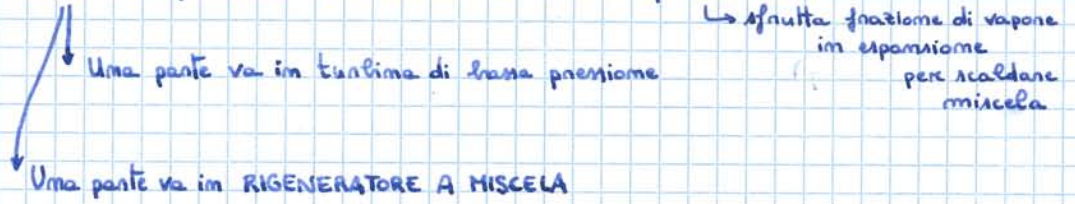
e h-s



Condensazione finale

\rightarrow Con acqua di fiume o aria
 \rightarrow ad una T di 25°/30°
 \rightarrow pressione è più bassa di quella ambiente
 \rightarrow condensatore a tenuta (sigillato)

Dopo turbina di alta pressione → SPILLATORE → divide portata



↳ sfrutta frazione di vapore in espansione per scaldare miscela

Miscelazione

Due fluidi a stessa pressione

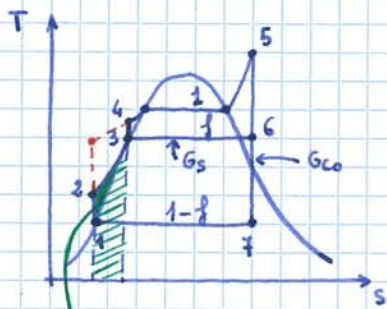
↳ Altrimenti non entrano insieme

↳ In esso fluidi devono avere stessa pressione

↳ Altrimenti esce quello a p superiore

Introdotta pompa prima di rigeneratore

↓ per aumentare p e portarla a pari con quella dell'altro flusso



Calore ottenuto da rigeneratore, necessario a passare da 2 a 3

Frazione di portata di vapore

$$f = \frac{G_s}{G_{ca}} \rightarrow \begin{matrix} \text{Portata spillata} \\ \text{portata in caldaia (totale)} \end{matrix}$$

$$G_{ca} = G_s + G_{co} \rightarrow \text{Portata in condensatore}$$

$$1 = f + [1-f] \leftarrow \frac{G_{ca}}{G_{ca}} = \frac{G_s + G_{co}}{G_{ca}} = \frac{G_s}{G_{ca}} + \frac{G_{ca} - G_s}{G_{ca}}$$

Bilancio energetico

$$G_{ca} = G_{tot}$$

$$\sum \dot{Q}_o - \sum \dot{W}_t = \sum \dot{G} \cdot h$$

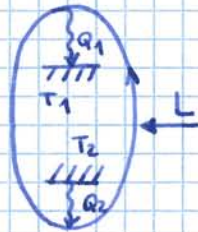
$$G_{ca} \cdot h_3 - G_s \cdot h_6 - G_{co} \cdot h_2 = 0$$

$$h_3 - f h_6 - (1-f) h_2 = 0$$

$$\frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = f \rightarrow \text{Entalpia dipende da portata spillata}$$

CICLI INVERSI (macchine operatrici)
 ciclo compiuto in senso antiorario
 ↳ Refrigeratori e pompe di calore
 Per abbassare Temperatura di un corpo
 ↳ Si deve sottrarre calore al corpo

Rappresentazione funzionale



Fluido deve essere a T inferiore
 - E cede calore a T superiore
 ↳ dev'essere a T superiore

2 utilizzi dei cicli inversi
 ↳ Refrigeratori → servono a prelevare T da corpo esterno a bassa T
 ↳ Pompe di calore → servono a scaldare corpo esterno ad alta T
 ↳ Impianti meccanicamente diversi

Per ogni ciclo

$$-|Q_1| + |Q_2| + |L_m| = 0$$

$$Q_m = -|Q_1| + |Q_2| = -|L_m| < 0$$

$$L_m < 0$$



Efficienza o effetto frigorifero (COP) Coeff. of Performance

$$\epsilon_F = \frac{|Q_2|}{|L_m|} = \frac{|Q_2|}{|Q_1| - |Q_2|}$$

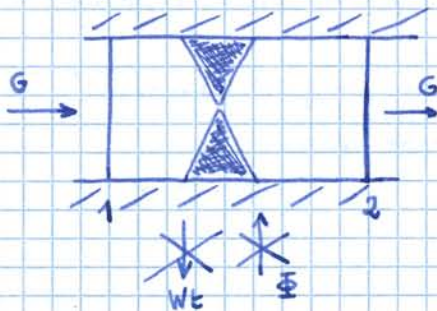
o fattore di moltiplicazione termica (COP)

$$\epsilon_{PC} = \frac{|Q_1|}{|L_m|} = \frac{|L_m| + |Q_2|}{|L_m|} = 1 + \epsilon_F \rightarrow \text{sempre maggiore di 1}$$

$$\epsilon_{PC} = \frac{1}{\eta} \rightarrow \text{rendimento di ciclo percorso in modo diretto}$$

Effetto Joule-Thomson → In dispositivo in cui diminuisce pressione, con $q=0$ e $dt=0$

FLUIDO viscoso (con attrito) 1 condotto adiabatico con una fessura



$$\textcircled{1} \quad \cancel{dt} + \cancel{la} + \int v dp + \cancel{\Delta c} + \cancel{\Delta p} = 0$$

$$\textcircled{2} \quad \cancel{\Phi} - \cancel{Wt} = \left(\frac{du}{dt} \right)_{vc} + \sum \pm G(h + \cancel{eL} + \cancel{cp})$$

$$- W_t = 0$$

$$- \Phi = 0$$

- Orizzontale e a sezione costante

- Moto stazionario ($G = \text{costante}$)

$$dh = \tilde{q} + v dp$$

$$\downarrow$$

$$\lambda_p dp + c_p dT$$

- A noi interessa stato finale

↳ Non ci interessa conoscere punto per punto ciò che avviene in mezzo

PER
GRANDEZZE DI STATO
NON IMPORTA
CAMMINO

↓
Solo punto finale
e iniziale



Non considero attrito del fluido

↳ punto iniziale e finale saranno gli stessi per fluido con o senza attrito

$$dh = \left[-T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p + v \right] dp + c_p dT$$

conoscendo $v = (p, T)$ → Si può vedere come evolve entalpia

Sapendo che trasformazione è isoentalpica

$$dh = 0$$

$$\left(\frac{dT}{dp} \right)_h = \frac{1}{c_p} \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right]$$

↙ rappresenta pendenza
di curva
in diagramma T-p

• Se è negativa → Diminuendo pressione — Aumenta T

• Se è positiva → Diminuendo pressione — Diminuisce T

$$\left(\frac{dT}{dp} \right)_h = \mu_{JT} \quad \text{COEFFICIENTE DI JOULE THOMSON}$$

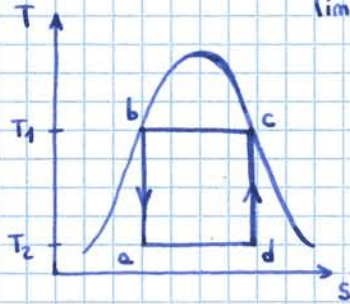
Isoterme b-c e d-a

Difficile effettuare riscaldamento e raffr. a T costante
 ↳ Scambiamo sia calore che lavoro

Non riusciamo a costruire bene il componente

- Si può sfruttare cambiamento di stato
 ↳ All'interno di curva limite (in zona di vapore umido)

Ma ci sono anche cicli solo a gas
 • Ciclo Joule inverso
 ↳ Più famoso solo a gas
 ↳ In aeronautica



Ma temperature sono molto basse in cella di congelamento

↳ Bisogna sottrarre calore a -20°C
 ↳ Liquido dev'essere a -25°C

↳ Bisogna scegliere fluidi con punto triplo inferiore

↳ Acqua non va bene (non è un fluido frigorifero)

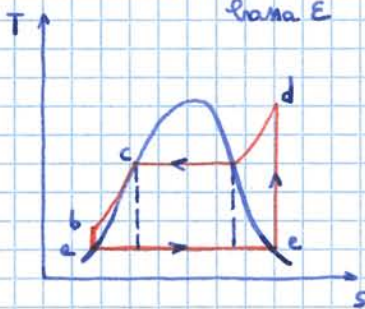
- Ci sono comunque problemi tecnologici

↳ Ragionamento simile a ciclo Rankine

↳ Avrebbero Piana E

↳ Compressione in gas solamente

↳ Difficile comprimere / espandere miscela di liquido e vapore



Adesso → espansione in liquido (b-a)

↳ Comprimere in vapore

↳ lavoro piccolo e difficile da recuperare

↳ Si può pensare di non recuperarlo

↳ Da c ad a si può passare con valvola di laminazione

↳ caduta di p e T

↳ Ciclo diventa irreversibile

↳ Funziona solo con fluido reale viscoso

Capacità di fluido di asportare calore

↳ La lunghezza di tratto q_2 è minore

EFFETTO FRIGORIFERO $\neq E_f$ → dipende da natura di fluido operativo

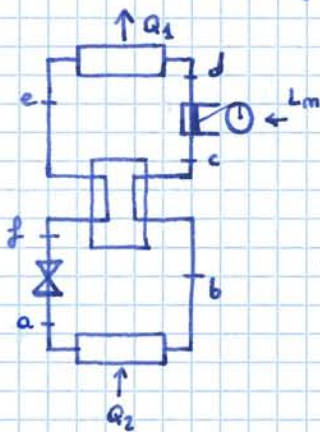
Proprietà dei refrigeranti per impianti a vapore

- Basso costo
- Disponibilità in natura
- Minima T raggiungibile a stato fluido
- Dominio di curva limite → p di condensa. ed evap. distanti da p atmosferica
- Elevato calore di evaporaz. e volume specifico di vap. saturo secco basso

↓
piccole portate a parità di effetto frigorifero

Si può creare un impianto con RIGENERAZIONE

- Bisogna essere sicuri di essere in gas

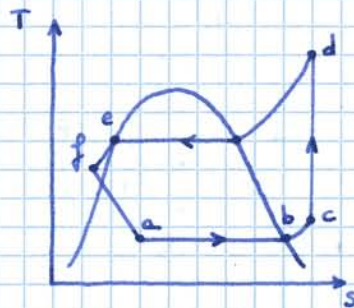


↳ Prendo calore da ambiente tratto b-c

↳ Aumenta T → Ad un certo punto è a T mappione

↳ Prendo calore da tratto e-f

↓
Non scambia più



↳ A cui si deve sottrarre calore

↓
RIGENERAZIONE

IMPIANTI AD ASSORBIMENTO

• Per muovere compressore → serve energia elettrica

- Con impianti ad assorbimento non serve

↳ Compen, Roulotte, Barche

Non ho collegamento con rete elettrica

↳ Sfruttati in grandi impianti di condizionamento anche

- Cerco di non avere compressore in gas → Richiede molto lavoro

↳ Uso miscela con soluto + solvente

MISCELE DI GAS

- Più sostanze mescolate tra loro distinte

Comportamento dipende da natura e proprietà dei singoli componenti nell'insieme

Ma noi trattiamo miscele in cui non si svolgono reazioni chimiche e i componenti mantengono composiz. chimica invariata

- Mole (mol) : quantità di sostanza con un numero di Avogadro di particelle elementari
- Massa molare (M) : massa di una mole [kg/kmol]
- Numero di moli (n) : rapporto tra massa e massa molare
- Frazione $\begin{cases} \rightarrow \text{molare } (y_i) : \text{rapporto tra num. di moli del componente e } n \text{ totale di miscela} \\ \rightarrow \text{di massa } (x_i) : \text{rapporto tra massa di componente e massa tot. miscela} \end{cases}$

MODELLI DI MISCELE DI GAS IDEALI

- Di Gibbs - Dalton \rightarrow Ogni componente è trattato come se occupasse da solo tutto il volume della miscela, V, mantenendo la stessa temperatura T
- Di Amagat - Ledue \rightarrow Ogni componente è trattato come se si trovasse da solo alla stessa temperatura, T, e alla stessa pressione, p_i , della miscela

$$pV = nRT \rightarrow p_i V = n_i RT \quad \text{CON GIBBS}$$

\downarrow pressione parziale del componente

\downarrow Sostanza cambia di stato quando p_i parziale raggiunge p_i di cambiamento di stato

$$\sum m_i = m$$

(anche se P totale è maggiore)

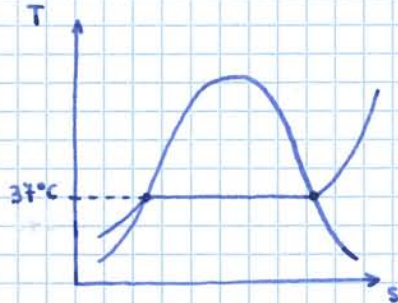
$$\frac{pV}{RT} = n = \sum n_i = \sum \frac{p_i V}{RT}$$

$$p = \sum p_i$$

Acqua per evaporare → deve rompere legame

Quantità → che evapora Sente forze di vapore d'acqua nell'aria (pressione parziale)

↓ molto bassa
↳ Evapora
↳ Legame si rompe facilmente

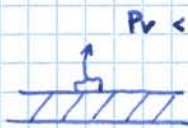


Trovo p da tabelle di vapore saturo

↓ Più basso di pressione atmosferica

$P_s(37^\circ)$

↳ Pressione di saturazione : pressione parziale del vapore in condizioni di imminente condensazione sulla curva limite superiore



$P_v < P_s$

↳ Finché c'è così → evaporazione

↳ Dipende solo dalla Temperatura della miscela

Quando quantità di vapore d'acqua → Grande umidità e' alta
↳ Può non evaporare

1 - Ci servono DESCRITTORI

(parametri che ci definiscono stato di aria umida)

↓ Analizzare

2 - Come si modificano questi DESCRITTORI

↳ Per migliorare il comfort nostro

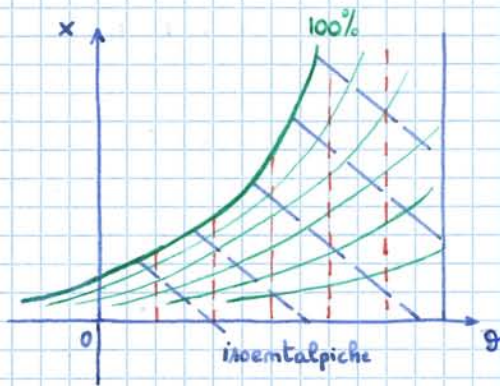
Proprietà dei fluidi psicometrici

- Massa molare di aria (miscela N_2, O_2, Ar, CO_2) = 28,97 Kg/kmol

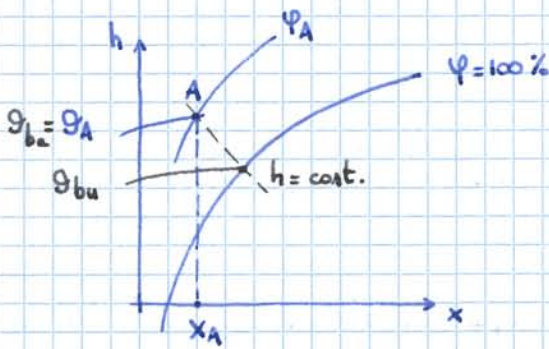
	M_i kg/kmol	R_i^* J/kg·K	c_{p_i} kJ/kg·K	r_o kJ/kg
Aria	28,97	287	1009	-
Acqua: Vapore			1854	
Acqua: Liquida	18,01	461,5	4186	2501,6

