



Corso Luigi Einaudi, 55/B - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1584A -

ANNO: 2015

A P P U N T I

STUDENTE: Loverre

MATERIA: Termodinamica App.e trasmissione del Calore +
Esercizi + Temi d'esame. Prof.Giaretto

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 (8 CFU)

30-09-2011

prof. Valter Giaretto (referente)
prof. Carlo Cima

Termodinamica applicata ① 5h ore
Trasmissione del calore ② 27 ore

MAR	13:00-14:30	27	} → ORARIO LEZIONI
GIO	14:30-17:30	10A	
VEN	08:30-10:00	27	

libri: V. Giaretto, lezioni di ta e tc, clut
M.F. Torchio, Tabelle di ta e tc, clut

02-10-2011

INTRODUZIONE E CONCETTI PRELIMINARI

def:

- comportamento componente (corpo) = generico oggetto costituito da una certa qnt di materia sul quale è possibile eseguire delle misure di grandezze fisiche
- sistema = oggetto sul quale si applicano i modelli sviluppati nella teoria.
Un sistema può contenere uno o più componenti
il dispositivo non ci interessa! le eq. vanno scritte per il sistema

- superficie di controllo = tipicamente chiusa quindi racchiude un certo volume di controllo e divide ciò che è sistema da ciò che non lo è.
- ambiente esterno = componenti che non appartengono al sistema
- universo = sistema + ambiente esterno
- prop. termodinamiche
- stato termodinamico

Classificazione:

- sistema può o non può scambiare materia attraverso la superficie di controllo
 - ① aperto = massa, calore, lavoro
 - ② chiuso = calore, lavoro
 - ③ isolato = NO scambi
- equilibrio meccanico
chimico
tecnico
elettrico
termodinamico
- evoluzione di un sistema = presenza e l'evoluzione nel tempo trasformazione e l'evoluzione del sistema nello spazio degli stati

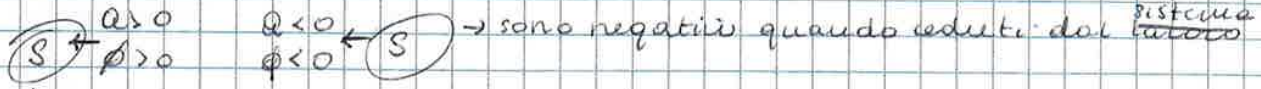
- grandezze indipendenti dal processo → differenziale esatto
dipendenti → differenziale non esatto

$Q(T) = \int_T \delta Q \rightarrow$ visto secondo lo spazio degli stati
 nota la linea T trasformo l'integrale di linea in un integrale definito

quantità infinitesima di calore scelta con δ per ricordare che è un differenziale non esatto

Attenzione:

ϕ non è la derivata del calore rispetto al tempo



sono positivi quando ricevuti dal sistema

- lavoro (come calore)

calore \rightarrow lavoro
 flusso termico \rightarrow potenza meccanica

$$W(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{L(P)}{\Delta t}$$

$$L(P) = \int_{t_1}^{t_2} W(t) dt$$

$$L(P) = \int \dot{W} dt \rightarrow \text{differenziale non esatto}$$

Il lavoro è positivo quando è compiuto dal sistema sull'esterno

(il sistema si deforma positivamente, ovvero aumenta il volume)



Le forze che possono agire sul sistema sono per contatto diretto

per contatto indiretto o a distanza

- principio di azione e reazione

$F_{SE}^S =$ forza di superficie del sistema sull'ambiente esterno

$$-F_{SE}^S = +F_{ES}^S$$

$$-L_{SE}^S = +L_{ES}^S$$

ingrandendo la superficie di separazione, non è detto che la forza agisca normalmente

Quando la componente è tangenziale, è di tipo dissipativo

$$-L_{SE}^S(P) = L_{ES}^S(P) + L_{be}^S(P) \rightarrow \text{non tutto dell'uno è finito sull'altro}$$

lavoro di attrito esterno

- forze concentrate

- forze distribuite

diff di pressione e tensione (52:00)

agisce in ciascuna direzione
 agisce in direzioni ortogonali

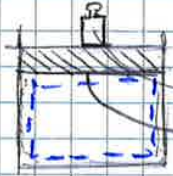
Può essere funzione del tempo o non. Può essere uniforme o non sulla superficie

$$- \text{potenza istantanea scambiata: } W_{es}^S(t) = p_e(t) \cdot \int_{A(t)} \vec{w}(t) \times \vec{n} \cdot dA = p_e(t) \frac{dV_e(t)}{dt}$$

Osservazioni:

Wald 137
Wald 1317

(31:00)
è inutile mantenere le distinzioni $\Rightarrow L_a = L_{ae} + L_{ai}$
 $W_a = W_{ae} + W_{ai}$



dispositivo cilindro-pistone (con massa trascurabile)
per evidenziare la presenza della pressione
superficie del pistone

$P_e = F_p / S_p$

Se il gas si dilata, il pistone si solleva (GERANENDO) \rightarrow identificato come (UTILE)
l'energia meccanica \bar{e} fornita o prodotta è quella cosa per la restituisce

Situazione opposta = aumento \bar{e} in senza peso sul pistone $\Rightarrow P_e = P_o$ (pressione dell'ambiente)
In questo caso se il gas si dilata, l'energia meccanica non viene restituita
L'ambiente esterno riceve un'energia meccanica senza restituirlo

$W_{SE} = W_t + W_o$ tecnico=utile \rightarrow calcolati (42:00) $\Rightarrow W_o = P_o \frac{dV}{dt}$
 $L_{SE} = L_t + L_o$ $L_o = P_o \Delta V$

eq. complessiva: $W_{int}^{tot} = W_t + W_o + W_{ae} + \frac{dF_p}{dt} + \frac{dF_c}{dt}$ $W_i = W_o + W_t + \frac{dF_p}{dt} + \frac{dF_c}{dt}$
 $L_{i}^{tot} = L_t + L_o + L_{ae} + \Delta F_p + \Delta F_c$ $L_i = L_o + L_t + \Delta F_p + \Delta F_c$

le variazioni di energia scritte dal sistema sono da riferirsi solo legate al cambio di stato del sistema che sto considerando



ΔF_p per il gas se è trascurabile (50:00)

qut specifiche: divide tutto per la massa (rispetto all'unità di massa)
distingo lavoro specifico perché non lo stesso parlare di potenza specifica

Ipt enunciato: calore, lavoro utile, calore utile } parole-chiave
 \rightarrow somma tutte le ipt di lavoro e calore scambiato
accettato in forma assommativa

$ln(c) = \int Q_n(c)$ termine unitario, vale solo per uguagliare le unità di misura

Successivamente $ln(c) = Q_n(c) \Rightarrow \oint \delta L_{SE} = \oint \delta Q$

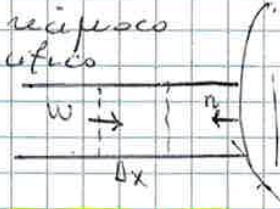
principio di equivalenza

- la portata in massa (G)

$$G(\dot{m}) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{M(t) - M(t-\Delta t)}{\Delta t} \frac{\Delta x}{\Delta x}$$

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{M}{V}$$

densità è il rapporto del volume specifico



$$M = \rho V = \rho \cdot A \cdot \Delta x$$

Se una grandezza si conserva, la sua derivata materiale fa 0.

incremento $\frac{d}{dt} \Big|_c = \left(\frac{d}{dt} \right)_c + G_u \frac{\partial}{\partial x}$

sviluppiamento $\frac{d}{dt} \Big|_c = \left(\frac{d}{dt} \right)_c + G_w$

$$I_{sp_j} = P_j A_j \bar{n} \cdot \Delta \bar{x}$$

prodotto scalare $\bar{n} \cdot \Delta \bar{x} = \pm \Delta x$

$$W_{sp_j} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{P_j A_j \bar{n} \cdot \Delta \bar{x}}{\Delta t} = P_j A_j |\bar{w}_j| \rightarrow \text{velocità } \bar{w}_j = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \bar{x}}{\Delta t}$$

$$G_j = \rho_j A_j |\bar{w}_j| \text{ quindi } W_{sp_j} = P_j A_j \frac{G_j}{\rho_j A_j} = P_j G_j \cdot N_j$$

$$W_i = W_i^{id} - W_a$$

potenza tecnica

$$h_t + h_0 + \Delta E_c + \Delta E_p + L_a + \int_1^2 v dp = 0$$

$$h_t + h_0 + \Delta E_c + \Delta E_p + \underbrace{L_a}_{\text{non c'è}} + \int_1^2 v dp = 0 \text{ dividendo per la massa } \rightarrow \text{termini specifici}$$

condizione ideale = senza attriti

$$h_t = - \int_1^2 v dp - h_0$$

Eq. di Bernoulli = $\frac{w_i^2}{2} - \frac{w_e^2}{2} + g(z_i - z_e) + \frac{p_i}{\rho} - \frac{p_e}{\rho} = -h_t - h_u$

Se il sistema non scambia massa il lavoro tecnico non lo fornisce

$$h_t^{id} = - \int v dp$$

01.14:00

con metodo euleriano calcola l'entalpia specifica $h = \underbrace{p/\rho}_{\text{grandezza}} + \underbrace{w^2/2}_{\text{di stato}}$
 Anche l'entalpia è una grandezza di stato

$$\dot{Q} - \dot{W}_t = \dot{E}_j \pm G_j h_j \text{ perché } e_c + e_p \text{ sono trascurabili}$$

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{G}} = q \text{ energia specifica (J/Kg)} \quad \frac{W_t}{\dot{G}} = -h_t$$

(Kg/s)

$V = A \Delta x$

portata in volume m^3/s

Ricorda: $G_j = \rho_j \cdot G_w \cdot N_j =$

$\rho_j \cdot A_j \cdot |\bar{w}_j|$ densità kg/m^3

portata in massa

la portata in massa si conserva (è legata alla conservazione della massa)

la portata in volume

Se fisso la temperatura di riferimento

$$u = u_0 + c_v (T - T_0)$$

$$h = h_0 + c_p (T - T_0)$$

$$d(pv) = R dT$$

$$c_p dT = c_v dT + R dT \rightarrow c_p = c_v + R \text{ relazione di Mayer}$$

$$\gamma = c_p / c_v$$

$$c_v = R / \gamma - 1 \quad c_p = (\gamma / \gamma - 1) R$$

$$\bar{c}_v = R / \gamma - 1 \quad \bar{c}_p = (\gamma / \gamma - 1) \bar{R}$$

SP	ANALISI	1
GP	FISICA	1
VP	TD	1
DP	MES	1
SM	ALGEBRA	1
DH	GEOMETRIA	1

S	D
i+1	1+i
G1	V1

Trasformazioni di un gas ideale

$l_p = l_A = 0$ (trasf. reversibile)
 $l_0 = 0$ (sistema rigido)

sistema chiuso: $q - l_i = \Delta u$
 aperto: $q - l_t = \Delta h$

$$l_i = l_i^{id} = \int_T p dv$$

$$l_t = l_t^{id} = \int_T v dp$$

trasformazioni elementari

studio l'energia scambiata durante la trasformazione

① **trasformazione isocora** ($v = cost$)

sistema chiuso
 $q - l_i^{id} = \Delta u = c_v \Delta T$

$l_i^{id} = \int p dv = 0$ perché $v = cost$ sistema rigido $\Rightarrow q = c_v \Delta T$

sistema aperto
 $q - l_t^{id} = \Delta h = c_p \Delta T$

$l_t^{id} = - \int v dp \neq 0$ perché $p \neq cost$
 $\Rightarrow q + v \Delta p = c_p \Delta T$
 $= -v \int dp = -v \Delta p$

Suppongo che la trasformazione vada 1 → 2: $q + v(P_2 - P_1) = c_p(T_2 - T_1)$

$$q = c_p(T_2 - T_1) - v \left(\frac{RT_2}{v} - \frac{RT_1}{v} \right)$$

$$= c_p(T_2 - T_1) - R(T_2 - T_1) = (c_p - R)(T_2 - T_1) = c_v \Delta T$$

$PV = RT$
 $P_1 v = RT_1$ perché $v = cost$
 $P_2 v = RT_2$

Ho scoperto che se la trasformazione è isocora non mi interessa se il sistema è chiuso o aperto ed è proporzionale alla variazione di temperatura

② **trasformazione isobara**

$$l_t = 0$$

$$l_i = p \Delta v$$

-
-
-

Si ottiene un risultato analogo al precedente

$\left. \begin{array}{l} \text{s. chiuso } q = c_p \Delta T \\ \text{s. aperto } q = c_p \Delta T \end{array} \right\}$

$PV = RT$

$d(PV) = R dT \rightarrow P dV + V dP = R dT \quad dt = \frac{1}{R} (P dV + V dP)$

TERMODINAMICA

$\cdot n dP = c_p \frac{P dV + V dP}{R} = c_p \frac{P dV + V dP}{c_p - c_v}$

$(c_p - c_v) n dP = c_p P dV + c_p V dP$

$c_p \cancel{V dP} - c_v n dP = c_p P dV + c_p \cancel{V dP} \rightarrow \frac{dP}{P} = \gamma \frac{dV}{V} \rightarrow - \int \frac{dP}{P} = \int \gamma \frac{dV}{V}$

$\log P + \gamma \log V = \text{cost}$

$-\log P = \gamma \log V + \text{cost}$ da integrale indefinito

$PV^\gamma = \text{cost} \rightarrow$ adiabatica reversibile

$P = \frac{RT}{V} \Rightarrow \frac{RT}{V} V^\gamma = \text{cost} \rightarrow TV^{\gamma-1} = \text{cost}$

$\log P + \gamma \log V = \text{cost}$

$V = \frac{RT}{P} \Rightarrow P \left(\frac{RT}{P}\right)^\gamma = \text{cost} \rightarrow T^\gamma P^{1-\gamma} = \text{cost}$
 $TP^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \text{cost}$

$\log P + \log V^\gamma = \text{cost}$

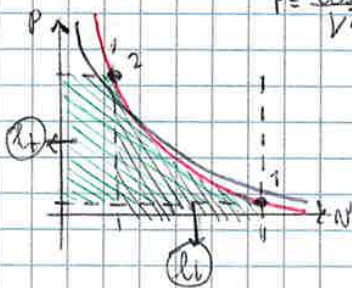
$\log(PV^\gamma) = \text{cost}$

$e^{\log(PV^\gamma)} = e^{\text{cost}}$
 $PV^\gamma = \text{cost}$

confronto adiabatica \leftrightarrow isoterma

$P = \frac{\text{cost}}{V^\gamma}$

$P = \frac{\text{cost}}{V}$



l'adiabatica è γ -volte più ripida

$l_t = \gamma l_i$ per l'adiabatica

trasf. reversibile generica \rightarrow POLITROPICA

generica transf. reversibile che riesce a riprodurre ~~(12:00)~~ tutte le trasformazioni possibili

$\gamma \rightarrow n$

$PV^n = \text{cost}$

$n = \frac{c_p - c}{c_v - c}$ $c =$ calore specifico generico

$TV^{n-1} = \text{cost}$

Fissata una cost., $\forall t.$ politropica posso stabilire un particolare valore di c

$TP^{1-n/n} = \text{cost}$

$c = 0 \rightarrow$ trasformazione adiabatica

$n = \gamma$

$c \rightarrow +\infty \Rightarrow n \rightarrow 1 \rightarrow$ trasformazione isoterma

$c = c_p \Rightarrow n = 0 \rightarrow$ trasformazione isobara

$c = c_v \Rightarrow n = \infty \rightarrow$ trasformazione isocora
 $P^{1/n} V = \text{cost}$

$P: PV^n = \text{cost}$

$n: 1 \rightarrow 2$

sistema aperto

$q - l_t = \Delta h = c_p \Delta T$
 $-l_t = \int_V^2 v dp$

$PV^n = \text{cost}$

$PV^n = P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = \text{cost}$

$V = \left(\frac{P_1 V_1^n}{P}\right)^{1/n} = P_1^{1/n} V_1 P^{-1/n}$

$\int v dp = P_1^{1/n} V_1 \int P^{-1/n} dP =$

$= P_1^{1/n} V_1 \left(\frac{P^{1-1/n}}{1-1/n}\right) = \frac{P_1^{1/n} V_1}{1-1/n} \left(P_2^{1-1/n} - P_1^{1-1/n}\right) =$
 $= \frac{P_1^{1/n} V_1}{n-1} \frac{1}{P_1^{n-1/n}} \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{n-1/n} - 1\right)$

ESERCITAZIONE 1

1h:10:201h

unità di misura

misurare una grandezza significa confrontarla con un campione e esprimere come multiplo o sottomultiplo di tale campione.

grandezza addizibile = temperatura
 può essere solo confrontabile

Principio 0 = 2 corpi all' eq. termico hanno in comune la temperatura

In td, la temp. non può essere definita tramite l'agitazione termica delle molecole perché si parla di gnt microscopici

In termodinamica si pensa solo al macroscopico.

CGS	metri	MKS	metri
ST	secondi		secondi
	grammi		chilogrammi
			secondi
			chilogrammi

"NON SONO FO CHE SOLO RAZZISTA, SONO LORO AD ESSERE ARCHITETTI"

SI (Anglosassone)

(Sistema degli ingegneri) lunghezza, forza (controlli mano), tempo
 fatta che applicata (ad una massa di 1kg gli imporre un'accelerazione pari all'accelerazione di gravità)

Quando è adimensionale [-]

energia = gnt di lavoro $[1J = 1N \cdot 1m]$ $1J \bar{e}$
 1 calorie, 1 kilowatt/ora
 $1cal = 4,1816J$
 $1calallo = 735,5 watt$

potenza = energia riferita all'unità di tempo (watt, cavallo, kcal/ora)

pressione = $P_0 = \frac{1N}{1m^2}$ $1atm = 101325 Pa$ $1torr$
 # mceda $1at =$ atmosfera tecnica $1at \neq 1atm$
 $1mmHg$ usata agli ospedali $1at = 1 \frac{kgf}{cm^2} = 98066,5 Pa$
 $1ba = 10^5 Pa$
 non ha una corrispondenza fisica
 1 metro di colonna d'acqua = ?

(volume: 1dm³ = 1l solo se acqua a 4°C)

1ata = atmosfera tecnica assoluta $1ata = 1at$
 possono essere assolute o relative (più di moltitudine sono relative alla pressione atmosferica)

temperatura: scala: centigradi: solido-liquido $0^\circ C$ no grado
 liquido-vapore $100^\circ C$ $\rightarrow T = [^\circ C] + 273,15 = [K]$

assoluta: $\emptyset =$ stato estremo

$T_1 [^\circ C] \neq T_1 [K]$ $(T_2 - T_1) [^\circ C] = (T_2 - T_1) [K]$ Test: $d\theta = \frac{\delta Q}{T}$ $T \neq 0$ infatti temperatura è assoluta

$$L_0 = p_0 (V_2 - V_1) = p_0 \Delta V = 981 \text{ J}$$

L_t = lavoro scambiato con l'ambiente quando un gas meccanico con un dispositivo esterno

$$L_t = k \frac{(\Delta x)^2}{2} = 750 \text{ J}$$

↓

$$L_i = L_0 + L_t = 1731 \text{ J}$$

$$p_{at} = 98100 \text{ Pa}$$

Non posso usare $L_i = \int p dV$ perché il processo non è reversibile

$$L_i^{id} = k \frac{(\Delta x^{id})^2}{2} = 3000 \text{ J}$$

$$\Rightarrow L_i^{id} = L_0^{id} + L_t^{id} = 1962 \text{ J}$$

$$L_0^{id} = p_0 \Delta V^{id} = p_0 S_p \Delta x^{id} = 1962 \text{ J}$$

$$L_a = L_i^{id} - L_i = 3231 \text{ J}$$

- primo principio, sistemi aperti e chiusi

$$Q - L_i = \Delta U = \Delta E_{TOT}$$

$$\Phi - W_t = \frac{dU}{dt} = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{vol} + E_j \pm G_j h_j$$

↑
vale per qualunque sistema
↑
derivata materiale

il gas ideale è caratterizzato da leptoni intermolecolari nulli.

eq. di stato: $f(p, V, T) = 0 \rightarrow pV - 1 = 0$

$$pV = nRT$$

$$nRT$$

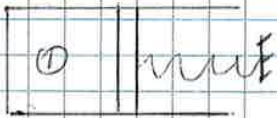
$$pV = nRT$$

$$pV = RT$$

→ rappresenta il modello gas-ideale

eq. di stato per un gas trattato come il modello di gas ideale

~~83~~



$$k = 100 \text{ kN/m}$$

$$p_0 = p_{at}$$

$$T_0 = 20^\circ \text{C}$$

$$\Delta x = 2 \text{ cm}$$

$$S_p = 100 \text{ cm}^2$$

$$V_1 = 1 \text{ dm}^3$$

$$\gamma = 1,4$$

$$R = 287 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$$

$$p_1 = p_0 = 98100 \text{ Pa} = \text{stato iniziale}$$

$$V_1 = 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_2 = S_p \Delta x + V_1 = 0,0012 \text{ m}^3$$

$$p_1 V_1 = nRT_1 \text{ posso applicarla}$$

$$\downarrow$$

$$M = 1,17 \text{ g}$$

sistema chiuso

→ si conserva la massa

si conosce $P_2 = P_1 + \frac{k \Delta x}{S_p}$

è aumentata la forza della molla rispetto all'inizio.

$$\text{Assumo } F_i = 0 \Rightarrow F_f = k \Delta x$$

$$T_2 = \frac{P_2 V_2}{nR} = 1059 \text{ K}$$

di deformazioni

lavoro contro le forze ambiente

$$L_i = L_t + L_0 + \Delta E_c + \Delta E_p$$

$$\left(L_t = k \frac{(\Delta x)^2}{2} \right)$$

$$L_0 = p(V_2 - V_1) = 19,62 \text{ J}$$

lavoro

$$L_i = L_0 + L_t = 39,62 \text{ J}$$

Il sistema è un ingegno in un'usata quindi $(h_2 - h_1)$

$\phi - W_2 = B(h_2 - h_1) = 0$
 Per un processo isotermico

$h = u + pv$

$(p_2, v_2) \rightarrow$ espansione variabile di stato

ha senso in un sistema aperto dove c'è scambio di massa

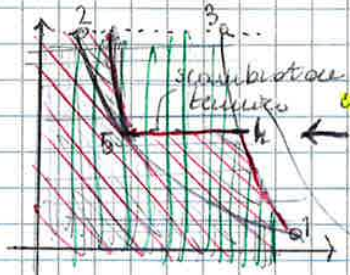
$\phi = W_2$

processo reversibile $\Rightarrow h_2 = \int_1^2 v dp = -RT \log \frac{p_2}{p_1}$

~~questo è il lavoro!~~

$W_2 = G \cdot h_2 = -11,17 \text{ kW}$

questo vuol dire che un gas, tendendo a scaldarsi, per mantenere isotermico deve apportare calore quindi la potenza è uscite dal sistema quindi negativa



compensare in modo adiabatico si spende più lavoro che con i compressori isotermici. Tuttavia i compressori sono adiabatici perché sono di più facile realizzazione *

processo adiabatico reversibile $\phi = 0$

$-W_2 = G \cdot c_p (T_3 - T_1) \Rightarrow W_2 = G \cdot c_p (T_1 - T_3)$

$-23,95 \text{ kW}$

per aumentare al compimento dell'isoterma

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

$T p^{1/\gamma} = \text{cost} \quad T v^{\gamma-1} = \text{cost}$

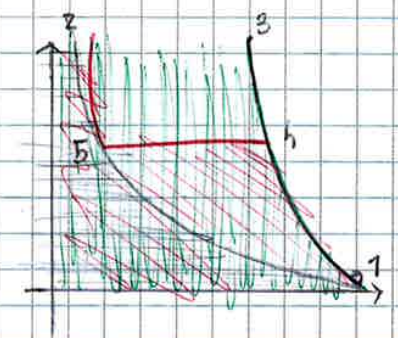
$T_3 = T_1 \left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\gamma} = 775 \text{ K} > T_1$ infatti un gas compresso tende a riscaldarsi

$h_2 = - \int p \cdot v dp$

$pv^\gamma = \text{cost}$
 $pv^\gamma = p_1 v_1^\gamma$

l'interrefrigerazione è isobara

se molto + stadi, quindi + refrigeratori è meglio perché mi avvicino all'isoterma



$A < A < A$

$h_2 = - \frac{\gamma}{\gamma-1} RT_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \right)$

$h_{2I} = - \frac{\gamma}{\gamma-1} RT_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \right)$

$h_{2II} = - \frac{\gamma}{\gamma-1} RT_3 \left(\left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \right)$

$rp = \frac{p_2}{p_1} \rightarrow h_2 = f(rp) \rightarrow dh_2 = 0 \dots$ si ha che $p_h = \sqrt{p_1 \cdot p_2}$

$W_2 = G(h_{2I} + h_{2II}) = 2G h_{2I} = -10,24 \text{ kW}$

$p_h^2 = p_1 p_2$
 $\frac{p_h}{p_1} = \frac{p_2}{p_h} = \frac{p_2}{p_1}$

è prouto potrebbe essere giusto perché è compresso tra W_2 ad isotermica e W_2 adiabatica

$$b v_2 = \frac{G}{\rho_2} = 0,02 \text{ m}^3/\text{s}$$

la variazione di entropia è rapp. il calore scambiato lungo un processo a volume costante

la variazione di entropia è rapp. ... a pressione costante

$$\dot{Q} = G \cdot c_p (T_2 - T_1) \text{ per una politropica} \\ = -6825 \text{ W}$$

$$\dot{Q} = \dot{W}_t = G c_p (T_2 - T_1) \text{ da cui } \dot{W}_t = -35493 \text{ W}$$

Da adiabatica: $t = \frac{\gamma}{\gamma-1} R T_1 \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)$ Ricorda

per politropica: $t = \frac{n}{n-1} R T_1 \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right)$

~~8.5~~

$G = 20 \text{ kg/s}$ $W_1 = 180 \text{ m/s}$ $T_2 = 500^\circ \text{K}$ $\dot{W}_t = 6000 \text{ kW}$
 $p_1 = 10 \text{ bar}$ $W_2 = 270 \text{ m/s}$ $W = 270 \text{ m/s}$ $\chi = 1,4$
 $R = 287 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

$\Delta E_p \approx 0$ l'innalzamento
 perché l'altitudine è costante
 è poco che l' E_p è
 trascurabile nulla

$$-\dot{W}_t = G \left(h_2 - h_1 + \frac{1}{2} (W_2^2 - W_1^2) \right)$$

\downarrow
 $c_p (T_2 - T_1)$ $c_{p2} - c_{p1}$

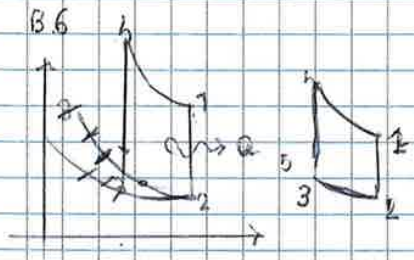
$$T_1 = T_2 + \frac{1}{c_p} \left(\frac{\dot{W}_t}{G} + \frac{1}{2} (W_2^2 - W_1^2) \right) \quad c_p = \frac{\gamma R}{\gamma-1} = 1004,5 \text{ J/kg}\cdot\text{K} \rightarrow T_1 = 819^\circ \text{C}$$

Anche la massa reagente variazione di composizione della massa
 è nulla $\dot{m} = 0$

$G = \rho_1 (W_1 \cdot A)$ def di portata di massa
 portata di volume $\rho_1 = \frac{p_1}{R T_1} = 1,276 \text{ kg/m}^3$

$$A_1 = \frac{G}{\rho_1 W_1} = 87 \text{ m}^2$$

$T_5 = T_3$ due dimostrare che $p_5 = p_3$ o $v_5 = v_3$



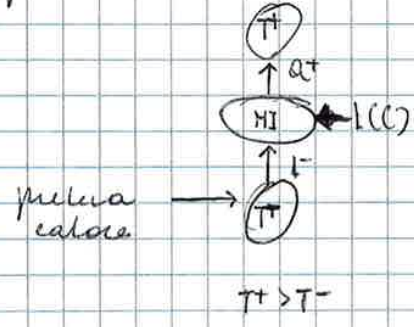
Alcuni $\eta = 1 - \frac{T^-}{T^+}$ solo nella MC η dipende dalle 2 temperature estreme

$L(C) < 0$ ~~la macchina~~

$Q^- + Q^+ = L(C)$

$|Q^+| + |Q^-| = |L(C)|$

Scrittura
positiva



spina = lavoro fornito
beneficio = si inganna e raffredda l'interno
riscalda l'ambiente esterno

$\epsilon_f = \frac{|Q^-|}{|L(C)|} > 0$

$\epsilon_p - \epsilon_f = 1$

$\epsilon_p = \frac{|Q^+|}{|L(C)|} > 0$

$\left. \begin{aligned} \epsilon_f &= \frac{T^-}{T^+ - T^-} \rightarrow \epsilon_p = \frac{1}{\eta} \\ \epsilon_p &= \frac{T^+}{T^+ - T^-} \end{aligned} \right\}$

Per la macchina inversa di Carnot

$\frac{T^-}{T^+} < 1$



$\frac{T^-}{T^+} > \frac{1}{2} \Rightarrow \epsilon_f > 1$

disuguaglianza di Clausius $\left[\oint_{\text{cicli}} \frac{\delta Q}{T} < 0, \oint_{\text{cicli}} \frac{\delta Q}{T} = 0 \right]$

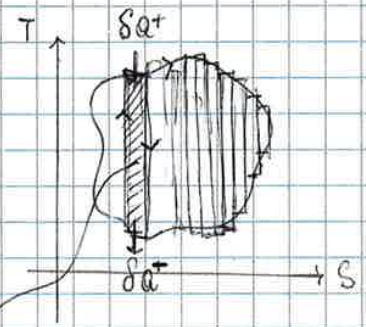
$dE_{\text{comb}} = 0$ perché funzione di stato

$L_{\text{comb}} = T_S \oint \frac{\delta Q}{T}$ ma $L_{\text{comb}} \leq 0$ perché vale K-P

~~il fatto che si possa esprimere tutto in calore~~

Perché l'integrale di una certa grandezza su un ciclo è 0 allora la grandezza esprime una forma differenziale di tipo esatto

$\oint_{\text{cicli}} \frac{\delta Q}{T} = 0$



23.10.2014

$\left(\frac{ENTROPIA}{S} \right) \left[\frac{J}{K} \right]$ grandezza di tipo estensivo (ovvero con la massa)

$s = \frac{S}{M} \left[\frac{J}{K \cdot kg} \right]$ entropia specifica

$ds = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)$ → variazione infinitesimale

$ds = \left(\frac{\delta q}{T} \right)$ → variazione infinitesimale specifica

$\Delta S = S_2 - S_1 = (M)(s_2 - s_1)$ se la massa non varia

$\Delta S = \int_{t_1}^{t_2} \left(\frac{\dot{Q}(t)}{T(t)} \right) dt$

$\Delta S \geq \int \frac{\delta Q}{T}$ sistema isolato = non scambia calore → $\Delta S_{\text{iso}} \geq 0$ non può mai diminuire (può anche essere adiabatico)

Se può solo essere un aumento un termine $\Delta S_{\text{iso}} = \Delta S_{\text{ir}} \geq 0$ trasformazioni non reversibili

che temperatura deve mettere nella formula?

$$\Delta S = \int_{T=A}^{T=B} \frac{\delta Q}{T} + S_{irr}$$

$\downarrow T = \text{cost}$

sistema o ambiente esterno
 • t. di partenza o di arrivo

ΔS dipende da s.i. e s.f.!

$$\Delta S_{iso} = \Delta S_A + \Delta S_B \geq 0 \text{ (non reversibile)}$$

ceduto
 perché il termometro è reversibile

$$\Delta S_A = -\frac{|Q|}{T_A + S_{irr,A}} \approx -\frac{|Q|}{T_A}$$

acquistato

$$\Delta S_B = \frac{|Q|}{T_B} + S_{irr,B} \approx \frac{|Q|}{T_B}$$

$$\Delta S_{iso} = |Q| \left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_A} \right) \quad (T_A > T_B)$$

> 0 perché

$$\Delta S_{iso} = S_{irr} > 0 \text{ principio di aumento dell'entropia}$$

Il sistema A (o B) è internamente reversibile se $S_{irr,A} = 0$ (\Leftrightarrow)

$$\Delta S_A = -\frac{|Q|}{T_A} + S_{irr,A} = 0$$

$$\Delta S_A = \frac{|Q|}{T_B} + S_{irr,A} \geq 0$$

l'irreversibilità è presente
 irreversibilità esterne (associate a trasf. di energie
 termica con variazioni finite di temperatura)

$$S_{irr,A} = \Delta S_{iso} \text{ perché } \Delta S_A = -\frac{|Q|}{T_A}$$

$\Delta S_A \rightarrow$ scelto $T_A \rightarrow$ spiega irreversibilità esterne
 temperatura di partenza, temperatura per cui è disponibile quella
 quantità di calore

