

Formulario di Fisica Tecnica ITPS

13 September 2024

CONTENTS

1	Grandezze termodinamiche	5
1.1	Energia interna	5
1.2	Entalpia	5
1.3	Entropia	6
2	Trasformazione Politropica	7
2.0.1	Equazione di stato	8
2.1	Casi Particolari	8
2.2	Lavoro massico durante una Trasformazione Politropica	8
2.3	Calore massico scambiato	9
2.4	Calori specifici gas perfetti	10
2.4.1	A volume costante	10
2.4.2	A pressione costante	10
2.5	Trasformazione Isoentropica	11
3	Macchine	12
3.1	Rendimenti	12
3.1.1	Turbina adiabatica	12
3.1.2	Pompa	12
4	Cicli Termodinamici	13
4.1	Curiosità	13
4.2	Diretti e indiretti	13
4.3	Utilizzi dei cicli	14
4.4	Cicli Simmetrici	14
4.5	Rendimenti	15
4.5.1	Formula generale	15
4.5.2	Carnot: Diretto (Gas)	15
4.5.3	Carnot: Ciclo frigorifero (Gas) (Indiretto)	15
4.5.4	Carnot: Pompa di Calore (Gas) (Indiretto)	15
4.5.5	Brayton Joule (Gas)	16
4.5.6	Brayton Joule con rigenerazione (Gas)	16
4.5.6.1	Come calcolare T_x e T_y	17
4.5.6.2	Efficienza	18
4.5.7	Rankine (Vapore)	18

5	Miscela bifasiche acqua-vapore	19
5.1	titolo di vapore (x)	19
5.2	Liquido sottoraffreddato	19
5.3	Miscela liquido-vapore	19
5.4	Vapore Surriscaldato	20
6	Aria Umida (miscela bicomponente)	21
6.1	Umidità Assoluta	21
6.2	Umidità Relativa	21
6.3	Entalpia	22
6.4	Temperatura di Rugiada	23
6.4.1	Metodo Analitico	23
6.4.2	Metodo grafico (diagramma psicrometrico)	24
7	Trasmissione del calore: Regime Stazionario	25
7.1	Coefficiente di conduzione (k)	25
7.2	Coefficiente di convezione (h)	25
7.3	Coefficiente di scambio termico globale (U)	25
7.4	Conduttanza termica	26
7.5	Caso: Parete Piana	26
7.5.1	Resistenza alla Conduzione	26
7.5.2	Resistenza alla Convezione	26
7.5.3	Potenza Termica	27
7.6	Caso: Parete Cilindrica	27
7.6.1	Resistenza alla Conduzione	27
7.6.2	Resistenza alla Convezione	28
7.6.3	Potenza Termica	28
7.7	Calcolo resistenze	28
7.7.1	Serie	29
7.7.2	Parallelo	29
7.7.3	Complessiva	29
8	Trasmissione del calore: Regime non Stazionario	30
8.1	Numero di Biot	30
8.2	Lunghezza Caratteristica	30
8.3	Tempo di Raffreddamento	31
8.4	Temperatura finale al tempo t	31
9	Scambiatori di Calore	32
9.1	Temperatura Media Logaritmica	32
9.1.1	Caso Controcorrente e capacità termiche uguali	32

9.1.2 Tutti gli altri casi	32
9.2 Potenza termica scambiata dal fluido freddo	33
9.3 Bilancio	34
9.4 Coefficiente globale di scambio	34
10 TODO! Esercitazione 1+2	35
11 Esercitazione 4: Miscele bifasiche	36
11.1 Problema n.4	36
11.1.1 D01) Potenza meccanica prima trasf.	36
11.1.2 D02) Potenza termica scambiata 2° trasf.	37
11.1.3 D03) Determinare la potenza prodotta durante la prima espansione.	37

Document made with typst: [Link to typst documentation](#)

1 GRANDEZZE TERMODINAMICHE

Note

- Le lettere minuscole indicano grandezze massiche, cioè divise per la massa.
- Per ottenere la grandezza non massica basta moltiplicare per la massa.

1.1 Energia interna

$$\Delta u = q - w$$

- Δu : variazione di energia interna massica
- q : calore massico scambiato
- w : lavoro volumico

nota

il termine del lavoro ha davanti un meno perchè se fosse un'espansione si va da v_1 più piccolo a v_2 più grande quindi $(v_2 - v_1) > 0$ ma è lavoro che esce dal sistema e quindi contribuisce negativamente all'energia interna, questo spiega il meno davanti al lavoro.

1.2 Entalpia

$$dh = du + p \cdot dv + v \cdot dp$$

Si può quindi vedere come:

$$\Delta h = \Delta \text{energia interna} + \text{lavoro volumico} + \text{lavoro tecnico}$$

Sostituendo l'energia interna:

$$\begin{aligned} dh &= du + p \cdot dv + v \cdot dp \\ dh &= dq - \cancel{p \cdot dv} + \cancel{p \cdot dv} + v \cdot dp \\ dh &= dq + v \cdot dp = w_t \end{aligned}$$

Quindi:

$$\Delta h = \text{calore scambiato} + \text{lavoro tecnico}$$

mentre:

$$\Delta u = \text{calore scambiato} - \text{lavoro volumico}$$

1.3 Entropia

Misura del disordine di un sistema.