Carnier - Abbastanza simile

(x, ϑ)



Schematizzazione



ϑ_A : temperatura a bulbo asciutto o secco
 ϑ_{ba} Protetto da altri effetti e fatto notare

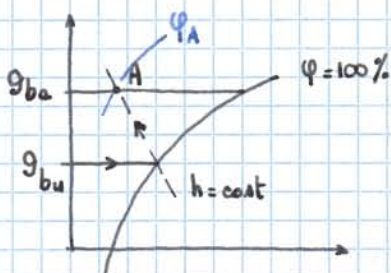
ϑ_{bu} : temperatura a bulbo umido

Immerso in un batuffolo immerso in acqua
 Mantenuto umido ←

Rotondo
 acqua evapora
 A seconda di vapore H_2O presente in aria
 Per evaporare sottrae energia al bulbo

↳ Abbassa T di bulbo

↳ Più forte, più acqua evapora
 ↳ meno ambiente era umido



Condizione ambiente → isoentalpica

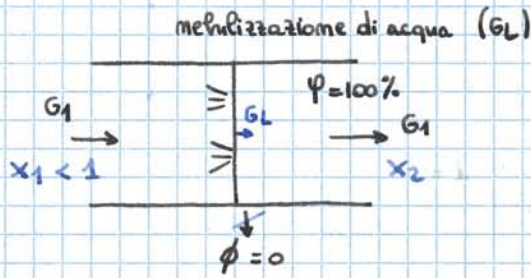
↳ isoterma

-Misurando

2 temperature → si può identificare situazione di umidità di ambiente

(Stato termodinamico della miscela) univocamente determinate

2. Umidificazione adiabatica



T misurata è molto simile a $\varphi=100\%$ a quella di bulbo umido

$$G_1 = G_2$$

Conservaz. massa

$$-G_1 x_1 - G_L + G_2 x_2 = 0$$

$$G_1 (x_2 - x_1) = G_L$$

Primo principio

$$-G_1 h_1 - G_L h_L + G_2 h_2 = 0$$

$$G_1 (h_2 - h_1) = G_L h_L = G_1 (x_2 - x_1) h_L \rightarrow \left(h_2 = h_1 + \frac{G_L}{G_1} h_L \approx h_1 \right)$$

$$h_2 - h_1 = \Delta x h_L \approx 0$$

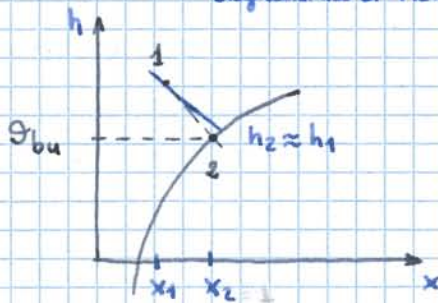
molto piccole (ordine del grammo)

h sono molto più grandi di h_L

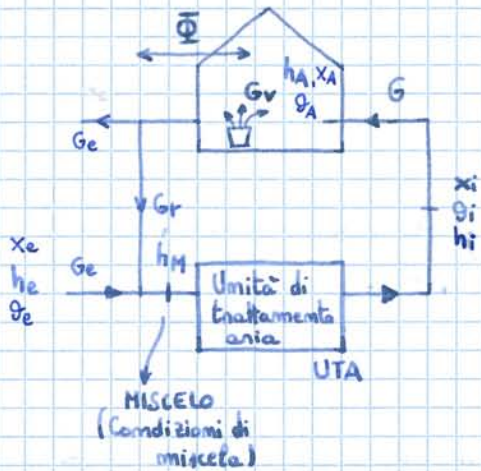
$h_L \ll h_1$ \rightarrow 2390 kJ/kg a 12°C
 50 kJ/kg

$$\rightarrow h_2 \approx h_1$$

Diagramma di Mollier



• Stessi principi di condizionamento → Mantenere ambiente in condizioni di T e umidità relativa di COMFORT



Inverno 20° 45% → Mando aria a T alta (raffreddata da ambiente)
Estate 26° 40/50% → Mando aria a T bassa → Ambiente esterno scaldato ulteriormente

Condizioni di introduzione

Im base a pendenza di retta di carico

$$R = \frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{h_A - h_I}{x_A - x_I}$$

$$\phi - W_e = G(h_A - h_I) - G_v h_v$$

$$\frac{\phi + G_v h_v}{G} = h_A - h_I$$

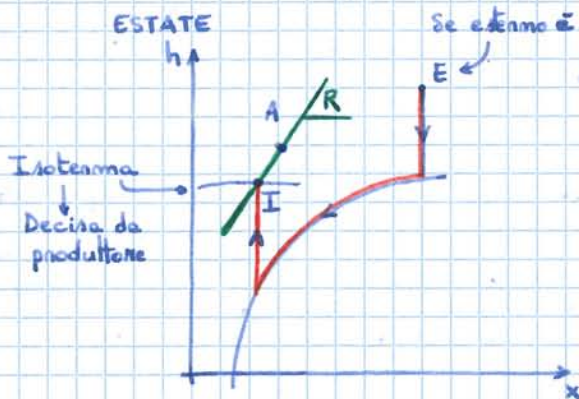
$$G \cdot x_A - G \cdot x_I - G_v = 0$$

$$G(x_A - x_I) = G_v$$

$$x_A - x_I = \frac{G_v}{G}$$

$$R = \frac{\frac{\phi + G_v h_v}{G}}{\frac{G_v}{G}} = \frac{\phi}{G_v} + h_v \approx \frac{\phi}{G_v}$$

- ↳ In inverno $\phi < 0 \rightarrow R < 0$
- ↳ In estate $\phi > 0 \rightarrow R > 0$

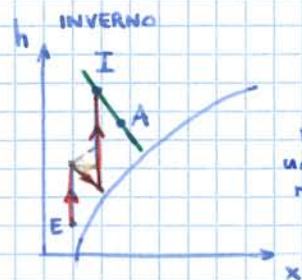


Se esterno è qui

↳ Raffreddo, deumidifico e poi riscaldamento

↳ Completo → costa molto

↳ Una parte lo riciclo → miscela



↳ riscaldamento, umidifico e riscaldamento

• Punto di introduzione di aria trattata deve giacere sulla retta di carico

Per aria immessa si sceglie combinazione ottimale di portata e temperatura

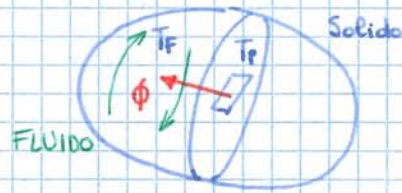
↳ Per rendere minimo fastidio di occupanti

2 • CONVEZIONE : Se esiste moto relativo tra i due sistemi che scambiano energia

↓
Molto complesso

↓ Ad esempio
Solido con fluido che lambisce la sua superficie

Approssimaz. $\phi \propto A \cdot (T_p - T_f)$



3 • IRRAGGIAMENTO : Energia trasferita tramite radiazioni elettromagnetiche tra superfici di due corpi a T diversa.

↓ Ma è uno scambio netto

↓ Entrambi generano radiazioni

Avviene anche senza materia in mezzo (nel vuoto)

- Ma ϕ_n è sempre verso corpo a T minore (netto)

$$\phi_n = (\phi_{1 \rightarrow 2} - \phi_{2 \rightarrow 1})$$

$$\phi_n \propto A (T_1^4 - T_2^4)$$

NUOVO MODELLO MATEMATICO (macroscopico)

↓ Corpo continuo

↳ In ogni punto di spazio occupato da corpo c'è materia (materia)

• Anche se materia ha molti più vuoti che pieni in realtà

densità di massa $\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{M}{\Delta V} \neq 0$

Corpo continuo - Necessario per dire che qualsiasi funzione

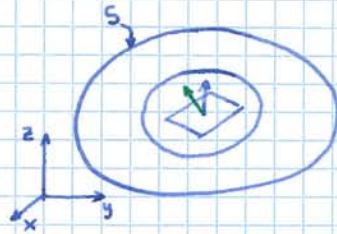
$Z(x, y, z, t)$ esiste in ogni punto di dominio (campo di proprietà Z) ("continua")

↓ Gradiente spaziale di una funzione qualsiasi Z

$$\vec{g}_Z = \text{grad } Z = \vec{\nabla} Z = \frac{\partial Z}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial Z}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial Z}{\partial z} \vec{k}$$

(x, y, z, t)

Volume delimitato da superficie S



Primo principio

$$[\Phi_S + \Phi_V] - W_i = \dot{U}$$

Controllati in volume
e non possiamo isolare
con superfici

È come se venisse generato
il calore volumetrico per volume

Ma non si genera dal nulla → si trasforma

Se in sistema - Ammassate molte resistenze elettriche

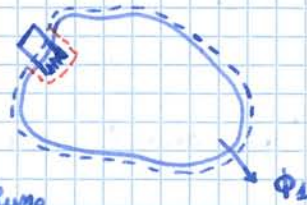
↓
Vanno alimentate - flusso elettrico
in ingresso

Prima $\Phi - W_i = \frac{dU}{dt}$

Scambiato con superficie
di controllo

• Isolando resistenza
non vedo più
entrare flusso
elettrico ma

vedo del flusso
TERMICO generato
da resistenza



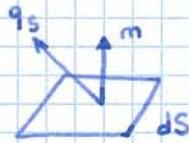
Com tante R → difficilissimo
definire superficie di controllo adatta

↓
Dico che c'è ϕ di ogni singolo volumetto ϕ_V

Conduzione
è preponderante in solidi

↳ corpo RIGIDO → $W_i \approx 0$

↓
Non c'è spostamento → $l_a = 0$



$$\Phi_S = - \int_S \vec{q}_s \cdot \vec{n} \, dS \quad (\text{negativo perché è uscente})$$

$$q = \frac{\Phi}{A}$$

$$\Phi_V = \int_V q_V \, dV$$

$$\frac{dU}{dt} = \frac{d(mu)}{dt} = m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt} = \frac{du}{dt} \int_V \rho \, dV$$

Teor. della divergenza

$$\int_S \vec{q} \cdot d\vec{S} = \int_V \text{div } \vec{q} \, dV$$

$$- \int_V \vec{\nabla} \cdot \vec{q}_s \, dV + \int_V q_V \, dV = \int_V \frac{du}{dt} \rho \, dV \rightarrow - \text{div}(\vec{q}_s) + q_V = \rho \frac{du}{dt}$$

EQUAZIONE GENERALE DELLA CONDUZIONE (in cond. cartesiane)

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_v = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$$

Soluzione: campo di temperature all'interno del corpo che stiamo studiando

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

Molto difficile da risolvere

↳ In questo modo → possibile solo numericamente (tecniche numeriche)

Conoscendo geometria del corpo + propr. termofisiche + cond. iniziali + cond. al contorno

↳ Soluzioni a elementi finiti

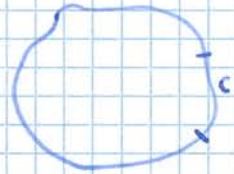
• Noi con determinate ipotesi

↳ Lo rendiamo più risolvibile

Importante PORRE CORRETTAMENTE CONDIZIONI AL CONTORNO

1. So che in determinati punti la variabile T ha un determinato valore del contorno

↳ di primo tipo o di Dirichlet (in S_I)

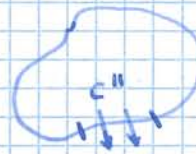


$$T(x, y, z) = T_{cc} \text{ in } C'$$

2. Impongo calore scambiato in una determinata area

↳ Imposto valore di derivata prima

di secondo tipo o di Neumann (in S_{II})



$$q_s(x, y, z) = q_{cc} \text{ in } C''$$

dove rispettare condiz. di Fourier

$$q = -\lambda \frac{dT}{dm}$$

$$q \propto \frac{dT}{dm}$$

Cambia direzione (m)

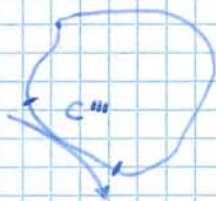
↳ spostamento in direzione normale a isoterme è ds

3. Impongo flusso convettivo su un'area → di terzo tipo o di Fourier (in S_{III})

$$\phi_{conv} \propto A(T_p - T_f)$$

$$\phi_{conv} = \alpha A \cdot (T_p - T_f)$$

↳ Coefficiente di scambio termico convettivo



In conduzione

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad \text{DIFFUSIVITA' TERMICA}$$

Equazione in COORDINATE CILINDRICHE (r & z)

$$\nabla^2 T = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$$

Noi useremo solo

$$\frac{\lambda}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + q_v = \rho c \frac{dT}{dt}$$

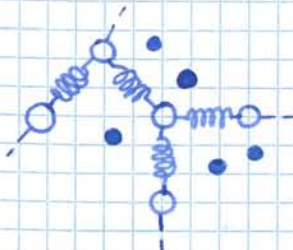
(Varia solo lungo r)
la T



Modello Fenomenologico

Modello microscopico semplice

Materia composta da Atomi con alcuni legami elastici (ma molto rigidi)



+ alcuni e- liberi in spazi interatomici

Atomi hanno energia vibrazionale legata a T

Grazie a sistema di "molle" la trasmette ad altri atomi

onde vibrazionali: fononi

CONDUZIONE FONONICA

Ma rigidità delle molle influenza su di trasmissione

Elettroni si muovono sotto spinta di T

Trasmettono calore (energia termica)

Differenza di T funziona come un potenziale

Buon conduttore elettrico è anche buon condutt. termico

CONDUZIONE ELETTRONICA

Danno conduttività termica λ

$$\lambda = \lambda_{fon} + \lambda_{el}$$

prevalente nei cristalli

prevalente nei metalli

Aria ferma

$\lambda = 0,0249$ è un isolante molto buono (meglio di lana di roccia) Ma è sempre in movimento

$\lambda = 0,046$

↳ percorso con bolle di aria ferma

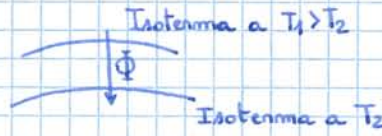
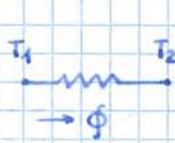
DIAMANTE

In alcune direzioni — Buono conduttore
In altre — "Isolante"

$$\lambda = 1540 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\phi = \lambda A \frac{T_1 - T_2}{s}$$