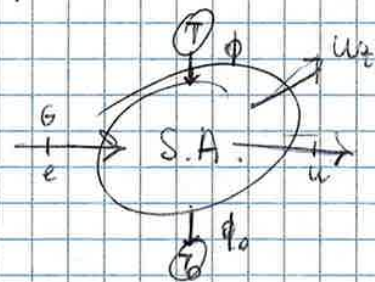
se T_A è termostato la variazione di entropia è $\Delta S_A = \frac{Q}{T_A}$ ($S_{irr,A} = 0$)

Il termostato è internamente reversibile

se $T \neq T_A$ il sistema è a temperatura minore di T_A perché cede calore ad un
 corpo con T minore

in quale condizione W_t è massima

- stazionarietà $\Phi = |\dot{q}_0| = G(h_u - h_e) \quad \Delta ec = \Delta ep = \Phi$
 viscite trascurabili



$$\Phi \quad G(s_u - s_e) = \frac{\Phi}{T_0} - \frac{|Q_0|}{T_0} + S_{irr}$$

irreversibilità interne

$$W_{t,max} \Rightarrow W_{t,REV} \Rightarrow S_{irr} = 0$$

sostituendo $|q_0|$ dal ricarato dal (II), in (I) ottengo

$$\Phi - \frac{\Phi}{T_0} T_0 + G T_0 (s_u - s_e) - W_{t,max} = G(h_u - h_e)$$

$$W_{t,max} = \Phi \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) + G \left((h_e - h_u) - T_0 (s_e - s_u) \right)$$

\rightarrow se il sistema non cambia mono = 0
 flussi di massa

$$1 - \frac{T_0}{T} = \eta_{\text{cannot}} \text{ efficienza massima}$$

gas ideale: $h_e - h_u = c_p(T_e - T_u)$

fa in modo che non avviene una conversione totale

Quindi:

le proprietà sono combinazioni lineari dei valori nelle curve di saturazione

$$\begin{aligned}
 (1-x) \text{ Kg di liquido} & \Rightarrow N = (1-x)N_L + xN_V & \Rightarrow \textcircled{?} & N - N_L = h - h_L = \frac{S - S_L}{T} \\
 x \text{ Kg di vapore} & h = (1-x)h_L + xh_V & & N_V - N_L & h_V - h_L & S_V - S_L \\
 & S = (1-x)S_L + xS_V & & \text{tutto il titolo} & & \\
 & u = h - pV & & & &
 \end{aligned}$$

Solo per le sostanze pure (1) temperatura costante
 pressione costante
 Per le miscele potrebbe non essere così

calore di evap e condensazione

verbo = max pnt di energia da fornire ad una sostanza per farla cambiare fase avviene la transizione di fase

per $T_p \rightarrow T_c \Rightarrow r \rightarrow 0$ = rotta alla temp. critica non avviene Evaporazione di fase

Eq di Clappison per il cambiamento di fase

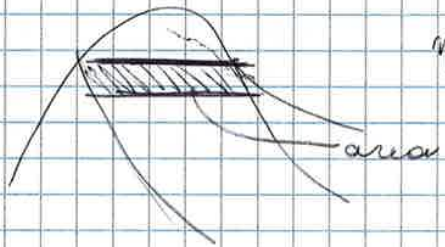
~~XXXXXXXXXX~~

limite di Clausius

2 isoterme

$$\eta = 1 - \frac{T_c}{T} = \frac{dT}{T} \times \text{Clausius}$$

$$\eta = \frac{\delta l}{q} \times \text{def di beneficio}$$



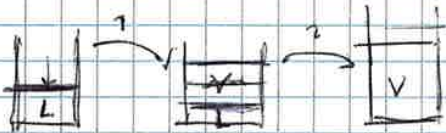
$$dq(w-v) = \delta l$$

$$q = r$$

$$\rightarrow r = \frac{dq}{dT} T (w-v)$$

sono tutte grandezze ipotecica
 mente misurabili

Quindi:

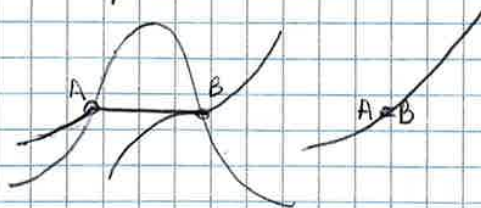


fornisco calore $q \equiv r$ ↓ massa di liquido
 ↑ massa di vapore

da $v \rightarrow l$ devo sottrarre (⊖)

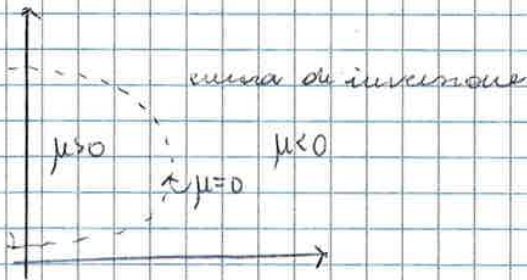
Se continuo a fornire calore, aumenta la temperatura = dipende da ho
 completato la fase di evaporazione
 tra ② la temperatura è costante

diagramma entropico



(vapore surriscaldato)
 liquido sottoriscaldato

28.10.2014



- un modello per le sostanze o comportamento reale
 cambia il modello \rightarrow cambiano i risultati:
 eq. di Van Der Waals (XIX secolo)

$Z =$ fattore di comprimibilità \rightarrow per $P \rightarrow 0 \Rightarrow Z \rightarrow 1$ per comportamento
 eq. di sostanza \rightarrow la $(10:10)$ \rightarrow stesso del gas ideale

$Z = \left(1 + \frac{A}{V} + \frac{B}{V^2} + \frac{C}{V^3} + \dots \right)$ eq. viriali
 A, B, C, \dots coeff viriale
 gas ideale $Z = 1, A, B, C, \dots = 0$

Van Der Waals introduce un'idea: ogni sost. è caratterizzabile γ comp. ed. di sopra del P.T

$T_r = T/T_c$ & variabili ridotte
 T_c grandezze adimensionali

$f(p_r, V_r, T_r) = 0$ (come per gas ideali $f(p, V, T) = 0$)

principio " - - -"
 approssimativamente \rightarrow non funziona esattamente così ma è accettabile

critiche del gas ideale:
 volume del gas ideale $V = \frac{RT}{P}$ per $P \rightarrow \infty \Rightarrow V \rightarrow 0$ impossibile
 non è concepibile

volume costante specifico di ogni sostanza $= b =$ colonna la materia occupa un
 piccolo volume

Riduce il volume del gas ideale portandolo a $V=b$
 per tener conto dell'interazione tra le molecole \rightarrow coeff legato alle forze di
 coesione
 che tiene insieme le molecole della
 sostanza

forze di coesione = tendono a compattare la sostanza e ridurre la pressione sul
 contenuto della sostanza

(a)
 a, b costanti \neq sostanza

$\left(p + \frac{a}{V^2}\right)(V-b) = RT$ il volume è trascendente rispetto la pressione

$pV^3 - (bP+RT)V^2 + (a)V - (ab) = 0$

impone che f nel PT ammetta flusso a t_p orizzontale

Nel punto critico vale eq. van der Waals
 $\left(\frac{\partial p}{\partial V}\right) = 0, \left(\frac{\partial^2 p}{\partial V^2}\right) = 0$ $\left. \begin{array}{l} \text{impone} \\ \text{condizioni di} \end{array} \right\}$

Miscela ideale di GAS IDEALI

30.10.2012

modello concepito per fase liquida quando le specie chimiche sono più di una

- miscela \rightarrow N_c costituenti \rightarrow non devono reagire tra di loro sostanze ideali

Per la j -esima costituente \rightarrow numero di moli n_j
 la mole è un modo per individuare una certa part. di sostanza
 1 mole =

$$n_j = \frac{M_j}{\bar{M}_j} \quad [kg]$$

$$[kg / kmol]$$

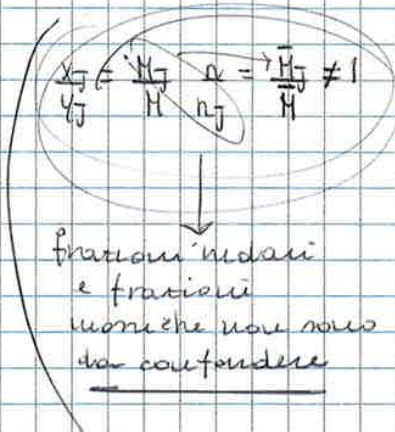
$$massa totale = \sum_j^{nc} M_j$$

$$moli totali = n = \sum_j^{nc} n_j$$

$$M = \sum_j n_j \bar{M}_j$$

frazioni moliche $x_j = \frac{n_j \bar{M}_j}{M} \rightarrow \sum_j^{nc} x_j = 1$

frazioni molarie $y_j = \frac{n_j}{n} \rightarrow \sum_j^{nc} y_j = 1$



~~R_j/M~~
~~M_j/M~~
~~#~~

- modello di Gibbs-Dalton =

• pressione parziale: pressione che eserciterebbe il j -esimo componente se da solo occupasse l'intero volume

$$p_j = \frac{\bar{R} T}{V} n_j = \frac{R_j T}{V} M_j \rightarrow R_j = \frac{\bar{R}}{\bar{M}_j}$$

Dalton $\rightarrow u = \sum_j^{nc} u_j = M u = \sum_j^{nc} M_j u_j = \sum_j^{nc} n_j \bar{u}_j$

$$\frac{u}{M} = \bar{u} = \sum_j^{nc} \frac{M_j}{M} u_j = \sum_j^{nc} x_j u_j$$

energia interna specifica molarie

$$\frac{V}{n} = \bar{v} = \sum_j^{nc} \frac{M_j}{n} \bar{v}_j = \sum_j^{nc} y_j \bar{v}_j$$

$$R = \frac{\bar{R}}{M} \quad \left(\frac{n \bar{R}}{M} = \frac{M \bar{R}}{M} \right)$$

- massa molare miscela $\bar{M} = \frac{M}{n} = \frac{\sum_j n_j \bar{M}_j}{n} = \sum_j y_j \bar{M}_j$

- costante di elasticità: $R = \frac{\bar{R}}{M} = \frac{\bar{R}}{M} n = \frac{\bar{R}}{M} \sum_j n_j = \frac{\bar{R}}{M} \sum_j \frac{M_j}{\bar{M}_j} = \sum_j \left(\frac{\bar{R}}{\bar{M}_j} \cdot \frac{M_j}{M} \right) = \sum_j x_j R_j$

$$p = \sum_j^{nc} p_j = \sum_j n_j \frac{\bar{R} T}{V} = \frac{M R T}{V} \rightarrow pV = M R T \rightarrow$$

tratto la miscela come se fosse un unico componente

$$\frac{p_j}{p} = \frac{n_j \bar{R} T}{M R T} = \frac{n_j}{n} = y_j$$

se $nc=2 \rightarrow p_a = y_a p \quad p_b = p - p_a \quad \frac{p_a}{p} + \frac{p_b}{p} = 1 \rightarrow p_a + p_b = p$

- modello Amagat-Leduc

• volume parziale: volume che occuperebbe il j -esimo componente se sottoposto a pressione e temperatura della miscela

Se $T_{a,1} = T_{b,1} = T_1 \Rightarrow T_2 = T_1$

$P_{a,1} = \frac{M_a R_a T_1}{V_a}$, $P_{b,1} = \frac{M_b R_b T_1}{V_b}$

$P_2 = \frac{(M_a + M_b) R T_1}{V_a + V_b} = \frac{M_a R_a T_1}{V_a + V_b} + \frac{M_b R_b T_1}{V_a + V_b}$
 ~~$P_2 = \frac{M_a R_a T_1}{V_a + V_b} + \frac{M_b R_b T_1}{V_a + V_b}$~~

Se $P_{a,1} = P_{b,1} = P_1 \Rightarrow P_2 = P_1$

$S_1 = M_a \left(c_{p,a} \ln \left(\frac{T_1}{T_0} \right) - R_a \ln \left(\frac{P_1}{P_0} \right) \right) + M_b \left(c_{p,b} \ln \left(\frac{T_1}{T_0} \right) - R_b \ln \left(\frac{P_1}{P_0} \right) \right)$

~~$S_2 = M_a s_{a,2} + M_b s_{b,2}$~~

$S_2 = M_a s_{a,2} + M_b s_{b,2}$ pressione parziale

$s_{a,2} = c_{p,a} \ln \left(\frac{T_1}{T_0} \right) - R_a \ln \left(\frac{P_{a,2}}{P_0} \right)$

$s_{b,2} = c_{p,b} \ln \left(\frac{T_1}{T_0} \right) - R_b \ln \left(\frac{P_{b,2}}{P_0} \right)$

$S_2 - S_1 = - \left(R_a \ln \left(\frac{P_{a,2}}{P_1} \right) + R_b \ln \left(\frac{P_{b,2}}{P_1} \right) \right)$

$S_2 - S_1 = - (R_a \ln y_a + R_b \ln y_b) > 0 \rightarrow$ processo irreversibile

$y_a < 1 \Rightarrow \ln y_a < 0$
 $y_b < 1 \Rightarrow \ln y_b < 0$

aria secca: *

N ₂	28.016	0,7809	0,7553
O ₂	32.000	0,2095	0,2314
Ar	39,994	0,0093	0,0128
CO ₂	44,010	0,0003	0,0005
	\bar{M}	y	x
	kg/kmol	standard	

$\bar{M}_a = 28,967 \text{ kg/kmol}$ $c_p = 1004,5 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

$R_a = 287 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ $c_v = 717,5 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

$\gamma = 1,4$

considero l'aria secca come unico componente

06-11-2016

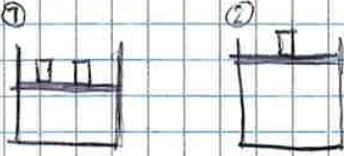
ESERCITAZIONE

$$dS = \sum_j \frac{\phi_j}{T_j} + \epsilon_{irr}$$

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{rc} + \sum_j \phi_j s_j = \sum_j \frac{\phi_j}{T_j} + \epsilon_{irr}$$

eq di bilancio perché c'è il termine ϵ_{irr}
l'entropia può essere creata

is (C1)



$M_g = 10 \text{ kg}$
 $p_1 = 10 \text{ bar}$
 $T_1 = 27^\circ\text{C}$
 $p_0 = 1 \text{ bar}$

incompressibile perché rapida = espansione rapida e violenta ma alla fine il sistema si porta in equilibrio

"quasi statico" = infinite posizioni di equilibrio
reversibile \Rightarrow quasi statico
quasi statico \neq reversibile

Processo quasi statico



molto infiniti stati
il processo è p-statico perché avviene tramite infinite posizioni di equilibrio ma lasciando tracce nell'ambiente non è reversibile

$$p_1 A = 2p_p A + p_0 A$$

presenza dei pesi $p_p = \frac{M_g g}{A}$

$$p_1 = 2p_p + p_0 \Rightarrow p_p = \frac{p_1 - p_0}{2} = 4,5 \text{ bar}$$

$$p_2 = p_p + p_0 = 5,5 \text{ bar}$$

non sto sommando pressioni!!
MA ~~FORZE~~ (ci semplifichiamo le aree)

$$V_1 = \frac{RT_1}{p_1} M_g = 0,861 \text{ m}^3$$

$$R = 287 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$\bar{M} = 28,97 \text{ kg/kmol}$$

~~$L_i = \int p dV$~~ non posso usarla

$$L_i = (L_t + L_0 + \cancel{\Delta E_{pot}} + \cancel{\Delta E_c}) = 0$$

= 0 Stato iniziale e finale sono di equilibrio

Sì (discussione sul baricentro del gas)

il sistema interagisce meccanicamente con le masse

$$L_t = M_g g \Delta z = \frac{A}{A} M_g g \Delta z = \frac{M_g g}{A} \cdot (z_2 - z_1)$$

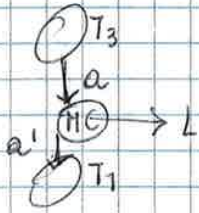
$$L_t = p_p (V_2 - V_1)$$

$$\Delta V = V_2 - V_1$$

L_0 = lavoro compiuto per spostare il confine del sistema da 1 a 2

$$L_0 = p_0 (V_2 - V_1)$$

Processo reversibile il processo interponendo una macchina di Carnot tra T_3 e T_1
 lo scambio termico tra T_3 e T_1 è completamente reversibile



$$S_{irr} = 0$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{Q'}{Q} \quad \frac{Q'}{T_1} - \frac{Q}{T_3} = \Delta S = S_{irr} = 0$$

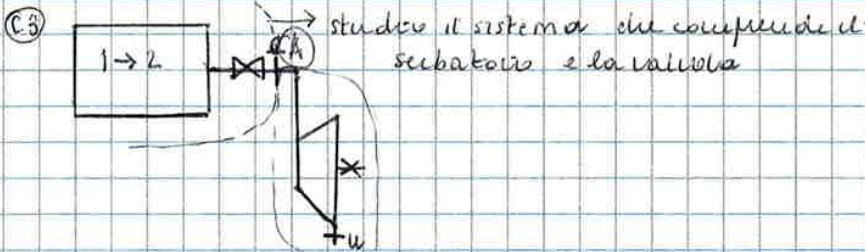
$$\eta_{max} generale = \frac{L(Q)}{Q} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \rightarrow L = Q \left(1 - \frac{T_1}{T_3} \right) =$$

$$= T_1 \left(Q \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_3} \right) \right) = T_1 \cdot S_{irr} \quad \text{Teorema di Gouy-Stodola}$$

entropia che avrei generato se il processo fosse stato reversibile

più genera entropia più perde lavoro

06.11.2016



$$\phi \dot{w} = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{vc} + \dot{E}_j \pm \dot{G}_j h_j$$

Ingresso \rightarrow in flusso di entalpia
 O uscite

c'è scambio di potenza termica
 $= 0$ perché non ci sono scambi dinamici

la valvola è un organo meccanicamente fermo \rightarrow la trafilazione è un processo ad entalpia costante

$$\phi = \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc} + \dot{G} h_e$$

flusso di massa = portata di massa

$$\frac{dM}{dt} = 0 \rightarrow \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc} + \dot{G} = 0$$

$$\int \phi dt = Q$$

$$\dot{G} = - \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc}$$

$$\phi = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{vc} + \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc} \cdot (h_e) \rightarrow Q = M_2 u_2 - M_1 u_1 - (M_2 - M_1) h_e \quad u_1 = u_2 \text{ ma } M_1 \neq M_2$$

$T_1 = T_2 = T = \text{cost}$ perché gas ideale e $dh = 0 \rightarrow$ laminazione è un processo isocinetico

Il processo in questa quando $p_1 = p_2$ (traccia)

$$T_1 = T_2 = T_e$$

$p_1 = p_2$
 inoltre $T_2 = p_2 \Rightarrow$ lo stato è coincide con lo stato 2 per tutto il processo
 $h_e = h_2 = u_2 + p_2 v_2$

$$Q = M_2 u_2 - M_1 u_1 - (M_2 - M_1)(u_2 + p_2 v_2) = M_1 p_2 v_2 - M_2 p_2 v_2 \quad \text{perché } u_1 = u_2 \text{ perché il processo è isocinetico}$$

$$= p_2 v_2 (M_1 - M_2) = (M_2 - M_1) R T_1$$

① Comportamenti di fase; gas reali e miscele ideali

calore specifico di vaporizzazione sul punto triplo = 0

Vad reversibile = ISOENTROPICA

$h = u + pv \Rightarrow$ def di entalpia
vale sempre

$ds = \frac{dq}{T} + ds_{irr} \rightarrow$ def di entropia

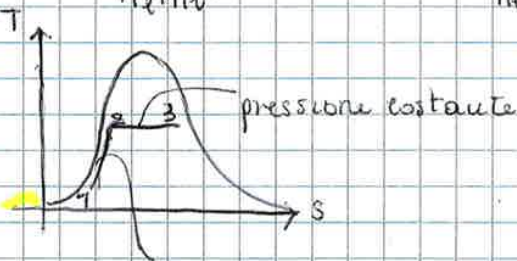
$T ds = dh - v dp$ isobara

$\left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p = T$ pendenza dell'isobara - isotermica

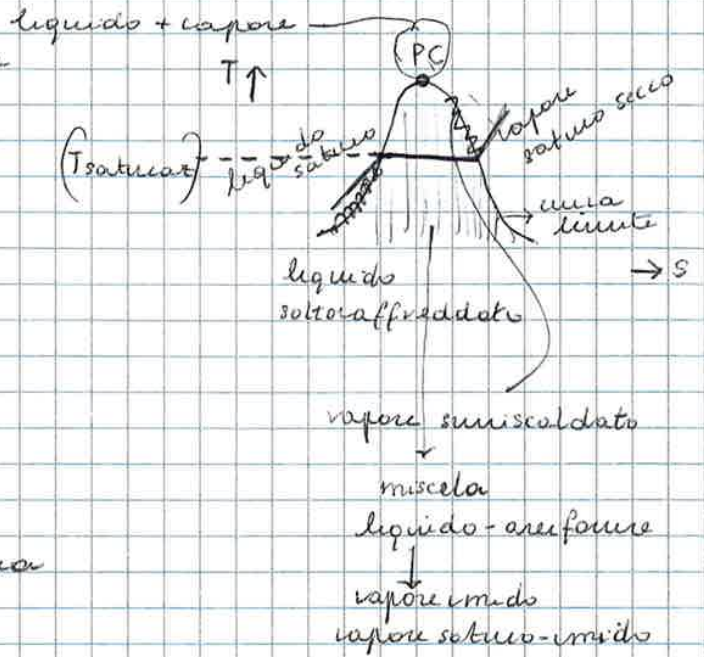
$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T dp$
 $dh = cv$ isotermica

$h_r - h_s = \int_s^r u dp$

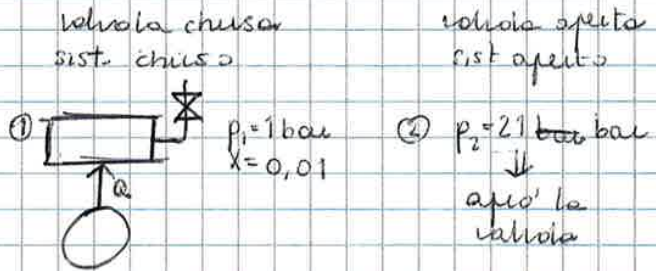
$x = \frac{M_v}{M_e + M_v}$ titolo $1-x = \frac{M_e}{M_e + M_v}$



sotto curva limite peder mi da il tit.



4186,6



(pentola a pressione)

③ $x_3 = 0,9$
 $p_3 = 21 \text{ bar}$
per il funzionamento della valvola

lp: fase liquido \rightarrow liquido saturo
aneforme \rightarrow vapore saturo secco \rightarrow lp fondamentale.

$p_1 = 1 \text{ bar}$ $T_1 = 99,6^\circ\text{C}$
 $v_{1e} = 0,001043 \text{ m}^3/\text{kg}$ $v_{1v} = 1,69 \text{ m}^3/\text{kg}$
 $h_{1e} = 117,51 \text{ kJ/kg}$ $h_{1v} = 2675,1$
 $s_{1e} = 1,3027$ $s_{1v} = 7,3598$

\rightarrow da tabella stato saturo

$v_3 = (1-x_3)v_{1e} + x_3 v_{1v} = 0,018 \text{ m}^3/\text{kg}$

$h_3 = 110,1$

$s_3 = 1,3633$

$$S_{irr} = M_1 (s_2 - s_1) + \frac{Q}{T_s}$$
 sistema termostato (per sua natura è reversibile) isocoro
 ↓
 cede calore
 Q è uscente, quindi negativa → se guardata dal punto di vista del termostato

$$= M_1 (s_2 - s_1) - \frac{|Q|}{T_s} = 2,78 \text{ kJ/K}$$

(2-3)

$$\left(\frac{ds}{dt}\right)_{vc} + G s_{2v} - \frac{|Q|}{T_s} = S_{irr}$$

$$-\left(\frac{dh}{dt}\right)_{vc}$$

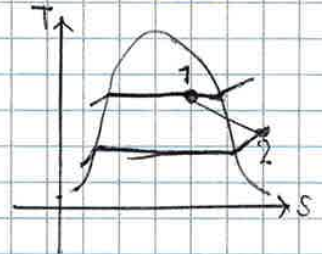
sistema

$$(s_3 - s_1) - (M_3 - M_2) s_{2v} - \frac{|Q_{23}|}{T_s} = S_{irr}$$

$$M_3 (s_3 - s_2) - (M_3 - M_2) s_{2v} - \frac{|Q_{23}|}{T_s} = S_{irr} = 2,13 \text{ kJ/K} \rightarrow S_{irr} = 4,95 \text{ kJ/K} > 0 \text{ R.F.C}$$

(D.3) p_1
 p_2
 p_2

$T_1 = 198,2^\circ\text{C} \rightarrow$ prendi l'umidità quindi ~~proporzionale~~
 $(s_2 - s_1) \propto p \times 150$
 prendo la temperatura dalla tabella di saturazione a 15 bar



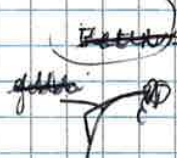
$T_2 = 120^\circ\text{C}$
 Dal diagramma di mollier $h_2 = 2770$
 $p_2 = 2 \text{ bar} \rightarrow T_2 = 150$ $s_2 = 7,25$

isoforizzante $\Rightarrow h = \text{cost}$
 $h_1 = 2770 = h_2$
 $h_{1e} = 811,32$
 $h_{1v} = 2789,75$

$x_1 = \frac{h_2 - h_{1e}}{h_{1v} - h_{1e}} = 0,99$ $s_{1e} = 2,31365$
 $s_{1v} = 6,4413$
 $s_1 = (1 + x_1) s_{1e} + x_1 s_{1v} = 6,3994$
 $\Delta s = 0,85 > 0 \text{ R.F.C}$

PSICROMETRIA

miscela aria-vapore



Tratto come una miscela ideale
 l'ipotesi che anche il vapore si comporta come gas ideale
 la componente acqua cambia di stato

$$h_v = h_0 + c_{p,v}(T - T_0)$$

calore di latente di vaporizzazione a $T=0$

$$x = \frac{M_v}{M_a} \text{ umidità specifica} \neq \text{titolo} \frac{M_v}{M_v + M_a}$$

$$\varphi = \frac{M_v}{M_{v,sat}}$$

Diagramma di Mollier è fondamentale bidimensionale
 per definire monofase, bicomponente \rightarrow 3 parametri Gibbs: $GL = NC - NF + 2$

Per usare il diagramma di Mollier entalpia specifica
 umidità specifica

$$p_{sA} = 0,03363 \text{ bar}$$

$$p_{sE} = 0,05323 \text{ bar}$$

$$x = \frac{M_v}{M_a} = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v} \quad \varphi = \frac{p_v}{p_{sA}} \quad p_v = \varphi p_{sA}$$

$$x_A = 0,622 \frac{\varphi_A p_{sA}}{p - \varphi_A p_{sA}} = 0,010496 \frac{\text{kgv}}{\text{kg a}}$$

$$x_E = 0,02377$$

$$h = h_a + x h_v = c_{p,a} T + x (c_{p,v} T + h_0) = 1T + x(1,9T + 2500) \quad c_p = 1004,5$$

$$h_A = T_A + x_A(1,9T + 2500) = 52,76$$

$$h_E = 94,9$$

$G_A h_A + G_E h_E = G_H h_H$ flussi entalpici in ingresso = flussi entalpici in uscita

$$G_H = G_A + G_E$$

$$h_H = 36,94$$

$$G_A x_A + G_E x_E = G_H x_H$$



$$x_H = \frac{G_A x_A + G_E x_E}{G_A + G_E} = 0,01181$$

se il vapore condensa, questa non vale più se la congiungente A-E interseca la curva limite $\varphi=1$

Alt. sost. combustibile, con opp. qnt di carburante viene mescolata combustione p. isotermico ($\approx 20:00$) (alta)

Bisogna studiare la reazione di combustione
 la combustione avviene esternamente (riguardo sia motori a gas)
 (ci si distacca dalla realtà per approssimarsi più semplicemente ai cicli

tipica nella realtà molti casi prevedono la combustione interna noi però vediamo solo la combustione esterna.

ipotesi che il fluido che compie il ciclo è una miscela o sostanza che non varia mai composizione

composizione costante è utile e necessario ricambiare il fluido utilizzato una standard come fluido che compie il ciclo

- le trasf. sono di tipo reversibili

ARIA SECCA per calcoli (gas ideale)

- si trascurano variazioni di energia cinetica e potenziale sia per il sist. che per i flussi che lo attraversano

anche lo h_0 (carico deformazione)

per sapere $h_t = \int v dp$

~~h₀ cost~~

$h_i = h_t$ se ipotizzo $h_0 = 0$. l'interno e esterno sono indistinguibili

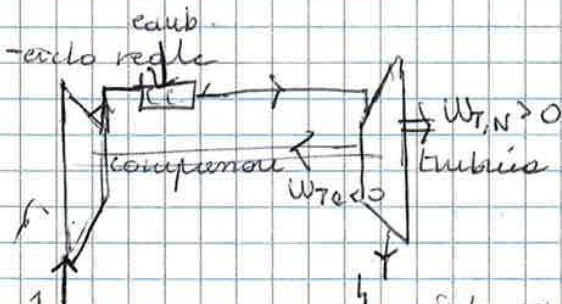
- cicli ideali di riferimento

→ ciclo Bryton-Toule

ha pensato come realmente nella realtà

- ciclo di riferimento per le turbo-macchine
 turbine e motori a getto sono dotati di turbo-macchine

- in campo energetico: per far produrre in modo stazionario energia elettrica



il compressore opera sia per compressione utilizza potenza termica di compressione fornita dalla turbine

Per p. di vista del compressore $W_{T,c} < 0$

Se la compressione è lenta nel tempo → trasf. isoterma
 il compressore è un oggetto adiabatico (37:00)
 se è ad + reversibile = isocinetico dal II principio
 = 0 reversibile

$$\Delta S = \int \frac{\delta Q}{T} + S_{irr} = 0 \text{ adiabatico}$$

Nella realtà non sarà reversibile ma continua ad essere adiabatico
 nella c. combustibile viene mescolato il combustibile
 il gas combusti vengono espulsi dalla turbine
 Nella realtà anche la turbina è adiabatica
 le cose ideali sono reversibili quindi isentropica

m

efficienza

$\eta = 1 - \frac{|q_a|}{|q_b|} \rightarrow$ vale solo per trafil che operano tra 2 temperature

$= 1 - \frac{c_p(T_h - T_c)}{c_p(T_2 - T_1)} = 1 - \frac{T_1(\frac{T_1}{T_2} - 1)}{T_2(\frac{T_1}{T_2} - 1)}$

$q - li = \Delta U$

$q_a - q_b = \Delta h = c_p \Delta T$

trasf 1-2 (compressione) ad. reversibile

$T_1 P_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_2 P_2^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$

$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = r_p^{1-\gamma/\gamma}$

trasf 3-4

$T_3 P_3^{1-\gamma/\gamma} = T_4 P_4^{1-\gamma/\gamma} \Rightarrow \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{1-\gamma/\gamma} = r_p^{1-\gamma/\gamma}$

$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \Rightarrow T_1 T_3 = T_4 T_2$ vale solo per cicli ideali: che vale per trasformazioni che sono a 2a legge

temp. minima x temp massima = prodotto delle altre temperature

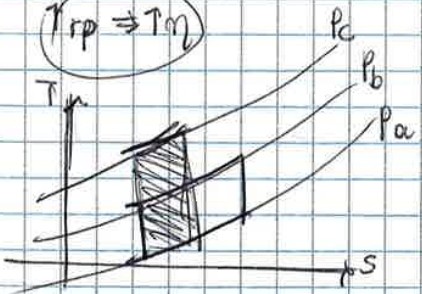
$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow \eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - r_p^{1-\gamma/\gamma}$

rapporto di temperatura ma non è uguale al ciclo di Carnot perché T_2 non è la temp massima per Carnot le temp sono quelle estreme

$\frac{1-\gamma}{\gamma} < 0$

$\gamma > 1$ per relazione di Mayer $c_p > c_v$ $\gamma = \frac{c_p}{c_v} > 1$

$r_p \Rightarrow T_m$



manuale stessa cosa

produrremo stesso lavoro ma $\eta > 1$

x quando $r_{pmax} \Rightarrow T_2 \rightarrow T_3$
 $\left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \frac{\gamma}{\gamma-1}$

perché cresce il rapporto tra le pressioni

il tutto lavoro del ciclo è nullo \Rightarrow

$L(C) \Rightarrow T_2 \rightarrow T_3$

condimento che avrebbe

ciclo che rende massimo il lavoro prodotto
 ecc. netto
 lavoro massimo del ciclo è ottenuto

$q_{b,ii} = c_p(T_3 - T_1) - |q_a|$ (8.12)

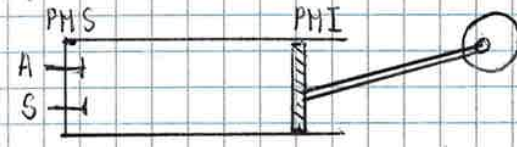
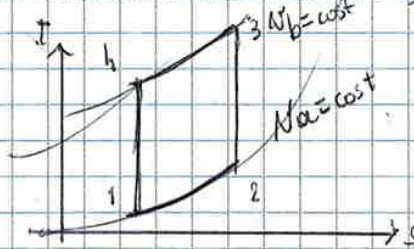
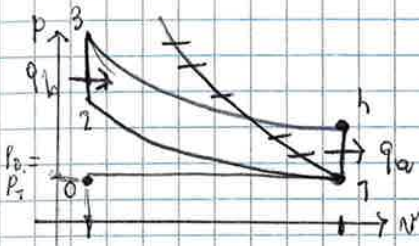
$= c_p(T_3 - T_1) - c_p(T_h - T_1) = c_p(T_3 - T_h) - c_p(T_2 - T_1)$

$= c_p T_3 \left(1 - \frac{T_h}{T_3}\right) - c_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)$
 $r_p^{1-\gamma/\gamma} \quad r_p^{-(1-\gamma)/\gamma}$

13-11-2014

- macchine volumetriche o alternative: accensione
 2 cicli di riferimento $\left\{ \begin{array}{l} \text{dispositivi a combustione comandata} \\ \text{dispositivi a combustione spontanea} \end{array} \right.$

- ciclo Otto (dispositivi ad accensione comandata)



Il cilindro ha una variazione di volume tra PMI e PMS PMS e PMI

Aria + benzina

21:00

1) chiude la valvola di aspirazione: la compressione adiabatica

2) viene aperta la valvola di scarico idealmente

nell'identico canale il tratto di aspirazione e scarico \rightarrow ottengo un sistema chiuso

$T_1 T_3 = T_2 T_4$ prodotto incrociato delle temperature solo se le trasformazioni sono a 2a 2 uguale

$$\eta = 1 - \frac{q_a}{q_b} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

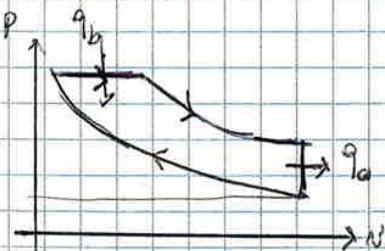
$$q - li = \Delta u$$

$$li = 0 \text{ perche } \Delta V = 0$$

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{1-\gamma} = r_v^{1-\gamma}$$

rapporto volumetrico di combustione $r_v = \frac{V_1}{V_2}$
 volume max (PMI) e volume min (PMS)

- ciclo Diesel



Entrata d'aria solo aria (no aria + combustibile come nel ciclo Otto)
 Dopo la compressione iniettata la benzina in polvere che ad elevate elevate temperature comincia già a bruciare.
 Completata la combustione, il pistone comincia ad espandersi

la compressione è seguita solo con aria

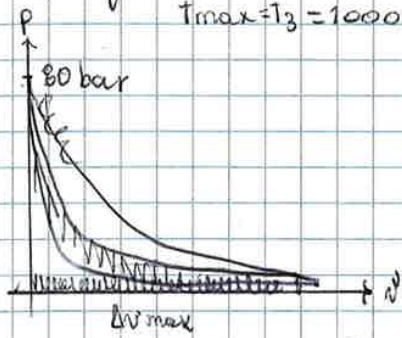
$$r_v = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_3}{V_2} \text{ rapporto volumetrico di compressione}$$

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} \text{ rapporto volumetrico di combustione}$$

$$\eta = 1 - \frac{q_a}{q_b}$$

Messimo dei precedenti cicli: raggiunge l'efficienza del ciclo di Carnot

Se ponga: $T_{min} = T_1 = 300K$
 $T_{max} = T_3 = 1000K$



il ciclo di Carnot non è realizzabile perché

$P_{eff} = \frac{P_0(c)}{\Delta V_{max}}$ per le macchine volumetriche

- rigenerazione (Otto) produce un risultato simile a quello del ciclo di Carnot

trasferisce calore internamente senza coinvolgere sorgenti esterne

$\eta = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$

ciclo Stirling: 2 isoterme + 2 isocore

è il tecnico per i motori a combustione interna

pistoncini contrapposti

il rigeneratore trasferisce internamente al ciclo una certa qnt di calore che ha un lato alla temperatura minima del ciclo e dall'altro la temp massima del ciclo. Il rigeneratore deve mantenere la sua temperatura costante

1) il fluido è a contatto con porro a temperatura T_A
 compressione isoterma

2) ↑ pressione senza aumentare la temperatura
 internamente il rigeneratore

il fluido: porta tramite il rigeneratore e il rigeneratore cede il calore al fluido senza coinvolgere sorgenti esterne.