Caratteristiche

- Aumenta all'aumentare della temperatura
 - Più aumenta la temperatura e più le molecole del sistema viaggiano velocemente.
- Diminuisce all'aumentare della pressione
 - Più un sistema è compresso e meno è disordinato.

Formule in funzione di diverse grandezze:

$$\Delta s(T, v) = c_v \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) + R^* \cdot \ln\left(\frac{v}{v_0}\right)$$

$$\Delta s(T, p) = c_p \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R^* \cdot \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)$$

$$\Delta s(v, p) = c_p \ln\left(\frac{v}{v_0}\right) + c_v \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)$$

2 TRASFORMAZIONE POLITROPICA

Con una trasf. politropica si può descrivere una qualsiasi trasformazione termodinamica.

$$p = p_1 \left(\frac{v_1}{v} \right)^n$$

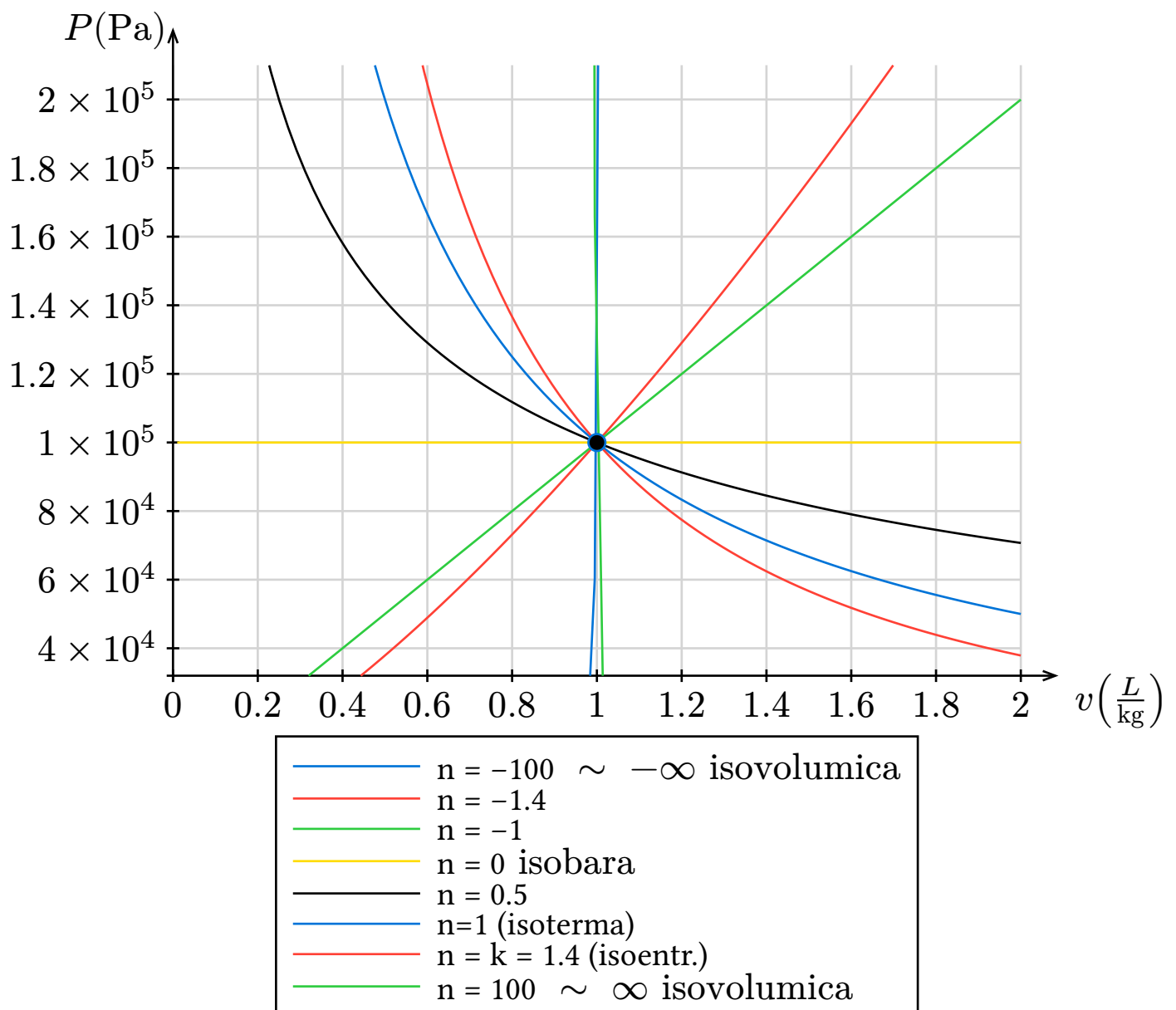


Figure 1: Differenti curve al variare dell'indice n della politropica
(Plot made with cetz)

2.0.1 Equazione di stato

$$p \cdot V^n = \text{costante}$$

Dove:

- p : la pressione
- V : il volume
- n : l'indice politropico, **pari a k se** trasf. adiabatica e quasistatica(cioè isoen tropica)

2.1 Casi Particolari

- Per $n = 0 \rightarrow$ **Isobara**: $p = \text{costante}$
- Per $n = \pm\infty \rightarrow$ **Isocora**: $V = \text{costante}$
- Per $n = 1 \rightarrow$ **Isoterma**: $T = \text{costante}$
- Per $n = k \rightarrow$ **Adiabatica**: $k = \frac{C_p}{C_v}$