Stessa relazione si può ottenere con Analogo ELETTRICA



Ci dev'essere Flusso termico da T superiore a T inferiore
 ↓
 Si trascurano effetti di bordo ai confini delle superfici

$$\Delta V = R I$$

$$T_1 - T_2 = R_T \phi = \left(\frac{s}{\lambda \cdot A} \right) \phi$$

Come diff. di potenziale

Come corrente

Resistenza termica
 R_T

$$[R_T] = K/W$$

Resistenza termica specifica

$$c_T = \frac{s}{\lambda} = R_T \cdot A = \frac{T_1 - T_2}{\phi/A}$$

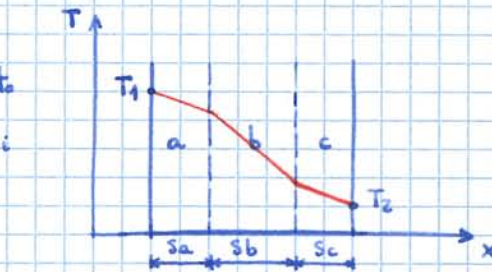
$$[c_T] = \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

CON PARETE PIANA MULTISTRATO

Si può scrivere per ogni strato

$$T_{i1} - T_{i2} = \phi \cdot R_i$$

Oppure



Contatto termico tra due strati si suppone ideale (no resistenza termica)

Andamento lineare di T in ogni strato

↓
 Ma cambia PENDENZA (legata alla conduttività)

Mapione è λ

↓
 Per avere stesso ϕ ΔT sarà minore

↓
 Isolante è dove c'è caduta T (λ minore)

$$\phi = \frac{T_1 - T_2}{R_{TOT}} = \frac{T_1 - T_2}{\sum \frac{s_i}{\lambda_i A}} = \frac{A (T_1 - T_2)}{\sum \frac{s_i}{\lambda_i}} \rightarrow S_T$$

CONDUTTANZA EQUIVALENTE DELLA PARETE

$$c_T = \frac{1}{S_T} = \left(\sum \frac{s_i}{\lambda_i} \right)^{-1}$$

Ma misurare T di parete non è facile

↓
 meglio misurare T ambiente

PARETE PIANA CON CONVEZIONE



$$\phi = A \alpha (T_f - T_p)$$

$$\left(I = \frac{V}{R} \right)$$

$R_{cv} = \frac{1}{\alpha A}$ → Resistenza convettiva (adduttiva)

Coefficiente LIMINARE

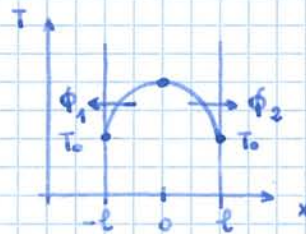
Analogo elettrico



$$T_{max} |_{x=0}$$

$$\phi = -\lambda A \frac{dT}{dx}$$

$$\phi(x) = -A \frac{q_v}{2} (x_1 + x_2 - 2x)$$



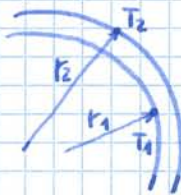
$$\phi_1 = \phi(x=x_1) = -A \frac{q_v}{2} (x_2 - x_1) < 0$$

$$\phi_2 = \phi(x=x_2) = A \frac{q_v}{2} (x_2 - x_1) > 0$$

Geometria cilindrica

CILINDRO CAVO INDEFINITO

FLUSSO DIPENDE DA COORDINATA



$$-q_v = 0$$

$$-\lambda = \text{cost.}$$

- Stazionario

- Calore si propaga per conduz. solo in direzione del raggio r

IPOTESI

$$\lambda \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0$$

Soluzione:

$$r \frac{dT}{dr} = M$$

$$\frac{dT}{dr} = \frac{M}{r} \rightarrow dT = \frac{M}{r} dr$$

$$T = M \ln(r) + N$$

$$T_1 = M \ln r_1 + N$$

$$T_2 = M \ln r_2 + N$$

$$cc : \begin{cases} T(r=r_1) = T_1 \\ T(r=r_2) = T_2 \end{cases}$$

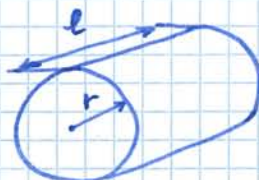
$$T_1 - T_2 = M \ln \frac{r_1}{r_2} \rightarrow M = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}}$$

$$N = T_1 - \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \ln r_1$$

$$T = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \ln r + T_1 - \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \ln r_1$$

$$T(r) = T_1 + \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \ln \frac{r}{r_1}$$

$$\phi = -\lambda A \frac{dT}{dr} = -\lambda A \frac{M}{r} = -\lambda \frac{2\pi r \cdot l}{r} \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} = \lambda \cdot 2\pi l \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{r_1}{r_2}}$$



CILINDRO PIENO CON GENERAZIONE DI CALORE

Ad esempio
Filo conduttore

↳ Grazie a resistenza genera calore → come se fosse una generazione volumica
Ha un rivestimento isolante

Coordinate cilindriche
(monodimensionali)



→ T varia solo radialmente

• Generando energia

↳ Se rimane all'interno

↳ Fenomeno non stazionario

↳ Aumenta continuamente T

Ragionevole pensare che venga scambiato

Aumenta differenza di T tra esterno e interno

↳ Scambio si deve avere

• Situazione stazionaria (di regime)

↳ Tutto ciò che viene prodotto passa all'esterno

↳ T non varia più nel tempo

↳ deve muoversi — per conduzione verso esterno

↳ le Temperature all'interno devono essere diverse

↳ Punto di massima T è al centro

Altre ipotesi:

- Cilindro pieno
- In tutto cilindro → generazione interna di calore

$$\lambda \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) + qv = 0$$

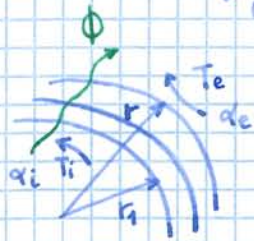
$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = -\frac{qv}{\lambda} \cdot r$$

$$r \frac{dT}{dr} = -\frac{qv}{\lambda} \cdot \frac{r^2}{2} + M$$

$$\frac{dT}{dr} = -\frac{qv}{\lambda} \frac{r}{2} + \frac{M}{r}$$

$$T = -\frac{1}{4} \frac{qv}{\lambda} r^2 + M \ln r + N$$

In geometria cilindrica



T_i imposta, su parete esterna scambia calore per convezione (scambio convettivo costante)

Cosa succede a seconda di spessore di cilindrico?

Al variazione di raggio esterno

Come varia il flusso?

$$\phi = (T_i - T_e) \cdot \left(\frac{1}{\alpha_i A_i} + \sum_{k=1} R_k + \frac{1}{\alpha_e A_e} \right)^{-1}$$

$$= \left\{ \frac{1}{\alpha_i} + r_i \cdot \sum \left[\frac{\ln(r_{k+2}/r_k)}{\lambda_k} \right] + \frac{r_i}{\alpha_e \cdot r_e} \right\}^{-1} \cdot A_i \cdot (T_i - T_e)$$

Com analogia elettrica



Aumentando r

R_{cd} aumenta

Varia anche questa perché varia superficie esterna

Aumentando r

Aumenta superficie

diminuisce R_{conv}

In parete piana

A non varia con spessore

Aumentava solo R_{cd}

$$\frac{dR_{TOT}}{dr} = \frac{d}{dr} \left(R_{conv} + \frac{\ln r/r_i}{2\pi \lambda \cdot l} + \frac{1}{\alpha_e \cdot 2\pi r \cdot l} \right)$$

$$\frac{dR_{TOT}}{dr} = \frac{1}{2\pi \lambda \cdot l \cdot r} - \frac{1}{2\pi \alpha_e \cdot r^2 \cdot l}$$

$$\frac{dR_{TOT}}{dr} = 0 \quad \text{(cerco max o min)}$$

$$\frac{1}{2\pi \lambda \cdot l \cdot r} = \frac{1}{2\pi \alpha_e \cdot r^2 \cdot l}$$

$$r = \frac{\lambda}{\alpha_e}$$

$$\ddot{R}_{TOT} = \frac{\alpha_e^2}{\lambda^3} > 0$$

È un punto di minimo di resistenza termica
↓
Massimo di flusso

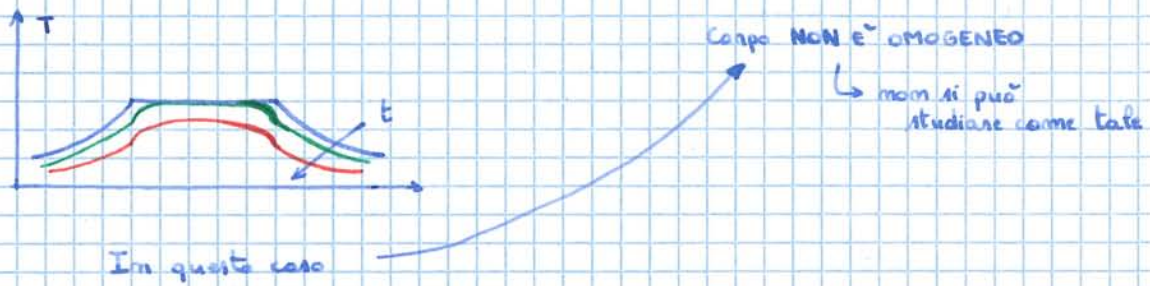
Lo RAGGIO CRITICO

Ci sono situazioni in cui aumentando spessore si diminuisce resistenza

$$\text{Per metalli } \sim \frac{40}{10} = 4 \text{ m}$$

raggio critico \rightarrow oltre: aumentando spessore aumenta R

↳ Sotto: aumentando spessore diminuisce resistenza



$$\Phi = -\lambda \cdot A \frac{dT}{dx}$$

\downarrow
 c'è stato
 in entrambe
 le situazioni

con $\lambda \rightarrow \infty$

$\frac{dT}{dx}$ tende quasi a zero

\downarrow
 All'interno del corpo
 non ho gradienti di T

Se λ è basso

\downarrow
 Ci sono gradienti di T
 all'interno di corpo

Per esprimere ciò

\downarrow
Numero di Biot (Bi)

$$Bi = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda_0}$$

$$Bi = \frac{\frac{L}{\lambda_0}}{\frac{1}{\alpha}} = \frac{\text{Resist. cond.}}{\text{Resist. conv.}} = \frac{\text{Resistenza termica interna}}{\text{Resistenza termica filmare}}$$

Se $Bi \ll 1$

\rightarrow corpo omogeneo
 \rightarrow prevale resistenza filmare
 \downarrow
 La temperatura del corpo
 è in ogni punto la
 medesima.

Se $Bi \gg 1$

\rightarrow corpo non omogeneo
 \rightarrow prevale resistenza conduttiva
 \downarrow
 Gradienti significativi
 di T
 che variano nel
 tempo

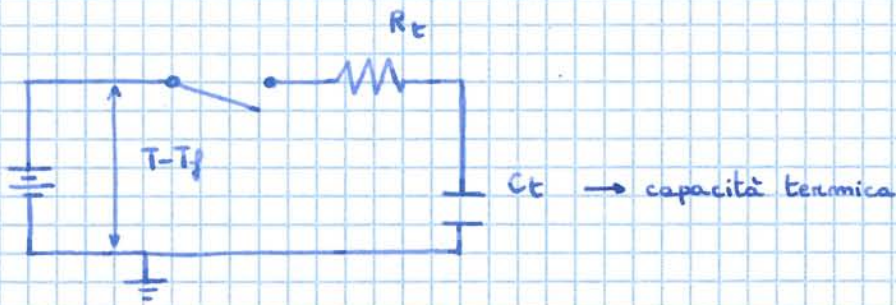
Primo principio

$$\Phi - \gamma_i = \frac{dU}{dt} = m \frac{dy}{dt} = \rho V c \frac{dT}{dt}$$

$$\downarrow$$

$$-\alpha \cdot A \cdot (T - T_f) = \rho \cdot V \cdot c \frac{dT}{dt}$$

Circuito analogo
 ↓
 Com transitorio



CONVEZIONE

Scambio di energia termica in cui un fluido lambisce la parete di solido
 (a T diverse)

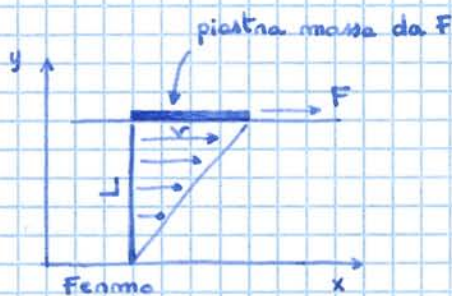
- Da un lato → trasporto di quantità di moto (campo di moto)
- Dall'altro → trasporto di energia termica

C'è una zona indisturbata: fluido si muove senza essere influenzato da superficie

e una zona detta STRATO LIMITE: fluido si muove essendo influenzato da presenza di superficie

↳ Noi ci concentriamo su questo

Esperimento di Newton



decrece linearmente
 ↑
 v si trasmette da uno strato all'altro di fluido
 ↳ gradiente di velocità legato a viscosità
 ↳ trasporto molecolare di quantità di moto

$$\frac{F}{A} = \mu \cdot \frac{v}{L} \rightarrow \tau_{yx} = -\mu \cdot \frac{\partial v_x}{\partial y}$$

VISCOSITÀ DINAMICA

↳ proprietà del fluido
 μ [μ] = Pa·s = kg/m·s

Viscosità CINEMATICA

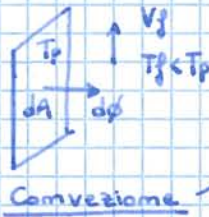
↳ $\nu = \mu/\rho$ [ν] = $\frac{m^2}{s}$

Valore critico → Se $Re > Re_{cr}$ → Transizione da moto laminare a moto turbolento
 Re_{cr} → diverso a seconda di config. geometrica:

- Su lastra piana → $Re_{cr} \approx 10^5$
- In un condotto → $Re_{cr} \approx 2300$

Definito anche:

$$Re = \frac{v \cdot L}{\nu}$$



Trasferimento di energia termica tra un fluido in moto relativo rispetto a una parete solida quando c'è tra loro una differenza di temperatura
 Parete disturba condizioni cinematiche e termodinamiche di fluido in moto
 ↓ Strato limite

Formula di Newton

$$d\phi = \alpha \cdot dA \cdot (T_p - T_f)$$

↓ parete ↓ fluido

$$\phi = \int_A \alpha (T_p - T_f) \cdot dA$$

Varia a seconda di →

- proprietà del fluido
- velocità relativa rispetto a parete
- condizioni termodinamiche di fluido e di parete
- Estensione, forma e rugosità della superficie lambita dal fluido

Difficile da calcolare

- Fenomeno di convezione dipende da trasferimenti di quantità di moto e di energia
- ↳ Calcoli consistono in calcolo di α (coeff. di scambio convettivo)
- ↳ Scambio governato da fenomeni termici che si svolgono in strato limite

Secondo tipo di moto

Convezione →

- Regime laminare → moto in strato limite è sempre laminare
- Regime turbolento → moto in strato limite sempre turbolento

Secondo cause di moto

- Convezione forzata → movimento di fluido è forzato, da cause non legate a scambio termico (come ventilatori)
- Convezione naturale → causata da azioni di campi di forze di massa e da disomogeneità di pressione dovute a disomogeneità di T