$q_{R2-3} = cv(T_b - T_a) > 0$

$q_{R1-1} = cv(T_a - T_b) < 0$

$q_R = |q_{R1-1}| = q_{R2-3}$

$q_a = T_a(S_2 - S_1)$ area sottesa da 1-2 nel diagramma T-S

$= T_a R \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) < 0$

$q_a = \int p dV = \int \frac{RT}{V} dV = RT \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) < 0$

$= RT_a \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) < 0$

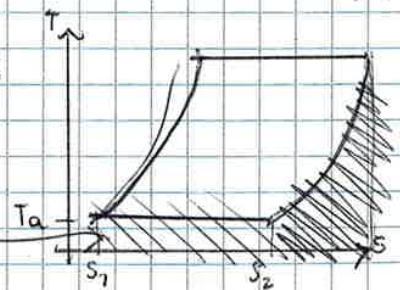
$q_b = T_b(S_4 - S_3) = T_b R \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) > 0$

$|q_a| = T_a R \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$

$q_b = T_b R \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right)$

$\rightarrow \ln = R \log\left(\frac{V_4}{V_3}\right) (T_b - T_a)$
 $\eta = 1 - \frac{T_a}{T_b}$

$n! \approx \sqrt{2\pi n} \left(\frac{n}{e}\right)^n$
 (Formula di Stirling che non conta un pezzo ma è bella!)



ciclo ricompresso realizzabile

1h-11-2011

in neg. scambi di energia meccanica:

- sistema aperto: compressore ①
turbina ②
- fine fase di compressione $T > T_{id}$
di espansione

rendimenti: isentropici di ① < ②

$$\eta_{is,c} = \frac{h_{2c}^{id}}{h_{2c}^{re}} \leq 1 \quad \text{perché } h_{2c}^{id} < h_{2c}^{re}$$

$$\eta_{is,e} = \frac{h_{2e}^{re}}{h_{2e}^{id}} \leq 1 \quad \text{perché nell'espansione } h_{2e}^{re} < h_{2e}^{id} \quad k < T \text{ sotto}$$

Assumendo ① < ② adiabotici: $q = -l_t = \Delta h = c_p \Delta T \Rightarrow -l_t = c_p(T_2 - T_1)$
 $q = 0$ adiabotica $l_t = c_p(T_1 - T_2)$
 $l_t =$

Il primo di k e T dipendono da $\eta_{is,c} \in [0,8, 0,9]$

dissipazione di energia meccanica \Rightarrow generazione interna di calore
 $(q_{irr}) \rightarrow T > T_{id}$

① caso della compressione reale:

$$l_{a,c} = c_p(T_2 - T_2^{id}) \geq 0 \quad \text{calcolato da } PV^k = \text{cost}$$

② ritorno allo stato primario ma maggior temperatura

trasformazione 1-2: reversibile politropica
 $PV^{n_c} = \text{cost}$

$$PV^{n_c} = \text{cost} \quad n_c = \frac{c_p - c_v}{c_v - c_e} \quad c_e = \text{calore } \gamma \text{ specifico caratteristico}$$

$$q_{irr,c} = c_e(T_2 - T_1)$$

$$n_c > \gamma \Rightarrow c_e > 0 \rightarrow \text{X ESERCIZI (RFE)}$$

$$l_{a,c} = q_{irr,c} + l_{a,e} \geq 0 \quad \Rightarrow 0 \text{ in condizioni ideali}$$

lavoro di recupero

② caso dell'espansione reale

$$PV^{n_e} = \text{cost} \quad n_e = \frac{c_p - c_e}{c_v - c_e}$$

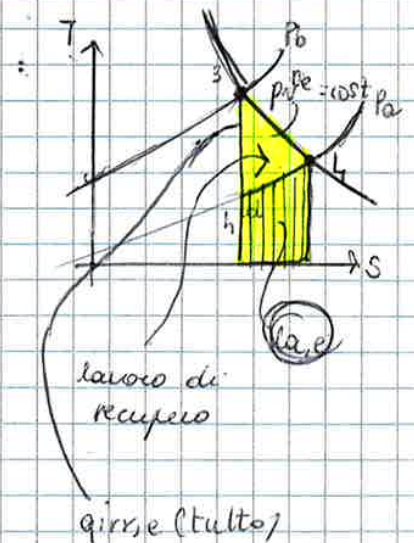
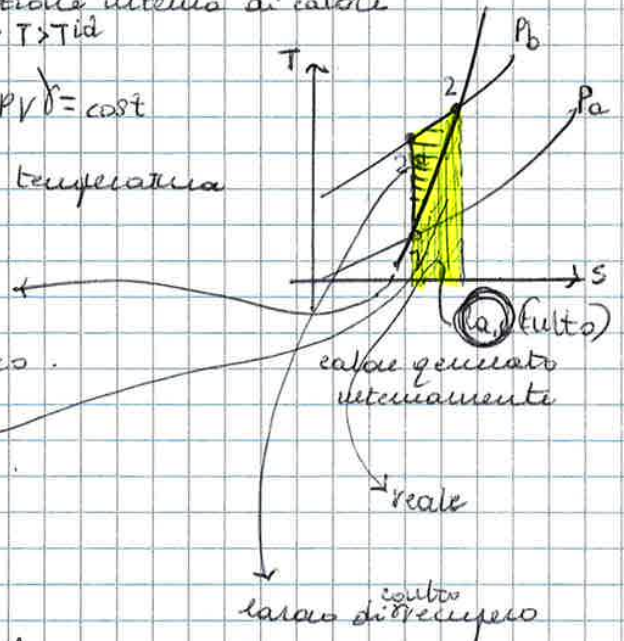
$$1 < n_e < \gamma \Rightarrow c_e \leq 0 \rightarrow \text{X ESERCIZI (RFE)}$$

$\uparrow T \uparrow s \Rightarrow c > 0$
 salto crescente locale del calore specifico
 $\downarrow T \uparrow s \Rightarrow c < 0$

$$h_{2e}^{re} = h_{2e}^{id} + l_{a,e}$$

lavoro di attrito speso durante l'espansione

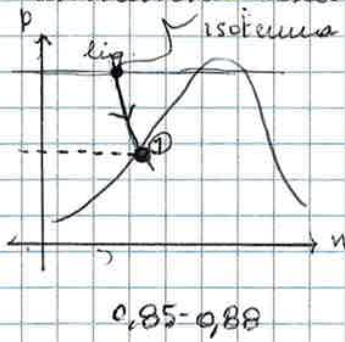
$$q - l_t = \Delta h \quad \Rightarrow 0 \text{ adiabotico} \rightarrow l_t^{re} = -(h_4 - h_3) \rightarrow l_t^{id} = -(h_4^{id} - h_3)$$



$c_{sv} = \left(\frac{kg}{m^3}\right)^{-1} \left(\frac{kg}{MJ}\right)$ 1 MJ = 10' zero più piccolo possibile

nel caso di Carnot $c_{sv} > 1 \text{ kg}/\text{MJ}$

-cavitazioni: fenomeno di tipo meccanico
isoterma $F = \text{cost}$



① pressione di saturazione a T $\rightarrow P_g(T)$
le pale della nave vengono corrose dalla cavitazione

bolla di vapore libera substrato operto di momento
incollata ad espandersi a pressione costante ~~non~~
il fluido rompe la bolla di vapore - che induce un
ridotto getto sulla superficie che viene erosa
di liquido

Per evitare deve stare lontano dalla regione bifase
compressione e turbina devono operare in condizioni monofase
sul fluido

Per i compressori $\rightarrow OK$

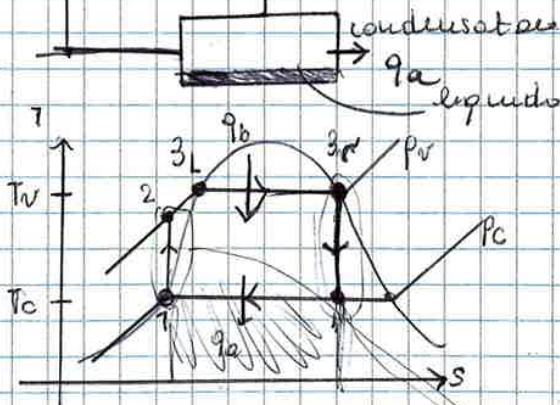
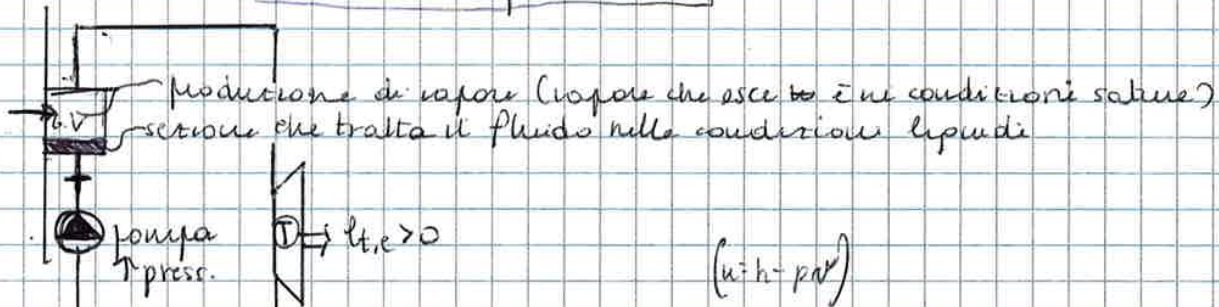
Per la turbina si accetta il rischio della cavitazione, cercando di ridurre al minimo.

Ciclo di Carnot

$\eta = 1 - \frac{q_a}{q_b} = 1 - \frac{T_c(S_3 - S_2)}{T_h(S_1 - S_2)} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \rightarrow$ rendimento max per qualunque altro dispositivo

Per risolvere le problematiche del ciclo di Carnot:

-ciclo Rankine: propone di migliorare la compressione e controllo dello stato 1
[con ciclo di vapore saturo]



- ① liquido (liquido sottoraffreddato)
vapore saturo ma se $\downarrow T$ no problema
- condizioni ideali: compressione isentropica
- ② generatore di vapore
- ③ per portare da sottoraffreddato a condizioni di vaporizzazione

Ha le stesse temperature estreme del ciclo di Carnot quindi stesso rendimento

2-3 \neq 3-2 perché riscaldare il liquido è più facile che farlo vaporizzare
calore diverso
compressione liquido sottoraffreddato
espansione all'interno del vapore

$\eta = 1 - \frac{q_a}{q_b}$

Il principio 2-3

$$s_3 - s_2 = \int \frac{\delta q}{T} + s_{irr}$$

$$p = \text{cost}$$

Se una trasformazione è isobara e anche internamente reversibile

T variabile nel tratto 2-3 → difficoltà

$$s_3 - s_2 = \frac{q_b}{T_{av}} + s_{irr} \Rightarrow s_{irr} = 0$$

$$s_3 - s_2 = \frac{h_3 - h_2}{s_3 - s_2}$$

→ rende internamente reversibile una trasformazione

Quindi 2-3 è internamente reversibile

$$T_{av} = \frac{h_3 - h_2}{s_3 - s_2} \quad s_3 - s_2 = \frac{h_3 - h_2}{h_3 - h_2} \rightarrow s_3 - s_2 = \frac{h_3 - h_2}{h_3 - h_2} \cdot \frac{s_3 - s_2}{s_3 - s_2}$$

- ciclo Rankine-Hiccu

q_b immessa fra temperatura al di sopra del punto critico (3v-3) fornisce energia

significativo rendimento con surriscaldamenti multipli

spc

sdoppiamento della pessa turbina / alta pressione (6:00)
basse pressione



→ riscaldamento

sposto verso dx il punto di fine espansione

→ il titolo deve essere prossimo all'unità ma non troppo altrimenti p_{cond} efficiente

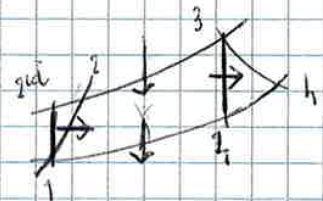
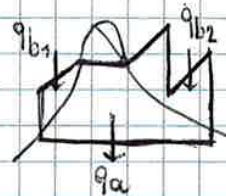
$$q_a = h_1 - h_6 = (s_g - s_f) \cdot T_c < 0$$

$$q_b = \frac{h_3 - h_2}{h_3 - h_2} + (h_5 - h_4)$$

$$t_{re} = -((h_4 - h_3) + (h_6 - h_5)) > 0$$

$$t_c = -(\frac{h_1}{M} (Pr - Pc))$$

$$\eta = 1 - \frac{q_a}{q_b} \quad \text{ciclo molto vicino a quelli realistici}$$



- rigenerazione nei cicli a vapore (55:00)

trasferire internamente al ciclo parte di energia senza sorgenti

pulire energia dalle turbine → deflusso di vapore

① rigenerazione con scambiatori a miscela → una parte della portata va a riscaldarsi e

② " " " " e superficie un'altra va a riscaldarsi

mette a contatto tenuto senza miscelare

→ solo 1 pompa

↓
è equivalente a trasferire calore

↑ NO SUL QUAO ↓

- regime a contatto (no miscelamento del fluido ma contatto termico)

20.11.201h

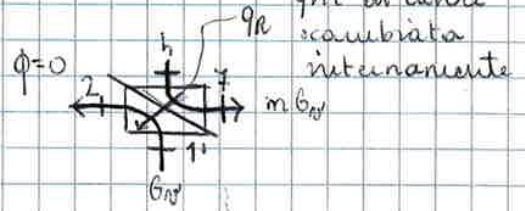
2-3 L posto a liquido saturo

1-2 } $\left. \begin{array}{l} \text{due diverse} \\ \text{part.} \end{array} \right\}$ qnt di calore uguale perche' varia la portata

• calcolo della frazione spollata

bilancio su (P)

lp: scambiatore adiabatico verso l'esterno $\phi=0$



qnt di calore scambiata internamente

$$\sum \dot{G}_j h_j = 0$$

$$\dot{G}_1 h_1 = 0$$

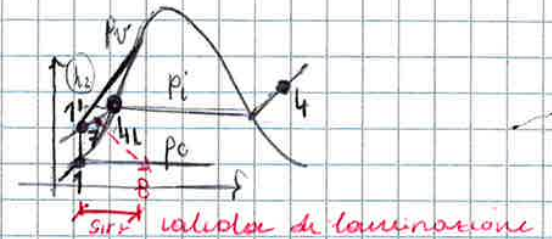
$$\dot{G}_1 h_1 + m \dot{G}_2 h_2 = \dot{G}_1 h_2 + m \dot{G}_2 h_1 \rightarrow m = \frac{h_2 - h_1}{h_1 - h_2}$$

vincoli:

- $h_2 = h_{2h}$
- $h_1 = h_{1h}$ (regione del liquido saturo raffreddato)

$$h_{1h} \approx h_1 + v_{f1} (p_v - p_c)$$

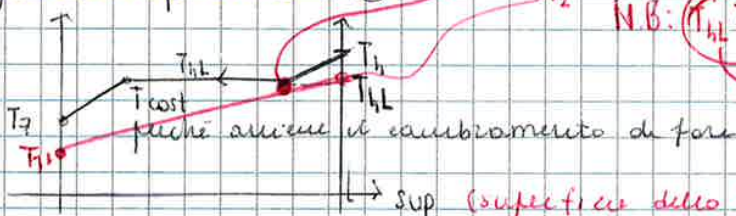
pmax pmin



$$m = \frac{h_{2h} - h_1}{h_1 - h_{1h}}$$

pinch (picco) minimo 3 K

- profile di temperatura



N.B.: $T_2 > T_{1h}$? le temperature non possono necessariamente perdersi si violerebbe il II principio

sup (superficie dello scambiatore)

$$h_2(T_{1h}, p_v) \approx h_{1h}(p_i) + v_{1h}(p_v - p_i) \quad \text{dal modello del fluido fluido incompressibile}$$

DAL VINCOLO: $h_2(T_2, p_v) = h_{1h}(p_i)$

$$h_2(T_2, p_v) \approx h_2(T_2, p_v) + v_{1h}(p_v - p_i) > 0$$

$T_{1h} > T_2$

se è verificata questa disug. allora è anche verificata l'altre $T_{1h} > T_2$ quindi i grafici non si intersecano

perche' altrimenti non sarebbe verificata l'identità

per un fluido incompressibile $dh = c_p dT + v dp$
 $v = \text{cost}$

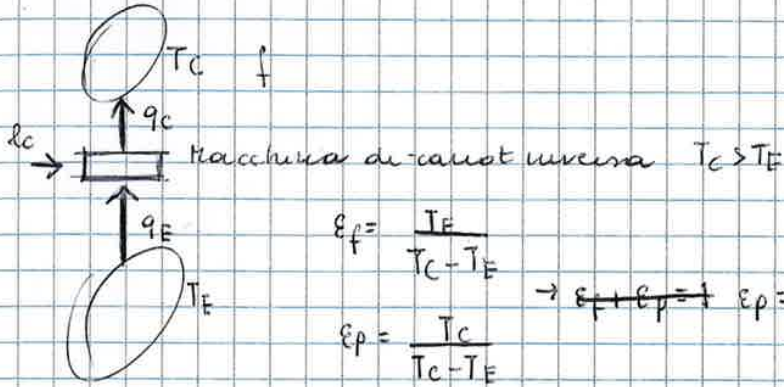
$$(h_2 - h_1) \approx c_p (T_2 - T_1) + v \frac{p_2 - p_1}{\rho}$$

$$c_p (T_2 - T_1) + v \frac{p_i - p_v}{\rho} \Rightarrow T_2 = T_1 + \frac{v}{c_p} (p_v - p_i) \Rightarrow T_2 > T_1$$

~~GENVI SUI CICLI~~

GENVI SUI CICLI FRIGORIFERI

- Carnot inverso

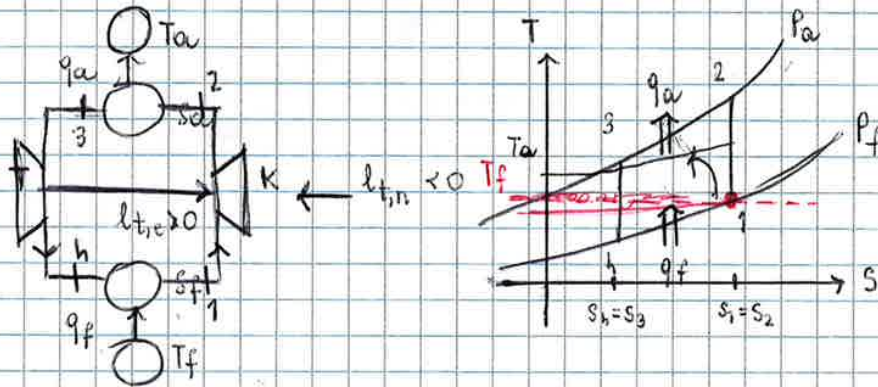


$$\epsilon_f = \frac{T_c}{T_c - T_c} \rightarrow \epsilon_f + \epsilon_p = 1 \quad \epsilon_p = \epsilon_f + 1$$

$$\epsilon_p = \frac{T_c}{T_c - T_c}$$

$$\epsilon_f = \frac{q_e}{|l_c|} \Rightarrow |l_c| = \frac{q_e}{\epsilon_f} (T_c - T_c) \quad \text{se } T_c \rightarrow 0 \Rightarrow |l_c| \rightarrow \infty \quad \text{limite fisico}$$

→ ciclo Joule inverso



$T_c < T_3$
 $T_f > T_1$

gas ideale: $|l_c| = |l_{te}| + |l_{ta}|$

$$\epsilon_f^{id} = \frac{q_f}{|l_{ta}|} = \frac{c_p (T_1 - T_4)}{c_p (T_2 - T_1) - c_p (T_3 - T_4)} = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)} = \frac{1}{\frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} - 1}$$

per il prodotto incrociato: $T_1 T_3 = T_2 T_4$

$$\epsilon_f^{id} = \frac{1}{\frac{T_2 (1 - \frac{T_3}{T_2})}{T_1 (1 - \frac{T_4}{T_1})}} = \frac{1}{\frac{T_2 - T_3}{T_1} - 1} = \frac{1}{r_p^{\gamma-1} - 1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

$$\frac{p_a}{p_f} = r_p$$

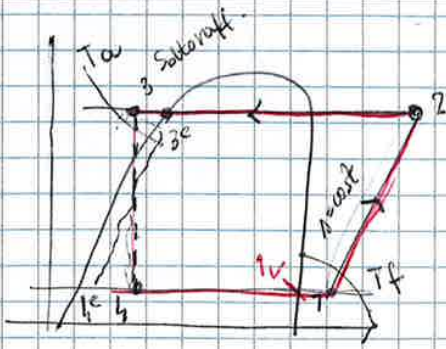
$$\frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} = \frac{T_1 T_3}{T_1 T_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

legame con il ciclo di Carnot

$\epsilon_{f, \text{CARNOT}} = \frac{T_f}{T_f - T_a} \geq \frac{T_1}{T_2 - T_1}$

$$T_f (T_2 - T_1) \geq T_1 (T_f - T_a)$$

$$T_f > T_1, T_2 > T_a \Rightarrow \epsilon_{f, \text{CARNOT}} > \epsilon_{f, \text{Joule}}$$



$$T_1 \leq T_f$$

$$T_3 \geq T_a$$

per minimizzare il valore di q_c esco dalla parte del liq. sottoraffreddato sottoraffreddato

$h_3 = h_4$ perché da trafilazione è isocritica

$$\epsilon_f = \frac{q_e}{|q_c|} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\epsilon_p = \frac{|q_e|}{|q_c|} = \frac{h_3 - h_2}{h_2 - h_1}$$

→ non posso essere scriverle le temperature perché non è un gas ideale. Però usare le tabelle di proprietà

$$\phi_c = G q_c$$

$$W_{t,c} = G \phi_{t,c}$$

2 modifichiere ϵ_f per non danneggiare il compressore per minimizzare ϵ_p e l'efficienza

- semplice compressione con scambiatore rigenerativo

$$|q_c| = (h_2 - h_3) = (h_1 - h_{1'})$$

$$\epsilon_f' = \frac{q_e}{|q_c|} = \frac{h_{1'} - h_4}{h_2 - h_1} < \epsilon_f$$

T_f \approx -25°C refrigerazione di tipo civile commerciale
 \approx -30°C

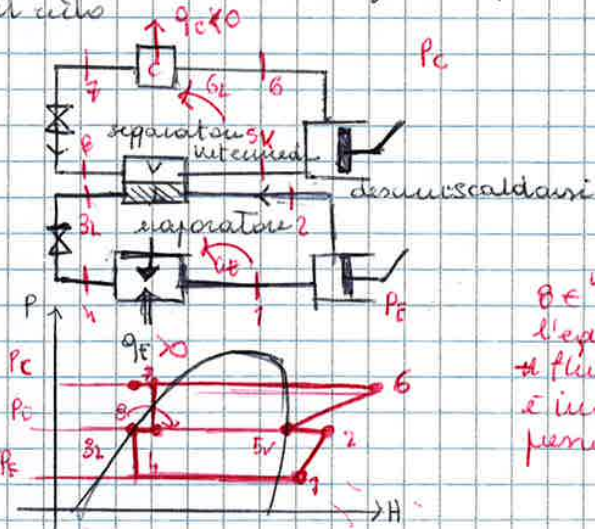
- compressione multipla con inter-refrigerazione

$$r_p^N = \frac{p_c}{p_f}$$

- ciclo frigorifero in cascata

- ciclo a due fasi a doppia compressione e doppia evaporazione

si comincia ad avere grossa potenza frigorifera, per ridurre le dimensioni del ciclo



$$r_p^N = \frac{p_c}{p_f}$$

$$\frac{p_c}{p_f} = \frac{p_c}{p_i} \rightarrow p_i = \sqrt{p_c p_f}$$

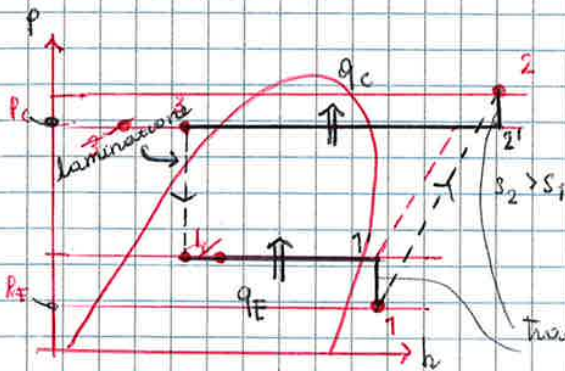
θ è piccolo
 è circa uguale
 l'equilibrio delle portate del fluido che circola nella parte bassa del ciclo è indipendente dalla parte di alta e bassa pressione

$$q_c = h_3 - h_2'$$

$$|q_c| \approx |h_3 - h_2^{id}| < |q_c|$$

$$q_c^{ut} = q_c - l_a$$

PER LABORATORIO: ciclo reale a semplice compressione



$\begin{cases} P_2 > P_3 \text{ sperimentalmente} \\ P_h > P_f \end{cases}$
 Altre misure: temperature e potenze
 → disolidare il rendimento isentropico del compressore

$$\begin{aligned} q_c &= h_3 - h_2' \\ q_e &= h_1' - h_1 \end{aligned}$$

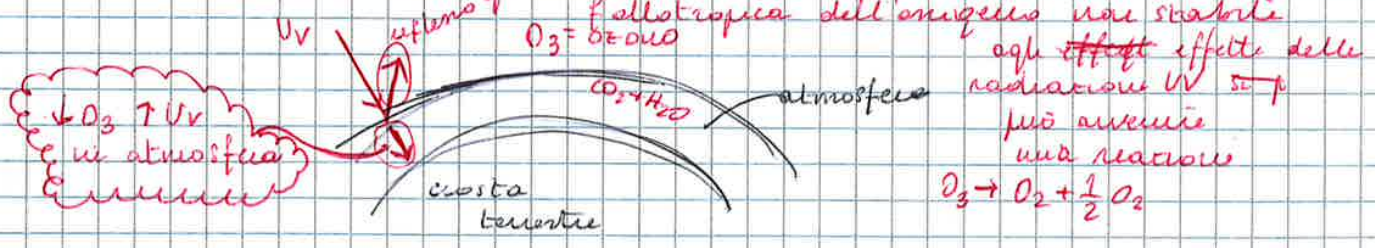
Il pistone scambia calore anche in modo ISOBARO sfoufollamento

gli stati 1' e 2' sono invertiti per rendere isobara la trasformazione q_c

fluidi frigoriferi NEL CAMPO OPERATIVO $\Delta T > 0$

- fluido naturale
- P_c bene (1:00:00)
- P_c elevate (vicino alla p dell'ambiente esterno)
- Δh_c elevato
- N_g in 1 piccolo perché più è ampio il volume e più deve essere ampio l'esercizio del pistone (\uparrow spostamento, \uparrow lavoro)
- criteri ambientali: atossico, non corrosivo, caratteristiche non sfavorevoli per l'ambiente

- difetti del fluido f -



$$0 < ODP < 1$$

misura la riduzione dello stato d'atomo

ogni molecola ha un ODP unico una capacità di ridurre lo stato di atomo

Aumenta temp. media e l'energia non viene nemmeno (riscaldamento globale e effetto serra)

GHP GWP

$CO_2 + H_2O$ impedisce che esca energia

ESERCITAZIONE

ciclooule

25-11-2016

E6) $T_1 = 15^\circ\text{C}$
 $T_2 = 800^\circ\text{C}$
 $W_t = 2\text{ MW} =$

conservazione dell'energia

$$q_u = -c_p(T_2 - T_1) - c_p(T_3 - T_4)$$

$$= \frac{R\gamma}{\gamma-1} \left(T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) + T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) \right)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \frac{T_4}{T_3} = r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$q_u = \frac{R\gamma}{\gamma-1} \left(T_1 \left(1 - r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) + T_3 \left(1 - r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right)$$

da $dn = 0$
 dr_p

$$\frac{R\gamma}{\gamma-1} \left[-\frac{\gamma-1}{\gamma} T_1 r_p^{\text{pot} - \frac{1}{\gamma}} - \frac{1-\gamma}{\gamma} T_3 r_p^{\text{pot} - \frac{1-\gamma}{\gamma}} \right] = 0$$

$$T_1 r_p^{\text{pot} - \frac{1}{\gamma}} = T_3 r_p^{\frac{1-2\gamma}{\gamma}}$$

$$r_{\text{pot}} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}} = 10$$

$$T_2 = T_1 r_{\text{pot}}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 556,3 \text{ K}$$

$$T_4 = \frac{T_2 T_1}{T_2} = 555,6 \text{ K}$$

Quindi $q_u = 250 \text{ KJ/kg}$

$$G = \frac{W_t}{q_u} = 8 \text{ kg/s}$$

$$\phi_b = G R \frac{\gamma}{\gamma-1} (T_3 - T_2) = 6,153 \text{ MW}$$

$$\eta = \frac{W_t}{\phi_b} = 0,482 = 1 - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