2.2 Lavoro massico durante una Trasformazione Politropica

Calcolando:

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p \, dv = p_1 v_1^n \int_{v_1}^{v_2} v^{-n} \, dv$$

Si distinguono due casi:

- **Caso Generale** ($n \neq 1$):

$$L_v = \frac{p_1 \cdot V_1}{n-1} \left(\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} - 1 \right)$$

- **Caso Isotermico** ($n = 1$):

$$L_v = -p_1 \cdot V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

2.3 Calore massico scambiato

Il lavoro per un'espansione è da considerare come un contributo negativo all'energia interna ma se è un'espansione allora $\Delta v = v_2 - v_1 > 0$ e si avrebbe un termine positivo di lavoro quindi si aggiusta mettendo un meno.

$$\Delta u = q - w$$

$$\Rightarrow$$

$$q = \Delta u + w$$

$$\Delta u = c_v \cdot (T_2 - T_1)$$

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p \, dv$$

$$\Rightarrow$$

$$q = c_v \cdot (T_2 - T_1) + \int_{v_1}^{v_2} p \, dv$$

Due casi per il lavoro:

- $n \neq 1$:

$$q = c_v \cdot (T_2 - T_1) + \frac{p_1 \cdot V_1}{n-1} \left(\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} - 1 \right)$$

- $n = 1$:

$$q = c_v \cdot (T_2 - T_1) - p_1 \cdot V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

2.4 Calori specifici gas perfetti

N.B.

NO vapore

SÌ aria umida ma solo per la parte di **aria secca**.

$$R^* = \frac{R}{M_m}$$

- R : Costante dei gas perfetti = $8314 \frac{J}{\text{kmol } K}$
- M_m : Massa Molare del gas $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]$ pari alla somma delle masse atomiche degli atomi che compongono la singola molecola.
Esempio: $N_2 = N + N = 14 + 14 = 28 \text{ kg/kmol}$

Calcolare calori specifici con l'indice **n** della politropica.

2.4.1 A volume costante

$$c_v = \frac{1}{n - 1} \cdot R^*$$

2.4.2 A pressione costante

$$c_p = \frac{n}{n - 1} \cdot R^*$$

2.5 Trasformazione Isoentropica

Se la trasformazione è **adiabatica e** anche **quasistatica** (deve essere specificato nella traccia dell'exe) **Allora $n=k$.**

Dove:

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

La quasistaticità è necessaria perchè se la trasformazione non è reversibile (presenza di forze non conservative che dissipano calore) si genera entropia. **Forze non conservative -> dissipazione calore**
-> generazione entropia.

3- MACCHINE

3.1 Rendimenti

*rendimenti isoentropici

3.1.1 Turbina adiabatica

$$\eta = \frac{\text{Lavoro}_{\text{Estratto}}}{\text{Lavoro}_{\text{Isoentropico}}} = \frac{h_2 - h_1}{h_2^{\text{iso}} - h_1}$$

L'energia utile qui è il lavoro estratto dalla turbina, a spese del ciclo durante la trasformazione di espansione isoentropica.

3.1.2 Pompa

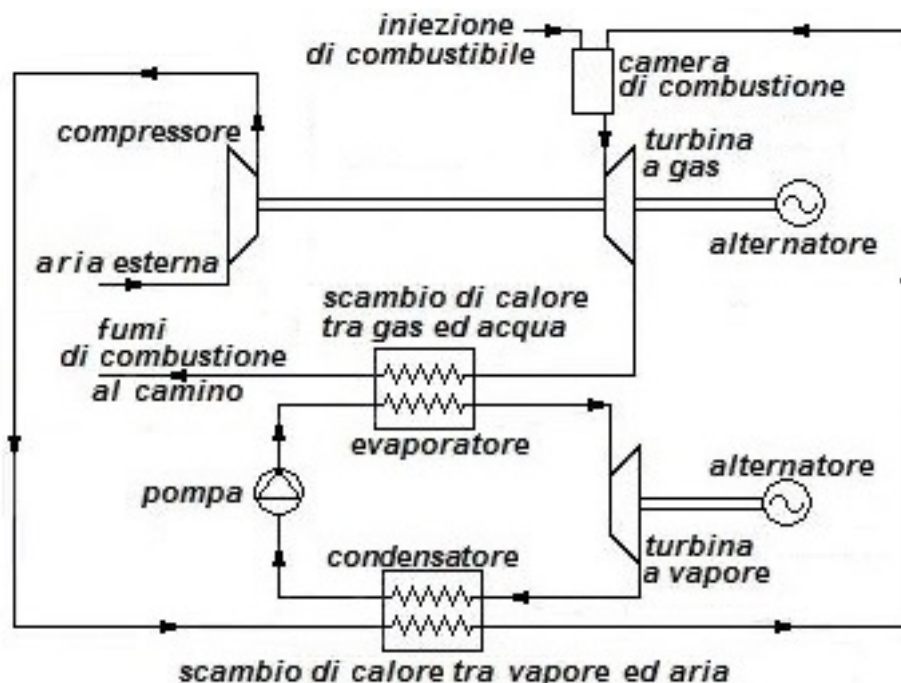
$$\eta = \frac{\text{Lavoro}_{\text{tecnico isoentropico}}}{\text{Lavoro}_{\text{tecnico reale}}} = \frac{h_2^{\text{iso}} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Qui isoentropico sta a numeratore perchè la spesa è data dal lavoro che diamo alla macchina(compressore) per ottenere una compressione, la compressione che otteniamo corrisponde al $\Delta h_{\text{isoentropico}}$ che sarà sempre inferiore al lavoro che forniamo per il II° principio.