Altezza di strato limite (δ_v) — per ogni x

↳ dove v varia da 0 a 99% di velocità iniziale

↳ Individuato dal punto in cui $v = 0,99 v_f$

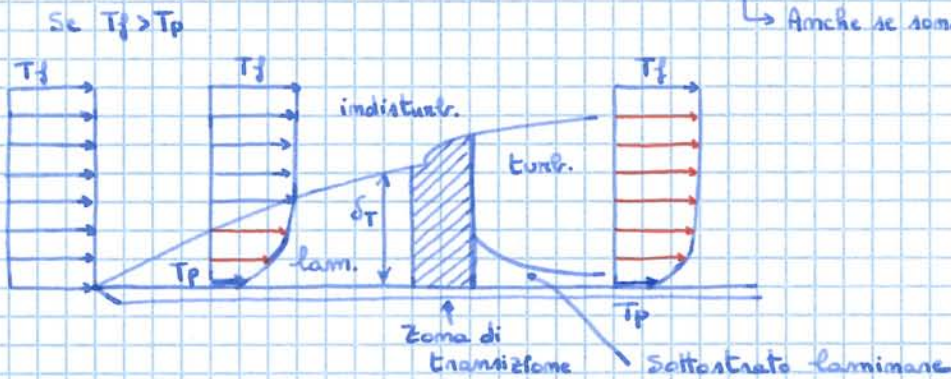
Ma esiste anche STRATO LIMITE DI TEMPERATURE

Esiste ancora zona laminare e turbolenta

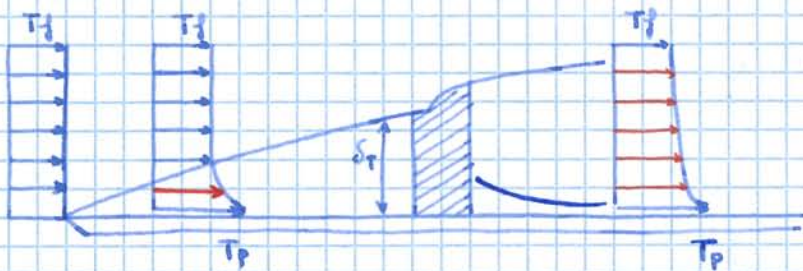
ma δ_T (altezza di strato limite)

è diversa da δ_v

↳ Anche se sono collegate



Se $T_p > T_f$



Spessore di strato limite termico δ_T

valore in cui $\frac{T_p(x) - T(x)}{T_p(x) - T_f(x)} = 0,99$

Con DEFLUSSO INTERNO

↳ Rallentamento su tutta la parete

↳ Strato limite si autoconfina su asse di condotto

Non può espandersi ulteriormente

↳ Se ciò avviene all'interno di condotto

↳ MOTO COMPLETAMENTE SVILUPPATO

Se raggiunge asse in stato laminare

↳ Rimane laminare

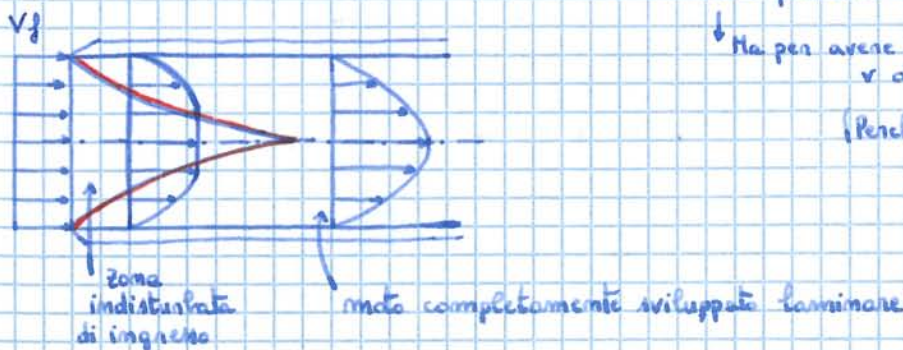
In strato limite: v andam. PARABOLICO

Fuori da strato limite

↳ Andam. di v parallelo

↳ Ma per avere stessa portata v deve aumentare rispetto a ingresso

(Perché in strato limite rallenta)



3 metodi (I più utilizzati)

- **Analisi dimensionale** → Metodo semi empirico per lo sviluppo di relazioni a partire da riconoscimento di omogeneità dimensionale
- **Modelli analitici e numerici** → Calcolo ϕ e ecc. con le equazioni differenziali alle derivate parziali
↳ da cui poi ricavo α
- **Metodi di similitudine** → Relazione tra coeff. di attrito e coeff. filmare
(Tra trasporto di quantità di moto e il trasporto dell'energia per diffusione e convezione)

ANALISI DIMENSIONALE

Ad ogni grandezza si può esprimere

- Misura (un numero puro)
- Dimensione dell'unità di misura

$$G = u_G \cdot [G]$$

da equazioni di conservazione e equazioni fenomenol. e costitutive

Ogni sistema ha delle sue grandezze fondamentali

• Noi abbiamo 4 grandezze fondamentali (lunghezza, Tempo, Massa, Temperatura) (IN TERMOFISICA) del sist. internazionale L T M θ

↳ Equazioni devono essere COERENTI: stesse dimensioni

- Ogni grandezza ha dimensioni fisiche esprimibili in funzione di fondamentali

Addendi devono essere omogenei

Numeri adimensionali: "Espressioni monomie che contengono prodotti e rapporti di grandezze fisiche scelte in modo tale da avere dimensioni nulle"

Rapporto tra resist. termica conduttiva di un solido e quella filmare convettiva

Numero di Biot $Bi = \alpha \cdot L / \lambda_s$

- Coeff. di attrito (più per moto)

$$f_a \cdot D / [L (v^2/2)]$$

Lavoro adimens. dissipato per attrito viscoso in un condotto

Rapporto tra forze di Archimede e viscose in un fluido

Numero di Grashof Gr

$$g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3 / \nu^2$$

- Numero di Nusselt Nu

$$\alpha \cdot L / \lambda_f$$

(come Biot ma riferito a fluido) utile in convezione

- Numero di Prandtl Pr

$$c_p \cdot \mu / \lambda$$

Rapporto tra quantità di moto e diffusività termica in fluido

- Numero di Reynolds Re

$$v \cdot L / \nu$$

Rapporto tra forze di inerzia e forze viscose in un fluido

Facendo prove si può approssimare numero di grandezze che influenzano la convezione forzata (fenomeno studiato)

	S.I.	Dimensioni
1. Calore specifico a pressione costante del fluido, c_p	J/kg.K	$L^2 \cdot T^{-2} \cdot \theta^{-1}$
2. Coefficiente di scambio termico filmare, α	W/m ² .K	$M \cdot T^{-3} \cdot \theta^{-1}$
3. Conduttività del fluido, λ	W/m.K	$MLT^{-3} \cdot \theta^{-1}$
4. Densità del fluido, ρ	kg/m ³	$M \cdot L^{-3}$
5. Lunghezza caratteristica del sistema, D	m	L
6. Velocità del fluido fuori dallo strato limite, V_0	m/s	$L \cdot T^{-1}$
7. Viscosità cinematica del fluido, ν	m ² /s	$L^2 \cdot T^{-1}$

$$F(c_p, \alpha, \lambda, \rho, D, V_0, \nu)$$

Numeri adimensionali che cerchiamo sono

$$k - p = 7 - 4 = 3$$

↓
grandezze fondamentali

$$\phi = (\pi_1, \pi_2, \pi_3)$$

Scegliamo 3 grandezze che compaiano in num. adimensionali con esponente 1

$$\alpha, V_0, c_p$$

Grandezze di riferimento

3 numeri adimensionali

$$\pi_1 = \alpha D^{a_1} \lambda^{b_1} \rho^{c_1} \nu^{d_1}$$

$$\pi_2 = V_0 D^{a_2} \lambda^{b_2} \rho^{c_2} \nu^{d_2}$$

$$\pi_3 = c_p D^{a_3} \lambda^{b_3} \rho^{c_3} \nu^{d_3}$$

$$\pi_1 = M T^{-3} \theta^{-1} L^1 (M L T^{-3} \theta^{-1})^{b_1} \cdot (M L^{-3})^{c_1} \cdot (L^2 T^{-1})^{d_1}$$

Esponenti di ogni grandezza devono essere 0 perché adimensionale

$$\begin{cases} 1 + b_1 + c_1 = 0 \\ -3 - 3b_1 - d_1 = 0 \\ -1 - b_1 = 0 \\ a_1 + b_1 - 3c_1 + 2d_1 = 0 \end{cases}$$

DINAMICHE

Eq. di conservazione di quantità di moto

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}$$

Si introducono grandezze adimensionali

$$x' = \frac{x}{L} \quad y' = \frac{y}{L} \quad v_x' = \frac{v_x}{v_f} \quad v_y' = \frac{v_y}{v_f} \quad T' = \frac{T - T_p}{T_f - T_p} = \frac{T - T_p}{\Delta T} \quad p' = \frac{p}{\rho v_f^2}$$

$$v_x' \frac{\partial v_x'}{\partial x'} + v_y' \frac{\partial v_x'}{\partial y'} = -\frac{\partial p'}{\partial x'} + \left(\frac{\mu}{\rho v_f L} \right) \frac{\partial^2 v_x'}{\partial y'^2}$$

$$v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\mu}{\rho c_p} \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^2$$

$$v_x' \frac{\partial T'}{\partial x'} + v_y' \frac{\partial T'}{\partial y'} = \left(\frac{\alpha}{v_f L} \right) \frac{\partial^2 T'}{\partial y'^2}$$

Soluzioni:

$$v_x' = f(x', y', Re_L, \frac{\partial p'}{\partial x'})$$

$$T' = g(x', y', Re_L, Pr, \frac{\partial p'}{\partial x'})$$

quando $Pr \rightarrow 1$ tendono ad essere simili

Si ottiene similitudine tra

$$\frac{\partial p'}{\partial x'} = 0$$

Sforzo di attrito sulla parete

$$\tau_p = \mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \right)_{y=0} = \left(\frac{\mu v_f}{L} \right) \left(\frac{\partial v_x'}{\partial y'} \right)_{y'=0}$$

$$\tau_p = \left(\frac{\mu v_f}{L} \right) f_p(x', Re_L, \frac{\partial p'}{\partial x'})$$

Flusso termico specifico sulla parete

$$\varphi_p = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} = -\frac{\lambda}{L} \Delta T \left(\frac{\partial T'}{\partial y'} \right)_{y'=0}$$

$$\varphi_p = -\frac{\lambda}{L} \Delta T g_p(x', Re_L, Pr, \frac{\partial p'}{\partial x'})$$

Energia volumica dissipata nello strato limite

$$\Delta E_{vc} = \rho \cdot v_f^3 / 2$$

$$\varphi_p = \alpha (T_p - T_f) \quad \text{Flusso termico specifico convettivo}$$

$$C_f = \frac{\tau_p}{\Delta E_{vc}} = \frac{2}{Re_L} f_p(x', Re_L, \frac{\partial p'}{\partial x'})$$

$$= \frac{2}{Re_L} \left(\frac{\partial v_x'}{\partial y'} \right)_{y'=0}$$

$$Nu = \frac{\text{resist. condutt.}}{\text{resist. totale}} = \frac{L/\lambda}{1/\alpha} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = \left(\frac{\partial T'}{\partial y'} \right)_{y'=0}$$

$$= g_p(x', Re_L, Pr, \frac{\partial p'}{\partial x'})$$

Se $\frac{\partial p'}{\partial x'} = 0$ e $Pr = 1$

$$\left(\frac{\partial v_x'}{\partial y'} \right)_{y'=0} = \left(\frac{\partial T'}{\partial y'} \right)_{y'=0} \rightarrow f_p(x', Re_L) = g_p(x', Re_L) \rightarrow C_f \cdot \frac{Re_L}{2} = Nu$$

$$\frac{C_f}{2} = St \rightarrow \text{numero di Stanton}$$

$$St = \frac{Nu}{Re_L \cdot Pr} = \frac{\varphi_p}{(G/A) \Delta h} = \frac{\text{flusso anco}}{\text{potenza di entalp. anco}}$$

Deflusso laminare

$$C_{f,x} = 0,664 \cdot Re_x^{-1/2}$$

$$Nu_x = 0,332 \cdot Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$$

Spessore locale di strato lim. fluidodinamico $\rightarrow \delta_x = 5x \cdot Re_x^{-1/2}$

Deflusso turbolento e misto

$$C_{f,x} = 0,0592 \cdot Re_x^{-1/5}$$

[Se $5 \cdot 10^5 < Re_x < 10^7$]

$$Nu_x = 0,0296 \cdot Re_x^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$$

[Se $0,6 < Pr < 60$]

medio (tra 0 e x)

$$\overline{C_{f,x}} = 1,328 \cdot Re_x^{-1/2}$$

$$\overline{Nu_x} = 0,664 \cdot Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$$

$$\frac{\delta_x}{\delta_{Tx}} \approx Pr^{1/3}$$

rapporto tra spessore locale degli strati limite fluidodinamico e termico

medio tra 0 e L

$$\overline{C_{f,L}} = 0,074 \cdot Re_L^{-1/5} - 1742 \cdot Re_L^{-2/5}$$

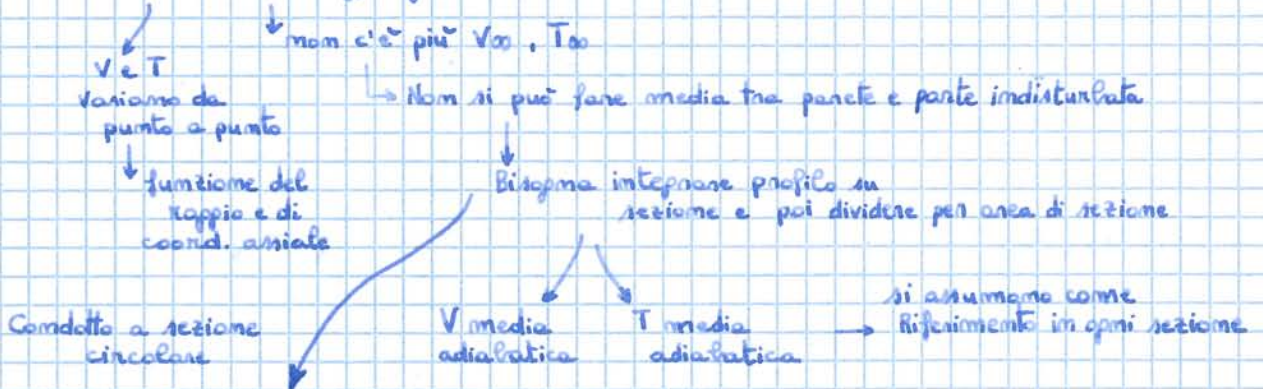
[$5 \cdot 10^5 < Re_L < 10^8$
 $Re_c = 5 \cdot 10^5$]

$$\overline{Nu_L} = (0,037 \cdot Re_L^{4/5} - 871) \cdot Pr^{1/3}$$

[$0,6 < Pr < 60$
 $5 \cdot 10^5 < Re_L < 10^8$
 $Re_c = 5 \cdot 10^5$]