E7) $G_A = 5300 \text{ t/h}$
 $T_{A,\text{out}} = 15^\circ\text{C}$
 $T_{A,\text{in}} = 90^\circ\text{C}$

$p_c = 1 \text{ bar}$
 $p_v = 10 \text{ bar}$

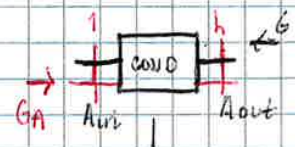
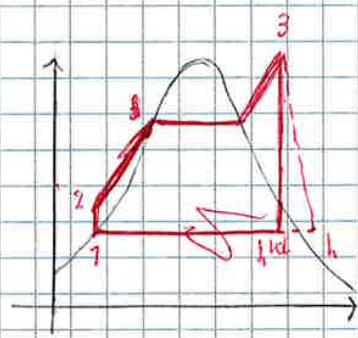
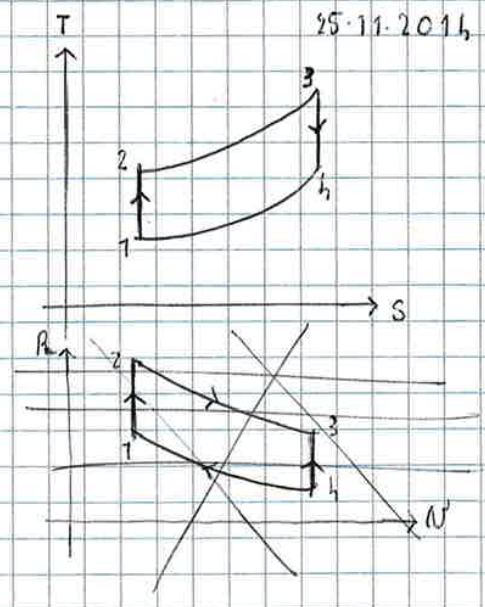
$W_t = 80 \text{ MW}$

$$G_v (h_4 - h_3) = G_A (h_{A,\text{out}} - h_{A,\text{in}}) = G_A c_{pA} (T_{A,\text{out}} - T_{A,\text{in}})$$

ideali

$$G_v = \frac{G_A c_p (T_{A,\text{out}} - T_{A,\text{in}})}{h_4 - h_3}$$

$p_c = 1 \text{ bar}$ da tabella $h_1 = 117,5$
 $s_1 = 1,3027$
 $h_2 = 269,1$
 $s_2 = 1,35889$



scambiatore di calore isobaro adiabatico

$$h_{2''} = y h_{2i} + (1-y) h_1$$

$$y = \frac{h_{2''} - h_1}{h_{2i} - h_1} \quad x_{3i} = \frac{s_{3i} - s_{2''}}{s_{3iv} - s_{2''}} = 0,865$$

$$h_{3i} = (1-x_{3i}) h_{2''} + x_{3i} h_{3iv} = 2600,7$$

$$y = 0,212$$

$$-l_{te} = (1-y) h_1 + y h_{2i} - h_3$$

$$x_h = \frac{s_h - s_1}{s_{hiv} - s_1} = \frac{s_3 - s_1}{s_{hiv} - s_1} = 0,702$$

$$h_h = (1-x_h) h_1 + x_h h_{hiv} = 1815,9$$

$$l_{te} = 862,5$$

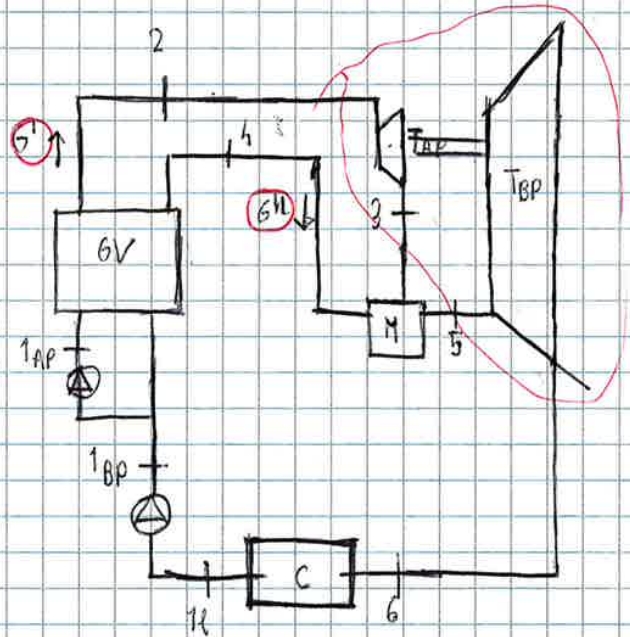
consumo specifico di vapore
 $csv = \frac{3600}{l_{te}} = 4,16 \text{ kg/kWh}$

$$q_a = (1-y)(h_1 - h_h) = -1951,6$$

$$q_b = h_3 - h_{2''} = 2213,6$$

$$\eta = 0,39$$

- dati: $p_2 = 60 \text{ bar}$
 $T_2 = 400^\circ\text{C}$
 $\eta_{is,AP} = 0,8$
 $\eta_{is,BP} = 0,75$
 $p_3 = 13 \text{ bar}$
 $p_5 = p_3$
 $p_h = p_3$
 $p_6 = 0,05 \text{ bar}$
 $T_5 = 270^\circ\text{C}$
 $T_h = 390^\circ\text{C}$



nozione: $h_2 = 3177 \text{ kJ/kg}$

$$s_2 = 6,5404 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$s_{3iv} = 6,4915$$

$$s_{3id} = s_2$$

$$h_{3id} = 2800,6$$

$$T_{3id} = 199,8^\circ\text{C}$$

$$\eta_{is,AP} = \frac{l_{te}}{l_{te}^{id}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3id}} \rightarrow h_3 =$$

$$s_3 = 6,69165 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$T_3 = 229,5^\circ\text{C}$$

$$h_3 = 3237,4$$

$$s_h = 7,80616$$

$$h_5 = 2975,8$$

$$s_5 = 6,87085$$

M = adiabatico
isobaro

$$\left. \begin{aligned} G h_5 &= G'' h_h + G' h_3 \\ G &= G' + G'' \text{ state} \end{aligned} \right\}$$

$$G'' = G \frac{h_5 - h_3}{h_h - h_3} = 109,7 \text{ kg/s}$$

$$G' = 307 \text{ kg/s}$$

$$T_6 = 32,9^\circ\text{C}$$

$$s_{6iv} = 0,8930$$

$$s_{te} = 0,47610$$

$$h_{6iv} = 2560,5$$

$$h_{te} = 137,9$$

$$v_{te} = 1,0053 \cdot 10^{-3}$$

$$x_{6iv} = \frac{s_{6iv} - s_{te}}{s_{6iv} - s_{te}}$$

TRASMISSIONE DEL CALORE

02.12.2011

se non c'è diff di temperatura \Rightarrow NO SCAMBIO TERMICO

- meccanismi fondamentali

- 1) conduzione
 - 2) convezione
 - 3) irraggiamento
- } termico $\left[\begin{array}{l} \Delta T \text{ di tipo lineare} \\ \rightarrow \Delta T \text{ non lineare } T^4 [K] \end{array} \right.$

- conduzione/convection

per sistemi in cui non si constata movimento apparente di materia (dal punto di vista macroscopico)

Nel punto di vista microscopico NO (vibrazione delle particelle interne)

Il fluido è in movimento relativo rispetto al solido

l'aria si muove. Questo movimento indica che non c'è solo scambio termico di tipo convettivo

• conduzione

Temperature uniformi e costante nel tempo

FOURIER: $\Phi = \alpha \frac{(T_1 - T_2)}{A}$

$\Phi = C T$

legge di Fourier

$\Phi = CA(T_1 - T_2)$

conduttanza termica
 $C \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$

$\Phi = CA(T_1 - T_2)$

$\Phi = CA(T_1 - T_2)$

la conduttanza è una caratteristica dello strato scelto si dimostra sperimentalmente che ad aumentare dello spessore e punta di altre grandezze, varia Φ

$c = \frac{\lambda}{s}$

λ = conducibilità del materiale \rightarrow proprietà del materiale valida per materiali omogenei
 s = spessore dello strato

solo per materiali omogenei

Per i materiali eterogenei eterogenei si definisce solo la conduttanza

ipotesi: SOLO MATERIALI OMogenei

Flusso specifico: $\frac{\Phi}{A} = q = \frac{\lambda}{s} (T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{R}$

Resistenza termica $= \frac{1}{C} = \frac{s}{\lambda}$ \rightarrow per analogia termica

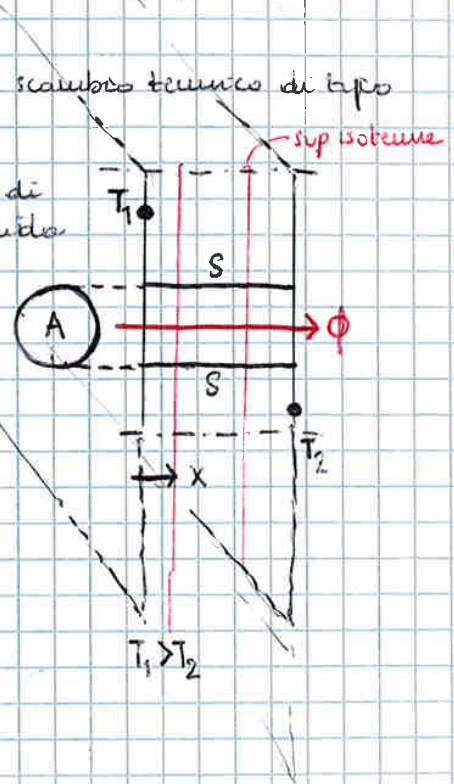
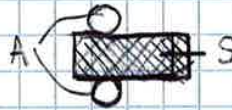
$R = \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$

Resistenza totale $[R \rightarrow \frac{K}{W}]$

strato piano di materiale solido

A sezioni trasversali
S superficie laterali

Superficie laterali del cilindro è adiabatica per rendere il flusso termico unidirezionale

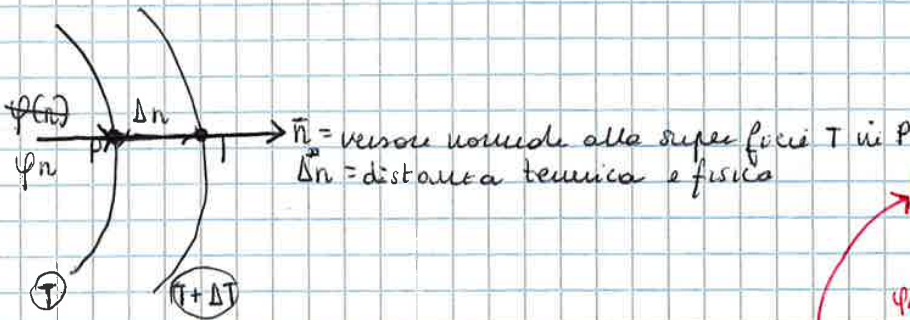


01.12.2011

- conduzione termica

postulato di Fourier = basato sull'ipotesi del continuo
 la materia è ista come materia continua
 viene generalizzata dalla parte ista con il cilindretto

2 rotture



convenzione di segno

perché ho considerato q_n che coincide alla direzione di n
 $q_n \rightarrow n \Rightarrow \frac{\Delta T}{\Delta n} < 0$

il \ominus serve per compensare questo fatto

$$\frac{W}{m \cdot K}$$

se il λ in $W/m \cdot ^\circ C$ è lo stesso perché ΔT in $K = \Delta T$ in $^\circ C$ chiaramente

q_n flusso specifico nella direzione di n

$$q_n = \frac{\lambda}{\Delta n} (T - (T + \Delta T)) = -\lambda \frac{\Delta T}{\Delta n}$$

Basandosi sull'ipotesi del continuo: $\lim_{\Delta n \rightarrow 0} q_n = q_n = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} (-\lambda \frac{\Delta T}{\Delta n}) = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n}$

λ può dipendere dalla direzione perché essendo una proprietà dei materiali, i materiali possono avere proprietà che dipendono o no dalla direzione in cui vengono osservati.

Quindi λ dipende dalla direzione di n per i materiali che dipendono dalla direzione da cui vengono osservati (anisotropi)

$q_n = -\lambda_n \frac{\partial T}{\partial n}$ → postulato di Fourier

I limiti di questo postulato e appunto l'ipotesi di continuo perché quando si sceglie nel pezzo, l'ipotesi del continuo non può continuare a valere.

Vedo il flusso come somma di componenti di modulo $\lambda_n \frac{\partial T}{\partial n}$

$\vec{q} = q_x \vec{i} + q_y \vec{j} + q_z \vec{k}$ se il materiale è isotropo $q_x = q_y = q_z$

solo 1 parametro → $\vec{q} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \vec{i} - \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \vec{j} - \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \vec{k} = -(\lambda \nabla T)$ con λ vale in qualsiasi sistema di riferimento (cilindrica, sferica, ...)

Se il materiale è anisotropo

$\begin{Bmatrix} q_x \\ q_y \\ q_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_{xx} & \lambda_{xy} & \lambda_{xz} \\ \lambda_{yx} & \lambda_{yy} & \lambda_{yz} \\ \lambda_{zx} & \lambda_{zy} & \lambda_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \partial T / \partial x \\ \partial T / \partial y \\ \partial T / \partial z \end{Bmatrix}$ → ad esempio $q_x = \lambda_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} + \lambda_{xy} \frac{\partial T}{\partial y} + \lambda_{xz} \frac{\partial T}{\partial z}$

contiene le proprietà del materiale
 Λ = tensore

contributo nella direzione x proveniente dalla direzione x

λ_{xy} contributo nella direzione x proveniente dalla direzione y

λ_{xz} contributo nella direzione x proveniente dalla direzione z .

Facendo una rotazione che porta a far coincidere il sistema di riferimento con quello del tensore, si fa in modo che tutti gli elementi al di fuori della diagonale principale sono nulli per cui:

$\vec{q} = -(\lambda_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} + \lambda_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} + \lambda_{zz} \frac{\partial T}{\partial z})$ 3 parametri

ipotesi: λ non dipende da T

$$\text{div}(\vec{q}) = -\lambda \nabla(\nabla^2(T)) = -\lambda \nabla^2(T)$$

operator laplaciano $\nabla^2(T) = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$

quindi si ha:

→ SOLO SE IL SISTEMA DI RIFERIMENTO È CARTESIANO ←

$$\phi_6 + \phi_5 = \frac{dH}{dt}$$

$$\int_V H dV + \int_V \lambda \nabla^2(T) dV = \int_V \rho c \frac{\partial T}{\partial t} dV$$

→ non faccio l'integrale di volume ma so che se vale la somma degli integrali vale la somma tra le funzioni integrate

$$H + \lambda \nabla^2(T) = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$\Rightarrow \nabla^2(T) + \frac{H}{\lambda} = \frac{\rho c}{\lambda} \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$\nabla^2(T) + \frac{H}{\lambda} = \frac{\rho c}{\lambda} \frac{\partial T}{\partial t} \rightarrow \text{se } \lambda \text{ non dipende da } T$$

Se λ dipende da T : $\text{div}(\vec{q}) =$

$H > 0$ genera calore
 $H < 0$ assorbe calore
 $H = 0$ non vi è generazione di calore

$$\nabla^2(T) + \frac{H}{\lambda} = \frac{\rho c}{\lambda} \frac{\partial T}{\partial t} \rightarrow \text{variazioni nel tempo dell'energia interna, se stazionario } \Rightarrow = 0$$

- racchiude tutta la permeabilità del sistema
- vale anche se il materiale è eterogeneo
- vale solo se il materiale è isotropo
- vale solo se le proprietà del materiale non variano con la temperatura

$$\frac{\rho c}{\lambda} = \frac{1}{a} \quad \text{dove } a = \frac{\lambda}{\rho c} \text{ [m}^2/\text{s]}$$

a = diffusività termica
 proprietà miscelabile da sistemi binari

$$\rho c \text{ [J/m}^3\text{K]} = \text{capacità termica volumica}$$

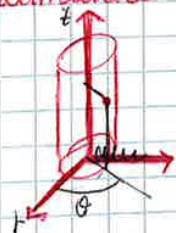
~~$$\nabla^2(T) + \frac{H}{\lambda} = \frac{\rho c}{\lambda} \frac{\partial T}{\partial t}$$~~

$$\nabla^2(T) + \frac{H}{\lambda} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t}$$

* se il sistema di riferimento è cilindrico le variabili sono (r, θ, z)

~~$$\nabla^2(T) + \frac{H}{\lambda} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t}$$~~

angolo azimutale



CASO 1) stato stazionario senza generazione di calore
stato piano

$$\nabla^2(T) + \frac{H}{\lambda} = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$\nabla^2(T) = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \text{ perché stato piano}$$

$$\nabla^2(T) = 0 \Rightarrow \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{d}{dx} \left(\frac{dT}{dx} \right) = 0 \Rightarrow \frac{dT}{dx} = B$$

$T = C + Bx \rightarrow$ dipendenza a andamento della temperatura come quello di una retta
ovvero di tipo rettilineo (lineare)

→ condizioni al contorno del I tipo

$$x = x_1 \Rightarrow T = T_1$$

$$x = x_2 \Rightarrow T = T_2 \quad T_1 > T_2$$

$$\begin{cases} T_1 = C + Bx_1 \\ T_2 = C + Bx_2 \end{cases} \text{ trovo } B \text{ e } C \quad \left\{ \begin{array}{l} B = \frac{T_2 - T_1}{x_2 - x_1} \\ C = \dots \end{array} \right.$$

$$T = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{x_2 - x_1} (x - x_1)$$

φ = flusso riferito alla direzione normale della superficie oppure alla superficie

$$\varphi = -\lambda \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=x_1} = -\lambda \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=x_2}$$

$$B = \frac{T_2 - T_1}{x_2 - x_1}$$

φ che attraversa la superficie $x = x_1 =$ flusso che attraversa la superficie $x = x_2$

→ condizioni al contorno del II tipo

NON SONO PIÙ NOTE T_1 e T_2

$$x = x_1 \Rightarrow -\lambda \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=x_1} = \alpha_i (T_i - T_1) \quad T_i > T_e \text{ sono note}$$

temperature dei fluidi

il flusso deve per forza essere uguale →

$$x = x_2 \Rightarrow -\lambda \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=x_2} = \alpha_e (T_2 - T_e)$$

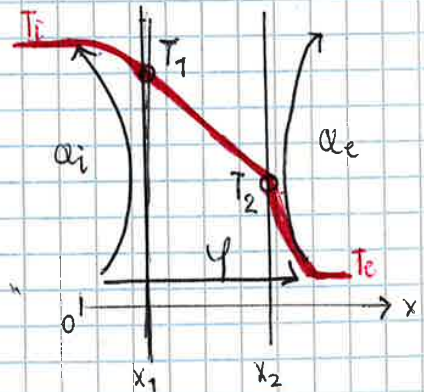
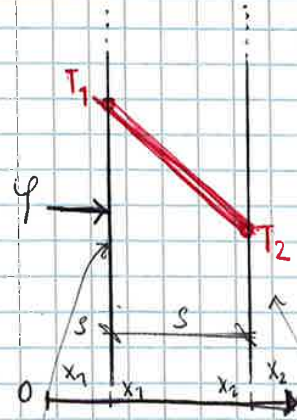
Per la condizione al contorno: $-\lambda \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=x_1} = -\lambda \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=x_2}$

il flusso per unità di superficie scambiato per convezione e per convezione dentro
essere uguali

$$\textcircled{1} \varphi = \alpha_i (T_i - T_1)$$

$$\textcircled{3} \varphi = \alpha_e (T_2 - T_e)$$

$$\textcircled{2} \varphi = -\lambda \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=x_1} = -\lambda \frac{T_2 - T_1}{x_2 - x_1} = \frac{\lambda}{s} (T_2 - T_1) \quad s = x_2 - x_1$$



$$\Rightarrow S(T_A - T_B) = \frac{S_c(T_A - T_B)}{\frac{1}{2}(\frac{1}{\lambda_A} + \frac{1}{\lambda_B})} + \frac{S_f(T_A - T_B)}{\frac{1}{2} \frac{1}{\lambda_F}}$$

$$\Rightarrow R_{CT} = \frac{1}{2 \left(\frac{S_c}{S} \left(\frac{\lambda_A + \lambda_B}{\lambda_A \lambda_B} \right) + \left(1 - \frac{S_c}{S} \right) \lambda_F \right)}$$

$$\frac{S_c}{S} = 0,02 \Rightarrow \frac{S_c}{S} \rightarrow 0 \Rightarrow \text{C.C.C.}$$

E se $\lambda = \lambda(T)$?

Se la dipendenza è lineare, ovvero $\lambda = \lambda_0 (1 + b(T - T_0))$ [K⁻¹]

Non posso usare l'eq. con il Laplace

$$\varphi = -\lambda(T) \frac{dT}{dx}$$

$$\varphi = -\lambda_0 (1 + b(T - T_0)) \frac{dT}{dx}$$

Non c'è lavoro scambiato
È stazionario

⇒ ciò che entra esce dalla stessa direzione

$$\Rightarrow \varphi = \text{cost}$$

non dipende dal fatto che le proprietà del materiale dipendano dalla temperatura

$$\int_{x_1}^{x_2} \varphi dx = - \int_{T_1}^{T_2} \lambda_0 (1 + b(T - T_0)) dT$$

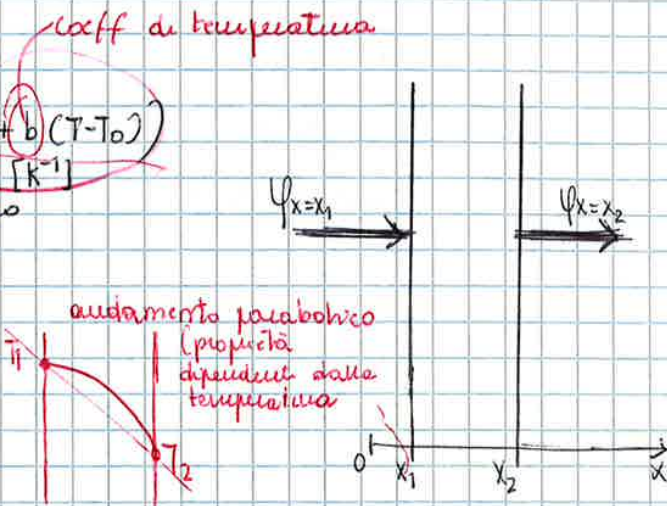
$$\varphi(x_2 - x_1) = - \int_{T_1}^{T_2} \lambda_0 \left(1 + b \left(\frac{T_2 - T_0}{2} \right) \right) dT$$

$$\varphi = \lambda_m \frac{T_1 - T_2}{S}$$

$$\lambda_m = \frac{\lambda(T_1) + \lambda(T_2)}{2} \rightarrow \text{conduttività media calcolata ai due estremi}$$

to staz

$$-(\lambda_0 [1 + b(T_m)])$$



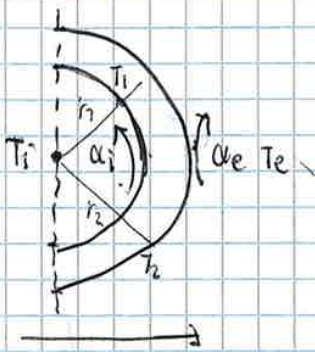
Flusso per unità di lunghezza

$$\phi_L = \phi_L = \frac{\phi \cdot S}{L} = \frac{\phi \cdot 2\pi r L}{L} = 2\phi\pi r$$

$$\phi_L = \phi \cdot (2\pi r) \rightarrow \phi_L = \phi_{s1} \cdot 2\pi r_1 = \phi_{s2} \cdot 2\pi r_2 \rightarrow \phi_L = \frac{2\pi(T_i - T_e)}{\frac{1}{\lambda} \log\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \rightarrow \text{non dipende più dalla posizione radiale, ovrapposte}$$

non è resistenza!

III TIPO



$$r=r_1 \Rightarrow -\lambda \frac{dI}{dr} \Big|_{r=r_1} = \alpha_i (T_i - T_1)$$

$$r=r_2 \Rightarrow -\lambda \frac{dI}{dr} \Big|_{r=r_2} = \alpha_e (T_2 - T_e)$$

flusso positivo per di cui ad r

$$\phi_{s1} = \alpha_i (T_i - T_e)$$

$$\phi_{s2} = \alpha_e (T_2 - T_e) \rightarrow \phi_{s1} = \frac{r_2}{r_1} \alpha_e (T_2 - T_e)$$

scelgo io $\rightarrow \phi_{s1} = \frac{T_i - T_e}{\frac{r_1}{\lambda} \log\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}$

$$\phi_{s1} \cdot r_1 = \phi_{s2} \cdot r_2$$

$$\phi_{s2} = \phi_{s1} \cdot \frac{r_1}{r_2}$$

Costo totale e termini che non dipendono dalla temperatura

$$\phi_{s1} \cdot \frac{1}{\alpha_i} = (T_i - T_e)$$

$$\phi_{s1} \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{1}{\alpha_e} = (T_2 - T_e)$$

$$\phi_{s1} \cdot \frac{1}{\alpha_e} = (T_2 - T_e)$$

$$\phi_{s1} \cdot \frac{r_1}{\lambda} \log\left(\frac{r_2}{r_1}\right) = T_i - T_e$$

$$\Rightarrow \phi_{s1} = \frac{T_i - T_e}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{r_1}{\lambda} \log\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{1}{\alpha_e}}$$

→ somma di resistenze

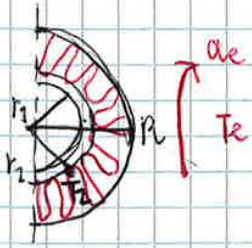
→ aumenta resistenza conduttiva, convettiva → vedi spessore critico

Analogamente se avessi espeso tubo in funzione di $\phi_{s2} = \frac{T_i - T_e}{\frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{1}{\alpha_i} + \frac{r_2}{\lambda} \log\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{\alpha_e}}$

$$\phi_L = \frac{2\pi (T_i - T_e)}{\frac{1}{r_1 \alpha_i} + \frac{1}{\lambda} \log\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{r_2 \alpha_e}}$$

↑ r2 ⇒ ↑ area

Spessore critico d'isolamento



Si considera all'interno c'è un fluido in un metallo
 la resistenza termica tra T_1 e T_2 è buona
 e grosso modo $T_1 = T_2$ } ipotesi
 T_2 è cost al variare di R } ~~potrebbe~~ anche se non è proprio vero

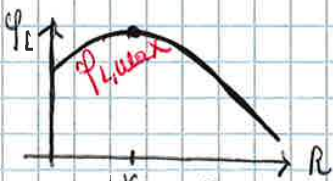
$$\varphi_h = \frac{2\pi(T_2 - T_e)}{\frac{1}{\lambda} \ln\left(\frac{R}{r_2}\right) + \frac{1}{R\alpha_e}}$$
 → flusso di spessore per unità di lunghezza
 R compare in parimenti che provochino effetto diverso

$$\frac{d\varphi_h}{dR} = - \frac{2\pi(T_2 - T_e)}{\left(\frac{1}{\lambda} \ln\left(\frac{R}{r_2}\right) + \frac{1}{R\alpha_e}\right)^2} \left(\frac{1}{\lambda R} - \frac{1}{R^2\alpha_e}\right)$$

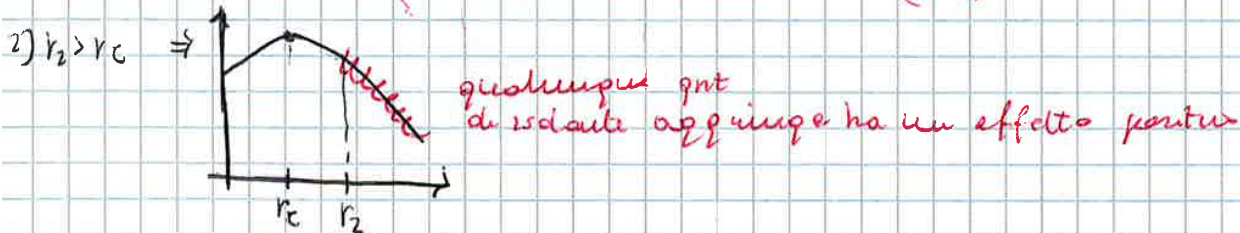
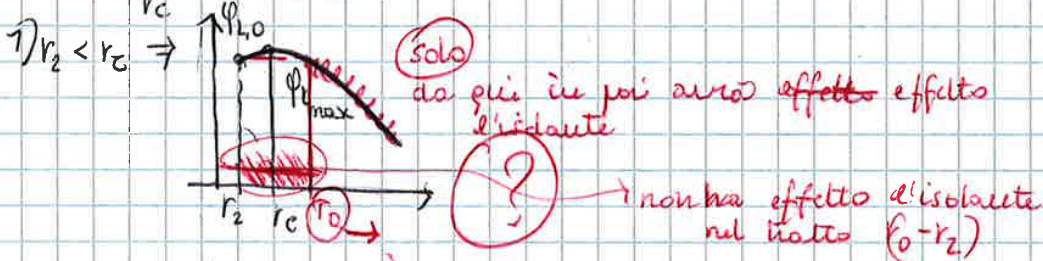
esiste la possibilità che $\frac{d\varphi_h}{dR} = 0$ → elemento di criticità parabole
 tra i due elementi (uno di botto e l'altro no)

$$\frac{d\varphi_h}{dR} = 0 \Leftrightarrow R = r_c = \frac{\lambda}{\alpha_e}$$
 → raggio critico di isolamento

concentra molta verso il basso → r_c è un numero



quindi massimo il flusso disperso per unità di lunghezza



Quindi se devo isolare una tubazione $\Rightarrow r_2 > r_c \Rightarrow$ devo diminuire r_c
 perché non posso $\uparrow r_2$ (creppio tubazione)

$r_2 > r_c \Rightarrow \lambda$ sufficientemente piccolo

Devo scegliere un isolante (con λ b) tale per cui $\uparrow r_c < r_2$

Isolare tubazione piccolo è più difficile che isolare tubazioni grandi
 perché è più facile ricadere nel 1 caso

2) cilindro pieno (stazionario con $H \neq 0$)

deluzibell
09.12.2018

gradiente posto solo in direzione radiale perché unagione al cilindro di dimensioni lunghezza infinita

$$\frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} + \frac{H}{\lambda} = 0$$

Poiché

$$u = r \frac{dT}{dr} \quad \left(\frac{du}{dr} = r \frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{dT}{dr} \right)$$

$r \neq 0$

$$\frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} = \frac{1}{r} \frac{du}{dr} = \nabla^2(T)$$

$$\frac{1}{r} \frac{du}{dr} + \frac{H}{\lambda} = 0$$

cosa succede nell'origine *

$$\frac{du}{dr} = -\frac{H}{\lambda} r \, dr$$

$$u = -\frac{H}{2\lambda} r^2 + B$$

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

$$r \frac{dT}{dr} = -\frac{H}{2\lambda} r^2 + B$$

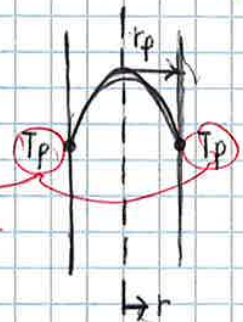
$$\frac{dT}{dr} = \left(-\frac{H}{2\lambda} r^2 + B \right) \frac{1}{r} \rightarrow dT = \left(-\frac{H}{2\lambda} r^2 + B \right) \frac{1}{r} \cdot dr = \left(-\frac{H}{2\lambda} r + \frac{B}{r} \right) dr$$

$$T = -\frac{H}{4\lambda} r^2 + B \log r$$

Per B si impone la conservazione di energia
VALE PER ALTRI AMBITI

- cond stazionari = la potenza generata intern. deve uscire dal cilindro pieno (da un sul contorno)

$\phi_0 = HV$ funzione omogenea sul tutto il volume
= flusso sul contorno = $-\int \lambda \frac{dT}{dr} \Big|_{r=r_p}$



per questioni di simmetria

$$\phi_0 = HV = -\int \lambda \frac{dT}{dr} \Big|_{r=r_p}$$

$$H \pi r_p^2 L = \frac{-2\pi r_p L \lambda \left(-\frac{H}{2\lambda} r_p^2 + \frac{B}{r_p} \right)}{s} \quad \text{l'identità è verificata} \Leftrightarrow B=0$$

quindi nell'origine non c'è una discontinuità di tipo eliminabile

$$T = -\frac{H}{4\lambda} r^2 + C \quad \text{campo di temperatura}$$

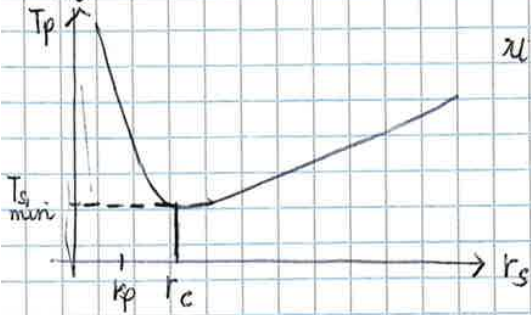
Condizioni al contorno

$$\text{TIPO: } r=r_p \Rightarrow C = T_p + \frac{H}{4\lambda} r_p^2$$

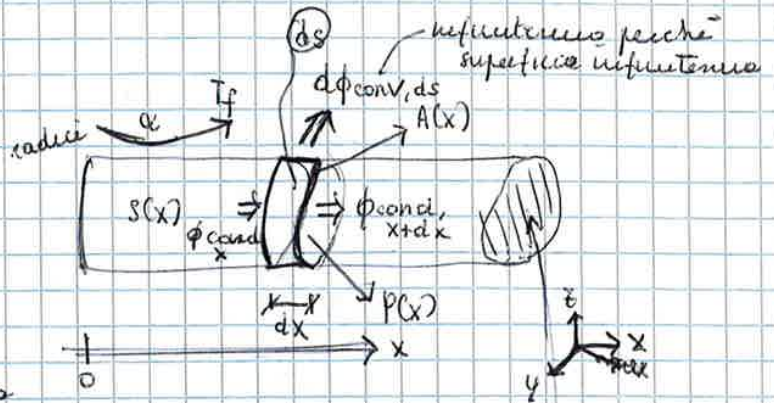
$$T = T_p$$

$$T = T_p + \frac{H}{4\lambda} (r_p^2 - r^2) \quad r=0 \Rightarrow \frac{dT}{dr} = 0 \Rightarrow T_{\max} = T_p + \frac{H}{4\lambda} r_p^2$$