4 CICLI TERMODINAMICI

4.1 Curiosità

Le turbine a ciclo combinato utilizzano un ciclo Brayton i cui gas di scarico vanno ad alimentare la fase di riscaldamento di un ciclo Rankine, recuperando così il calore di scarto del Brayton.



reference: [ciclo combinato](#)

4.2 Diretti e indiretti

Ciclo Diretto: sfrutta “direttamente” il calore per produrre lavoro/calore utile.

esempio: motore endotermico, utilizza calore di combustione per espandere il gas combusto e compiere lavoro.

Ciclo Indiretto: si utilizza lavoro per ottenere lavoro/calore utile.
esempio: pompa di calore, pompa fornisce lavoro al fluido per far scambiare calore, tramite espansione e compressione.

4.3 Utilizzi dei cicli

- **Carnot** è il ciclo ideale teorico per gas perfetti e vapore.
 - Senso Orario: ciclo diretto, utilizza calore per produrre lavoro.
 - Senso Anti-orario: ciclo indiretto, utilizza lavoro per spostare calore.
- **Brayton-Joule** utilizzato nelle turbine a gas

4.4 Cicli Simmetrici

Per i cicli simmetrici valgono le seguenti equazioni:

$$v_1 v_3 = v_2 v_4$$

$$p_1 p_3 = p_2 p_4$$

$$T_1 T_3 = T_2 T_4$$

Seguono lo schema: *indici dispari = indici pari*

4.5 Rendimenti

4.5.1 Formula generale

$$\eta = \frac{|w_{\text{utile}}|}{q_H}$$

4.5.2 Carnot: Diretto (Gas)

- 2 isoterme + 2 adiabatiche isoentropiche

$$\eta = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}}$$

Si ricorda che $4 \rightarrow 1$ e $2 \rightarrow 3$ sono trasformazioni isoterme.

4.5.3 Carnot: Ciclo frigorifero (Gas) (Indiretto)

Coefficient Of Performance (COP):

$$COP_{\text{frigo}} = \frac{\Delta s_{12} \cdot T_{\min}}{\Delta s_{34} \cdot T_{\max} - \Delta s_{12} \cdot T_{\min}}$$

$$COP_{\text{frigo}} = \frac{T_{\min}}{T_{\max} - T_{\min}}$$

N.B. $\Delta s_{12} = \Delta s_{34}$

4.5.4 Carnot: Pompa di Calore (Gas) (Indiretto)

Si ottiene invertendo in senso anti-orario il ciclo di Carnot.

Coefficient Of Performance (COP):

$$COP_{\text{pompa calore}} = \frac{\Delta s_{34} \cdot T_{\max}}{\Delta s_{12} \cdot T_{\min} - \Delta s_{34=12} \cdot T_{\max}}$$

$$COP_{\text{frigo}} = \frac{T_{\max}}{T_{\max} - T_{\min}}$$

N.B. $\Delta s_{12} = -\Delta s_{34}$

4.5.5 Brayton Joule (Gas)

2 adiab. isoentropiche:

(pompa 1→2 + turbina 3→4)

+ 2 isobare:

$q_h: 2 \rightarrow 3$

$q_c: 4 \rightarrow 1$

$$\eta = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

4.5.6 Brayton Joule con rigenerazione (Gas)

La rigenerazione la si può sfruttare se $T_4 > T_2$, sostanzialmente il gas uscente dalla turbina è più caldo di quello uscente dal compressore.

Dall'uscita della turbina senza rigenerazione si deve portare il gas da T_4 a T_1 , la rigenerazione permette di raffreddare da T_4 a T_y (con $T_1 < T_y < T_4$) quindi il calore da cedere sarà solo quello per portare il gas da T_y a T_1 .

Dall'uscita del compressore senza rigenerazione si deve portare il gas da T_2 a T_3 , la rigenerazione permette di riscaldare da T_2 a T_x (con $T_2 < T_x < T_3$) quindi si riesce a recuperare del calore che altrimenti verrebbe disperso nell'ambiente per alimentare la trasformazione $T_2 \rightarrow T_3$.

$$\eta = \frac{Q_{\text{prodotto}} - Q_{\text{ceduto}}}{Q_{\text{prodotto}}} \\ = 1 - \frac{c_p \cdot (T_y - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_x)}$$

- T_y : temperatura di uscita dallo scambiatore lato turbina. (parte raffreddata)
- T_x : temperatura di uscita dallo scambiatore lato compressore (parte riscaldata)

4.5.6.1 Come calcolare T_x e T_y

Nello scambiatore verrà scambiata una **quantità di calore che dipende dal Δ di temperatura** tra uscente dalla turbina e uscente dal compressore, ammesso che abbiano stessa portata massica e dovrebbe visto che il circuito è chiuso e la massa si conserva, la velocità dovrebbe variare solo la sezione dei due condotti.