CONVEZIONE FORZATA E CONFINATA IN CANALI E CONDOTTI

Quando strati limite raggiungono asse di condotto



$$G = v_m \cdot \rho \cdot A$$

$$v_m = \frac{G}{\rho \cdot A} = \frac{1}{\rho A} \int dG \rightarrow \text{Bisogna avere un profilo di velocità}$$

$$= \frac{1}{\rho A} \int_0^R \rho \cdot v(r,x) \cdot 2\pi r dr \rightarrow \text{Facendo misure con una sonda}$$

$$T_m = \frac{1}{c_p \cdot G} \int_A h(r) \cdot dG \rightarrow \text{Bisogna conoscere profilo di T e di V}$$

$$= \frac{1}{c_p \cdot \rho \cdot v_m \cdot A} \int_0^R c_p \cdot T(r,x) \cdot \rho \cdot v(r,x) \cdot 2\pi r dr$$

Deflusso turbolento e moto completamente sviluppato

- Coefficiente di attrito (formula di Colebrook) $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3,7D} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right)$
- Formula di Dittus-Boelter ($T_p > T_m$) $Nu_D = 0,023 Re_L^{4/5} \cdot Pr^{0,4}$
- Formula di Dittus-Boelter ($T_p < T_m$) $Nu_D = 0,023 Re_L^{4/5} \cdot Pr^{0,3}$
- Formula di Sieder-Tate $Nu_D = 0,027 \cdot Re_L^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \cdot [\mu/\mu(T_p)]$

Se $L/D \geq 10$ → attrimenti moto non si sviluppa completamente

Se $0,7 < Pr < 160$
 $Re_D \geq 10^4$

Se varia viscosità (parecchio) con T

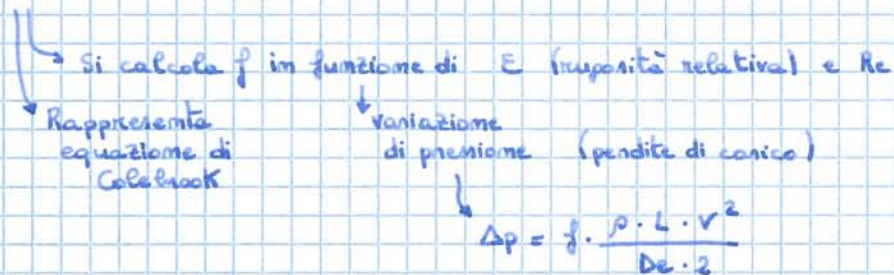
• Proprietà del fluido che dipendono da T

→ calcolate alla T media

$0,7 < Pr < 16700$
 $Re_D \geq 10^4$
 $L/D \geq 10$

Se non si dispone di calcolatori

DIAGRAMMA DI MOODY



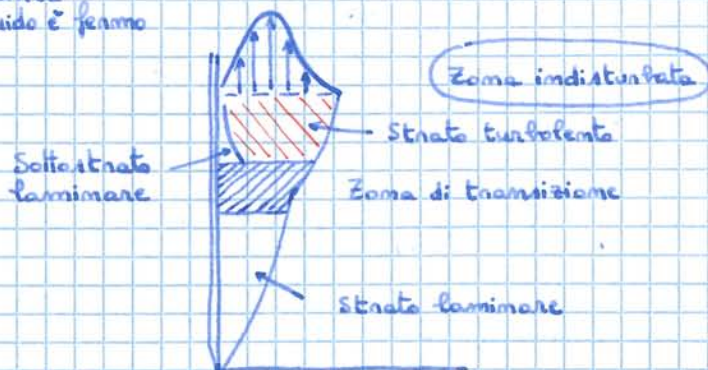
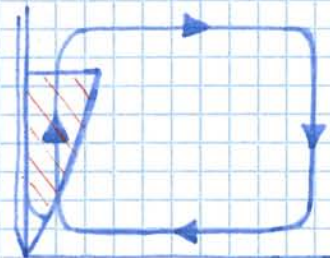
CONVEZIONE NATURALE, LIBERA E CONFINATA

Strato limite

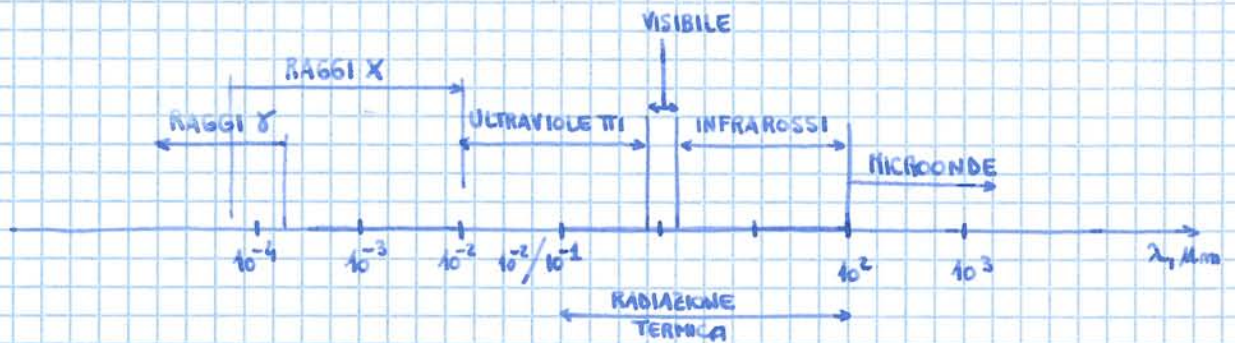
Andam. di velocità va da 0 a 0 → dovuto a gradiente di Temperatura

↓

a distanza il fluido è fermo



Spettro di radiazione elettromagnetica



Ogni elemento della superficie che delimita un solido da un mezzo trasparente alla radiazione, emette in quel mezzo energia elettromagnetica

Dove avviene maggior parte di radiazione emessa a causa di T posseduta da oggetto
 ↓
 Ci sono anche altre cause

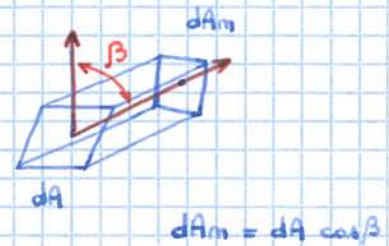
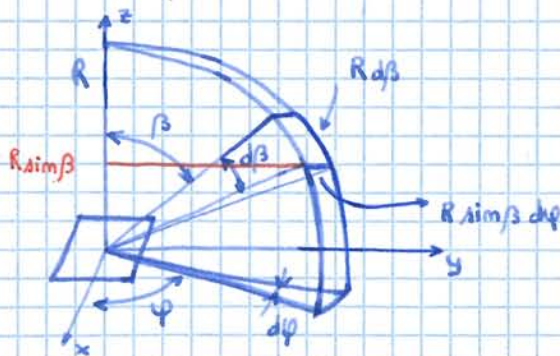
Caratterizzazione di radiazione

→ Sia in emissione → si propaga in tutte le direzioni → Flusso di energia radiante
 → Sia in ricezione → può arrivare da tutte le direzioni

densità di eme varia con direzione e tempo
 ↓
 energia emessa per unità di tempo da un'area infinitesima

Correlata a direzione con
 • Ampolo solido

$$d\omega = \frac{dA_m}{R^2} = \frac{R^2 \sin\beta \, d\beta \, d\varphi}{R^2} = \sin\beta \, d\beta \, d\varphi$$



GRANDEZZE ENERGETICHE

$$[i_{\lambda, \nu}] = \frac{W}{m^3 sr}$$

Intensità monocromatica direzionale → $i_{\lambda, \nu} = \frac{\partial \phi}{\partial A \cos \beta \partial \omega \partial \lambda}$ [steradiante]
 ↓
 varia sia in base a λ che a posizione
 ↓
 in ogni punto → radiazione emessa in una data lunghezza d'onda

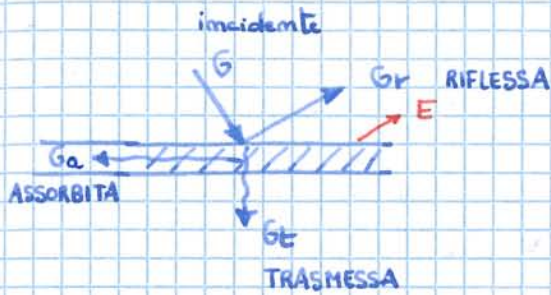
Intensità direzionale → $I_{\lambda} = \frac{\partial \phi}{\partial A \cos \beta \partial \omega} = \int_0^{\infty} i_{\lambda, \nu} d\nu$

↓
 emissione in un punto data da somma di tutte λ

$$[I_{\lambda}] = \frac{W}{m^2 sr}$$

Quando una radiazione incide sul nostro materiale

↳ Si divide in 3 flussi



$$G = G_a + G_r + G_t$$

$$1 = \frac{G_a}{G} + \frac{G_r}{G} + \frac{G_t}{G}$$

Coefficiente di assorbimento (a)

Coefficiente di trasmissione (t)

Coefficiente di riflessione (r)

$$1 = a + r + t$$

ASSORBIMENTO APPARENTE

$$a' = \frac{G_{a,m} + G_{t,r}}{G_{inc}}$$

$$a'_\lambda = \frac{G_{\lambda,am} + G_{\lambda,tr}}{G_{\lambda,inc}}$$

↳ Po' meno essere anche SPETTRALI

↳ A seconda di λ

difficile da analizzare sperimentalmente

non si calcola anche per ogni punto

$$a_\lambda = \frac{G_{\lambda,am}}{G_{\lambda,inc}}$$

$$r_\lambda = \frac{G_{\lambda,rifl.}}{G_{\lambda,inc}}$$

$$t_\lambda = \frac{G_{\lambda,tr}}{G_{\lambda,inc}}$$

Ma materiale oltre a Riflessa emette E

$$E + r \cdot G$$

: RADIOSITA'

spettrale J_λ

totale J

caratterizza flusso specifico di energia radiante che complessivamente lascia una superficie

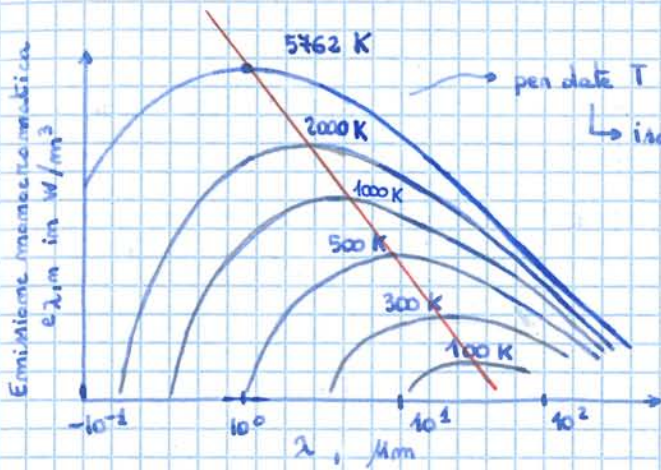
Radiosita' spettrale J_λ

$$J_\lambda(\lambda) = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} \vec{i}_{\lambda,r,(e+r)}(\lambda, \beta, \phi) \cdot \cos\beta \sin\beta \, d\beta \, d\phi$$

Radiosita' totale J

$$J = \int_0^\infty J_\lambda(\lambda) \cdot d\lambda = \int_0^\infty \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} \vec{i}_{\lambda,r,(e+r)}(\lambda, \beta, \phi) \cdot \cos\beta \sin\beta \, d\beta \, d\phi \, d\lambda$$

Riferite a AREA EFFETTIVA della superficie



Ha un massimo

↳ Ad una data λ

per date T

↳ isoterme

$$C_1 = 2\pi \cdot h \cdot c_0^2 = 3,742 \cdot 10^{-16} \text{ W}\cdot\text{m}^2$$

$$C_2 = \frac{h \cdot c_0}{k} = 1,439 \cdot 10^{-2} \text{ mK}$$

Cost. di Planck $h = 6,6256 \cdot 10^{-34} \text{ J}\cdot\text{s}$

Boltzmann $k = 1,3805 \cdot 10^{-23} \text{ J/K}$

5762 K → T di corpo nero che emetterebbe radiazione simile a quella che ci arriva dal sole

↳ si definisce Temperatura apparente del sole

↳ Ci arriva un po' più debole

↳ a $\lambda \approx 0,5 \mu\text{m}$

Il visibile è da 0,4 a 0,8

↳ Occhi si sono adattati dove c'è più energia → c'è il massimo

Legge di STEFAN-BOLTZMANN

Area sottesa

$$\int_0^\infty e_\lambda d\lambda = E_m = \sigma \cdot T^4$$

Emissione globale

↳ Cambia molto a seconda di T

$$I_{x,m} = \frac{E_m}{\pi} = \dots = \frac{\sigma}{\pi} \cdot T^4$$

↳ Intensità direzionale

$$\sigma = 5,670 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}$$

A T minimi → massimo per λ maggiori

LEGGI DI WIEN $\lambda_{\text{max}} \cdot T = \text{costante} = 2898 \mu\text{m}\cdot\text{K}$

↳ λ di punto massimo

↳ T assoluta

Corpo a 60°C → emette onde con energia massima intorno a 10 μm

↳ Vetri lascia passare $\lambda \approx 0,5 \mu\text{m}$ (visibile)

↳ non lascia passare λ emesse da sedile/ecc.