$\frac{dT_p}{dr_s} = 0 \Leftrightarrow r_s = r_c = \frac{\lambda e}{\alpha e}$ come per caso senza con H=0



Il flusso disperso per unità di lunghezza è in questo caso costante



altri dispersivi

$S(x)$ superficie dispersiva
 per cui avviene convezione stando a contatto con un fluido a temperatura T_f

Ipotesi: $S \gg A$ oggetti in cui prevale una dimensione rispetto le altre 2

$\frac{dT}{dy} \approx \frac{dT}{dz} = 0$

Ipotesi: $T(x) > T_f$

uniforme nella direzione (y,z) ovvero sulla sezione
 ovviamente non è così perché altrimenti non ci sarebbe il flusso, ma impongo così

bilancio di energia sul carico (ds)

$d\phi_{conv, ds}$

$\phi_{cond, x} - (\phi_{cond, x+dx} + d\phi_{conv, ds}) = 0$
 entrate uscite

$\phi_{cond, x+dx} = \phi_{cond, x} + \left(\frac{d\phi_{cond, x}}{dx}\right) dx$ Taylor $f(x+dx) = f(x) + \left(\frac{df(x)}{dx}\right) dx$

$-\left(\frac{d\phi_{cond, x}}{dx}\right) dx = d\phi_{conv, ds}$

$\frac{d}{dx} (-A(x) \lambda \frac{dT(x)}{dx}) = \alpha ds (T_f - T(x))$

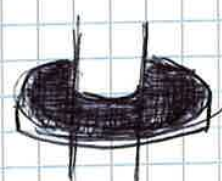
① $= \frac{d}{dx} (-A(x) \lambda \frac{dT(x)}{dx})$
 ② $\alpha ds (T_f - T(x))$

scena di temperatura: $\theta(x) = T(x) - T_f$
 $\frac{d\theta(x)}{dx} = \frac{dT(x)}{dx}$

$\frac{dS(x)}{dx} ?$

$-\lambda \frac{dA}{dx} \frac{d\theta}{dx} - \lambda A(x) \frac{d^2\theta}{dx^2} + \alpha ds \theta(x) = 0$

$\frac{d^2\theta}{dx^2} + \frac{1}{A(x)} \frac{dA(x)}{dx} \frac{d\theta}{dx} - \frac{\alpha ds}{\lambda A} \theta(x) = 0$



CASI PARTICOLARI

$A(x)$ variabili / anulare / triangolare

eq. di Bessel

$$\frac{\text{flusso con alette}}{\text{flusso senza alette}} = \frac{\beta \lambda \tanh(\beta L)}{\alpha} > 1$$

$$\frac{\beta \lambda}{\alpha} > 1 \quad \left(\frac{\beta \lambda}{\alpha} \right)^2 > 1$$

$$\alpha < \frac{2\lambda}{s} \quad \left(\frac{\alpha s}{2\lambda} < 1 \right) \quad \uparrow \lambda \quad \alpha s \downarrow$$

Non è

Se molto l'aletta durante cambio di fase riduce lo scambio termico con l'aria è efficace

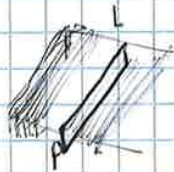
-efficienza $\eta_{AL} \in (0,1)$

$$\eta_{AL} = \frac{\phi_{AL}}{\phi_{max}}$$

che dipende l'aletta

$$\phi_{max} = S \alpha \theta_0$$

$$S = P \cdot L$$

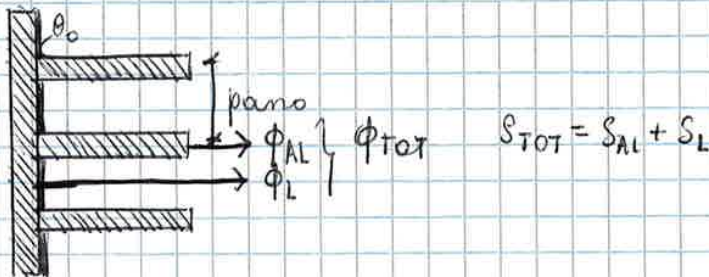


con p. adiabatica

$$\eta_{AL} = \frac{\tanh(\beta L)}{\beta L} \quad \uparrow L \downarrow \eta_{AL}$$

effetti di scordante $\uparrow L$ \uparrow flusso scambiato \oplus
 $\downarrow \eta_{AL}$ \ominus

-superficie alettate (insieme di alette)



$$\eta_{AL,TOT} = \frac{\phi_{TOT}}{S \alpha \theta_0} = \frac{\phi_L + \phi_{AL}}{S \alpha \theta_0}$$

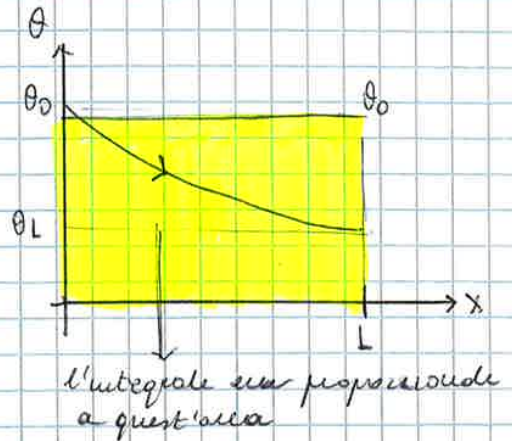
$$\underbrace{\phantom{\phi_L + \phi_{AL}}}_{\phi_{max}}$$

$$\eta_{AL} = \frac{\phi_{AL}}{S \alpha \theta_0} \Rightarrow \phi_{AL} = S_{AL} \alpha \theta_0 \cdot \eta_{AL}$$

$$\phi_L = S_L \alpha \theta_0$$

$$\eta_{AL,TOT} = \frac{\eta_{AL} S_{AL} \alpha \theta_0 + S_L \alpha \theta_0}{S_{TOT} \alpha \theta_0} =$$

$$\eta_{AL,TOT} = 1 - \frac{S_{AL}}{S_{TOT}} (1 - \eta_{AL})$$



$$\frac{\text{flusso con aletta}}{\text{flusso senza aletta}} = \frac{h \lambda \tanh(\beta L)}{\alpha} > 1$$

$$\frac{\beta \lambda}{\alpha} > 1 \quad \left(\frac{\beta \lambda^2}{\alpha} > 1 \right)$$

$$\alpha < \frac{21}{5} \quad \left(\frac{\alpha S}{2\lambda} < 1 \right) \quad \uparrow \lambda \quad \alpha S \downarrow$$

Non è

Se moltiplo l'aletta davanti cambio di fase riduco lo scambio termico con l'aria e l'efficienza

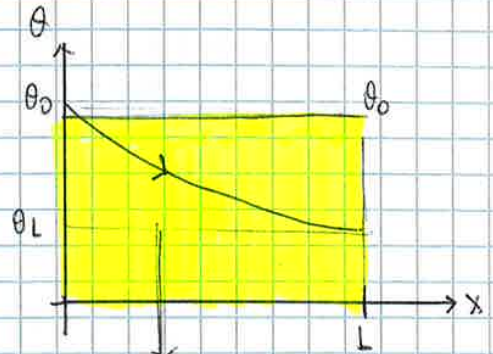
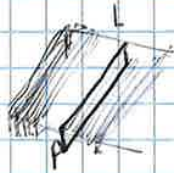
efficienza $\eta_{AL} \in (0,1)$

$$\eta_{AL} = \frac{\phi_{AL}}{\phi_{max}}$$

che dipende l'aletta

$$\phi_{max} = S \alpha \theta_0$$

$$S = P \cdot L$$



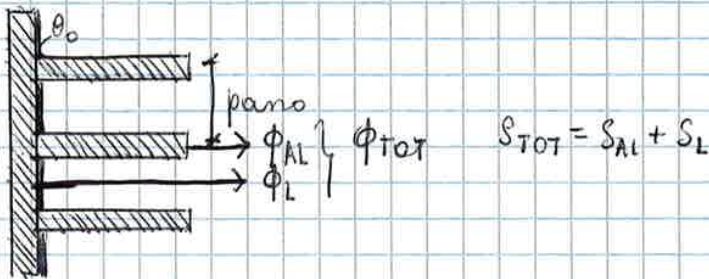
l'integrale era proporzionale a quest'area

con p adiabatica

$$\eta_{AL} = \frac{h \lambda (\beta L)}{\beta L} \quad \uparrow L \downarrow \eta_{AL}$$

effetti di scaldanti $\uparrow L$ \uparrow flusso scambiato \oplus
 $\downarrow \eta_{AL}$ \ominus

superficie alettate (insieme di alette)



$$\eta_{AL,TOT} = \frac{\phi_{TOT}}{S \alpha \theta_0} = \frac{\phi_L + \phi_{AL}}{S \alpha \theta_0}$$

$$\phi_{max}$$

$$\eta_{AL} = \frac{\phi_{AL}}{S \alpha \theta_0} \Rightarrow \phi_{AL} = S_{AL} \alpha \theta_0 \cdot \eta_{AL}$$

$$\phi_L = S_L \alpha \theta_0$$

$$\eta_{AL,TOT} = \frac{\eta_{AL} S_{AL} \alpha \theta_0 + S_L \alpha \theta_0}{S_{TOT} \alpha \theta_0} =$$

$$\eta_{AL,TOT} = 1 - \frac{S_{AL}}{S_{TOT}} (1 - \eta_{AL})$$

$$\theta_{\infty} - \theta(t) = \frac{d\theta(t)}{dt} \cdot t_0$$

$$\int_{t_0}^{t} \frac{d\theta(t)}{\theta_{\infty} - \theta(t)}$$

$$t = -\log(\theta_{\infty} - \theta(t)) + \text{cost}$$

impongo condizione iniziale $t=0 \Rightarrow \theta(t) = \theta_0 = T_0 - T_e$ secondo usuali

$$0 = -\log(\theta_{\infty} - \theta_0) + \text{cost}$$

$$\Rightarrow \frac{t}{t_0} = -\log(\theta_{\infty} - \theta(t)) + \log(\theta_{\infty} - \theta_0)$$

$$-\frac{t}{t_0} = \log\left(\frac{\theta_{\infty} - \theta(t)}{\theta_{\infty} - \theta_0}\right) \rightarrow \theta(t) = \theta_{\infty} (1 - e^{-t/t_0}) + \theta_0 e^{-t/t_0}$$

$t \rightarrow \infty \Rightarrow \theta(t) \rightarrow \theta_{\infty}$
ASIMOTO

es:

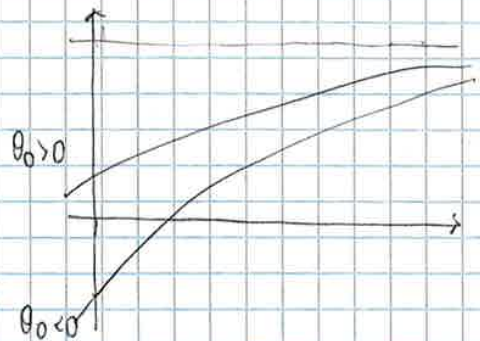
$$T_0 = 20^\circ\text{C}$$

$$T_e = 100^\circ\text{C} \text{ ambiente}$$

$$\theta_{\infty} > 0$$

$$\theta_0 = T_0 - T_e < 0$$

$$\text{se } \theta_{\infty} = 0$$

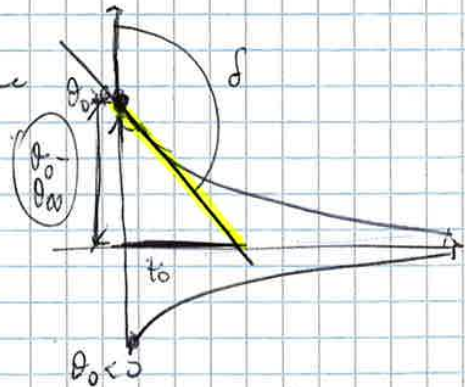


t_0 = tempo caratteristico o costante di tempo del sistema

$$t_0 = \frac{(\theta_{\infty} - \theta(t))}{\frac{d\theta(t)}{dt}} = \text{cost} \rightarrow \text{posso definirlo in qualunque istante}$$

lo definirei scegliendo di definirlo nello stato iniziale

$$t_0 = \frac{(\theta_{\infty} - \theta(t))}{\frac{d\theta(t)}{dt}} \Big|_{t=0}$$



$$\tan \delta = \frac{d\theta}{dt} \Big|_{t=0}$$

$$\tan(\pi - \delta)$$

$$\frac{\sin(\pi - \delta)}{\cos(\pi - \delta)} = \frac{-\sin \delta}{-\cos \delta} = \frac{t_0}{\theta_0 - \theta_{\infty}}$$

$$-\tan \delta = \frac{t_0}{\theta_0 - \theta_{\infty}} \Rightarrow \tan \delta = \frac{t_0}{\theta_{\infty} - \theta_0}$$

$$t_0 = \frac{\theta_{\infty} - \theta_0}{\frac{d\theta}{dt} \Big|_{t=0}} = \frac{\theta_{\infty} - \theta_0}{\frac{t_0}{\theta_{\infty} - \theta_0}} = t_0$$

CONFEZIONE TERMICA

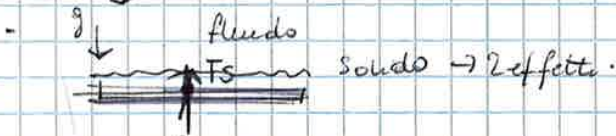
fluido + solido

- azione che induce il moto dovuta ad aspetti meccanici (pompe, ventilatori) ... → convezione forzata
- gradienti di densità → convezione libera o naturale

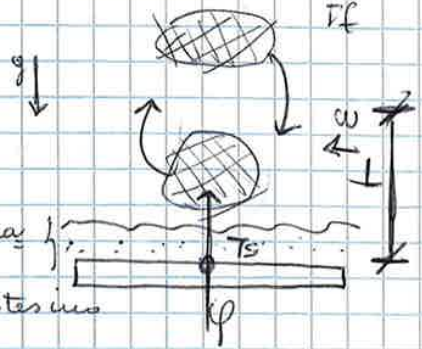
- tipo di confine: interna o esterna → il fluido non è libero di muoversi in tutte le direzioni; il fluido è confinato
- non è confinato

forzato } int
est

libero } int
est



fluido appiccicato al solido anche se infinitesimo



meccanismi

A) scambio di energia per convezione (scambiatori a correnti parallele, banchi di tubi) } lamina

B) scambio di energia per mescolamento (scambiatori a correnti contrarie) } turbolenta

sigorta (prima A, poi B)

modo un po' più di definire il flusso



se il fluido è sottile tenno → vale il postulato di Fourier

$$q = -k_f \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_s \leftarrow \text{gradiente del fluido}$$

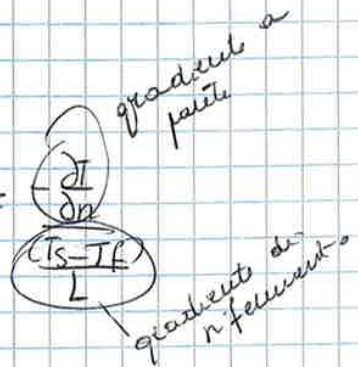
$$q = \alpha(T_s - T_f) \text{ legge di Newton}$$

$$\alpha(T_s - T_f) = -k_f \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_s$$

per avere gradiente anche al più tenno $\frac{\alpha(T_s - T_f)}{L} =$

$$\frac{\alpha L}{k_f} = \frac{\text{gradiente di parte}}{\text{grad. di rif}} = Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} \text{ NUSSELT}$$

dal coeff. term. α



convenzione lavora con numeri adimensionali

$Nu = 1$ quando prevale la conduzione
 Nu deve dell'unità quando si mette in moto il sistema

NOTO ESTERNO

16-12-2016

$$Re_x = \frac{\rho u_{\infty} x}{\mu} \rightarrow Re_c = 500.000 \Rightarrow x_c = \frac{Re_c \cdot \nu}{u_{\infty}}$$

NOTO INTERNO

$$Re_d = \frac{\bar{u} d}{\nu} \rightarrow \text{determinata a priori}$$

$Re_c = 2.300$
 $0 \leq Re_c \leq 2.300 \Rightarrow$ moto laminare
 $2.300 \leq Re_c \leq 10.000 \Rightarrow$ transizione
 $Re \geq 10.000 \Rightarrow$ moto turbolento completamente sviluppato

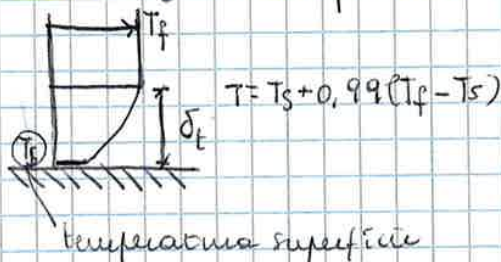
~~non si può a priori~~

Regime d'impacco

- moto turbolento $\Rightarrow x_i \approx 20 \cdot d$
- moto laminare $\Rightarrow x_i \Rightarrow Gr = 20 = Re \cdot Pr \cdot d$

\Rightarrow lunghezza = parametro da determinare

strato limite della temperatura



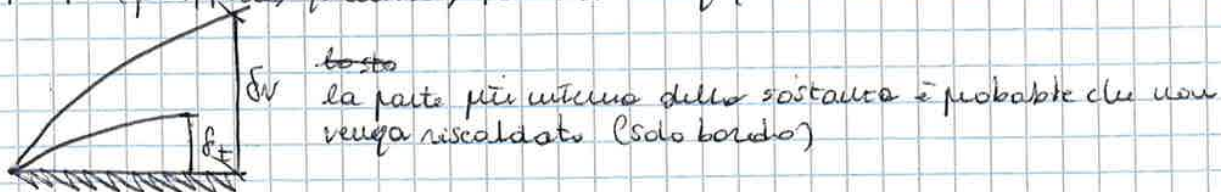
$Pr = \frac{\rho c_p \delta_T}{k}$ PRANDTL = rapporto tra due coefficienti
 cinematico fluido
 cinematico tempo legato alla diffusività termica

$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$ dove $\alpha =$ diffusività termica del fluido
 $\alpha = \frac{k}{\rho c_p}$ (le proprietà ρ e c_p si mantengono costanti)

$Pr = \frac{\mu c_p}{k} = \frac{\mu c_p}{\lambda}$

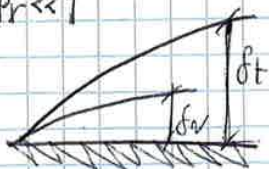
dependenza dalla temperatura

$Pr \gg 1$ (gas, liquidi, oli) fase densa significativa



$Pr \ll 1$

metalli liquidi



per gas: $Pr \approx 1$; il δ_t lo stato limite della temperatura è quello delle velocità e quasi simile

$$St_x = \frac{Nu_x}{Re_x \cdot Pr}$$

$$Nu_x = \frac{1}{2} f_x \cdot Re_x \cdot Pr$$

colburn $\Rightarrow St_x \cdot Pr^{2/3} = \frac{f_x}{2} \Rightarrow$ correlazione al numero di Stanton

$$Nu_x = \frac{f_x}{2} Re_x Pr^{2/3}$$

per moto interno in condotti $St_d = \frac{f}{8} = \frac{Nu_d}{Re_d \cdot Pr} = \frac{d}{cp \cdot \bar{w}}$

Fattore d'attrito su lastra piana

$$f_x = 0,664 Re_x^{-0,5} \quad L < x_c$$

$$f_x = 0,0592 Re_x^{-0,2} \quad L > x_c$$

deg per raggio cilindro qualora che non lo è
 se è un cilindro è esattamente $\pi \cdot \varnothing$ il diametro

$$d_{eq} = \frac{4A}{P}$$

Nu^* non corretto

condotta portata entro condotti

$$Nu = Nu^* \left(\frac{\mu(T_f)}{\mu(T_s)} \right)^{0,14}$$

Regime laminare: $Gr = Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{L}$

$x_i \geq L$: $T_s = \text{cost} \Rightarrow Nu^* = 1,75 Gr^{1/3} - 0,2$
 $\varphi = \text{cost} \Rightarrow Nu^* = 2,12 \cdot Gr^{1/3}$

$x_i \ll L$: $T_s = \text{cost} \Rightarrow Nu^* = 3,65h + (0,0516Gr)$ \rightarrow se il condotto è ricalcolato nel
 lungo $\Rightarrow Nu^* = 3,65h$
 $\varphi = \text{cost} \Rightarrow Nu^* = h,35h + (0,0786Gr)$
 $Nu^* = h,35h$

\rightarrow Regime turbolento
 DITUS-BOELTER

$Nu = 0,023 Re_d^{0,8} Pr^n \rightarrow$ regime completamente sviluppato

DITUS-BOELTER in contradistinto $\left\{ \begin{array}{l} \text{riscaldamento: } n=0,4 \\ \text{raffreddamento: } n=0,3 \end{array} \right.$

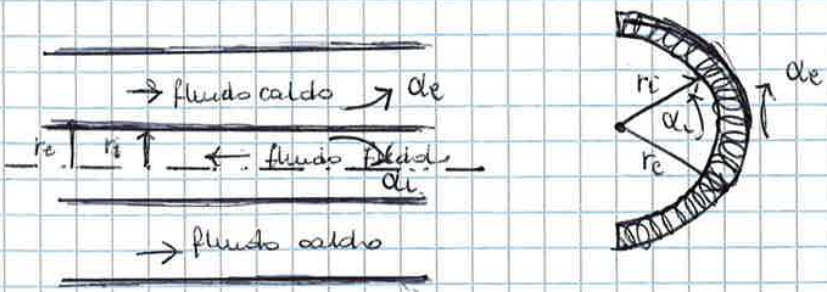
\rightarrow convezione libera \leftarrow

$$Nu_d \left(\frac{\rho \alpha}{\rho \alpha} \right)^n = \left(\frac{Gr}{Pr} \right)^n$$

Rayleigh \rightarrow Grashof (sostituisce Re)

$Gr = \frac{\text{forza di galleggiamento}}{\text{forza di tipo viscosa}} = \frac{L^3 \rho |g| \beta (T_s - T_f)}{\mu^2}$ $\left\{ \begin{array}{l} L = \text{lunghezza caratteristica misurata} \\ \text{nella direzione del moto (convezione)} \end{array} \right.$
 $T_f = T_{\infty}$

$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dT} \Big|_p$ $\beta = \frac{1}{T}$ per gas ideali



$$K_{si} = \left(\frac{1}{\alpha_i} + f_{si} + \frac{r_i}{\lambda_T} \log\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_e} + f_{se}\right) \frac{r_i}{r_e} \right)^{-1}$$

→ coeff globale di scambio termico

fattori di sporcamento =

$$K_{se} = \left(\frac{r_e}{r_i} \left(\frac{1}{\alpha_e} + f_{se} \right) + \frac{r_e}{\lambda_T} \log\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{1}{\alpha_i} + f_{si} \right)^{-1}$$

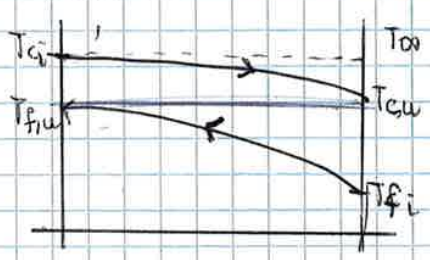
$\frac{r_e}{r_i} \gg 1$
 $\lambda_T \gg 1$
 $\Rightarrow K_{se} \approx K_{si} = k$

$$\Rightarrow k = \left(\frac{1}{\alpha_i} + f_{si} + f_{se} + \frac{1}{\alpha_e} \right)^{-1}$$

capacità termica delle portate

$C_c > C_f$

caso CC



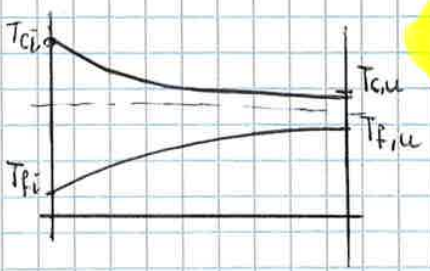
cambia la concavità nel caso controcorrente

solo nello scambiatore cc

$T_{fu} > T_{cu}$

→ NE DICE CHE STO USANDO SCAMBIATORE CC

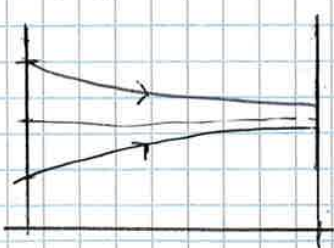
caso EC



$T_{fu} < T_{cu}$

→ SCAMBIATORE EC

caso EC



caso CC



$C_c = C_f$

simmetria

metodo ϵ -NTU

ϵ = efficienza
 NTU = numero di unità di trasporto

$$NTU = \frac{K S_{tot}}{c_{min}}$$

minima capacità termica

$$\epsilon = f\left(\frac{c_{min}}{c_{max}}, NTU, \text{configurazione}\right)$$

$$\epsilon = \frac{|\dot{\Phi}|}{|\dot{\Phi}_{max}|}$$

flusso effettivamente scambiato

$$\Delta T_{max} = T_{ci} - T_{fi} \text{ sempre valutato CC}$$

legato alle ΔT_{max}

$\rightarrow c_{min} = c_f \rightarrow$ capire la nomenclatura

$$\frac{\dot{\Phi}}{\dot{\Phi}_{max}} = \frac{c_f (T_{fu} - T_{fi})}{c_f \Delta T_{max}} = \frac{T_{fu} - T_{fi}}{\Delta T_{max}} = \frac{T_{cu} - T_{fi}}{T_{cu} - T_{fi}} = \epsilon$$

computo del flusso da c_{min}

$\rightarrow c_{min} = c_c$

$$\frac{\dot{\Phi}}{\dot{\Phi}_{max}} = \frac{c_c (T_{ci} - T_{cu})}{c_c \Delta T_{max}} = \frac{T_{ci} - T_{cu}}{T_{ci} - T_{fi}}$$

per trovare la 2° temperatura

EC

$$r = \frac{c_{min}}{c_{max}} \quad r = \epsilon \cdot NTU$$

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-(1+r)NTU}}{1+r}$$

$\rightarrow r=0$ (uno dei due fluidi è in cambiamento di fase)
 $c_{max} \rightarrow \infty$



$$\epsilon = 1 - e^{-NTU}$$

$$\rightarrow r=1 \Rightarrow \epsilon = \frac{1}{2} (1 - e^{-NTU})$$

CC

$$r = \frac{c_{min}}{c_{max}}$$

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-(1-r)NTU}}{1 - r e^{-(1-r)NTU}}$$

$$\rightarrow r=0 \quad \epsilon = 1 - e^{-NTU}$$

se $r=0$ non c'è nessuna differenza tra ϵ nel caso di CC e EC

$\rightarrow r=1$



$$\lim_{r \rightarrow 1} \epsilon = \frac{NTU}{NTU + 1}$$

$$\frac{dq_{\lambda,0}}{dq_{\lambda,0}} = 1 = \frac{r_{\lambda,0}}{tot} + \frac{t_{\lambda,0}}{tot} + \frac{a_{\lambda,0}}{tot} \quad \text{monocromatico e direzionale}$$

→ $r_{\lambda} + t_{\lambda} + a_{\lambda} = 1$ coeff emissivi monocromatici
 si trascuria la direzione

metodi spettroscopici = espreso di che materiale si tratta analizzando i coefficienti emissivi monocromatici

ma si vogliono coeff che non dipendano dalla lunghezza d'onda

→ $r + t + a = 1$ coeff emissivi globali

r_{λ} cost con λ
 t_{λ} . . .
 a_{λ} . . .
 → consente di definire un sist. materiale chiamato CORPO GRIGIO
 (coeff indipendenti dalla lunghezza d'onda)

- solidi e liquidi opaco: $t_{\lambda} = 0$ ad una certa lunghezza d'onda o a tutte le lunghezze d'onda $r_{\lambda} + a_{\lambda} = 1$

se un oggetto è opaco ~~non~~ ^{net} invisibile ⇒ lo è anche in un intervallo di lunghezza d'onda maggiore

- gas: tipicamente non riflettenti e non assorbenti
 $a_{\lambda} \approx r_{\lambda} \approx 0$

$t_{\lambda} = 1$

Non È SEMPRE VERO

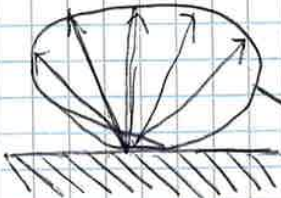
Un gas riflette se porta al suo interno una prop. sospensione di particelle
 gas e liquidi (nebbia)
 (fumo)

RIFLESSIONE



$\theta_i = \theta_r$ riflessione speculare
 metalli non ossidati, piumi
 se sup. liscia, senza imperfezioni superficiali

↓
 riflessione indipendente dalla direzione



↑ riflessione
 riflessione diffusa (molto più frequente)
 dipende dall'angolo

↓ indicatrice o sup indicatrice



↑ riflessione perfettamente diffusa
 diffondere in tutte le direzioni con la stessa intensità

corpo nero = sistema materiale ideale → in tutte le lunghezze d'onda e direzioni

$t = r = 0$
 $a = 1$

Flusso irradiativo ↑

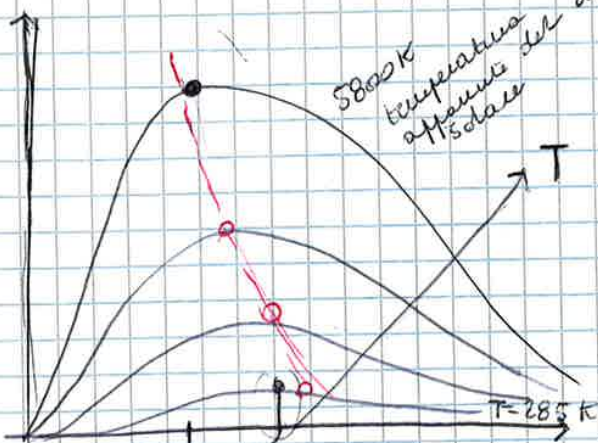


finestra corpo nero
 molto
 cavità più ampia della finestra

legge di Planck per il corpo nero

$i_{\lambda, n} = \frac{c_1}{\lambda^5 e^{(c_2/\lambda T + 1)}}$ → formula di Planck

$c_1 \left\{ \begin{array}{l} h, \pi \\ c_2 \left\{ \begin{array}{l} K \text{ Boltzmann} \\ K = 1,38 \cdot 10^{-23} \end{array} \right. \end{array} \right.$



legge Wien

relazione tra temperatura e massimo di emissione

$\lambda_{max} \cdot T = cost = 2898 \mu m \cdot K$

0,5 μm (verde) corrisponde nel alla lunghezza d'onda del visibile
per questo le piante sono verdi

10 μm → acqua
l'arboresce emette energia in questo intervallo di λ

legge di Stefan-Boltzmann

costante del m.c.