Inoltre **dipende dall'efficienza dello scambiatore ε (epsilon).**

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{scambiato effettivamente}}}{Q_{\text{potenzialmente scambiabile se efficienza = 100\%}}}$$

Massimo calore scambiabile:

$$Q_{\text{max}} = c_p (T_4 - T_2)$$

Calore scambiato effettivamente:

$$Q_{\text{rigenerato}} = c_p |T_x - T_2| = c_p |T_1 - T_y|$$

Il ΔT causato dallo scambiatore è uguale da ambe due le parti. Perciò:

$$T_x = T_2 + \Delta T_{\text{scambiatore}} \\ T_y = T_4 - \Delta T_{\text{scambiatore}}$$

Dove $\Delta T_{\text{scambiatore}}$ è calcolabile come:

$$\Delta T_{\text{scamb.}} = \varepsilon \cdot (T_4 - T_2)$$

4.5.6.2 Efficienza

$$\eta_{\text{rig.}} = 1 - \frac{|T_1 - T_y|}{T_3 - T_x}$$

Oppure:

$$\eta_{\text{rig.}} = 1 - \frac{|T_1 - (T_4 - \Delta T_{\text{scamb.}})|}{T_3 - (T_2 + \Delta T_{\text{scamb.}})}$$

4.5.7 Rankine (Vapore)

1→2 compressione isoentropica

2→3 riscaldamento isobaro

3→4 espansione isoentropica

4→1 raffreddamento isobaro

$$\eta = \frac{|w|}{q_H} = 1 - \frac{|h_1 - h_4|}{h_3 - h_2}$$

5_ MISCELE BIFASICHE ACQUA-VAPORE

5.1 titolo di vapore (x)

È la percentuale di quantità(kg) di acqua allo stato di vapore sulla quantità totale di H_2O contenuta in un volume.

Si indica con la lettera **x**.

Esempio:

- 1 kg di acqua di cui 0,2 kg vapore:

$$\triangleright x = \frac{0.2}{1} = 0.2$$

5.2 Liquido sottoraffreddato

In genere si ha quando liquido saturo viene compresso. Si calcola il lavoro tecnico, volume massico costante perchè liquido si assume incompressibile.

5.3 Miscela liquido-vapore

Rappresentato dal caso $0 \leq x \leq 1$. Si usano i valori della tabella, in particolare le entropie per le trasformazioni isoentropiche permettono di ricavare il titolo(x) da cui è poi possibile ricavare il valore esatto di entalpia.

5.4 Vapore Surriscaldato

Si usa la tabella dei valori per i vapori Surriscaldati.

6 ARIA UMIDA (MISCELA BICOMPONENTE)

6.1 Umidità Assoluta

$$U_A = 0.622 \cdot \frac{p_{vapore\%}}{p_{totale} - p_{vapore\%}} = 0.622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_S}{p_{totale} - \varphi \cdot p_S}$$

- U_A : Umidità assoluta
- φ : Umidità relativa
- p_S : Pressione di saturazione del vapore alla data T
- p_{totale} : Pressione totale

Formule correlate :

$$U_A = \frac{m_{H_2O}}{m_{Aria\ Secca}}$$

$$0.622 = \frac{R}{M m_{H_2O}} \cdot \frac{M m_{Aria\ Secca}}{R}$$

6.2 Umidità Relativa

$$\varphi = \frac{P_v(T = T_x)}{P_{sat}(T = T_x)}$$

- T_x : Temperatura fissata
- φ : Umidità relativa
- P_V : Pressione parziale vapore

- P_{sat} : Pressione di saturazione del vapore

6.3 Entalpia

Formula concettuale:

$h = \text{aria secca} + \text{vapore } 0^\circ\text{C} + \text{vapore da } 0^\circ\text{C a } T_x + \text{acqua condensata}$

- Il contributo del vapore è formato da **entalpia di formazione del vapore** + **vapore a $T \geq T_{\text{condensazione}}$**
- L'acqua condensata è data dalla quantità di umidità ecceduta rispetto all'umidità di saturazione.

Ci sono due casi:

- **Senza condensa** – quando l'umidità assoluta finale che si ottiene in seguito ad una climatizzazione è **minore o uguale** della umidità di saturazione

Se $U_a \leq U_{\text{sat}}$

$$h = c_{p_{AS}} \cdot T_x + U_a \cdot (c_{p_v} T_x + \Delta h_{0,v})$$

- **Con condensa** – quando l'umidità finale è maggiore di quella di saturazione

Se $U_a > U_{\text{sat}}$

$$h = c_{p_{AS}} \cdot T_x + U_a \cdot (c_{p_v} T_x + \Delta h_{0,v}) + (U_a - U_{\text{sat}}) \cdot c_{p_l} T_x$$

Dove:

- $c_{p_{AS}} = 1.007 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$: calore specifico aria secca
- $c_{p_v} = 1.86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$: calore specifico vapore
- $c_{p_l} = 4.19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$: calore specifico acqua liquida

- $h_{0,v} = 2506.1 \frac{kJ}{kg}$: entalpia vapore a 0 C°
- T : temperatura in Celsius
- U_a : umidità assoluta

6.4 Temperatura di Rugiada

È la temperatura alla quale il vapore contenuto nell'aria inizia condensarsi.