↳ effetto serra → anche di atmosfera

↳ Scalda ambiente interno

Legge di Kirchhoff

↳ Dimostrato che le proprietà emissive delle superfici sono collegate a quelle di assorbimento

$$E_{\lambda r}(T, \lambda, \beta, \varphi) = a_{\lambda r}(T, \lambda, \beta, \varphi)$$

$$E_r(T, \beta, \varphi) = a_r(T, \beta, \varphi)$$

$$E_{\lambda}(T, \lambda) = a_{\lambda}(T, \lambda)$$

$$E(T) = a(T)$$

Dipendono tutte anche dalla T della superficie

↓
Anche quelle precedenti

Conseguenze:

- Coefficiente di assorbimento è sempre < 1

↓ Anche emissività
 $E < 1$

↓ emissione di corpo nero è la massima possibile per irraggiamento di energia

↓ sempre maggiore di quella di altri corpi (superfici)

Nuovo modello più reale:

CORPO GRIGIO

1. Emettono ed assorbono in modo diffuso → indipendentemente da direzione da cui proviene radiazione
2. Emissività e i coefficienti di assorbimento non dipendono da lunghezze d'onda (λ)

• Molte superfici di corpi reali hanno un comportamento che è descritto molto bene dal modello di corpo grigio

$$\begin{cases} E_{\lambda r}(T, \lambda, \beta, \varphi) = E_{\lambda}(T, \lambda) = E(T) \\ a_{\lambda r}(T, \lambda, \beta, \varphi) = a_{\lambda}(T, \lambda) = a(T) \end{cases}$$

$$a(T) = E(T)$$

$$\begin{cases} e_{\lambda}(\lambda, T) = E(T) \cdot e_{\lambda, m}(\lambda, T) \\ E(T) = E(T) \cdot E_m(T) \end{cases}$$

$$\Phi_{2 \rightarrow 1} = \frac{E_{m2}}{\pi} \iint_{A_1 A_2} \frac{\cos \beta_1 \cdot \cos \beta_2}{r^2} dA_1 dA_2$$

mom dipende da materiale della superficie

$$F_{12} = \frac{\Phi_{1 \rightarrow 2}}{\Phi_1} = \frac{\Phi_{1 \rightarrow 2}}{A_1 E_{1m}} = \frac{1}{\pi A_1} \iint_{A_1 A_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dA_1 dA_2$$

solo da geometria

Fattore di forma → quota di flusso emesso da 1 che arriva su 2

$$F_{21} = \frac{\Phi_{2 \rightarrow 1}}{\Phi_2} = \frac{\Phi_{2 \rightarrow 1}}{A_2 \cdot E_{2m}} = \frac{1}{\pi A_2} \iint_{A_1 A_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dA_1 dA_2$$

Proprietà di reciprocità dei fattori di forma

SIMMETRIA

$$A_1 F_{12} = A_2 \cdot F_{21} = \iint_{A_1 A_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{\pi \cdot r^2} dA_1 dA_2$$

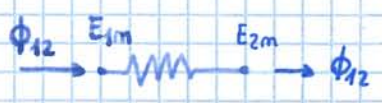
$$A_i F_{ij} = A_j F_{ji}$$

$$\Phi_m = \Phi_{12} = \Phi_{1 \rightarrow 2} - \Phi_{2 \rightarrow 1} = \frac{E_{m1} - E_{m2}}{\pi} \iint_{A_1 A_2} \frac{\cos \beta_1 \cdot \cos \beta_2}{r^2} dA_1 dA_2$$

$$\Phi_{12} = A_1 E_{1m} F_{12} - A_2 F_{21} E_{2m}$$

$$\Phi_{12} = A_1 F_{12} (E_{1m} - E_{2m})$$

Possibile analogia elettrica



$$R_{12} = \frac{1}{A_1 F_{12}} \quad \text{Resistenza radiativa}$$

$$\Delta V = R_e \cdot I$$

$$\Delta E_m = R_{12} \cdot \Phi_{12}$$

$$\Phi_{12} = A_1 F_{12} \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

Proprietà ADDITIVA dei fattori di forma

Se due superfici, 1 e 2, si scambiano mutuamente energia radiante e una, ad esempio 2, è a sua volta divisa in due superfici più piccole, 2a e 2b,

$$\text{allora } A_2 = A_{2a} + A_{2b}$$

↓ Per conserva. di energia

$$F_{12} = F_{12a} + F_{12b}$$

Proprietà di due superfici grigie

- Geometriche, fisiche, radiative

• Area A

$$1 = a + r + \frac{\epsilon}{\epsilon_0}$$

$$\downarrow$$

$$r = 1 - a = 1 - \epsilon$$

Coefficienti di assorbimento: a
 riflessione: R
 trasmissione: $t = 0$

$$[a = \epsilon]$$

- Temperatura T
- Emissività, $\epsilon = a = 1 - R$
- Fattori di forma, F_{12} e F_{21}

- Flussi di em. radiante scambiati per unità di area

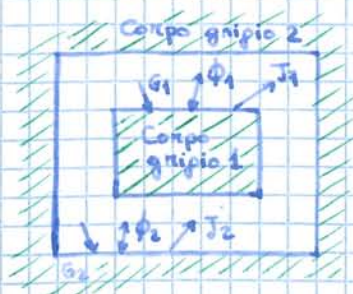
- Radianza verso tutta l'altra superficie (J)
- Irradianza che arriva da altra superficie (G)
- Flusso netto, differenza tra i due valori precedenti (Φ_n)
- Emissione emisferica (E)

Noi vediamo i corpi per ciò che riflettono → A seconda di λ riflette vediamo un colore o un altro

↓
 Loro emissione è in λ che non vediamo

Situazione

2 superfici in una cavità



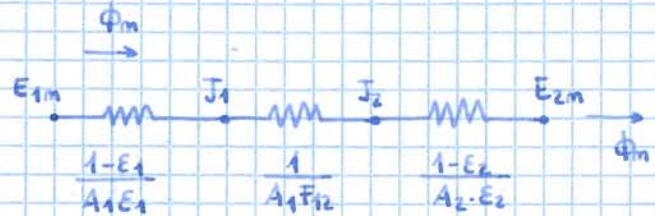
$$E_{1m} - J_1 = R_1 \phi_m$$

$$J_1 - J_2 = R_{12} \phi_m$$

$$J_2 - E_{2m} = R_2 \phi_m$$

Somma

$$E_{1m} - E_{2m} = R_{TOT} \cdot \phi_m$$



FLUSSO NETTO

$$\phi_m = \frac{E_{1m} - E_{2m}}{R_{TOT}}$$

$$\phi_m = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1-E_1}{A_1 E_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1-E_2}{A_2 E_2}}$$

Calcolo più semplice rispetto a calcolarsi le J

$$\phi_m = \frac{J_1 - J_2}{R_{12}}$$

Basta conoscere T,

geometria,

E (materiale)

Se $E = 1$ (come corpo nero)

↳ stessa relazione di prima $\phi_m = A_1 F_{12} (E_{1m} - E_{2m})$

Con due superfici piane e parallele (indefinite)

$$A_1 = A_2 = A \quad \text{e} \quad F_{12} = 1$$

$$\phi_m = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1-E_1}{A_1 E_1} + \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} + \frac{1-E_2}{A_2 \cdot E_2}} = \frac{A \cdot \sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} - 1}$$

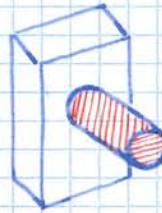
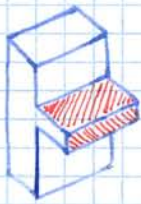
APPLICAZIONI

Alette o superfici alettate

Definizione

Quando un solido scambia calore per convezione o irraggiamento con l'ambiente che lo circonda, è possibile modificare l'entità del flusso termico scambiato, in genere aumentandolo, aggiungendo alla superficie di scambio estensioni che si protendono nel fluido o comunque verso l'esterno. Queste superfici estese, si chiamano ALETTE

Esempi di alette semplici



Enano usate in motociclette o computer per raffreddare motore

Principale scambio termico

↓
CONVETTIVO

$$\Phi = A \alpha (T - T_f)$$

↑ Aumenta con velocità → Come se ci fosse convezione forzata

↑ Ma quando sono al semaforo sono fermo

↓ tempo costante di convezione naturale → caso peggiore

↓ α molto basso

↑ Cambia molto se fluido è un gas o un liquido

↓ da 1 a 10

↓ da 100 a 1000

Si nota quando faccio il bagno in acqua a 20°

↓ Freddo

↓ Si scambia più calore

Im aria a 20° si sta bene

↓ Scambia meno

$$\Phi = A \alpha (T - T_f)$$

↑ Aumenta finché non ricentra più in funzionamento — Se flusso non è bilanciato

↑ Per aumentare scambio convettivo — e mantenere una T inferiore

↓ Aumento area

2) $x=0 \quad \vartheta = \vartheta_0$ Aletta molto lunga $\rightarrow T|_{x=L} = T_f$

$x=L \quad \vartheta = 0$ Come se
 \rightarrow Punta adiabatica
 \rightarrow Ha raggiunto T del fluido \rightarrow non c'è scambio
 \downarrow
 T all'estremità mota

3) T a estremità mota e costante $\begin{cases} x=0 & \vartheta = \vartheta_0 \\ x=L & \vartheta = \vartheta_L \end{cases}$



Flusso termico globalmente scambiato dall'aletta

$\Phi_T = -\lambda A \left. \frac{d\vartheta}{dx} \right|_{x=0}$ \leftarrow Flusso totale scambiato per convezione
 \downarrow
 deve passare per conduzione attraverso area iniziale

$= -\lambda A (-mM + mN)$

$= m\lambda A (M - N)$

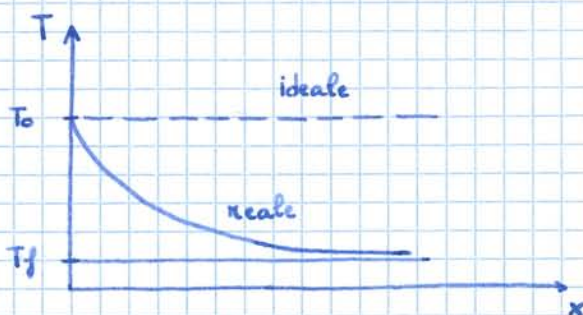
$= m \cdot \frac{\alpha P}{m^2} (M - N) = \frac{\alpha P}{m} (M - N)$

$\frac{d\vartheta}{dx} = -mM e^{-mx} + mN e^{+mx}$

4) $x=0 \quad \vartheta = \vartheta_0$

$x=L \quad \Phi_L = 0$ Estremità adiabatica

Andamento di temperatura nell'aletta



SCAMBIATORI DI CALORE

Definizione: Dispositivi che consentono di scambiare energia termica tra due o più fluidi che si trovano a T differenti

Si trovano anche in natura (alveoli polmonari)
degli esempi

} Tra i meccanismi più usati in applicazioni tecnologiche

- Esempi:
- Caldaie
 - Radiatori per veicoli
 - Termosifoni per riscaldamento ambientale
 - Condensatori delle centrali termoelettriche

SCAMBIATORI

In base a

• MODALITÀ COSTRUTTIVE

- A miscela → Si perdono identità dei due fluidi
↳ Escono miscelati
- A superficie → Vengono a "contatto" tramite una superficie che li separa

• COMPATTEZZA → Rapporto tra superficie di scambio e volume (c)

- Compatti se $c > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- Non compatti se $c \leq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$

• MECCANISMO DI SCAMBIO TERMICO

- Convezione monofase su entrambi i lati
- Convezione bifase su entrambi i lati
- Convezione monofase su un lato e bifase sull'altro
- Convezione e radiazione

Convezione è la più importante

↓
Tra fluido in moto e superficie

SCAMBIATORE A TUBI E MANTELLO → Tantissime applicazioni

Per forza derivanti
differenza di T tra i due fluidi → Per avere scambio termico

↓
Quello più vicino a $T_{ambiente}$ → lo mette verso l'esterno
↳ Per limitare scambio verso l'esterno

Primo → Entra in testata e imbocca fascio di tubi

↓
Com piastre che li regge

↓
Esce poi dall'altra testata

Secondo → Riempie grasso
cilindrico

↓
circondando i tubi del fascio tubiero

↓
Se non interveniva → fluido prende percorso più breve
parallelo a tubi

↓
Metto diaframmami → obbliga a serpentina
che incanalano fluido e fanno in modo
che rimanga più a lungo
intorno ai tubi

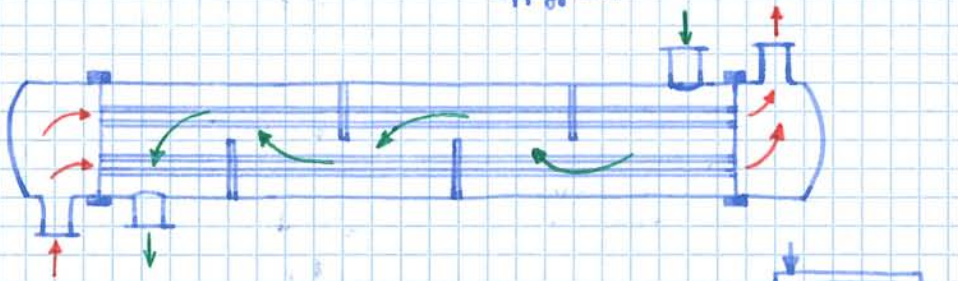
Piastre che reggono tubi

↳ Una ha INCASTRI

e l'altra no → per non rompersi
in dilatazione termica

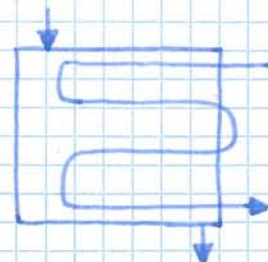
↳ Solo
appoggiati

↓
Aumenta scambio



Tipologie → Tubi e mantello 1-2 → Un fluido fa un doppio
passaggio mentre l'altro 1 solo

↳ Tubi e mantello 1-4 → Un fluido fa 4 passaggi
mentre l'altro 1 solo



BILANCIO ENERGETICO

- Scambiatore visto dall'esterno è un sistema aperto
- Bilancio energetico deve essere soddisfatto
 - ↓ Relazione tra flussi di entalpia entranti e uscenti

IPOTESI :

- Regime di deflusso STAZIONARIO
- Involucro esterno è isolato molto bene → ADIABATICO

Scambiatore a miscela

$$G_m - G_c - G_f = 0 \quad \rightarrow \quad G_m = G_c + G_f$$

$$G_m \cdot h_m - G_c \cdot h_{ci} - G_f \cdot h_{fi} = 0$$

$$\downarrow$$

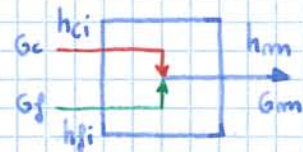
$$h_m = \frac{G_c}{G_c + G_f} h_{ci} + \frac{G_f}{G_c + G_f} h_{fi}$$

Se il fluido è semplice

$$dh = c_p dT = \bar{c}_p d\theta$$

$$\Delta h = \bar{c}_p \Delta T = \bar{c}_p \Delta \theta$$

$$G_m = \frac{G_c}{G_c + G_f} G_{ci} + \frac{G_f}{G_c + G_f} G_{fi}$$



Scambiatore a superficie

$$G_c \cdot h_{cu} + G_f \cdot h_{fu} - G_c \cdot h_{ci} - G_f \cdot h_{fi} = 0$$

$$G_c (h_{cu} - h_{ci}) + G_f (h_{fu} - h_{fi}) = 0$$

$$G_c (h_{cu} - h_{ci}) = G_f (h_{fi} - h_{fu})$$

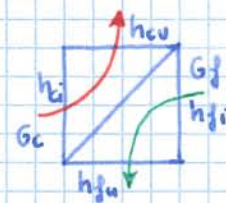
Se il fluido è semplice

$$dh = c_p dT \quad \rightarrow \quad \Delta h = \bar{c}_p \Delta T$$

$$G_c \cdot \bar{c}_c (T_{ci} - T_{cu}) = G_f \cdot \bar{c}_f (T_{fu} - T_{fi})$$

"Capacità termica" →

$$\underbrace{G_c \cdot \bar{c}_c}_{C_c} \quad \downarrow \quad \Delta T_c \quad = \quad \underbrace{G_f \cdot \bar{c}_f}_{C_f} \quad \downarrow \quad \Delta T_f$$

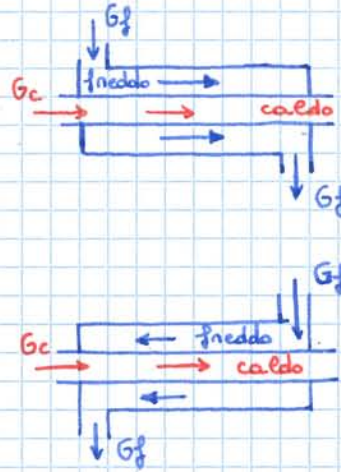


Schema più semplice:

CILINDRI COASSIALI

Equiconnente

Controconnente



In sezione dx

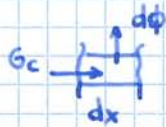
↳ T diminuisce di dT (di fluido caldo)

↳ Avanzando in stessa direzione (se sono controconnente)

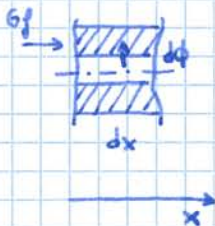
↳ Fluido freddo diminuisce di T

(Superficie esterna adiabatica)

↳ Quella che perde il fluido caldo lo acquista il fluido freddo



in valore assoluto
 $|d\phi| = -G_c c_{p_c} dT_c = -C_c dT_c$



equiconnente
 $|d\phi| = \pm G_f c_{p_f} dT_f = \pm C_f dT_f$
 controconnente

dφ è la stessa quantità fisica per tutti e 3

$|d\phi| = U dS \cdot (T_c - T_f)$

↳ P · dx
 Coefficiente globale di scambio termico

$dT_c - dT_f = -\frac{|d\phi|}{C_c} \mp \frac{|d\phi|}{C_f}$

$\Delta T = T_c - T_f = \theta$

$d\theta = -|d\phi| \left(\frac{1}{C_c} \pm \frac{1}{C_f} \right) = -U dS (T_c - T_f) \left(\frac{1}{C_c} \pm \frac{1}{C_f} \right)$

$d\theta = -\beta |d\phi| = -\beta \cdot U \theta dS$

Per tracciare andamenti di temperature

$$\frac{C_c}{C_f} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_c}$$

Analizzare configurazione dello scambiatore

Equicorrente

Controcorrente

Se $C_c = C_f \Rightarrow \Delta T_c = \Delta T_f$

$C_c > C_f \Rightarrow \Delta T_c < \Delta T_f$

$C_c < C_f \Rightarrow \Delta T_c > \Delta T_f$

$$d\phi = U \cdot dS (T_c - T_f)$$

$$d\phi = -C_c dT_c = \pm C_f \cdot dT_f$$

Per fluido caldo

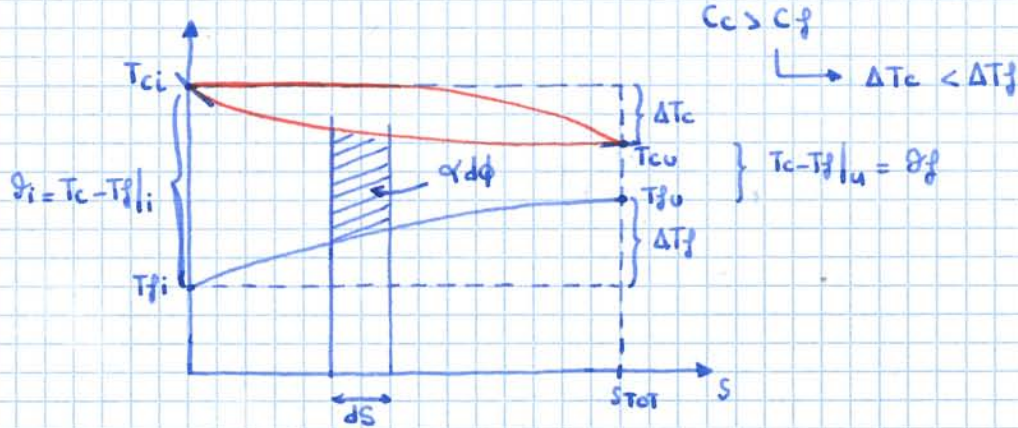
$$U dS (T_c - T_f) = -C_c dT_c$$

$$\frac{dT_c}{dS} = -\frac{U}{C_c} \cdot (T_c - T_f)$$

$$\left. \frac{dT}{dS} \right|_{im} = -\frac{U}{C_c} (T_{cim} - T_{fim})$$

$$\left. \frac{dT}{dS} \right|_u = -\frac{U}{C_c} (T_{cu} - T_{fu})$$

Caso Equicorrente



$$\frac{dT_c}{dS} = -\frac{U}{C_c} \cdot (T_c - T_f)$$

da valutare in sezione iniziale e finale

$$dS (T_c - T_f) = \frac{d\phi}{U} \propto d\phi$$

differenze di T sono maggiori

derivata è minore → più pendente

$$\left. \frac{dT}{dS} \right|_{im} < \left. \frac{dT}{dS} \right|_u < 0$$

Per dimensionare scambiatori → anche più complessi (non coassiali)

Se i due scambiatori non sono coassiali

↳ Metodo LMTD

Utile quando sono note le T di ingresso e di uscita dei due fluidi

↳ Si introduce un fattore di correzione F

$$F = F(P, R, \text{config.})$$

↳ dato dal fornitore

(coefficiente di importanza)

$$\Phi = U \cdot F \cdot A_j \cdot \Delta T_{lmf}$$

$$\Delta T_{lmf} = LMTD = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Grafico

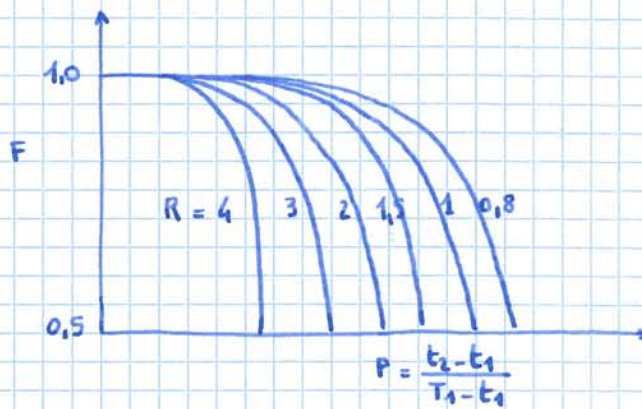
in funzione di R e P

$$R = \frac{C_j}{C_c}$$

$$P = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{j4} - T_{j1}}$$

$$P = \frac{T_{j4} - T_{j1}}{T_{c1} - T_{j1}}$$

massima differenza di T



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

Altro metodo per dimensionare scambiatore

↳ ϵ -NTU → Number of Transfer Unit

(Numero di Unità di trasferimento)

↳ si introduce efficienza

$$\epsilon = \frac{\Phi}{\Phi_{max}} = \frac{\Phi}{C_{min} \Delta T_{max}}$$

↳ flusso termico effettivamente scambiato

↳ massimo che si può scambiare in uno scambiatore

↳ quando entrano c'è massima differenza di T

$$T_{c1} - T_{j1}$$

↳ Superficie infinita

↳ Massimo salto di T

$$\Phi = C \Delta T$$

Se fosse C_{max}

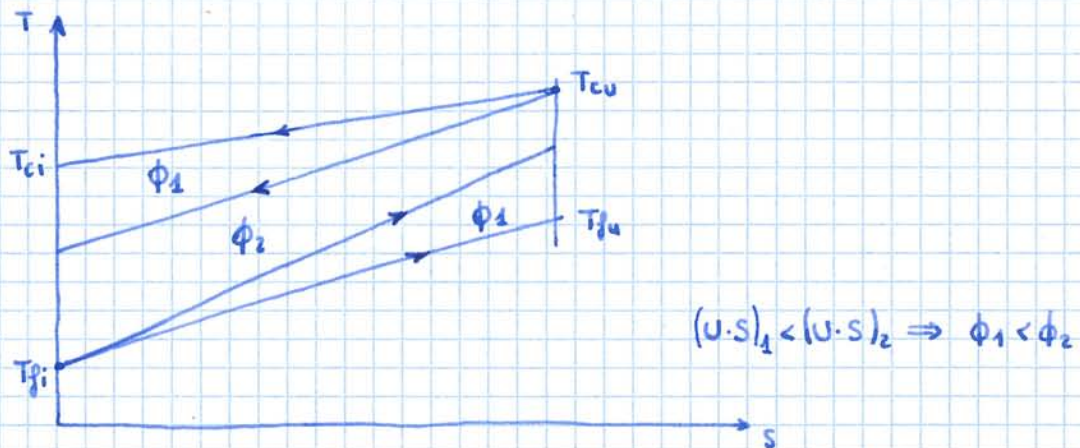
$$C_{max} = C_c$$

↳ fluido che fa salto massimo deve avere capacità termica minima

$$C_c \cdot \Delta T_{max} = C_j \Delta T_j$$

↳ minore

Relazione tra flussi e (U.S)



Si può anche scrivere

Relazione analitica di ϵ (Per casi limitati)

$$d\theta = -\beta |d\phi| \rightarrow |\phi| = -\frac{1}{\beta} (\theta_f - \theta_i)$$

$$\epsilon = \frac{\phi}{C_{min} (T_{ci} - T_{fi})} = \frac{\frac{\theta_i - \theta_f}{\beta}}{C_{min} (T_{ci} - T_{fi})}$$

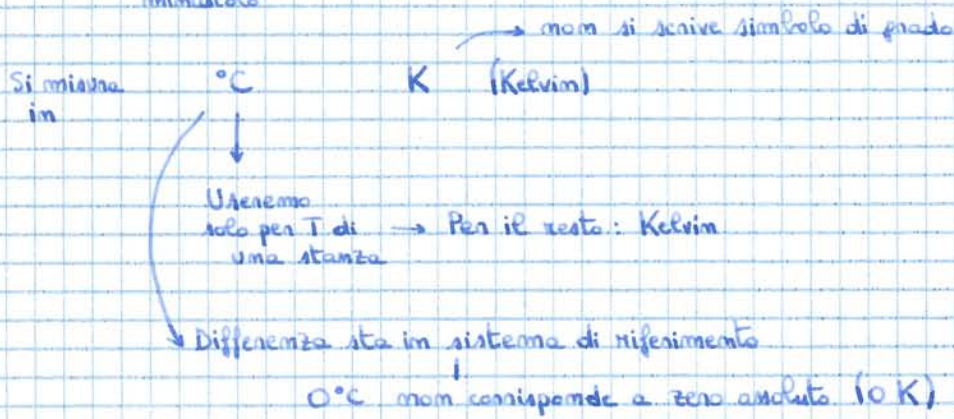
$$= \frac{\frac{\theta_i - \theta_f}{\theta_i}}{\beta C_{min}} = \frac{1 - e^{-\beta U S_T}}{\left(\frac{1}{C_{max}} + \frac{1}{C_{min}}\right) C_{min}}$$

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-\left(\frac{1}{C_{max}} + \frac{1}{C_{min}}\right) U S_T}}{1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}}$$

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-NTU \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)}}{1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}}$$

La temperatura ci dà indicazioni su effetti macroscopici

$k = 10^3$
minuscolo



SCALE TERMOMETRICHE

	Celsius	Kelvin	Fahrenheit	Rankine
introdotta nel	1742	1860	1714	1860
	$^{\circ}C$	K	$^{\circ}F$	$^{\circ}R$
	+100	+373,15	+212	+671,67
	0	+273,15	+32	+491,67
	-273,15	0	-459,67	0
Unità	$\frac{1}{100}$	$\frac{1}{100}$	$\frac{1}{180}$	$\frac{1}{180}$

Variaz. di $1^{\circ}F$ corrisponde a $\frac{5}{9}^{\circ}C$

$$T(K) = \frac{5}{9} T(^{\circ}R)$$

$$T(^{\circ}F) = \frac{9}{5} T(^{\circ}C) + 32$$

$$T(K) = T(^{\circ}C) + 273 \quad \rightarrow \quad \Delta X_K = \Delta X_{^{\circ}C}$$

- Energia $J = N \cdot m$

$$1 \text{ cal} = 1,602 \text{ J}$$

$$1 \text{ BTU} = 1055,06 \text{ J}$$

BTU = British thermal unit

$$1 \text{ kWh} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ J}$$

perché $[E] = [P \cdot t] = W \cdot h = W \cdot 3600 \text{ s} = 3600 \text{ J}$

- Potenza

$$P = \frac{E}{t} \rightarrow W = \frac{J}{s}$$

$$P = F \cdot v = \text{forza} \times \text{velocità}$$

$$1 \text{ CV} = 735,49875 \text{ W}$$

$$\text{HP} = 0,98631 \text{ CV}$$

- Moli massa equivalente al valore corrispondente alla massa atomica
espresso in g in condizioni normali (0°C , 760 mmHg)

1 mol contiene 22,414 litri normali di gas

equivalenti a $N = 6,022 \cdot 10^{23}$ atomi o molecole
di gas

$$1 \text{ mol di } O_2 = 32 \text{ g di } O_2$$

COEFFICIENTE di

- Dilatazione cubica β
- comprimibilità isoterma k_T

$f(x,y)$ funzione di due variabili

$\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_y$ derivata parziale risp. a x (con y costante)

$\left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)_x$ deriv. parz. risp. a y (con x cost.)

TEMPERATURA

Permette di quantificare una sensazione

↳ Cosa è più caldo o meno

- Definita operativamente

= ↳ Due sistemi a contatto

↳ Se superficie consente di scambiare energia

↓ Si arriva a equilibrio

↓ Non si muove più

Stato stazionario

↳ Molecole passano
combinare

• Principio zero della termodinamica
(zeresimo)

↳ Tre sistemi messi in equilibrio a due a due

↓ Sono tutti in equilibrio

Per misurare temperatura
è importante

↳ Perché → uso un sistema da mettere in equilibrio
con un altro

Definisco

Proprietà di termometriche

Termometro

↳ A liquido

↳ h del liquido

1) non deve perturbare
il sistema

2) dev'essere termometrico
↳ misurabile

Termo resistenza

Resistenza elettrica R

Termocoppia

Forza elettro-motrice f_{em}

Pilometro

Radiosità della radiazione

Φ Flusso termico

↳ Detto anche come potenza termica o tasso di riscaldamento.