$I_n = \int_0^{\infty} i_{\lambda, \theta} d\lambda = \left(\frac{\sigma}{\pi}\right) T^4$

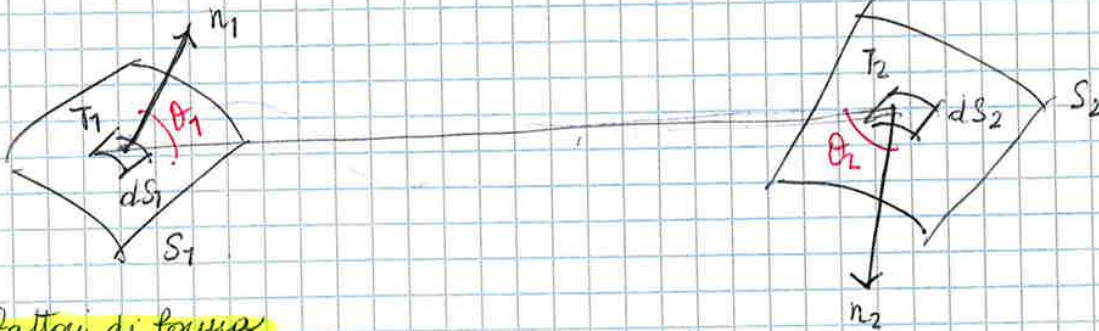
$\sigma = S-B$
 $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$

$E_n = \pi I_n = \sigma T^4$

$\sigma = 5,67 \cdot 10^8 \frac{W}{m^2 K^4}$

~~ANALIZZAZIONE~~

scambi radiativi tra corpi neri



fattori di forma

$E_n = \sigma T^4$

$F_{1 \rightarrow 2} = \frac{\phi_{1 \rightarrow 2}}{S_1} = \frac{\phi_{1 \rightarrow 2}}{S_1 E_{n,1}}$

$\phi_{1 \rightarrow 2} = F_{1 \rightarrow 2} S_1 E_{n,1}$

$F_{2 \rightarrow 1} = \frac{\phi_{2 \rightarrow 1}}{S_2} = \frac{\phi_{2 \rightarrow 1}}{S_2 E_{n,2}}$

$\phi_{2 \rightarrow 1} = F_{2 \rightarrow 1} S_2 E_{n,2}$

$T_1 = T_2 \Rightarrow \phi_{2 \rightarrow 1} = \phi_{1 \rightarrow 2} \Rightarrow S_1 F_{1 \rightarrow 2} = S_2 F_{2 \rightarrow 1}$ reciprocità dei fattori di forma

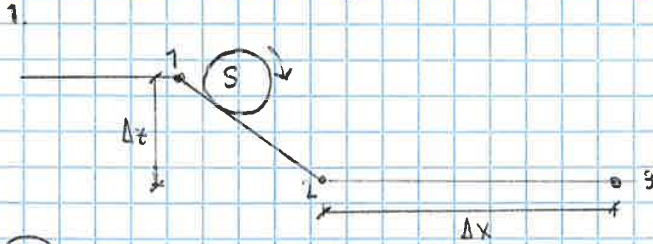


TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE (R.F.U.)

prof. Walter Giaretta
prof. Carlo Lima

- TERMODINAMICA APPLICATA -

A) Azione e reazioni, conservazione dell'energia cinetica



inizialmente fermo in 1

$\Delta z = 2m$

in 3 si ferma

1-2: no attriti

2-3: $l_a = d \cdot h J / (kg \cdot m)$

velocità massima?

Δx ?

perché posso affermare che w_2 è massima proprio in 2?

(1-2)
 $l_i = l_i + l_a + l_o + (\Delta E_c + \Delta E_p)$ *g. di stato*
g. di scambio

l_i = lavoro interno (dovuto alle forze interne)

= 0 perché in 1-2 il sistema è rigido

l_a = lavoro scambiato con il sistema quando interagisce meccanicamente con un dispositivo

= 0

l_o = 0 perché in 1-2 non c'è attrito

l_o = 0 = la superficie di controllo non si deforma

$\Delta E_c + \Delta E_p = 0$

$dE_c + dE_p = 0 \rightarrow$ forma locale

$dec + dep = 0 \rightarrow$ forma riferita all'unità di massa

$dE_c = M w dw$

$\Rightarrow dE_c = -dE_p; M w dw = -M g dz \Rightarrow w dw = -g dz \Rightarrow \int_1^2 w dw = - \int_1^2 g dz$

$dE_p = M g dz$

$\frac{1}{2}(w_2^2 - w_1^2) = -g(z_2 - z_1) \rightarrow w_1 = 0$ *per ipotesi*

$w_2 = \sqrt{2g(z_1 - z_2)} = \sqrt{2g \Delta z} = 6,3 m/s$ *velocità massima*

(2-3)

$l_i = l_i + l_a + l_o + \Delta E_c + \Delta E_p$ $\Delta E_p = 0$ perché non si è variazione di quota

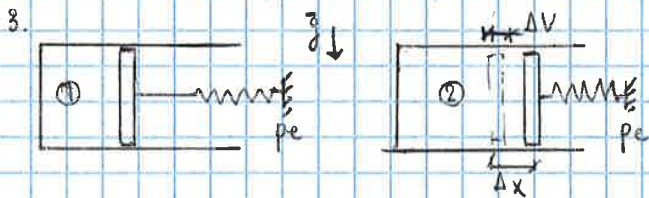
$l_a = -\Delta E_c$

$l_a = +M a \Delta x$
 $a = h J / (kg \cdot m^2)$

$M a \Delta x = -\frac{1}{2} M (w_3^2 - w_2^2)$

$w_3 = 0$ *per ipotesi*

$\Delta x = \frac{1}{a} \cdot \frac{1}{2} w_2^2 = 1,96 m$



si espande
 $V_2 > V_1$
 ② eq. meccanico
 $pe = 1at$

$1at = 98100 \text{ Pa}$

$S = 0,1 \text{ m}^2$
 $K = 150 \text{ kN/m}$
 $\Delta x = 10 \text{ cm} = 0,1 \text{ m}$
 $150 \text{ kN/m} = 150 \cdot 10^3 \text{ N/m}$

$V_2 - V_1 = \Delta V = S \cdot \Delta x = 0,01 \text{ cm}^3$

$L_r = L_t + \cancel{L_a} + L_o + \cancel{\Delta E_c} + \cancel{\Delta E_p}$

$\Delta E_c = 0$ perché, considerata la distanza come sistema, la velocità allo stato iniziale e finale è nulla perché è all'equilibrio

? lavoro effettivo scambiato con l'ambiente esterno, compiuto dall'azione delle forze interne al dispositivo

$\Delta E_p = 0$ perché non c'è variazione di quota

$L_o = pe (V_2 - V_1) = pe \Delta V = 981 \text{ J}$

$L_t = \frac{1}{2} K (\Delta x)^2 = 750 \text{ J} \rightarrow$ lavoro tecnico per la molla (Forza x spostamento)

$L_i = L_t + L_o = 1731 \text{ J} \rightarrow$ NON posso usare $L_i = \int_1^2 p dV$ perché il processo non è reversibile

? lavoro dissipato nel corso in cui la deformazione Δx indicata corrisponda al 50% dell'ipotetico valore che si otterrebbe da un processo completamente reversibile

$\Delta x^{id} = 0,2 \text{ m}$

$L_t^{id} = \frac{1}{2} K (\Delta x^{id})^2 = 3000 \text{ J}$

$\Rightarrow L_i^{id} = L_o^{id} + L_t^{id} = 1962 \text{ J}$

$L_o^{id} = pe \Delta V^{id} = pe S \cdot \Delta x^{id} = 1962 \text{ J}$

$L_a = L_i^{id} - L_i = 3231 \text{ J}$

2. $G_{N_2} = 150 \text{ m}^3/\text{h}$ di N_2 ($\bar{M} = 28 \text{ kg/kmol}$)
 $p_1 = 1 \text{ bar}$
 $T_1 = 20^\circ\text{C} = 293,15 \text{ K}$
 $p_2 = 30 \text{ Bar}$
 $R = 297 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

gas ideale
 trasformazione reversibile.

? potenza di compressione, temp T_2 , potenza termica scambiata

Ⓐ compressione isoterma monostadio

~~$p_1 v_1 = RT_1 \Rightarrow v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{1}{\rho_1} \Rightarrow \rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = 1,19 \text{ kg/m}^3$~~ $R = \frac{\bar{R}}{M} = 297 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

~~$G = \rho_1 G_{N_2} = 177,35 \text{ kg/h} = 0,049 \text{ kg/s}$~~ ($\text{kg/h} \rightarrow \text{kg/s}$)

~~$\phi - W_t = \frac{d}{dt} (U + E_c + E_p)_{vc} + \sum_j G_j (h + e_c + e_p)_j$~~ \rightarrow sistema ad un ingresso ed una uscita
 regime stazionario

~~$\phi - W_t = G(h_2 - h_1) = 0$~~ $\rightarrow h_2 - h_1 = \Delta h = c_p \Delta T = 0$ perché isoterma

~~$\phi = W_t$~~ infatti $q = l_t = 0$ per la isoterma

$W_t = G l_t$

$l_t = \int_1^2 v dp = \int_1^2 \frac{RT}{p} dp = -RT \log \frac{p_2}{p_1}$

~~W_t~~

$T_A = T_{12} = 1-2$

1° principio per sistemi aperti: $q - l_t = \Delta h$

$\Delta h = 0$ perché un'isoterma è anche isocalorica!

$q = l_t$

$l_t = - \int v(p) dp$

Per l'isoterma e per ip di gas ideali: $p v = p_1 v_1 \rightarrow v = \frac{p_1 v_1}{p} \rightarrow$ non mi aiuta!



1° principio per sistemi aperti a deflusso: $\phi - W_t = \frac{d}{dt} (U + E_c + E_p + P_o V) + \sum_j G_j (h + e_c + e_p)_j$
 $l_t = 0$ regime stazionario

$\phi - W_t = G_p (h_2 - h_1)$

$\phi - W_t = 0$ perché isoterma

$\phi = W_t$ potenza termica = potenza di compressione

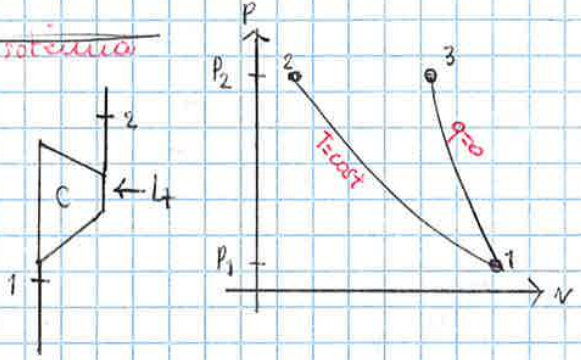
$W_t = G l_t$

$l_t = - \int v(p) dp = - p_1 v_1 \int_1^2 \frac{1}{p} dp = - p_1 v_1 \log \frac{p_2}{p_1} = - RT_1 \log \frac{p_2}{p_1} = -296,13 \text{ kJ/kg}$ \rightarrow **NFC** perché < 0

$p v = p_1 v_1 \rightarrow p = p_1 \frac{v_1}{v} \rightarrow v = \frac{p_1 v_1}{p}$

$p_1 v_1 = RT_1 \rightarrow v_1 = 0,87 \text{ m}^3$

~~$W_t = G l_t$~~



5-6) ad. reversibile

$$T_6 p_6^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_5 p_5^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \rightarrow T_5 = T_6 \left(\frac{p_6}{p_5} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_6 \left(\frac{p_4}{p_1} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

$T_5 = T_1$ perché si trova sull'isoterma

1-1)

$l_T = ?$

t. adiabatica $\rightarrow l_{T_I} = -\Delta h = c_p (T_1 - T_h) = -191,14 \text{ kJ/kg}$

$$W_{T_I} = G \cdot l_{T_I} = -7,97 \text{ kW}$$

5-6)

t. \rightarrow

t. adiabatica $\rightarrow l_{T_{II}} = -\Delta h = c_p (T_5 - T_6) = -191,11 \text{ kJ/kg}$

1-1) $l_{T_I} = \int v dp$ ~~Applico lo def. di l_T non il 1° principio!~~

$$p v^\gamma = p_1 v_1^\gamma \rightarrow v^\gamma = \frac{p_1 v_1^\gamma}{p} \Rightarrow v = v_1 \sqrt[\gamma]{\frac{p_1}{p}} = v_1 \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

$$l_{T_I} = -v_1 p_1 \int_{p_1}^{p_4} p^{-\frac{1}{\gamma}} dp = -v_1 p_1 \frac{1}{\frac{1}{\gamma}-1} \left(p_4^{\frac{1}{\gamma}-1} - p_1^{\frac{1}{\gamma}-1} \right) = -167, \text{ kJ}$$

$p v^\gamma =$

1° principio per $q=0$ sul sistema aperto $q - l_T = \Delta h$
 $l_T = \Delta h$ ad!

$$q - l_T = \Delta h \rightarrow l_{T_I} = -\Delta h = c_p (T_1 - T_h) \rightarrow l_T = c_p (T_1 - T_h + T_5 - T_6)$$

$$l_{T_{II}} = -\Delta h = c_p (T_5 - T_6)$$

$$l_T = l_{T_I} + l_{T_{II}} = c_p (T_1 - T_h) + c_p (T_5 - T_6) = c_p (T_1 - T_h) + c_p (T_1 - T_h) \text{ perché } \begin{matrix} T_1 = T_5 \\ T_h = T_6 \end{matrix}$$

$$l_T = 2 c_p (T_1 - T_h) = -382,22 \text{ kJ/kg}$$

} REC perché < 0

$$W_T = G \cdot l_T = -15,94 \text{ kW}$$

Per calcolare ϕ sull'isobara

$$q = \frac{dh}{dt} = \Delta h$$

$$q - l_T =$$

$$q - l_T = \Delta h$$

$l_T = 0$ isobara

$$q = \Delta h = c_p (T_5 - T_h) = -191,11 \text{ kJ/kg} \rightarrow \text{REC perché caduta all'ambiente}$$

$$\phi = G \cdot q = -7,97 \text{ kW}$$

D3)

Dati: $p_1 = 15 \text{ bar}$
 processo di laminazione
 $p_2 = 2 \text{ bar}$
 $T_2 = 150^\circ\text{C}$

VAPORE UNICO ~~ARIA UNICA~~
~~(aria secca + vapore acqua)~~

temperatura, titolo di vapore in ingresso
 AS fluido

Processo di laminazione

- $\Delta h = 0$ (isentalpico)
- caduta di pressione ($p_1 > p_2$)
- sup di controllo adiabatico e rigido $\Rightarrow \dot{q} = 0, W_0 = 0$
- funzionamento stazionario $\Rightarrow G_1 = G_2$ (ciò che entra = ciò che esce)
- non vengono scambi di potenza tecnica $\Rightarrow W_T = 0$

$$Q = 0, Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{q}(t) dt$$

SISTEMA APERTO DETURBO

$$\dot{Q} - \dot{W}_T = \frac{d}{dt} (U + E_c + E_p + p_0 V_c) + \sum_{j=1}^N \dot{G}_j (h + e_c + e_p)_j$$

$\dot{Q} = \text{stazionario}$

$$\dot{G}_1 h_1 = \dot{G}_2 h_2 \rightarrow h_1 = h_2$$

VAPORE UNICO \rightarrow miscela di aria secca e vapore acqua

Usa le tabelle di proprietà

Interpolazione = si ricorre all'interpolazione quando in dato si conoscono due stati di un tabella, ovvero:

Supponiamo T la temperatura da trovare alla pressione P

Da tabella tiro T_1 alla pressione P_1 e T_2 alla pressione P_2 tali che $P_1 < P < P_2$

Senza bisogno della retta poniamo per (T_1, P_1) e (T_2, P_2)

$$\frac{T - T_2}{T_1 - T_2} = \frac{P - P_2}{P_1 - P_2} \rightarrow T(P) = \frac{P - P_2}{P_1 - P_2} (T_1 - T_2) + T_2$$

Recupero di T alla temperatura pressione P

Recupero: $T_2 = 198,2^\circ\text{C}$

titolo del vapore $= X_v = \frac{M_v}{M_v + M_a}$

So che $h = (1-x)h_a + xh_v$ da cui

$$h = (1-x)h_a + xh_v \rightarrow x = \frac{h - h_a}{h_v - h_a}$$

\rightarrow la pressione è in MPa sul diagramma

$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$
 $1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa}$
 $\Rightarrow 1 \text{ bar} = 10^{-1} \text{ MPa}$

partendo

Dal diagramma di h (o di s) posso ricavare h_2 intersecando per $T_2 = 150^\circ$ $p_2 = 2 \text{ bar}$

Trovo $h_2 = (2770) \text{ kJ/kg}$, $s_2 = 6,75 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

$h_2 = h_1$ per ipotesi (trasformazione)

nelle tabelle di saturazione ricavo h_g e h_{fg} allo stato 1 sono interpolazione!

$h_{g1} = 814,82 \text{ kJ/kg}$
 $h_{fg1} = 2789 \text{ kJ/kg}$

4) il sistema interagisce meccanicamente con le uscite

$$W = M_p \cdot g \cdot \Delta z = \frac{A}{A} M_p \cdot g \cdot \Delta z = \Delta V \cdot \frac{M_p \cdot g}{A} = p_p \cdot \Delta V =$$

$$= p_p (V_2 - V_1) -$$

lo) lavoro compiuto per spostare il confine del sistema

$$L_o = p_o (V_2 - V_1)$$

$$L_i = p_p (V_2 - V_1) + p_o (V_2 - V_1) = (p_p + p_o) (V_2 - V_1) = p_2 (V_2 - V_1)$$

Principio

$$Q - L_i = \Delta U = U_2 - U_1 = M_p \cdot c_v (T_2 - T_1)$$

adiabatico

$$V_1 = \frac{RT_1}{p_1} = 0,2861 \text{ m}^3$$

$$L_i = -M_p \cdot c_v (T_2 - T_1)$$

$$c_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1}, \quad c_v = \frac{R}{\gamma - 1}$$

$$p_2 (V_2 - V_1) = M_p \cdot c_v (T_1 - T_2)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1,4 \text{ per l'aria}$$

$$p_2 (V_2 - V_1) = M_p \frac{1}{\gamma - 1} R (T_1 - T_2)$$

$$p_2 (V_2 - V_1) = M_p \frac{1}{\gamma - 1} (RT_1 - RT_2)$$

$$pV = RT$$

$$p_2 (V_2 - V_1) = M_p \frac{1}{\gamma - 1} (p_1 V_1 - p_2 V_2)$$

$$p_2 V_2 - p_2 V_1 = M_p \frac{1}{\gamma - 1} p_1 V_1 - M_p \frac{1}{\gamma - 1} p_2 V_2$$

$$V_2 (p_2 + M_p \frac{1}{\gamma - 1} p_2) = M_p \frac{1}{\gamma - 1} p_1 V_1 + p_2 V_1$$

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_1 (M_p \frac{1}{\gamma - 1} p_1 + p_2)}{p_2 + M_p \frac{1}{\gamma - 1} p_2} = \frac{V_1 (M_p \frac{1}{\gamma - 1} p_1 + p_2)}{p_2 (1 + M_p \frac{1}{\gamma - 1})} = 1,36 \text{ m}^3 > V_1 \text{ (risultato fisicamente accettabile perché ho un'espansione)}$$

$$p_2 V_2 = M_p RT_2 \rightarrow T_2 = 261,6 \text{ K} < T_1 \text{ (risultato fisicamente accettabile perché, trattandosi di un'espansione, la temperatura è diminuita)}$$

$$L_i = -M_p c_v (T_2 - T_1) = 276850 \text{ J} = 276,9 \text{ kJ}$$

→ calcola l'entropia: $dS = \frac{dQ}{T} + \delta S_{irr}$ $\Rightarrow \Delta S = S_{irr}$
 $\neq 0$ perché adiabatica

le grandezze di stato se ne falciano dell'irreversibilità/reversibilità

$$TdS = dU + pdV$$

$$TdS = dH - Vdp$$

$dQ = dU + dL$ se il processo è reversibile, sono a due a due uguali

$$dQ = dH + dL$$

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

$$dH = c_p M_p dT$$

1° principio per sist. chiusi

$$q_b - \dot{W}_b = \Delta u = cv \Delta T$$

$$l_i = \int p dV = 0 \text{ perché isocoroa (V = cost)}$$

$$l_i = \int v dp = 0 \text{ perché isobara}$$

$$q_b = cv(T_3 - T_2)$$

$$T_3 - T_2 = \frac{q_b}{cv} \rightarrow T_2 = T_3 - \frac{q_b}{cv} \quad T_2 = T_3 - \frac{q_b}{cv} =$$

3-1) **isocentropico**

$$T_2 V_2^{\gamma-1} = T_1 V_1^{\gamma-1} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1}$$

4-1) **isocoroa**

$$q_a - \dot{W}_a = \Delta u = cv \Delta T$$

$$l_i = 0 \text{ perché isocoroa} \quad l_i = \int p dV = 0$$

$$p_1 V_1 = RT_1 \quad p_2 V_2 = RT_2$$

$$V_1 = \frac{RT_1}{p_1}, \quad V_2 = \frac{RT_2}{p_2}$$

$$\frac{T_1}{p_1} = \frac{T_2}{p_2}$$

$$q_a = cv \Delta T = cv(T_1 - T_2) \quad T_1 < T_2$$

$$|q_a| = cv(T_2 - T_1)$$

~~0~~

~~$$\frac{N_1}{V_1} = \frac{N_2}{V_2} \quad N_{MAX} = N_1 = V_1$$~~

~~$$\frac{N_2}{V_2} = \frac{N_3}{V_3} \quad N_{MIN} = N_2 = V_3$$~~

~~$$\frac{N_1}{V_1} = \frac{N_3}{V_3}$$~~

$$r_{12} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{V_1}{V_3} = \frac{N_1}{N_3}$$

$$\frac{V_1}{V_3} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad \frac{V_1}{V_3} = \left(\frac{T_1}{T_3}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \rightarrow \text{non noto}$$

$$\frac{V_1}{V_3} = \left(\frac{T_1}{T_3}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}$$

~~$$T_3 = \frac{q_b}{cv} + T_2$$~~

~~$$T_2 = T_3 - \frac{q_b}{cv}$$~~

$$\frac{p_2}{p_1} = r_{v\delta} \cdot p_2 = p_3 \frac{T_2}{T_3}$$

$$\frac{p_3 T_2}{p_1 T_3} = r_{v\delta} \rightarrow \frac{p_3}{p_1} = \frac{p_{max}}{p_{min}} = \frac{T_3}{T_2} r_{v\delta} = \frac{1663,15 \text{ K}}{551,7 \text{ K}} \cdot 5,11^{1,4} = 29,66 \rightarrow \text{RFC perché adimensionale } > 1$$

(X cicli con trasformazioni a 2 a 2 uguali vale il prodotto incrociato delle variabili di stato (PRESSIONE, VOLUME, TEMPERATURA))

$$T_1 \cdot T_3 = T_2 \cdot T_4$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

Adesso so che $T_b = 1500^\circ\text{C} = 1773,15 \text{ K} \rightarrow$ calcolo sirr $T_a = 15^\circ\text{C} = 288,15 \text{ K}$

CALCOLO sirr (prof)

oppure:

$$2-3) \text{ sirr} = \Delta s_{sis} + \Delta s_{amb} = c_v \log\left(\frac{T_3}{T_2}\right) - \frac{|q_b|}{T_{SH}} = 0,648$$

$$4-1) \text{ sirr} = \Delta s_{sis} + \Delta s_{amb} = c_v \log\left(\frac{T_1}{T_h}\right) + \frac{|q_a|}{T_{SL}} = 0,340$$

$$\text{sirr Tot} = 0,988$$

$$T_{SH} = 1500^\circ\text{C} \quad T_{SL} = 15^\circ\text{C}$$

+

So che:

$$\Delta s = \int \frac{\delta q}{T} + \text{sirr}$$

2-3) isocora

$$\Delta s = s_3 - s_2 = c_v \log\left(\frac{T_3}{T_2}\right) + R \log\left(\frac{V_3}{V_2}\right) = c_v \log\left(\frac{T_3}{T_2}\right) > 0 \rightarrow \text{RFC perché } T_3 > T_2 \text{ infatti } \Delta s > 0$$

$\leftarrow = 0 \text{ isocora}$

4-1) isocora

$$\Delta s = s_1 - s_4 = c_v \log\left(\frac{T_1}{T_h}\right)$$

$$\Delta s = s_1 - s_h = c_v \log\left(\frac{T_1}{T_h}\right)$$

$$q_a = c_v (T_1 - T_h) \rightarrow \text{RFC perché } q_a \text{ ceduto all'ambiente quindi } q_a < 0 \text{ (} T_1 < T_h \text{)}$$

$$T_h = \frac{T_1 \cdot T_3}{T_2} = 869,863,96 \text{ K}$$

$$q_a = -113, -113136,5 \text{ J/kg} \rightarrow \text{RFC infatti } \eta = 1 - r_{v\delta}^{1,4} = 1 - \frac{|q_a|}{q_b} = 0,48$$

~~$$s_a = \frac{|q_a|}{T_a}$$~~

~~$$s_a = \frac{|q_a|}{T_a} + \text{sirr} \rightarrow \text{sirr} = s_a - \frac{|q_a|}{T_a}$$~~

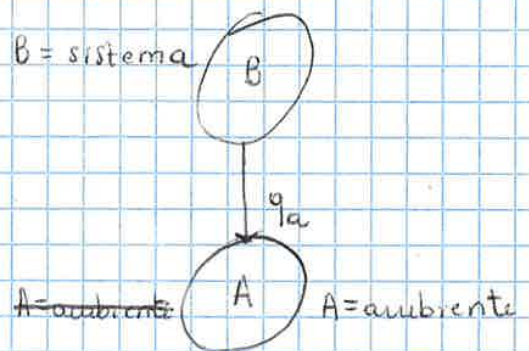
$$\Delta s_a = + \frac{q_a}{T_a} = \text{termostato internamente reversibile}$$

$$\Delta s_b =$$

$$\Delta s_a = + \frac{q_a}{T_b} + \text{sirr} \Rightarrow \text{sirr} = \Delta s_a - \frac{q_a}{T_b} =$$

$$= \frac{q_a}{T_a} - \frac{q_a}{T_b} = q_a \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_b} \right) \cdot T_a \leftarrow$$

$$\text{Quindi sirr} = q_a \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_b} \right) = 1,2 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \rightarrow \text{RFC perché sirr} > 0 \text{ per definizione!}$$



$$\Delta s_a = + \frac{q_a}{T_a}$$

dal punto di vista dell'ambiente q_a è onabito quindi positivo

18/02/2013 → turbomotore a gas → aria secca

E3) ciclo Joule (2 ad + 2 isobare) → sist aperto

$T_1 = 27^\circ\text{C} = 300\text{K}$

$T_3 = 1113,15\text{K}$

$r_{p,c} = 11 = \frac{p_b}{p_a} = \frac{p_{\max}}{p_{\min}} = \frac{p_3}{p_1} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_h}{p_1} = \frac{p_3}{p_h}$

① trasformazioni tutte internamente reversibili

~~$\eta_{id} = 1 - r_p^{1-\gamma}$~~ 1° principio sist. aperti (sist. a un varco di fluido)

$\eta_{id} = 1 - \frac{|q_a|}{q_b}$
 $q_a = \dot{m} \Delta h = c_p \Delta T$
 $q_a = c_p (T_1 - T_h)$

1° principio per sist. aperti. $q_b = c_p (T_3 - T_2)$

1-2) adiabatica

$p_1 V_1^\gamma = p_2 V_2^\gamma \rightarrow T_1 p_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_2 p_2^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$

3-4) isentropica

$T_3 p_3^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_h p_h^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \rightarrow \frac{T_3}{T_h} = \left(\frac{p_3}{p_h}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$
 $\frac{T_h}{T_3} = \left(\frac{p_3}{p_h}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$

↓
 poiché $p_3 = p_2$ e $p_h = p_1 \rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_h}{T_3} \rightarrow$ in un ciclo due le trasformazioni sono a due a due uguali: il prodotto incrociato delle temperature è lo stesso (variabili di stato in generale)
 $T_1 T_3 = T_2 T_h$

Quindi:
 $\eta = 1 - \frac{c_p (T_h - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_h}{T_1} - 1\right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$

$\eta = 1 - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 1 - 11^{(1-1,4)/1,4} = 0,196 \rightarrow$ RFC perché $\eta < 1$ inoltre $\eta_{LBJ} < \eta_c = 1 - \frac{T_3}{T_1} = 0,79$

$\eta_c = 1 - \frac{T_3}{T_1} = 0,79$

→ lavoro specifico netto ottenuto

$l_{n,id} = q_b - |q_a|$

$q_a = c_p (T_1 - T_h) \rightarrow$ 3-4) $T_h = \left(\frac{p_3}{p_h}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \cdot T_3 = T_3 \cdot r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 727,10\text{K} \rightarrow$ RFC perché $T_1 < T_h < T_3$

aria standard ⇒ aria secca ($c_p = 1004,5\text{ J/Kg} \cdot \text{K}$)

$q_a = -429,32\text{ kJ/Kg} \rightarrow$ RFC perché q_a è calore ceduto all'ambiente quindi $q_a < 0$

$q_b = c_p (T_3 - T_2) \rightarrow$ 1-2) $T_2 = \frac{T_1 T_3}{T_h} = 595,17\text{K} \rightarrow$ RFC perché $T_1 < T_2 < T_3$

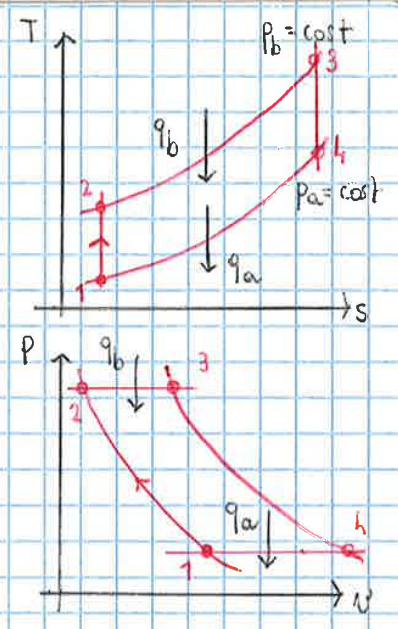
$q_b = 851,80\text{ kJ/Kg} \rightarrow$ RFC perché q_b è calore fornito dal sistema quindi $q_b > 0$

Quindi $l_{n,id} = 422,5\text{ kJ/Kg}$

Parte finale

~~$l_{n,u} = q_b - |q_a| = 967,55 - 407,92 = 559,63\text{ kJ/Kg} \rightarrow$ RFC perché~~

~~$l_{n,i} < l_{n,u}$~~

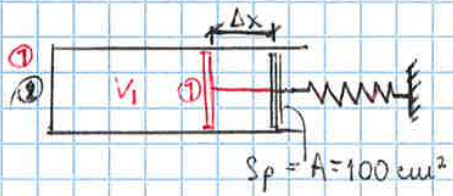


8c

B3) cilindro orizzontale con aria

no attriti

$K = 100 \text{ kN/m}$



STATO ①: equilibrio con l'ambiente esterno

$p_0 = 1 \text{ atm} = 98100 \text{ Pa}$

$T_0 = 20^\circ\text{C} = 293 \text{ K}$

$V_1 = 1 \text{ dm}^3$

$\gamma = 1,4$

$R = 287 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

① ? Q per far deformare la molla di 2 cm?