6.4.1 Metodo Analitico

Esempio:

- Umidità relativa = 60%
- Temperatura = 20 C°

Da questi dati si può ricavare qual è la **pressione parziale di vapore**. Cioè quella parte della pressione totale data dalla presenza di vapore, secondo la legge delle pressioni parziali, la pressione totale di un volume contenente gas/vapore è dato dalla somma delle pressioni parziali. Quindi:

$$P_{\text{tot}} = P_v + P_{\text{as}}$$

- P_v : pressione parziale del vapore
- P_{as} : pressione parziale dell'Aria Secca

Per calcolare la pressione parziale di vapore si può usare la definizione di umidità relativa:

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{P_v}{P_{\text{sat}}(T=20C^\circ)} \\ \Rightarrow \\ P_v &= \varphi \cdot P_{\text{sat}}(T=20C^\circ) \end{aligned}$$

Quindi la P_v sarà il 60% ($\varphi=0.6$) della **attuale pressione di saturazione** cioè quella a 20C°, la P_{sat} **dipende solamente dalla temperatura**.

- Come si ricava la P_{sat} ?

Ad ogni valore di pressione di saturazione del vapore si ha anche un valore di temperatura corrispondente.

Quindi basta vedere la pressione associata alla temperatura attuale, in questo caso 20°C sulla tabella di vapore-acqua satura. Da cui $20^\circ\text{C} \Rightarrow 2.337 \text{ kPa}$.

$$P_v = 0.6 \cdot 2.337 \text{ kPa} = 1.4022 \text{ kPa}$$

Se ora ci mettiamo nel caso in cui la P di saturazione del vapore è proprio 1.4022 kPa possiamo andare a vedere a che temperatura corrisponde questa condizione. Dalla tabella non c'è il valore esatto corrispondente a 1.4022 kPa ma ci sono valori in cui è compreso 1.227 kPa (10°C) e 1.7039 kPa (15°C), si procede con l'interpolazione lineare:

$$T_r = \frac{T_2 - T_1}{P_2 - P_1}(P_x - P_1) + T_1 = 11.8368 \text{ }^\circ\text{C}$$

(non è niente altro che la formula della retta passante per 2 punti)

$$y - y_1 = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \cdot (x - x_1)$$

Si potevano usare anche i valori della tabella con i valori di pressione tra 1 e 1.5 kPa , il risultato esce leggermente diverso. Essendo un'interpolazione sono entrambe approssimazioni, con l'assunzione che tra due valori vicini si può approssimare l'andamento lineare (come una retta).

L'umidità relativa *dipende* dalla **temperatura** (che varia la P_{sat}) e dalla **quantità di vapore nell'aria** (rappresentata dalla pressione parziale di vapore).

È la relazione che c'è tra temperatura e pressione parziale di vapore.

6.4.2 Metodo grafico (diagramma psicrometrico)

Vedere l'altezza del punto di coordinate (φ, T) , il punto che si ottiene incrociando la temperatura di bulbo secco con la curva dell'umidità relativa.

Proiettare il punto orizzontalmente a destra sul metro delle temperature di rugiada e leggere il valore.

7 TRASMISSIONE DEL CALORE: **REGIME STAZIONARIO**

7.1 Coefficiente di conduzione (k)

- Si indica con k
- Si misura in $\frac{W}{mK}$
- Si usa per i vari strati della parete
- Differente per ogni materiale, gas, solido, liquido.
- È una misura di quanto velocemente un materiale scambia calore (Potenza termica \dot{Q}), **indipendentemente dalla superficie di scambio e dalla differenza di temperatura** che viene applicata alle estremità considerate.

7.2 Coefficiente di convezione (h)

- Si indica con h
- Si misura in $\frac{W}{m^2 K}$
- Si usa per i fluidi convettivi
 - prima della parete
 - dopo la parete

7.3 Coefficiente di scambio termico globale (U)

- È un coefficiente equivalente che tiene conto dei vari coefficienti di convezione e conduzione.

- Si indica con U
- Si misura in $\frac{W}{m^2 K}$

7.4 Conduttanza termica

- Si misura in $\frac{W}{K}$
- È l'inverso della resistenza termica

7.5 Caso: Parete Piana

7.5.1 Resistenza alla Conduzione

- Si indica con R_k
- Si misura in $\frac{K}{W}$

$$R_k = \frac{d}{S \cdot k}$$

- $d [m]$: spessore dello strato della parete
- $k \left[\frac{W}{mK} \right]$: coeff. di conduzione
- $S [m^2]$: superficie di scambio dello strato

7.5.2 Resistenza alla Convezione

- Si indica con R_h
- Si misura in $\frac{K}{W}$

$$R_h = \frac{1}{S \cdot h}$$

- $h \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$: coeff. di conduzione
- $S \left[m^2 \right]$: superficie di scambio dello strato

7.5.3 Potenza Termica

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{\text{tot}}}$$

$$\dot{Q} = U \cdot S \cdot \Delta T$$

Dove S è una superficie rettangolare:

$$S = a \cdot b$$

7.6 Caso: Parete Cilindrica

7.6.1 Resistenza alla Conduzione

- Si indica con R_k
- Si misura in $\frac{K}{W}$

$$R_k = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi Lk}$$

- $L \left[m \right]$: Lunghezza/altezza del cilindro

***nota.** nelle slide viene usato L per lo spessore della parete piana e poi per questa lunghezza :(“never let them know the your next step”.