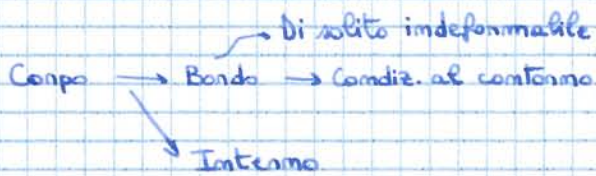
↳ Potenza esprimibile da sistema in un tempo determinato

↳ Rapidità con la quale il sistema scambia calore

$$Q = \int \Phi dt$$

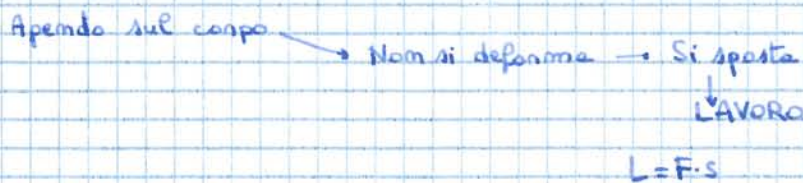
LAVORO

↳ Risposta all'azione di una forza



Forze di contatto → A contatto con fondo

Forze a distanza → Agisce anche sull'interno



Lavoro → Cammini differenti
↳ diversi lavori

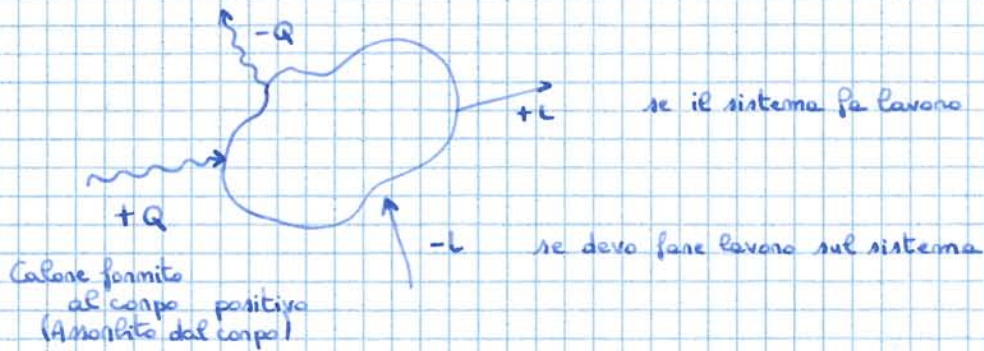
Non è una proprietà dei corpi

↳ È un cambio di stato → modificazione di stato (PROCESSO)

↑
Quantezza che rappresenta

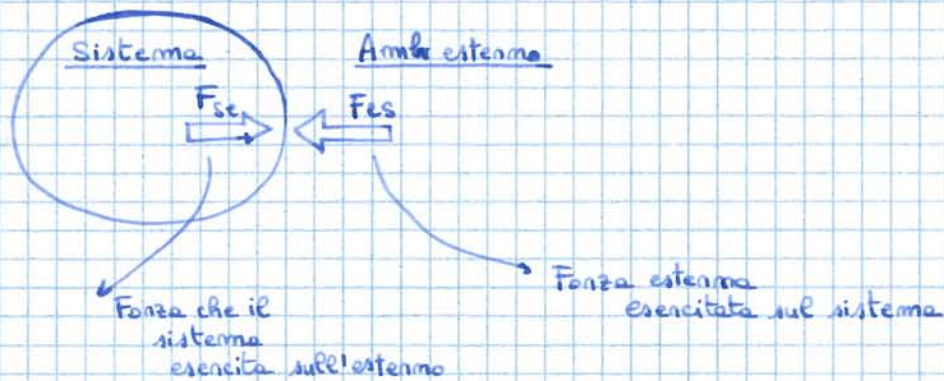
Lavoro e Potenza meccanica

↓
Convenzione per i segni



[In MACCHINE È L'OPPOSTO] la convenzione

Principio di AZIONE e REAZIONE



Se $F_{se} = F_{es}$

↳ Non si deforma → Ma si può muovere sotto azione di F
 ↳ Mantiene solo forma ↓ COMPIE LAVORO MECCANICO

E
 Se sistema fa lavoro → $L > 0$
 Se comprimiamo sistema → $L < 0$

FORZA → Di superficie (Distribuite)
 ↳ Localizzate (concentrate)

Se sul corpo agiscono forze esterne

↓
 Forze interne
 hanno risult. nulla
 ma fanno lavoro

$L_i(P) \neq 0$
 $W_i \neq 0$

$$\vec{F}_i = \int_V \nabla \cdot \vec{\tau} dV \quad \text{con} \quad \nabla \cdot \vec{\tau} = \text{div}(\vec{\tau})$$

↓ Tensione superficiale
 ↓ Matrice

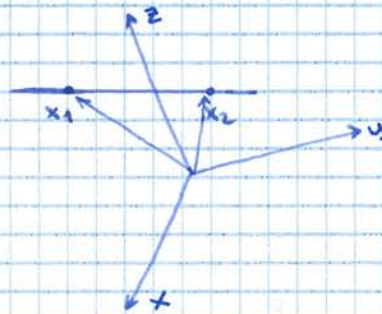
$$L_{iR} = \int_V p dV$$



$$P = \frac{F}{A}$$

$$L = F \cdot x = \frac{F}{A} \cdot A \cdot x = pV$$

↓ molto più comodi da misurare



Se c'è **ATTRITO** o **DISSIPAZIONE**

$$L_i = L_{iR} - L_a$$

interne ↓ lavoro interno REVERSIBILE

↘ lavoro di attrito

↓ Unico che calcoliamo esattamente

Sistema in movimento

↓
QUANTITÀ DI MOTO

$$\vec{Q}_M = M \cdot \vec{V}_B$$

↘ Baricentro

Vapore: stato gassoso che può essere liquefatto per azione di pressione.

↓
Attrimenti GAS

Relazioni fenomenologiche

↓
necessari differenziali

$$df = \frac{\partial f}{\partial x} dx + \frac{\partial f}{\partial y} dy$$

$$\vec{f} = df = M dx + N dy$$

↓
differenziale di cammino

M, N → Proprietà di materia del sistema

Nel tempo

$$\dot{\Phi}(t) = \Delta_V(V, T) \frac{dV}{dt} + C_V(V, T) \frac{dT}{dt}$$

$$\dot{\Phi}(t) = \Delta_P(p, T) \frac{dP}{dt} + C_P(p, T) \frac{dT}{dt}$$

↓
Termine meccanico

↓
Termine termodinamico (CALORE)

$$\psi(t) = \frac{\dot{\Phi}(t)}{M} = \lambda_{p/v} \dots + c_{p/v}$$

↓
Calore latente a p/v costante

↓
Calore specifico a p/v costante

Esercitazione 2

Cap 4, 5, 6 (6.1)

Dato un sistema (volume)

↳ si possono definire coordinate termodinamiche → stato termodinamico
 Può scambiare

$$\tilde{Q} = \phi dt \Rightarrow Q(P) = \int_{t_1}^{t_2} \phi(t) dt$$

$$\tilde{L}_i = w_i(t) dt \Rightarrow L_i(P) = \int_{t_1}^{t_2} w_i(t) dt$$

Lavoro fatto in reazione a sollecitazione esterna

$$\phi = \dot{Q} \rightarrow \phi \neq \frac{dQ}{dt}$$

$$\phi = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{Q}{\Delta t} \rightarrow \text{tempo di osservazione}$$

$$w_i = \dot{L}_i \rightarrow L_i \neq \frac{dL}{dt} \quad w_i = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{L_i}{\Delta t}$$

Q, L, Φ, W

Tutto dipende da grandezze del sistema

$$\Phi(t) = \lambda_V(V, T) \frac{dV}{dt} + c_V(V, T) \frac{dT}{dt}$$

$$\phi = \frac{\Phi}{M} \Rightarrow \lambda_V = \frac{\lambda_V}{M} \rightarrow \text{calore latente rispetto al volume}$$

$$c_V = \frac{C_V}{M} \rightarrow \text{calore specifico a } v \text{ costante}$$

DERIVATA SOSTANZIALE (Derivata di una grandezza estensiva)

Per passare da un sist. di riferimento ad un altro geometrico

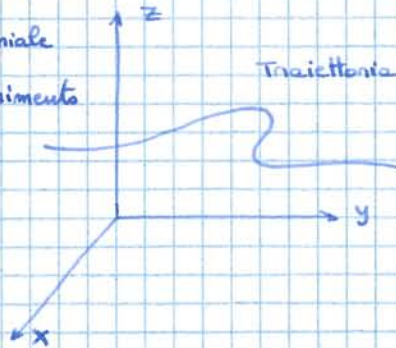
- In descrizione fisica del moto

Da Lagrangiana a Euleroiana e viceversa

↳ Importante in termodinamica

Descrivono posizione di un punto materiale rispetto ad un sistema di riferimento

Tutte grandezze sono in funzione del tempo



Descrizione Lagrangiana (o Geometrica) (Da fuori)

Sistema di riferimento mobile rispetto ad un sist. di riferimento inerziale (fino nello spazio fisico)

Coordinate indipendenti t e coordinate materiali di ogni punto

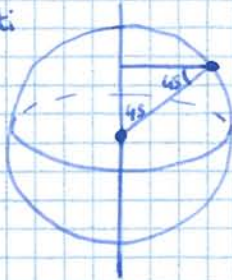
Tutte proprietà sono in funz. del tempo

↳ Serve modello per descrivere il tutto da fuori (sistema inerziale)

Per grandi numeri di punti

Troppe equazioni del moto

↳ Descrizione Euleroiana



$$R \frac{\sqrt{2}}{2} \approx 4500 \text{ km}$$

$$v = \frac{30000 \text{ km}}{24 \text{ h}} \approx 1000 \text{ km/h}$$

(Noi non la percepiamo)

Come cambia T ? $\rightarrow \frac{dT}{dt}$

CASO LAGRANGIANO

$$f \rightarrow \dot{f} = \frac{df}{dt}$$

perché posizione iniziale è definita e non varia nel tempo

CASO EULERIANO

$$\dot{f} = \frac{\partial f}{\partial t}$$

$x = \text{sistema}$

$$+ \underbrace{\vec{u} \cdot \nabla f}_{\text{gradiente di velocità}}$$

↳ Traslazione di sistema

↳ Posizione del sistema è in funzione del tempo

↳ Moto relativo di due sistemi

Relazione tra Lagrangiana ed Euleroiana

$$\frac{df}{dt} = \left(\frac{\partial f}{\partial t} \right)_x + \vec{u} \cdot \nabla f$$

$$\frac{D}{Dt} = \left(\frac{\partial}{\partial t} \right)_x + \vec{u} \cdot \nabla$$

TEOREMA DELL'ENERGIA CINETICA

$$\sum (\vec{F}_{es}^s + \vec{F}_{es}^d) = \frac{dQ}{dt} \quad \text{variazione di quantità di moto nel tempo}$$

$$\sum (\vec{F}_{es}^s + \vec{F}_{es}^d) \cdot dx = \frac{dQ}{dt} \cdot dx$$

$$\frac{dQ}{dt} \cdot dx = dQ \cdot v_i$$

$$= d\vec{v} \cdot \frac{m \vec{v}}{m}$$

$$\int \sum (\vec{F}_{es}^s + \vec{F}_{es}^d) \cdot dx = \int d\vec{v} \cdot \frac{m \vec{v}}{m}$$

$$L_{es} + L_i = \frac{Q^2}{m} = \Delta E_c$$

$$W_{es} + W_i = \frac{\Delta E_c}{\Delta t} = \frac{dE_c}{dt}$$

$$W_{es} + W_i = \frac{dE_c}{dt}$$

$$W_{se} = -W_{es}$$

$$W_{se} = W_{se}^s + W_{se}^d$$

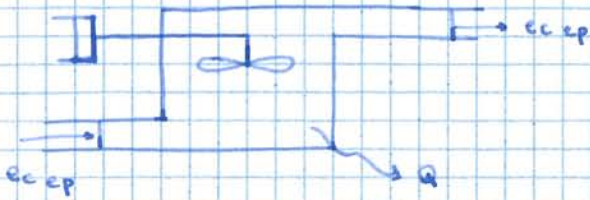
$$W_{se}^s = W_t + W_{sp}$$

$$W_{se}^d = \frac{dE_p}{dt}$$

$$W_{se} = W_t + W_{sp} + \frac{dE_p}{dt}$$

$$W_t + W_{sp} + \frac{dE_p}{dt} - W_i + \frac{dE_c}{dt} = 0$$

$$W_i = p \frac{dv}{dt} - W_a \quad \rightarrow \text{attriti di deformazione}$$



$$W_t + W_a + V \frac{dp}{dt} + \underbrace{\left(\frac{dE_c}{dt} + \frac{dE_p}{dt} \right) / V_c}_{\text{Se non si sposta} = 0} + G (\Delta e_c + \Delta e_p) = 0$$

$$\frac{W_t}{G} + \frac{W_a}{G} + \frac{V}{G} \frac{dp}{dt} + \Delta e_c + \Delta e_p = 0$$

$$\frac{V}{G} \frac{dp}{dt} = \int_V \frac{V}{G} \frac{dp}{dt} = \int \frac{A dx}{G} \frac{dp}{dt}$$

$$= \int \frac{A dx}{G} dp = \int \frac{A}{\rho A v} v dp = \int \frac{1}{\rho} dp = \int v dp$$

$$l_t + l_a + \int v dp + \Delta e_c + \Delta e_p = 0$$

$$l_t + l_a + v \Delta p + \Delta e_c + \Delta e_p = 0$$

$$l_t + l_a + \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta e_c + \Delta e_p = 0$$

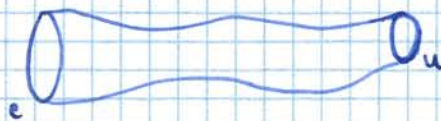
$$l_t + l_a + \frac{p_u - p_e}{\rho} + e_{cu} - e_{ci} + e_{pu} - e_{pi} = 0$$

$$e_c = \frac{1}{2} v^2$$

$$e_p = gz$$

$$\frac{p_e}{\rho} + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e = \frac{p_u}{\rho} + \frac{1}{2} v_u^2 + g z_u + l_t + l_a$$

Equazione di Bernoulli



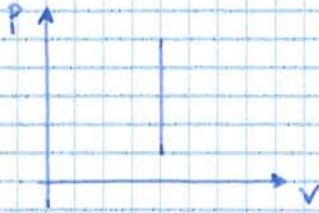
$$-v \Delta p = l_t$$

Se non c'è attrito e variazione di energia cinetica e potenziale

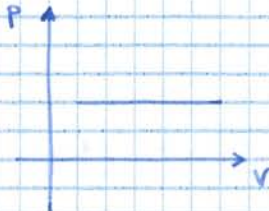
$$l_t = \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta e_c + \Delta e_p - l_a + v \Delta p \quad ?$$

Diagramma pV o pV^{γ} → Per visualizzare immediatamente il lavoro

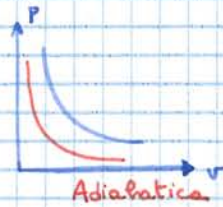
isocora
 $V = \text{cost.}$



isobara
 $p = \text{cost.}$



isoterma ($T = \text{cost.}$)
 $pV = \text{cost}$
↓
 $p = \frac{\text{cost}}{V}$
iperbole equilatera



Adiabatica
 $pV^{\gamma} = \text{cost} \Rightarrow p = \frac{\text{cost}}{V^{\gamma}}$
iperbole equilatera compressa

Diagramma $T\Delta S$ → Per valutare calore ricevuto/dato

$T\Delta S$: calore sviluppato

$$du = \tilde{q} - \tilde{l}$$

$$du = c_v dT$$

$$\tilde{q} = T ds$$

$$\tilde{l} = p dV$$

ISOCORA

$$dV = 0 \rightarrow \tilde{l} = 0$$

$$du = \tilde{q}$$

$$c_v dT = T ds$$

$$\frac{dT}{T} = \frac{ds}{c_v}$$

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \frac{1}{c_v} (s_2 - s_1)$$

$$T_2 = T_1 e^{(s_2 - s_1)/c_v}$$