Conversioni:

$\rightarrow A = 100 \text{ cm}^2$

$1 \text{ m} = 100 \text{ cm} = 10^2 \text{ cm}$

$1 \text{ m}^2 = 10^4 \text{ cm}^2$

$1 : 10^4 = x : 10^2 \quad x = \frac{10^2}{10^4} = 10^{-2} \text{ m}^2 = 0,01 \text{ m}^2$

$\rightarrow V = 1 \text{ dm}^3$

$1 \text{ m} = 10 \text{ dm}$

$1 \text{ m}^3 = 10^3 \text{ dm}^3$

$1 : 10^3 = x : 1 \rightarrow x = 10^{-3} \text{ dm}^3 = 0,001 \text{ m}^3$

~~T_h dell'energia utile: $-l_t = l_t + l_a + l_o + \Delta E_c + \Delta E_p \quad l_i = l_t + l_o + l_a + \Delta E_c + \Delta E_p$~~

$l_t = \frac{1}{2} K (\Delta x)^2$ per la molla

$l_a = 0$ per ipotesi

~~$l_o = 0$ perché non si è deformato la superficie di contatto~~

~~$\Delta E_p = 0$ non si è variazione di quota poiché il pistone è orizzontale~~

~~$\Delta E_c = 0$ stato iniziale e finale di equilibrio~~

$l_o = p_0 \Delta V = p_0 (V_2 - V_1)$ \rightarrow lavoro di deformazione contro le forze ambientali

$V_2 = V_1 + S_p \cdot \Delta x = 10^{-3} + 10^{-2} \cdot 0,02 \quad V_2 = V_1 + S_p \cdot \Delta x =$

quindi:

$l_i = l_t + l_o$

Continua es: E3

caso reale

$l_a = [c_p (T_3 - T_2) + c_p (T_3 - T_1)] = 31,7, 1, \text{ kJ/kg}$

$\eta = l_a = 0,0388$

9b

$q_b = c_p (T_3 - T_2)$

$l_{a1} = c_c (T_2 - T_1) = 23,8$

$\rightarrow l_{a2} = l_{a1} - l_{a1c} = 9,2$

$l_{a2} = c_p (T_2 - T_1) = 33$

1° principio per sistemi aperti $\dot{Q} - \dot{W}_t = \dot{\Delta H}$

$\dot{W}_t = 0$ perché reversibile isoterma



$$q = \dot{W}_t = - \int p \, dV = -n(p_2 - p_1)$$

$$\dot{Q} = -n \Delta H (p_2 - p_1)$$

$$\frac{m^3}{kg} \cdot \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{Pa}{kg} = \frac{Pa}{kg}$$

$$q = \frac{\dot{Q}}{\Delta H} \rightarrow \dot{Q} = q \Delta H$$

quindi:

$$\frac{\dot{Q}}{\Delta H} = -n(p_2 - p_1) \rightarrow \dot{Q} = -n \Delta H (p_2 - p_1) = -\frac{m}{\Delta H} \Delta H (p_2 - p_1) = -\frac{V}{\Delta H} \Delta H (p_2 - p_1) = -V(p_2 - p_1) =$$

$= 10 \text{ kJ} \rightarrow$ RFC perché sto perdendo massa ($M_2 < M_1$) quindi il calore viene fornito dall'esterno ovvero assorbito dal sistema

b) ~~irreversibile adiabatico ($T_2 = ?$, $\Delta H = ?$)~~

~~1° principio per sistemi aperti $\dot{Q} - \dot{W}_t = \dot{\Delta H}$~~

~~$\dot{Q} = 0$~~

~~$V = \text{cost} = 0,04 \text{ m}^3$
 $T_1 = 263,15 \text{ K}$~~

~~$-\dot{W}_t = \dot{Q} \rightarrow \dot{W}_t = c_p(T_1 - T_2) =$~~

~~(Posso usare l'eq di stato dei gas ideali perché lo stato iniziale e finale sono entrambi di equilibrio)~~

~~\rightarrow dopo!~~

~~Per sistemi aperti a deflusso $\dot{Q} - \dot{W}_t = \frac{d}{dt}(\dot{V} + H + E_c + E_p + P_0 \dot{V}) + \sum_j \dot{G}_j (\dot{V}_j + H_j + E_{c,j} + E_{p,j}) =$~~

~~$P_1 V_1 = \bar{R} T_1$~~

~~$\neq V_1 = V_2 \rightarrow \frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2} \rightarrow T_2 = \frac{P_2 T_1}{P_1}$~~

~~$P_2 V_2 = \bar{R} T_2$~~

~~1° principio per sistemi aperti a deflusso $\dot{Q} - \dot{W}_t = \frac{d}{dt}(\dot{U} + \dot{E}_c + \dot{E}_p + P_0 \dot{V}) + \sum_j \dot{G}_j (h_j + e_{c,j} + e_{p,j}) =$~~

~~$\left(\frac{dU}{dt}\right)_{vc} = -G_u h_u$~~

~~adiabatico~~

~~principio di conservazione della massa: $\frac{dM}{dt} = \left(\frac{dM}{dt}\right)_{vc} + \sum_j \dot{G}_j = 0$~~

~~$\left(\frac{dM}{dt}\right)_{vc} = -G_u$~~

quindi:

~~$\left(\frac{dU}{dt}\right)_{vc} = \left(\frac{dU}{dt}\right)_{vc} h_u$~~

~~$U_2 - U_1 = (M_2 - M_1) h_u$~~

~~$M_2 u_2 - M_1 u_1 = (M_2 - M_1) c_p T_u$~~

~~$M_2 c_v T_2 = M_1 c_v T_1 = (M_2 - M_1) c_p T_u$~~

~~$M_2 T_2 = \frac{P_2 V_2}{R}$~~

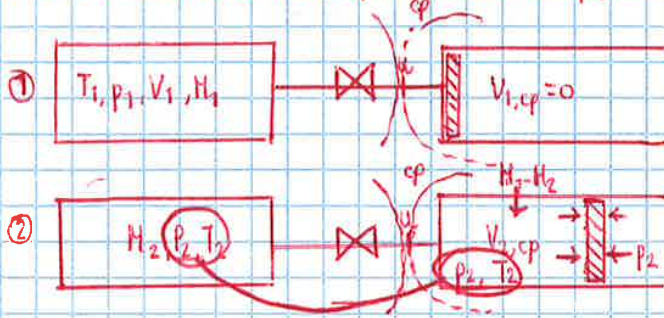
~~$\frac{P_2 V_2}{R} = \frac{P_1 V_1}{R}$~~

BE)

2) Considero il processo irreversibile e adiabatico
Trattare di svuotamento

- X ESAME -

IPOTESI DI RACCOLGERE TUTTA LA MASSA USCENTE DALLA BOMBOLA NEL DISPOSITIVO
CILINDRO-PISTONE (trasformazione a $p_2 T = \text{cost}$) → ipotesi del modello



recipiente
Si può pensare che il cilindro sia collegato ad un cilindro-pistone, con inizialmente a contatto del fondo del fluido del cilindro stesso. Al termine del processo il recipiente contiene la massa M_2 di fluido nelle condizioni p_2 e T_2 mentre la massa $M_1 - M_2$ è portata dal recipiente spinto al cilindro spostando il pistone verso destra. (e lavorando quindi contro le forze di pressione esterne) e si trova a p_2 e T_2 uguali a quelle del recipiente.

$h_u = \text{cost}$

SISTEMA = dispositivo cilindro-pistone

Applico il 1° principio al dispositivo c-p (sistema aperto a deflusso)

$$\dot{\phi} - \dot{W}_t = \frac{d}{dt} (U + E_c + E_p + P_0 V) + \sum_j \dot{G}_j (h + e_c + s/p)_j$$

$\dot{\phi} = 0$ adiabatico

$\dot{W}_t = 0$ non c'è lavoro tecnico $P_0 = P_2$

$E_c = E_p = 0$ per ipotesi

$$\frac{d}{dt} (U + P_2 V) + G_u h_u = 0$$

per il principio di conservazione della massa: $\left(\frac{dM}{dt}\right)_u - \dot{G}_u = 0 \rightarrow \dot{G}_u = \left(\frac{dM}{dt}\right)_u$

Riunisci

$$\frac{d}{dt} (U + P_2 V) - \left(\frac{dM}{dt}\right)_u h_u = 0$$

Integro tra lo stato ① e ②

$$U_2 - U_1 + P_2 (V_2 - V_1) = (M_2 - M_1) h_u$$

$U_1 = M_1 = V_1 = 0$ scelto nello stato ① il dispositivo cilindro-pistone è vuoto

$$\frac{U_2 + P_2 V_2}{M_2} = h_u$$

per definizione (il gas è ideale)

$$M_2 h_2 = M_2 h_u$$

$(h_2 = h_u) \rightarrow h_u$ coincide con $h_2 =$ entalpia nello stato finale del fluido residuo nel recipiente

$$\gamma T_2 = \gamma p T_u$$

$$(T_2 = T_u)$$

- dati: (E_h)

cilindro verticale

NO ATERITO

$M_g = 0,1 \text{ kg}$ di N_2 ($\bar{M} = 28 \text{ kg/kmol}$, $\gamma = 1,4$) gas ideale

inizialmente in eq

$a =$

La scatola collegata ad un grave che cade di 1 m $\Delta z = 1 \text{ m}$

$A = 1 \text{ m}^2 = S_p$

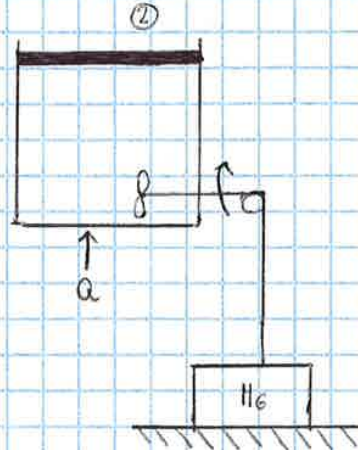
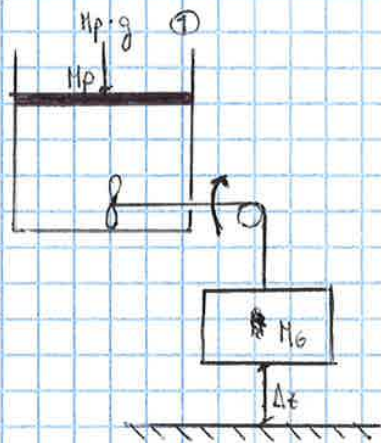
$M_p = 500 \text{ kg}$

$M_G = 126 \text{ kg}$

$p_0 = 1 \text{ bar}$

$T_0 = 25^\circ \text{C}$

? a affinché $v_2 = 5v_1$



$R = \frac{\bar{R}}{M} = 297 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

$p_i v_i = RT_i \rightarrow$ il gas è ideale

inizialmente il gas è in equilibrio con l'ambiente esterno quindi $p_i = p_0$ $T_i = T_0$

$p_1 = p_0 + \frac{M_p \cdot g}{S_p} = 101,905 \text{ Pa}$

pressione dovuta alla forza peso del pistone

$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = 0,81 \text{ m}^3/\text{kg} \Rightarrow V_1 = M_g \cdot v_1 = 0,081 \text{ m}^3$

$v_2 = 5v_1$

il sistema è il grave

\rightarrow considero il gas grave come sistema

principio di conservazione dell'eu. cinetica:

$K_i = K_f + W_o + L_o + \Delta E_c + \Delta E_p$
 $= 0$ no attriti

$\Delta E_p = M_G \cdot g \cdot \Delta z$

$L_o = 0 \rightarrow$ il grave è indeformabile

$\Delta E_c = 0$ perché all'istante iniziale e finale è fermo

$K_i = 0$ il grave è un sistema rigido (corpo rigido) \rightarrow non ha variazione di volume

Quindi:

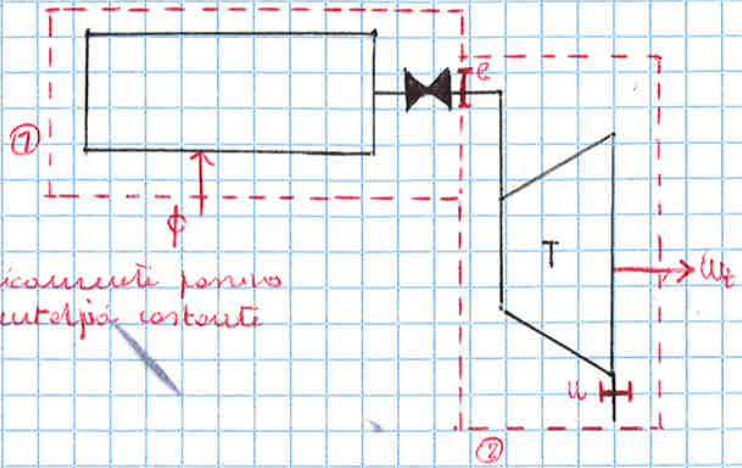
$\rightarrow z_2 - z_1 = 0 - 1 = -1 \text{ m}$

$L_{E_G} = -\Delta E_p = -M_G \cdot g \cdot \Delta z = 1260,11 \text{ J} \rightarrow$ il grave compie lavoro sul gas

il lavoro tecnico gas-grave = opposto del lavoro tecnico del grave

63) bati:

$W_{TUR} = 75 W$
 $p_1 = 110 \text{ bar}$
 $T_1 = 293,15 \text{ K}$
 $p_2 = 7 \text{ bar}$
 $p_v = 1 \text{ bar}$



- la valvola e' un organo meccanico e non e' povero
- la turbina e' un motore ad entalpia costante
- TURBINA e' adiabatica

SCRIVAMO IL SISTEMA IN QUE

1) sistema scabato - valida

1° principio x sistema a defluno

$$\phi - U_t = \frac{d}{dt} (U + E_c + E_p)_{vc} + \sum_{j=1}^n \pm G_j (h + e_f + e_p)_j$$

= 0 non ci sono scambi termici

$\left[\frac{dU}{dt} \right]_{vc} \neq 0$ perché non e' stacionario

$\phi = \frac{dU}{dt} + G_{he}$ (non e' entrata nella turbina ma uscita dal scabato) quindi +

Principio di conservazione della massa $\frac{dM}{dt} = \left[\frac{dM}{dt} \right]_{vc} + G = 0$

$$\frac{dM}{dt} = \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc} + \sum_j G_j = 0$$

$$G = - \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc}$$

$$\phi = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{vc} - \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc} \cdot h_e \rightarrow Q = \int_{t_1}^{t_2} \phi(t) \cdot dt$$

$$\int_{t_1}^{t_2} \phi(t) dt = \int_{t_1}^{t_2} \left(\frac{dU}{dt} - \frac{dM}{dt} \cdot h_e \right) dt \rightarrow \text{integrando ambo i membri}$$

$$Q = U_2 - U_1 - (M_2 - M_1) h_e$$

$$Q = M_2 u_2 - M_1 u_1 - (M_2 - M_1) h_e$$

$\Delta H = 0 \Rightarrow T_1 = T_2$ la laminazione e' isocinetica

Il processo e' a entalpia costante qnd p all'uscita del scabato = p di ingresso alla turbina

$$h_e = h_2 = u_2 + p_2 v_2 \rightarrow \text{per definizione}$$

$$Q = M_2 u_2 - M_1 u_1 - (M_2 - M_1) (u_2 + p_2 v_2) = M_1 p_2 v_2 - M_2 p_2 v_2 \rightarrow \text{perché } u_1 = u_2 \text{ per tutto il processo perché è isocinetico}$$

$$Q = (M_1 - M_2) p_2 v_2$$

→ entropia

2° principio per sistemi a deflusso

- XFSANE -

$$\Delta S = \int_T \frac{\delta Q}{T} + S_{irr}$$

$$\frac{dS(t)}{dt} = \frac{1}{T} \delta Q + \Sigma_{irr}$$

entropia funzione di stato \neq vale la seguente formula:

$$\frac{dX(t)}{dt} = \left(\frac{dX(t)}{dt} \right)_{vc} + \left(\Sigma_j \pm G_j X_j \right)_{sc}$$

Nel caso dell'entropia:

$$\frac{dS(t)}{dt} = \left(\frac{dS(t)}{dt} \right)_{vc} + \left(\Sigma_j \pm G_j S_j \right)_{sc}$$

so che: $\Sigma_{irr} = \frac{dS_{irr}(t)}{dt}$ = flusso di entropia

2° principio: $\Delta S = \int_T \frac{\delta Q}{T} + S_{irr}$

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \phi(t) dt \rightarrow \frac{\delta Q}{dt} = \phi(t) \rightarrow \delta Q = \phi(t) dt \rightarrow Q = \int \delta Q \Rightarrow \int_{t_1}^{t_2} \delta Q = \int_{t_1}^{t_2} \phi(t) dt \Rightarrow \delta Q = \phi(t) dt$$

↓
definizione

$$\Delta S = \int \frac{\phi(t) dt}{T(t)} + S_{irr}$$

$$\frac{dS(t)}{dt} = \frac{\phi(t)}{T(t)} + \Sigma_{irr}$$

Quindi: $\frac{\phi(t)}{T(t)} + \Sigma_{irr} = \left(\frac{dS(t)}{dt} \right)_{vc} + \left(\Sigma_j \pm G_j S_j \right)_{sc} \rightarrow$ 2° principio per sistemi a deflusso

SIST = ~~box~~ bombola

quindi:

$$\frac{\phi(t)}{T_1} + \Sigma_{irr} = \left(\frac{dS}{dt} \right)_{vc} + G S_2$$

esce ϕ quindi S_2 perché stato 2

$$G = - \left(\frac{dH}{dt} \right)_{vc}$$

$$\frac{\phi(t)}{T_1} + \Sigma_{irr} = S_2 - S_1 + \left(\frac{dH}{dt} \right)_{vc}$$

$$\frac{\phi(t)}{T_1} + \Sigma_{irr} = \left(\frac{dS}{dt} \right)_{vc} - \left(\frac{dH}{dt} \right)_{vc} \cdot S_2 \rightarrow$$

integro anche i numeri

$$\frac{Q}{T_1} + S_{irr} = S_2 - S_1 - (H_2 - H_1) S_2$$

$$\frac{Q}{T_1} + S_{irr} = H_1 (S_2 - S_1) - H_1 S_2$$

$$\frac{Q}{T_1} + S_{irr} = H_1 S_2 - H_1 S_1 - H_2 S_2 + H_1 S_2$$

$$\frac{Q}{T_1} + S_{irr} = H_1 (S_2 - S_1) \rightarrow$$

relazione di Gibbs: $S_2 - S_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_p}{T} dT - R \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = -R \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right)$

$$\frac{Q}{T_1} + S_{irr} = -H_1 R \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$$

$$S_{irr} = 1,33 \text{ kJ/K}$$

(sempre baulabda)

1° principio per sistemi aperti a deflusso

$$\frac{d}{dt} \left(U + E_k + E_p \right) + \sum_j b_j (h + e_k + e_p)_j = 0$$

$-W_T = \frac{dU}{dt} + G_{hw}$ *uscita*

$W_T = 0$ perché non ci sono scambi termici

~~$-W_T = \frac{dU}{dt} + \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc} h_u \rightarrow$ integrale~~

~~$-I_T = (M_2 - M_1) + (M_2 - M_1) h_u$~~

~~$-I_T = (M_2 u_2 - M_1 u_1) + (M_2 - M_1) h_u \rightarrow M_1 = 0$~~

~~$-I_T = M_2 u_2 + M_2 h_u = M_2 (u_2 + h_u)$~~

$\frac{dU}{dt} = G_{hw}$ *uscita*

~~$\frac{dU}{dt} = G_{hw} = 0$~~

~~$\frac{dU}{dt} = G_{hw}$~~

~~$\frac{dU}{dt} = - \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc} h_u$~~

~~$u_2 - u_1 = (M_2 - M_1) c_p (T_u - T_c)$~~

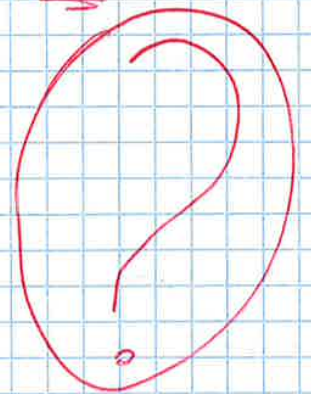
~~$u_2 - u_1 = 0$ perché $M_1 = 0$~~

~~$u_2 - u_1 = - (M_2 - M_1) c_p T_u$~~

~~$M_2 u_2 = M_2 c_p T_u$~~

~~$M_2 (u_2 + c_p T_u) = 0 \rightarrow u_2 = -c_p T_u$~~

perché si annulla?



* \rightarrow esempio generato: SIST. BOMBOLA

2° p. per sistemi aperti a deflusso: $\frac{\phi(T)}{T(t)} + \Sigma irr = \left(\frac{dS(t)}{dt} \right)_{vc} + \sum_j G_j S_j$

$\frac{\phi(T)}{T(t)} = 0$ perché adiabatico

$\Sigma irr = \left(\frac{d(S(T))}{dt} \right)_{vc} + G_u S_1 \rightarrow$ quando entra la portata G_2 ? Nello stato ① quasi S_1

$\Sigma irr = \left(\frac{dS(t)}{dt} \right)_{vc} + \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc} s_1$ $G = \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc}$ per il p. di conservazione della massa

Integro ambo i membri tra lo stato ① inizio accoppiamento e ② fine accoppiamento

$S_{irr} = S_2 - S_1 + (M_2 - M_1) s_1 \rightarrow S_{irr} = M_2 s_2 - M_1 s_1 + M_2 s_1 - M_1 s_1 = M_2 (s_2 - s_1) = M_2 c_p \log \frac{T_2}{T_1} = 83,2 \frac{J}{K}$

$s_2 - s_1 = c_p \log \frac{T_2}{T_1} + R \log \frac{P_2}{P_1}$ $T_2 = T_u$ $P_2 = 12 \text{ bar}$
 $T_1 = T_u$ $P_1 = 1$

Quindi

$$\left(\frac{dh}{dt}\right)_{vc} = \left(\frac{dH}{dt}\right)_{vc} \cdot h_u \rightarrow \text{integro tra gli stati iniziale e finale della bombola}$$

$$U_2 - U_1 = (M_2 - M_1)(h_u)$$

$$M_2 u_2 - M_1 u_1 = (M_2 - M_1) c_p T_u \quad M_1 = 0 \quad T_u = 606,11 \text{ K}$$

$$\left(\begin{array}{l} u_2 = c_v T_2 \\ h_u = c_p T_u \end{array} \right) \downarrow \text{gas ideale}$$

$$M_2 c_v T_2 = M_2 c_p T_u$$

$$T_2 = \frac{c_p}{c_v} T_u = \gamma T_u$$

→ eq di stato dei gas ideali nello stato finale del subottorio per ricavare la massa

$$p_2 V_2 = M R T_2 \rightarrow p_2 V_2 = M R \gamma T_u \rightarrow M = \frac{p_2 V_2}{R \gamma T_u} = 0,272 \text{ kg}$$

$$p_2 = 12 \text{ bar} \\ V_2 = V_1 \text{ perché hergido}$$

SIST. COMPRESSORE

→ lavoro perso per la compressione

È un lavoro tecnico: solo negativo perché è fornito dal sistema (compressore)

$$1^{\circ} \text{ p. per sistemi aperti a deflusso } \phi - W_t = \frac{d}{dt} (U + E_c + E_p + P_0 V) + \sum_j \dot{G}_j (h + e/c + e/p)_j$$

$\phi = 0$ adiabatico per cp

$\frac{d(\dots)}{dt} = 0$ perché stazionario

$$-W_t = G_u h_u - G_e h_e \quad G_u = G_e \text{ perché stazionario}$$

$$-W_t = G (h_u - h_e)$$

$$l_t = \frac{W_t}{G}$$

$$-l_t = h_u - h_e \rightarrow l_t = c_p (T_e - T_u) = -280,20 \text{ KJ/kg}$$

~~anche se il funzionamento è stazionario, G è comunque una grandezza che può~~

$l_t = \frac{W_t}{G}$ → meno che finisce nella bombola; altro meno che finisce dal compressore

$$M = M_2$$

$$l_t = -76,3 \text{ KJ} \rightarrow \text{RFC perché } < 0$$

SIST. SERBATOIO

→ entropia generata dal processo:

$$2^{\circ} \text{ p. per sist aperti a deflusso: } \frac{\phi}{T(t)} + S_{irr} = \left(\frac{dS(t)}{dt} \right)_{vc} + (\sum_j \dot{G}_j s_j)_{sc} \quad = 0 \text{ adiabatico}$$

$$S_{irr} = S_2 - S_1 = (M_2 - M_1) (s_2 - s_1)$$

$$S_{irr} = M_2 s_2 - M_1 s_1 - M_2 s_2 + M_1 s_1$$

$$S_{irr} = (M_2 - M_1) s_1$$



entropia con $P_2 = 21 \text{ bar}$

So che $v_2 = v_1 = 0,018 \text{ m}^3/\text{kg}$

Ma so che $\begin{cases} v_2 \leq v_{2e} \rightarrow \text{liquido sottoraffreddato} \\ v_2 < v_2 < v_{2v} \rightarrow \text{vapore umido} \\ v_2 > v_{2v} \rightarrow \text{vapore sottoraffreddato surriscaldato} \end{cases}$

$v_{2v} = 0,0911 \text{ m}^3/\text{kg}$

$v_{2e} = 0,0017809 \text{ m}^3/\text{kg}$

$v_2 < v_2 < v_{2v} \Rightarrow$ vapore umido

→ lo stato ② è necessariamente all'interno della curva limite perché il titolo varia tra 0,01 e 0,9?

~~$x_2 = \frac{v_2 - v_{2e}}{v_{2v} - v_{2e}} = 0,1791$~~

$x_2 = \frac{v_2 - v_{2e}}{v_{2v} - v_{2e}} = 0,1791$

leggo i valori da tabella

$\begin{cases} h_{2e} = 970,920 \\ h_{2v} = 2799 \\ s_{2e} = 2,170201 \\ s_{2v} = 6,32 \end{cases}$

$u_2 = h_2 - p_2 v_2 = 1218,9 \text{ kJ/kg}$

1° principio per sistemi chiusi: $Q - W = \Delta U = (U_2 - U_1)$

$Q_{12} = M_1 (u_2 - u_1) = 6515 \text{ kJ}$

perché tra 1 e 2 il sistema (ovvero la calupola è chiusa)

→ stato ③

stessi parametri stato ②

$v_3 = (1 - x_3) v_{2e} + x_3 v_{2v} = 0,08556 \text{ m}^3/\text{kg}$

$h_3 = (1 - x_3) h_{2e} + x_3 h_{2v} = 2611,7 \text{ kJ/kg}$

$s_3 = (1 - x_3) s_{2e} + x_3 s_{2v}$

$s_3 = (1 - x_3) s_{2e} + x_3 s_{2v} = 5,9364 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

$u_3 = h_3 - p_3 v_3 = 2432,0 \text{ kJ/kg}$

$M_3 = \frac{v_3}{v_3} = 1,153 \text{ kg}$

quindi: $\Delta H = H_1 - H_3 = 6,593 \text{ kg}$

→ trasformazione 2-3 (sta calupola aperta, sistema aperto)

2° principio:

$\phi - W_t = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{vc} + \sum_j \dot{Q}_j \left(\frac{1}{T_j} - \frac{1}{T_0} \right) + \sum_j \dot{G}_j h_j$

↳ perché è isolata $\Rightarrow \dot{Q} = 0 \Rightarrow W_t = 0$

$\phi = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{vc} - \left(\frac{dH}{dt} \right)_{vc} (h_{2v}) \rightarrow$ perché esce vapore integro anche i numeri

$Q_{23} = M_3 u_3 - M_2 u_2 - (M_3 - M_2) h_{2v} = 12519 \text{ kJ}$

$Q_{TOT} = Q_{12} + Q_{23} = 19064 \text{ kJ}$

* Per sistemi chiusi:

$\Delta S = \int \frac{\delta Q}{T} + \Delta S_{irr}$

$S_{irr} = \Delta S - \int \frac{\delta Q}{T} = \Delta S - \frac{Q_{12}}{T_s} = 2,78 \text{ kJ/K}$

quindi $S_{irr} = 1,95 \text{ kJ/K} > 0$

ENTROPIA

2° principio per sistemi aperti (trasf 2-3)

$\frac{\phi(t)}{T} + \sum_{irr} = \left(\frac{dS}{dt} \right)_{vc} + \sum_j \dot{G}_j$

$\frac{\phi(t)}{T} + \sum_{irr} = \left(\frac{dS}{dt} \right)_{vc} + \dot{G} (S_{2v}) \rightarrow$ perché esce solo vapore

$\dot{G} = - \left(\frac{dH}{dt} \right)_{vc}$

$\frac{\phi(t)}{T} + \sum_{irr} = \left(\frac{dS}{dt} \right)_{vc} - \left(\frac{dH}{dt} \right)_{vc} s_{2v}$

$\frac{Q_{23}}{T_s} + \sum_{irr} = S_2 - S_1 - (M_2 - M_1) s_{2v} \rightarrow \sum_{irr} = 2,13 \text{ kJ/K}$

(T_s) \rightarrow temperatura

negativo perché ceduto all'ambiente esterno!

(trasf 1-2) \rightarrow chiuso *

$L_i = L_o = 0$ perché il pistone è un corpo rigido
 $L_a = 0$ per ipotesi
 $\Delta E_c = 0$ perché ① e ② sono stati di eq.

$L_t = -\Delta E_p$

$\Delta E_p = g \cdot M_p \Delta z_p = g \cdot M_p (z_2 - z_1)_p$ $z_2 > z_1$

$\rightarrow \Delta z_p = ?$

So che $V_1 = 0,08 \text{ m}^3$

$z_1 = \frac{V_1}{S_p} = 0,08 \text{ m}$

$\Rightarrow \Delta z_p = 0,336 \text{ m}$

$z_2 = \frac{V_2}{S_p} = \frac{5V_1}{S_p} = 0,4 \text{ m}$

$\Rightarrow \Delta E_p = 1648,08 \text{ J} = 1,648 \text{ kJ}$

$L_t = -\Delta E_p = -1,648 \text{ kJ} \rightarrow$ **AFC** perché l'espansione rende il pistone sempre lavoro, in quanto, il gas espandendosi cede lavoro al gas.

Dal punto di vista del pistone, il lavoro è svolto
Dal punto di vista del gas il lavoro è ceduto

$L_p = -L_o \rightarrow L_o = 1,648 \text{ kJ}$

③ SISTEMA GAS

Completamente il gas compie lavoro: $L_o =$ quota scambiata con il grave +
 netto quota scambiata con il pistone

$L_{o, \text{netto}} = 0,407 \text{ kJ}$

principio di conservazione dell'energia cinetica: $(L_i = L_t + L_o + \frac{1}{2} m v^2 + \Delta E_c + \Delta E_p)$

tutto riferito al gas

$\Delta E_c = 0$ perché stato ① e ② di eq.

$\Delta E_p \approx 0$ perché $\Delta z_g \rightarrow 0$ (assunzioni)

Il gas nello stato ① occupa una altezza, all'interno del cilindro di:

$h_1 = \frac{V_1}{S_p} = 0,086 \text{ m}$

quindi il baricentro del gas è $\frac{h_1}{2} = z_1 = 0,043 \text{ m}$

$\Rightarrow \Delta z_g = z_2 - z_1 = 0,063 \text{ m}$

Nello stato ② $\rightarrow h_2 = \frac{V_2}{S_p} = 0,215 \text{ m} \Rightarrow z_2 = \frac{h_2}{2} = 0,1075 \text{ m}$

quindi $\Delta E_p = M_g \cdot g \cdot \Delta z_g = 0,063 \text{ J} \rightarrow 0 \Rightarrow \Delta E_p \approx 0$

$L_i = L_t + L_o$
 il $L_{o, \text{netto}}$

$L_{o, \text{gas}} =$ lavoro di deformazione $= P_o \Delta V = P_o h V_1 = 33,76 \text{ kJ}$

$L_i = 34,17 \text{ kJ}$

Per definizione

$$\rho_a = \rho_g A_1 w_1$$

$$A_1 = \frac{\rho_a}{\rho_1 w_1}$$

$$p_1 = \frac{1}{v_1}$$

$$p_1 v_1 = RT_1 \rightarrow v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = 0,078 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_1 = 12,763 \text{ kg/m}^3$$

$$A_1 = 87,06 \text{ m}^2$$

C28

- Dati:

Aria

$p_1 = 1 \text{ bar} \rightarrow$ compressione $\rightarrow p_2 = 8 \text{ bar}$

$T_1 = 0^\circ\text{C}$

gas ideale

trasm. reversibili

? $l_{t,c}$ trasformazione isoterma
i. adiabatica

Aria: $\gamma = 1,4$

$$M_a = 28,96 \text{ kg/kmol}$$

$$R = 287,059 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

A) transf. isoterma

il lavoro totale di compressione è un lavoro ricevuto fornito dall'esterno quindi è lavoro onerato dal compressore (<0)

$$l_t = \int_{T_1}^T v dp \rightarrow \text{devo scrivere } v = v(p)$$

$T_A =$ isoterma

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \text{ perché isoterma}$$

$$p_1 v_1 = RT_1 \rightarrow v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = 0,78 \text{ h m}^3$$

$$v_2 = \frac{p_1}{p_2} v_1 = 0,098 \text{ m}^3 \rightarrow \text{RFE perché ho compresso il gas quindi } v_1 > v_2 \rightarrow \text{NESSUNO NE LO HA CHIESTO!}$$

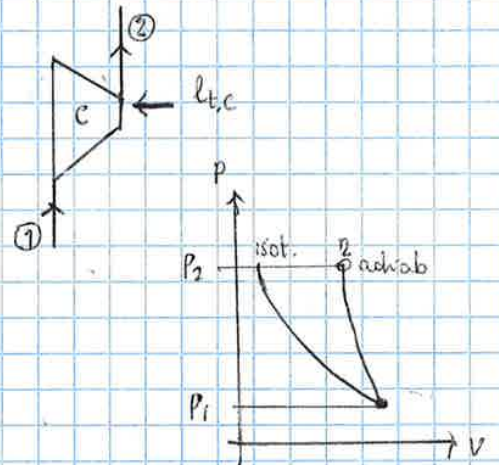
~~il principio per sistemi aperti a deflusso: $\dot{\phi} - \dot{W}_t = \frac{d}{dt} (U + E_c + E_p + \rho_0 V) + \sum_{vc} \dot{E}_j (h + e_c + e_p)_j$~~

~~$\frac{d}{dt} (\dots) = 0$ perché funzionamento stazionario~~

$$p v = p_1 v_1 \rightarrow v = \frac{p_1 v_1}{p} \quad (p_1 v_1 = RT_1)$$

$$l_t = - \int_{T_1}^T \frac{p_1 v_1}{p} dp = - p_1 v_1 \int_{p_1}^{p_2} \frac{1}{p} dp = - p_1 v_1 \log \frac{p_2}{p_1} = - RT_1 \log \frac{p_2}{p_1} = -163 \text{ kJ/kg} \rightarrow \text{RFE perché } l_t < 0$$

Perché è isoterma $T_1 = T_2$



Posso ricavare $M_A = M$ perché (A) è reversibile \Rightarrow eq di stato dei gas ideali

$p_A V_A = nRT_A \rightarrow n = 0,1956 \text{ kg}$ \rightarrow massa totale iniziale di gas contenuta in (A) ^{nello} stato (1)

(A) sistema A

1° principio per sistemi a deflusso: $\frac{dU}{dt} + G_{in} h_e = 0$

$\left(\frac{dU}{dt}\right)_{vc} + G_{in} h_e = 0$

- (1) A) $T_A = 22^\circ\text{C}$ B) $V_B = 2V_A$
 $M_A = ?$ $M_B = 0$
 $P_A = 12 \text{ bar}$
 $V_A = 0,2 \text{ m}^3$
- (2) A) $P_A = 1 \text{ bar}$ B) $P_B = P_A$
 T_A
 V_A

~~principio di conservazione della massa~~

* Piana Ricavo $P_2 = 1 \text{ bar}$

A è adiabatica reversibile.