- $k \left[\frac{W}{mK} \right]$: coeff. di conduzione
- $S \left[m^2 \right]$: superficie di scambio dello strato

7.6.2 Resistenza alla Convezione

- Si indica con R_h
- Si misura in $\frac{K}{W}$

$$R_h = \frac{1}{S \cdot h}$$
$$S = 2\pi r c$$

***Nota:** ci sarà una superficie interna ed una esterna.

- $c [m]$: altezza del cilindro
- $h \left[\frac{W}{mK} \right]$: coeff. di conduzione
- $S [m^2]$: superficie di scambio dello strato

7.6.3 Potenza Termica

$$\dot{Q} = \frac{T_e - T_i}{R_k} = - \frac{2\pi L k \cdot (T_e - T_i)}{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}$$

* è positivo se $T_i > T_e$ cioè uscente rispetto all'interno del cilindro

- **SEGNO :** Per il II° principio della term. il calore va da un corpo più caldo a uno più freddo. Una volta che si sa quale delle temperature tra esterne ed interna si capisce qual è il verso. In alternativa si assume un verso a scelta e se esce negativo il verso effettivo è l'opposto rispetto a quello scelto.

7.7 Calcolo resistenze

- Valide sia per **conduzione** che per **convezione**

7.7.1 Serie

$$R_{\text{tot}} = R_1 + R_2 + \dots + R_i$$

7.7.2 Parallelo

$$R_{\text{tot}} = \left(\frac{1}{R_{\text{tot}}} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_i} \right)^{-1}$$

7.7.3 Complessiva

- Si misura in $\frac{K}{W}$

$$R_{\text{tot}} = \frac{1}{S \cdot U} = \sum R_{\text{serie}} + \sum R_{\text{parallele}}$$

- S: superficie di scambio
- U: coeff. globale di scambio

$$R_{\text{tot}} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}}$$

- \dot{Q} : potenza termica scambiata
- ΔT : differenza di temperatura tra interno ed esterno

8 TRASMISSIONE DEL CALORE: **REGIME NON STAZIONARIO**

8.1 Numero di Biot

$$Bi = \frac{R_k}{R_h} = \frac{hL_{caratteristica}}{k}$$

- $h \frac{W}{m^2K}$: coeff. di scambio termico convettivo (fluidi)
- $k \frac{W}{mK}$: coeff. di scambio termico conduttivo (solidi)
- L: lunghezza caratteristica
- R_k : Resistenza alla conduzione
- R_h : Resistenza alla convezione

8.2 Lunghezza Caratteristica

$$L_{car.} = \frac{V}{S}$$

- V : Volume dell'oggetto
- S: Superficie dell'oggetto
a contatto con il fluido termovettore

8.3 Tempo di Raffreddamento

N.B.

Valida solamente se
il numero di Biot ≤ 0.1

$$t = \tau \ln \frac{T_i - T_\infty}{T_f - T_\infty}$$

T_i : iniziale

T_f : finale

T_∞ : temperatura riferita al fluido in cui è immerso il corpo.

Con

$$\tau = \frac{\rho c}{h} L_{\text{caratteristica}}$$

$$\tau = \frac{M \cdot c}{h \cdot S}$$

- c : calore specifico del materiale della superficie considerata

8.4 Temperatura finale al tempo t

Dato l'istante t , data T_∞ (temperatura fluido convettivo) e τ . La temperatura finale è pari a:

$$T_f = (T_i - T_\infty) \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} + T_\infty$$

9_ SCAMBIATORI DI CALORE

9.1 Temperatura Media Logaritmica

9.1.1 Caso Controcorrente e capacità termiche uguali

ipotesi:

- **Controcorrente**
- $C_{\text{caldo}} = C_{\text{freddo}}$

$$\Delta T_{\text{ml}} = \Delta T_{\text{ingresso}} = \Delta T_{\text{uscita}}$$

9.1.2 Tutti gli altri casi

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

dove:

- ΔT_1 : differenza di temperatura tra le due linee da una parte del grafico. (Figure 2)
- ΔT_2 : differenza di temperatura tra le due linee dall'altra parte del grafico (Figure 2).

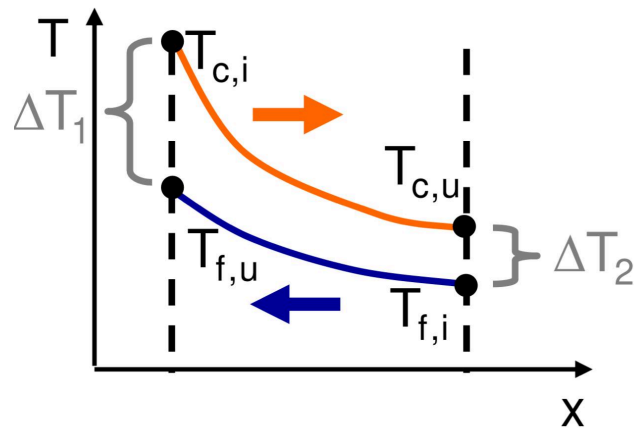


Figure 2: Valido tranne nel caso di capacità termiche uguali per le due parti dello scambiatore.

9.2 Potenza termica scambiata dal fluido freddo

fluido freddo:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_{pf} \cdot (T_{fu} - T_{fi})$$

$$C = \dot{m} \cdot c_{pf}$$

fu: fluido Freddo-Uscita

fi: fluido Freddo-Ingresso

C : capacità termica

fluido caldo:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_{pc} \cdot (T_{cu} - T_{ci})$$

cu: fluido Caldo-Uscita

ci: fluido Caldo-Ingresso

9.3 Bilancio

$$\dot{Q}_{\text{freddo}} = -\dot{Q}_{\text{caldo}}$$

*Nota: freddo e caldo sono riferiti ai liquidi delle due parti dello scambiatore.

9.4 Coefficiente globale di scambio

$$U_{tot} = \frac{\dot{Q}}{S \cdot \Delta T_{ml}} \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

10 TODO! ESERCITAZIONE 1+2

11 ESERCITAZIONE 4: MISCELE BIFASICHE

11.1 Problema n.4

Una portata di acqua di 1 kg/s subisce seguente trasformazioni:

1 → 2: compressione isoentropica da $p_1 = 1$ bar, $T_1 = 99,632^\circ\text{C}$ e $v_1 = 0,0010434$ m³/kg a $p_2 = 10$ bar;

2 → 3: riscaldamento isobaro fino a $T_3 = 300^\circ\text{C}$;

3 → 4: espansione isoentropica fino a $p_4 = 5$ bar;

4 → 5: riscaldamento isobaro fino a $T_5 = 300^\circ\text{C}$;

5 → 6: espansione isoentropica fino a $p_6 = 1$ bar;

6 → 1: raffreddamento isobaro fino alle condizioni iniziali.

☐ D01) Determinare la potenza meccanica della prima trasformazione.

☐ D02) Quanta potenza termica viene scambiata nella seconda trasformazione?

☐ D03) Determinare la potenza prodotta durante la prima espansione.

☐ D04) Determinare la potenza utile del ciclo.

☐ D05) Quanto vale il rendimento termico del ciclo.

11.1.1 D01) Potenza meccanica prima trasf.

Formula:

$$w_t = \int_{p_1}^{p_2} v \, dp \quad 1$$

oppure

$$w = h_2 - h_1 \quad 2$$

- Si nota che $v_1 = v_{ls}$ quindi $x=0$:
- Siccome è liquido e viene compresso, il volume massico non varia (variazione trascurabile) $\Rightarrow v_1 = v_2$.
- La potenza meccanica si calcola con il lavoro tecnico perchè un fluido incompressibile non può subire lavoro volumico.

Compressione da liquido saturo \Rightarrow liquido sottoraffreddato, si sceglie quindi la Equation 1, poichè non abbiamo tabelle per liquidi sottoraffreddati.

$$\begin{aligned}
 w_t &= v_1 \cdot (p_2 - p_1) \\
 &= 0.0010434 \frac{m^3}{kg} \cdot (10 - 1) \text{bar} \cdot 100 \frac{\text{kPa}}{\text{bar}} \cdot 1000 \frac{J}{kJ} \\
 &= 939.06 \frac{J}{kg} \quad 3 \\
 \dot{W} &= w \cdot \dot{m} = 939.06 \frac{J}{kg} \cdot 1 \frac{kg}{s} = 939.06 W
 \end{aligned}$$

Risultato: 936.1 W (errore accettabile?)

11.1.2 D02) Potenza termica scambiata 2° trasf.

trasformazione

2 \rightarrow 3: riscaldamento isobaro fino a $T_3 = 300^\circ\text{C}$;

	2	3
p	1000 kPa	1000 kPa
T	99.632C°	300 C°

• $T_{\text{sat}} = 179.88 \text{ C}^\circ$

$$q = h_{3 \text{ surr.}} - h_2 = h_{3 \text{ surr.}} - (h_1 + w_{t \ 1 \rightarrow 2})$$

$$\dot{Q} = q \cdot \dot{m} = (3052.1 - (417.51 + 0.93906)) \cdot 1 = 2633.651 \text{ kW}$$

11.1.3 D03) Determinare la potenza prodotta durante la prima espansione.

(3) $p = 1000 \text{ kPa}$
 $T = 300 \text{ C}^\circ$
 Vapore surriscaldato

$$\begin{aligned} & \textcircled{4} \quad p = 500 \text{ kPa} \\ & T(s_3 = 7.1251) = 200^\circ\text{C}(7.0592) < T < 250^\circ\text{C}(7.2721) \\ & \text{Vapore surriscaldato} \end{aligned}$$

Espansione isoentropica fino a $p_4 = 5 \text{ bar} = 500 \text{ kPa}$

- Di un vapore surriscaldato fino

$$\text{Isoentropica} \Rightarrow q = 0 \Rightarrow dq = 0$$

$$du = dq - p \cdot dv$$

$$du = -p \cdot dv$$

$$dh = du + p \cdot dv + v \cdot dp$$

$$dh = -\cancel{p \cdot dv} + \cancel{p \cdot dv} + v \cdot dp$$

$$dh = v \cdot dp = w_t$$

Il motivo per cui si usa Δh è che questo è pari al lavoro tecnico, ed esso è il lavoro prodotto dalla turbina. Nella turbina le due sezioni differiscono per pressione,