$T_1 p_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_2 p_2^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$

$T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 215,61 \text{ K} \rightarrow 1_{A,2}$ $\leftarrow T_{A1}$ perché $\frac{pV}{n} = \frac{nRT}{n}$ diminuisce la pressione

Riapplico l'eq di stato nello stato A(2)

$p_2 V_2 = n_2 R T_2$ $V_2 = 0,2 \text{ m}^3 = V_{A1}$ perché rigido

$M_{A2} = 0,089 \text{ kg}$

$M_{B2} = M - M_{A2} = 0,1065 \text{ kg}$

* Ricavo P_2 che è già stata utilizzata nelle formule di sopra

$P_{A2} = P_{B2}$
 $V_{A2} = 2V_{B2}$

1° principio per sistemi

~~principio di conservazione dell'Ec = $K_i = \frac{1}{2} m v^2 + \frac{1}{2} I \omega^2 + \frac{1}{2} c v^2 + \frac{1}{2} c \omega^2$~~

~~$p_2 V_2 = nRT_2$~~

1° p. per sistemi a deflusso: $\left(\frac{dU}{dt}\right)_{vc} + G_{in} h_e = 0$

~~$\left(\frac{dU}{dt}\right)_{vc} = -G_{in} h_e$~~

p. conservazione dell'energia $\left(\frac{dE}{dt}\right)_{vc} + G = 0$ $G = -\left(\frac{dE}{dt}\right)_{vc}$

~~$u_{2A} - u_{1A} = (P_{2A} - P_{1A}) v_{he}$~~

~~$M_2 u_2 - M_1 u_1 = (M_2 - M_1) h_e$~~

~~$u_2 = \frac{c_v T_2}{\gamma}$~~

~~$M_2 c_v T_2 - M_1 c_v T_1 = (M_2 - M_1) c_p T_e$~~

$$H_{2A} u_{2A} - H_{1A} u_{1A} + H_{2B} u_{2B} = 0$$

$$(H_{2A} T_{2A} - H_{1A} T_{1A} + H_{2B} T_{2B}) = 0 \quad \text{divido per } cv$$

2.A) stato di equilibrio: $p_{2A} V_{2A} = H_{2A} R T_{2A} \rightarrow H_{2A} T_{2A} = \frac{p_{2A} V_{2A}}{R} = \frac{p_2 V_2}{R}$

1.A) stato di equilibrio: $p_{1A} V_{1A} = H_{1A} R T_{1A} \rightarrow H_{1A} T_{1A} = \frac{p_{1A} V_{1A}}{R} = \frac{p_1 V_1}{R}$

2.B) stato di equilibrio: $p_{2B} V_{2B} = H_{2B} R T_{2B} \rightarrow H_{2B} T_{2B} = \frac{p_{2B} V_{2B}}{R} = \frac{p_2 V_2}{R}$
 (anche se reversibile!)

quindi

$$p_2 V_2 - p_{1A} V_1 + p_2 V_2 = 0$$

$$3p_2 - p_1 = 0$$

$$p_2 = \frac{p_1}{3} = 1,66 \text{ bar} \rightarrow \text{pressione di equilibrio} \rightarrow \text{RFC perché } p_{1A} > p_{1A}$$

Adesso posso finalmente ricavare, con le formule usate in precedenza,

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 215,6 \text{ K} \rightarrow \text{app. l'eq. dell'ad. allo stato al recipiente (A)}$$

RFC perché $p_{1A} > p_{2A} \Rightarrow T_{1A} > T_{2A}$

Applico l'eq. di stato per trovare H_{2A}

$$p_{2A} V_{2A} = H_{2A} R T_{2A} \rightarrow H_{2A} = 0,089 \text{ kg}$$

per la conservazione della massa $H_{2B} = H_{1A} - H_{2A} = 0,1086 \text{ kg}$

Lo stato 2 in B è di equilibrio \Rightarrow applico l'eq. di stato per ricavare T_{2B}

$$p_{2B} V_{2B} = H_{2B} R T_{2B} \rightarrow T_{2B} = \frac{p_{2B} V_{2B}}{R H_{2B}} = 361,05 \text{ K}$$

RFC perché $T_1 = T_{eq} = \frac{T_{1A} H_{1A} + H_{2B} T_{2B} + H_{2A} T_{2A}}{H_{1A} + H_{2B} + H_{2A}} = 22^\circ \text{C}$
 dall'eq. (1) \uparrow

\rightarrow entropia generata nel processo

(A) $\Delta S = 0$ perché reversibile

(B) $\Delta S = s_2 - s_1 = cv \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}$

Relazione di Gibbs: $ds = \left(\frac{ds}{dT} \right) dT + \left(\frac{ds}{dp} \right) dp$

$$\left(\frac{ds}{dT} \right) = \frac{cv}{T}$$

ENTROPIA

Relazione di Gibbs: $ds = cv \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}$ $ds = cv \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}$

$$s_2 - s_1 = cv \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$$H_{2B} = H_{1B} \Rightarrow s_2 - s_1 = cv \ln \frac{T_{2B}}{T_{1B}} - R \ln \frac{p_{2B}}{p_{1B}} = s_{2B} - s_{1B} = cv \ln \frac{T_{2B}}{T_{1B}} - R \ln \frac{p_{2B}}{p_{1B}} = 0 \text{ rigido}$$

$\frac{T_{2B}}{T_{1B}} = \frac{361,05}{215,6}$

②

→ variazione di entropia del gas

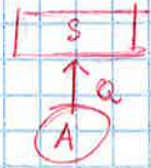
$$\Delta S_{\text{gas}} = n \bar{c}_p \log \frac{T_2}{T_1} - n \bar{R} \log \frac{p_2}{p_1} = n \bar{R} \log 2 \rightarrow \Delta S_{\text{gas}} > 0$$

$T = \text{costante} \Rightarrow$ isoterma

→ variazione di entropia dell'ambiente

vedo l'ambiente esterno come ~~una~~ una sorgente che fornisce calore al sistema.

lo immagino come un termometro a temperatura costante cioè per cedendo calore al gas, l'ambiente non varia la sua temperatura cioè la variazione di temperatura è infinitesima perciò il gas e l'ambiente hanno stessa temperatura

GIUSTO?

$$\Delta S_A = \frac{Q}{T_A}$$

perché è calore ceduto dall'ambiente

$$\Delta S_A = -n \bar{R} \bar{K} \left(\frac{1}{p_2} - \frac{1}{p_1} \right) \quad T_1 = T_0 \quad \frac{1}{p_2} - \frac{1}{p_1} = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} = \frac{1}{2}$$

$$= -\frac{\bar{R}}{2} \quad \text{variazione entropia ambiente}$$

< 0 ??

$$\Delta S_{\text{TOT}} = \Delta S_{\text{gas}} + \Delta S_A = n \bar{R} \left(\log 2 - \frac{1}{2} \right) = \bar{R} \left(\log 2 - \frac{1}{2} \right) > 0 \quad \text{RFC}$$

flusso di entropia

2° principio per sistemi aperti a deflusso

$$\sum_k \left(\frac{\dot{\Phi}_k}{T_k} \right) + \dot{\Sigma}_{irr} = \left(\frac{dS}{dt} \right)_{vc} + \sum_j \dot{G}_j s_j$$

condizione stazionaria

potenza termica del sole la temperatura a cui è ~~scambiata~~ ^{disponibile} la potenza considerata

$$\frac{\dot{\Phi}_a}{T_{HS}} - \frac{\dot{\Phi}_b}{T_{LS}} + \dot{\Sigma}_{irr} = G_{01} s_{01} + G_{02} s_{02} - G_c s_i$$

$$\frac{\dot{\Phi}_a}{T_{HS}} - \frac{\dot{\Phi}_b}{T_{LS}} + \dot{\Sigma}_{irr} = G_{01} s_{01} + G_{02} s_{02} - G_{01} s_i - G_{02} s_i$$

$$\dot{\Sigma}_{irr} = \frac{\dot{\Phi}_b}{T_{LS}} - \frac{\dot{\Phi}_a}{T_{HS}} + G_{01} (s_{01} - s_i) + G_{02} (s_{02} - s_i) = 928,50 \text{ W/K} > 0$$

$$s_{01} - s_i = c_p \log \frac{T_{01}}{T_i} + R \log \frac{p_{01}}{p_i} = 119,68 + 5,544 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

$$s_{02} - s_i = c_p \log \frac{T_{02}}{T_i} + R \log \frac{p_{02}}{p_i} = 316,368 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

Divisato due volte insieme è isobaro ovvero $P_1 = P_2$

$$\textcircled{1} P_1 V_1 = R_1 H_1 T_1 \rightarrow P_1 (V_A + V_B) = (R_A M_A + R_B M_B) T_1 \rightarrow P_1 = \frac{(R_A M_A + R_B M_B) T_1}{V_A + V_B}$$

$\textcircled{2}$ applico separatamente l'eq di stato al gas A e al gas B

$$\frac{P_{A,2}}{V_A}$$

$$P_{A,2} V_A = M_A R_A T_2$$

$$P_{B,2} V_B = M_B R_B T_2$$

→ somma membro a membro: $(P_{A,2} V_A) + (P_{B,2} V_B) =$

$$\frac{P_{A,2}}{V_A} = \frac{M_A R_A T_2}{V_A}$$

→ somma membro a membro: $P_{A,2} + P_{B,2} = \frac{(M_A R_A + M_B R_B) T_2}{V_A + V_B}$

$$\frac{P_{B,2}}{V_B} = \frac{M_B R_B T_2}{V_B}$$

ora: $P_{A,2} + P_{B,2} = P_2$ la pressione a cui si trova la miscela è la somma delle pressioni totali particelle dei singoli componenti

infatti:

per il principio di conservazione della massa: $M_2 = M_{A,2} + M_{B,2}$

→ eq di stato per la miscela: $P_2 V_2 = M_2 R T_2 \rightarrow M_2 = \frac{P_2 V_2}{R T_2}$

$$M_2 = M_{A,2} + M_{B,2} =$$

$$\Rightarrow P_{A,2} \frac{V_A}{R_A T_2} + P_{B,2} \frac{V_B}{R_B T_2} = P_2 \frac{V_2}{R T_2} \Rightarrow P_2 = P_{A,2} + P_{B,2}$$

Quindi

$$\frac{P_2}{V_A + V_B} = \frac{(R_A M_A + R_B M_B) T_2}{V_A + V_B} = P_1 \rightarrow \text{nello stato } \textcircled{1} \text{ entrambi i gas hanno pressione uguale a } \textcircled{2}$$

→ $S_2 - S_1 = ?$ relazione di Gibbs

$S_1 = S_{A+B} =$ → particelle formano una miscela

$= (M_A + M_B) (S_{A+B}) = (M_A + M_B) (x_A S_{A,1} + x_B S_{B,1}) =$ → l'entropia totale di una miscela di gas ideali è uguale alla somma delle entropie parziali dei singoli gas

$$\Rightarrow S_{A,1} = C_{p,A} \log \frac{T_1}{T_0} - R_A \log \frac{P_{A,1}}{P_0}$$

$$S_{B,1} = C_{p,B} \log \frac{T_1}{T_0} - R_B \log \frac{P_{B,1}}{P_0}$$

quando costituiscono una miscela dove mettono le pressioni parziali

$$S_1 = (M_A + M_B) \left(\frac{M_A}{M_A + M_B} \cdot S_{A,1} + \frac{M_B}{M_A + M_B} \cdot S_{B,1} \right) =$$

$$= M_A \cdot S_{A,1} + M_B \cdot S_{B,1} =$$

$$= M_A \cdot (C_{p,A} \log \frac{T_1}{T_0} - R_A \log \frac{P_{A,1}}{P_0}) + M_B (C_{p,B} \log \frac{T_1}{T_0} - R_B \log \frac{P_{B,1}}{P_0})$$

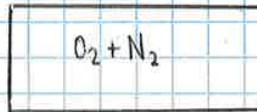
⑥ dati:

2 mol di O_2 (32 kg/kmol)
 1 mol di N_2 (28 kg/kmol)
 $T_1 = 1000 K$
 $V_{1,O_2} = 3 m^3$
 $V_{1,N_2} = 5 m^3$

contenitore rigido e adiabatico
 contenitore rigido e adiabatico
 processo di mescolamento isotermo
 CALCOLARE ΔS di mescolamento



①



②

Per ipotesi: $S_{1,O_2} + S_{1,N_2} = S_1$
 $S_{2,O_2} + 2N_2 = S_2$

$$S_2 - S_1 =$$

$$S_1 = S_{1,O_2} + S_{1,N_2} = n_{1,O_2} \left(c_p \log \frac{T_1}{T_0} - \bar{R} \log \frac{p_{1,O_2}}{p_0} \right) + n_{1,N_2} \left(c_p \log \frac{T_1}{T_0} - \bar{R} \log \frac{p_{1,N_2}}{p_0} \right)$$

$$S_{1,O_2} = n_{1,O_2} \left(c_p \log \frac{T_1}{T_0} - \bar{R} \log \frac{p_{1,O_2}}{p_0} \right)$$

$$S_{1,N_2} = n_{1,N_2} \left(c_p \log \frac{T_1}{T_0} - \bar{R} \log \frac{p_{1,N_2}}{p_0} \right)$$

$$S_2 = S_{2,O_2 + 2N_2} =$$

$$= (n_{2,O_2} + n_{2,N_2}) S_{2,O_2 + 2N_2} = (n_{2,O_2} + n_{2,N_2}) (x_{2,O_2} S_{2,O_2} + x_{2,N_2} S_{2,N_2})$$

$$x_{2,O_2} = \frac{n_{2,O_2}}{n_{2,O_2} + n_{2,N_2}}$$

$$x_{2,N_2} = \frac{n_{2,N_2}}{n_{2,O_2} + n_{2,N_2}}$$

faccio i calcoli con la molla, poi a vuoto + molla

$$\rightarrow S_2 - S_1 =$$

S_1 = entropia allo stato iniziale
 i gas sono separati, non occupano volumi ben noti

$$S_1 = S_{O_2,1} + S_{N_2,1}$$

$$\rightarrow S_{O_2,1} = n_{O_2} S_{O_2,1} = n_{O_2} \left(c_{v,O_2} \log \frac{T_1}{T_0} - R_{O_2} \log \frac{V_{1,O_2}}{V_0} \right)$$

$$\rightarrow S_{N_2,1} = n_{N_2} S_{N_2,1} = n_{N_2} \left(c_{v,N_2} \log \frac{T_1}{T_0} + R_{N_2} \log \frac{V_{1,N_2}}{V_0} \right)$$

$$S_1 = n_{O_2} \left(c_{v,O_2} \log \frac{T_1}{T_0} - R_{O_2} \log \frac{V_{1,O_2}}{V_0} \right) + n_{N_2} \left(c_{v,N_2} \log \frac{T_1}{T_0} + R_{N_2} \log \frac{V_{1,N_2}}{V_0} \right)$$

S_2 = entropia allo stato finale

$$S_2 = S_{O_2 + N_2} = (n_{2,O_2} + n_{2,N_2}) S_{2,O_2 + 2N_2} = (n_{2,O_2} + n_{2,N_2}) (x_{2,O_2} S_{2,O_2} + x_{2,N_2} S_{2,N_2})$$

$$x_{2,O_2} = \frac{n_{2,O_2}}{n_{2,O_2} + n_{2,N_2}}$$

$$x_{2,N_2} = \frac{n_{2,N_2}}{n_{2,O_2} + n_{2,N_2}}$$

$$S_{2,O_2} = c_v \log \frac{T_2}{T_0} + R_{O_2} \log \frac{V_2}{V_0}$$

Dh) dati:

$$V_1 = 1 \text{ m}^3$$

$$T_1 = 100^\circ\text{C}$$

$$p_1 = 450 \text{ bar}$$

recipiente rimbombante isolato

vapore d'acqua ①

vapore saturo secco ②

trasformazione reversibile

- massa spollata = 76% di quella iniziale

$$T_2 = ?, p_2 = ?$$

$$G_a = G_s + G_{bp}$$

$$G_s = G_a - G_{bp}$$

- bilancio di energia sul VC, T

poteri = scambiatori di sono adiabatica verso l'esterno, quindi i flussi di entalpia in uscita = flussi di entalpia in entrata

$$G_{bp} \cdot h_H + G_s h_s = (G_s + G_{bp}) h_1$$

$$\frac{G_{bp}}{G_s} = \frac{h_1 - h_s}{h_H - h_1} = f_{bp} \rightarrow \text{fattore di bypass} = \text{indica la portata che viene bypassata rispetto alla portata di aria che attraversa lo scambiatore}$$

$$\frac{G_{bp}}{G_a} = \frac{h_1 - h_s}{h_H - h_s} = \hat{f}_{bp} = \frac{f_{bp}}{f_{bp} + 1}$$

$f_{bp} = 0$ caso ideale $0 < f_{bp} < 1$

- bilancio di massa (ovviamente solo sul vapore perché l'aria secca non si modifica attraversando lo scambiatore)

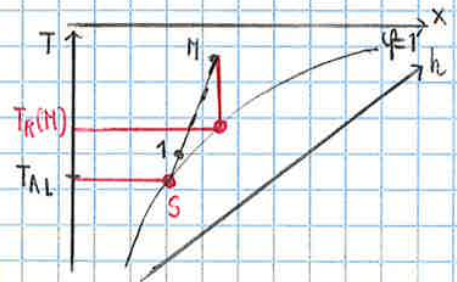
somma di flussi di vapore = somma di flussi di vapore in uscita

$$G_{bp} X_H + G_s X_s = G_a X_1 = (G_{bp} + G_s) X_1$$

$$\frac{G_{bp}}{G_s} = \frac{X_1 - X_s}{X_H - X_1} = f_{bp}$$

quindi: $f_{bp} = \frac{h_1 - h_s}{h_H - h_1} = \frac{X_1 - X_s}{X_H - X_1} \Rightarrow h_1 = h_s + \left[\frac{X_1 - X_s}{X_H - X_1} \right] (h_H - h_s)$

- In fatto rispetto la temperatura delle alette + condizioni M, la temperatura delle alette è inferiore alla temperatura di rugiada dello stato M. quindi la scelta della temperatura dello scambiatore è dipendente dalla condizione M che voglio ~~per~~ deumidificare



L'aria passando sopra la sup. elettata lascia la condensa quindi l'aria risulta satura ($\phi = 1$)

Posso scrivere

$$\frac{h_1 - h_s}{X_1 - X_s} = \frac{h_H - h_1}{X_H - X_1} \Rightarrow \text{lo stato M, S, 1 sono sulla stessa retta (legame di tipo lineale) retta congiungente M con S}$$

→ PORTATA ARIA DI RICAMBIO

$$G_R = \frac{p}{p_A} \cdot 2V = 0,12 \text{ kg/s}$$

→ convertito portata volumica in portata massica 2V è # l'aria di ricambio

quello che espello

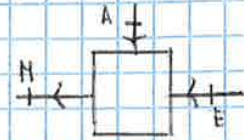
per esprimere la portata in kg/s

$$p \cdot V_A = RT$$

$$V_A = \frac{RT}{p_A} \rightarrow p_A = \frac{1}{V_A} = 1,18 \text{ kg/m}^3$$

→ **BILANCIO DI ENERGIA E MASSA PER IL MISCELATORE**

Ip: la miscelazione è adiabatica



$$(G_A - G_R) h_A + G_E h_E = G_A h_M \quad (\text{dal I principio per sistemi a deflusso})$$

$$G_E = G_R$$

$$(G_A - G_R) h_A + G$$

$$(G_A - G_R) h_A + G_R h_E = G_A h_M$$

$$G_A X_M = G_R X_E + (G_A - G_R) X_A \rightarrow \text{bilancio di massa intermedia di vapore}$$

$$h_M = \frac{G_R h_E + (G_A - G_R) h_A}{G_A}$$

$$X_M = \frac{G_R X_E + (G_A - G_R) X_A}{G_A}$$

$$X_E = 0,622 \frac{p_E p_s(T_E)}{p_E - p_E p_s(T_E)}$$

$p_s(T_E) = 0,05318 \text{ bar}$ da tabelle di proprietà

$$h_E = c_{pA} T_E + X_E (k_0 + c_{pV} T_E) = 91,83 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_M = 56,757 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \quad X_M = 0,012 \text{ kg v / kg a.s.}$$

$$f_{bp} = \frac{h_M - h_s}{h_M - h_1}$$

Suotane

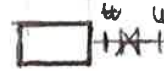
Riempimento/Svuotamento di un serbatoio

- fluido in ingresso forzata $\Rightarrow h = \text{cost}$

per lo svuotamento:

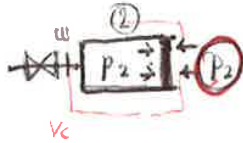
- se isoterma: $h_u = \text{cost}$

$T_1 = T_2 = T_u$ per gas ideale



- se adiabatico: si adatta il modello a flusso uniforme
 $h_u = \text{cost}$

dispositivo cilindro pistone: ipotizzo di raccogliere tutta la massa uscente dalla bombata nel dispositivo c-p



gas ideale
 \Downarrow
 $T_u = \text{cost}$

$h_u = \text{cost}$

trasformazione $p = \text{cost} = p_2$ (finale nel serbatoio)
 $T = \text{cost}$

$W_{ext} = 0$ perché non ci sono scambi termici

$W_{ext} = 0$ perché l'unico lavoro è quello di deformazione

$p_2 V \neq 0$

$$\phi - \psi_c = \frac{d}{dt} (u + \frac{1}{2}c^2 + Ep + p_2 V) + \sum_j \pm G_j (h + c_j^2 + c_p) \rightarrow 1^\circ \text{ principio per sistemi a defluno applicato al dispositivo c-pistone}$$

$$0 = \frac{d}{dt} (u + p_2 V) - G_u h_u$$

principio di conservazione della massa $\left(\frac{dM}{dt}\right)_{V_c} = G_u$

$$0 = \Delta(u + p_2 V) - (M_2 - M_1) h_u$$

$$0 = u_2 - \frac{u_1}{2} + p_2 (V_2 - \frac{V_1}{2}) - (M_2 - M_1) h_u \rightarrow c-p$$

$M_1 = V_1 = 0$ perché inizialmente il dispositivo c-p è vuoto

$$0 = u_2 + p_2 V_2 - M_2 h_u$$

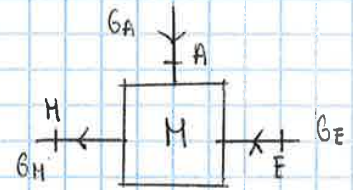
$$0 = M_2 h_2 - M_2 h_u$$

$$(h_2 = h_u)$$

Esercizio TA - TC
prof. Walter Bialotto

DB) Dati:

$G_A = 1,09 \text{ Kg/s}$ $G_E = 0,12 \text{ Kg/s}$ $p = p_{atm} = 101325 \text{ Pa}$
 $T_A = 26^\circ\text{C}$ $T_E = 31^\circ\text{C}$
 $\varphi_A = 50\%$ $\varphi_E = 70\%$



miscelazione adiabatica

1° principio applicato al miscelatore
 $\phi - \psi_f = \frac{d}{dt} (\dots)_{ve} + \sum_j \pm G_j (h + e_c + e_p)_j$
 $\dot{=} 0$ stazionario

$\phi = 0$ adiabatico
 $\psi_f = 0$ perché isobaro

$\sum_j \pm G_j h_j = 0 \Rightarrow$ flusso di entalpia in entrata = flusso di entalpia in uscita

$G_A h_A + G_E h_E = G_H h_H$

$G_H = G_A + G_E$ per conservazione della massa: infatti si ha $\sum_j G_j = 0$

$h_H = \frac{G_A h_A + G_E h_E}{G_A + G_E}$

\rightarrow devo ricavare h_A

$h_A = c_{p,A} (T_A - T_0) + X_A (r_0 + c_{p,v} (T_A - T_0)) \rightarrow$ $r_0 = 2500 \text{ kJ/kg}$
 $c_{p,A}, c_{p,v}$ espressi in $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$

devo ricavare X_A

$c_{p,A} = 1,00 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ aria secca
 $c_{p,v} = 1,90 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ vapore acqueo

$X_A = \frac{M_v}{M_a} = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v}$

$\varphi_A = \frac{p_v}{p_s(T_A)} \Rightarrow p_v = \varphi_A p_s(T_A) \Rightarrow X_A = 0,622 \frac{\varphi_A p_s(T_A)}{p - \varphi_A p_s(T_A)} = 0,0105 \text{ kg}_v / \text{kg}_a$

$\Rightarrow h_A = 52,77 \text{ kJ/kg}$

\rightarrow devo ricavare h_E

con analoghe formule: $X_E = 0,0237 \text{ kg}_v / \text{kg}_a$

$h_E = 91,78 \text{ kJ/kg}$

$\Rightarrow h_H = 57,0 \text{ kJ/kg}_a$

- bilancio della massa: in termini di vapore

$G_E X_E + G_A X_A = G_H X_H$

$X_H = \frac{G_E X_E + G_A X_A}{G_E + G_A} = 11,80 \text{ g}_v / \text{kg}_a$

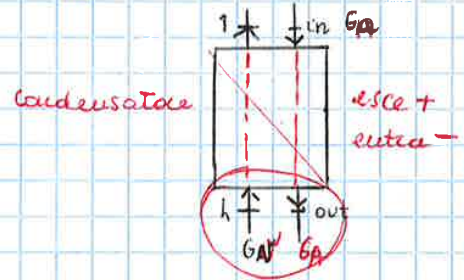
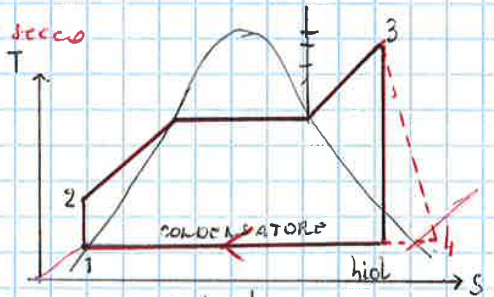
Per ricavare la temperatura della miscela:

$h_H = c_{p,a} (T_H - T_0) + X_H (r_0 + c_{p,v} (T_H - T_0)) = c_{p,a} T_H + X_H (r_0 + c_{p,v} T_H) \Rightarrow T_H = \frac{h_H - r_0 X_H}{c_{p,a} + c_{p,v} X_H}$

F2) Dati:

$G_A = 5300 \text{ t/h} \rightarrow 1 \text{ t} = 10^3 \text{ Kg}$
 $T_{A \text{ int}} = 45^\circ\text{C}$
 $T_{A \text{ out}} = 90^\circ\text{C}$
 $p_c = 1 \text{ bar}$
 $p_v = 4,0 \text{ bar}$
 $W_t = 8 \text{ MW}$

p_c : ingresso condensatore = v. sat secco



Scambiatore di calore isobaro e adiabatico

Per ip:

la potenza ceduta dal vapore viene assorbita dall'acqua

$$\Phi_A + \Phi_V$$

Il principio per sistemi aperti (condensatore)

$$\Phi - W_t = \frac{d}{dt} (U + E_c + E_p + P_0 V) + \sum_j \dot{G}_j (h_j + e_c + e_p)_j$$

$\dot{Q} = 0$ $\dot{W} = 0$ stazionario

$$W_{tA} = -W_{tV}$$

$$W_t = W_{tA} + W_{tV} = 0$$

per i poteri

$$G_A h_{p, \text{out}} - G_A h_{p, \text{in}} + G_V h_1 - G_V h_3 = 0$$

$$G_A (h_{p, \text{out}} - h_{p, \text{in}}) = G_V (h_3 - h_1)$$

$$G_A f$$

$$G_A c_{pA} (T_{A, \text{out}} - T_{A, \text{in}}) = G_V (h_3 - h_1)$$

$$G_V = G_A c_p$$

$$G_V = G_A c_{pA} (T_{A, \text{out}} - T_{A, \text{in}}) / (h_3 - h_1)$$

L'ingresso del condensatore avviene da (B)

So che all'ingresso del condensatore ho vapore saturo secco

Nota la pressione di condensazione $p_c = 1 \text{ bar}$ posso ricavare gli altri dati dalla tabella di saturazione

$$T_h = 0$$

Allo stato h ho il vapore che entra: $h_{3, v}$

$$p_1 = p_h = 1 \text{ bar}$$

Allo stato 1 ho liquido saturo raffreddato: $h_{1, l} = 117,51 \text{ kJ/kg}$

$$s_{1, l} = 1,3027 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$h_3 = h_{3, v} = 417,51 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = s_{3, v} = 1,3027 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Allo stato h ho vapore saturo secco

$$h_{3, v} = 417,51 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{3, v} = 1,3027 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$h_1 = h_{1, l} = 117,51 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{1, l} = 1,3027 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

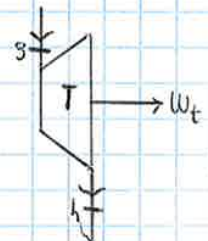
Calore specifico a pressione costante dell'acqua

$$c_{pA} = 4,1868 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\text{Quindi } G_V = 122,86 \text{ Kg/s}$$

Il principio per sistemi aperti (turbina)

$$\Phi - W_t = \frac{d}{dt} (U + E_c + E_p + P_0 V) + \sum_j \dot{G}_j (h_j + e_c + e_p)_j$$



infatti:

$$v_1 = \left[\frac{m^3}{kg} \right] \Rightarrow \frac{m^3}{kg} \cdot Pa = \frac{m^3}{kg} \cdot \frac{J}{m^3} = \frac{J}{kg}$$

$$p_2 - p_1 = [Pa]$$

LA PRESSIONE È ENERGIA PER UNITÀ DI VOLUME
 $1 Pa = 1 \frac{J}{m^3}$

$$h_2 = h_1 + v_1 (p_2 - p_1)$$

$v_1 = v_{1e} = 0,0010086 \text{ m}^3/\text{kg}$ da tabella

$$p_2 = p_v$$

$$p_1 = p_c$$

$$\Rightarrow h_2 = h_1 + v_1 (p_v - p_c) \cdot 10^{-3} = 180,04 \text{ kJ/kg} \rightarrow \text{RFC perché } h_1 < h_2$$

(h_3) lo stato ③ è alle condizioni di vapore surriscaldato alla pressione p_v noto.
 Da tabella per $p = p_v = 12 \text{ bar}$ si ottiene:

$$h_3 = h_{3v} = 2799 \text{ kJ/kg}$$

(h_h) lo stato ④ reale è così determinabile

$$h_h^{id} = (1 - x_h^{id}) h_{he} + x_h^{id} h_{hv}$$

$h_{he} = h_{1e}$ perché si trovano alla stessa pressione e la proiezione di h sulla curva limite inferiore è proprio lo stato ①

$$h_{he} = h_{1e} = 175,87 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{hv} = h_{1v} \text{ per lo stesso motivo}$$

$$h_{hv} = h_{1v} = 2577,9 \text{ kJ/kg}$$

$$x_h^{id} = \frac{h_h - h_{he}}{h_{hv} - h_{he}}$$

$$x_h^{id} = \frac{s_h - s_{he}}{s_{hv} - s_{he}} = \frac{h_h - h_{he}}{h_{hv} - h_{he}} = \frac{v_h - v_{he}}{v_{hv} - v_{he}}$$

$$x_h^{id} = \frac{s_h - s_{he}}{s_{hv} - s_{he}}$$

$$s_h = s_3 = s_{3v} = 6,05 \text{ kJ/kg} \cdot K \text{ vedi grafico}$$

$$s_{he} = s_{1e} = 0,5987 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

$$s_{hv} = s_{1v} = 8,22 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

$$\Rightarrow x_h^{id} = 0,72 \rightarrow \text{RFC perché } < 1$$

$$\Rightarrow h_h^{id} = 1905,31 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ise} = \frac{h_{3e} - h_{4e}}{h_{3e} - h_{4e}^{id}} = \frac{h_3 - h_{4e}}{h_3 - h_{4e}^{id}}$$

$$= \frac{h_3 - h_{4e}^{id}}{h_3 - h_{4e}} \Rightarrow h_{4e} = h_3 - \eta_{ise} (h_3 - h_{4e}^{id}) = 2081,04 \text{ kJ/kg} \rightarrow \text{RFC perché } h_{4e}^{id} < h_{4e}$$

$$\Rightarrow \eta = 0,27$$

F3) ciclo Rankine a vapore saturo

$p_{pr} = 35 \text{ bar}$
 $p_E = 0,03 \text{ bar}$

Ip: espansione del vapore in turbina è
 isobarico
 trascurabile il lavoro speso per la compressione

spillamento della turbina alla temperatura di $T_i = 110^\circ\text{C}$

$\eta = ?$
 $esv = ?$

$\eta = 1 - \frac{q_b}{q_a}$

$q_a = (1 - \eta) (h_1 - h_2)$

$q_b = h_3 - h_2$

Stato ① = liquido saturo raffreddato
 prendo i valori dalle tabelle entrando con
 $p_c = 0,03 \text{ bar}$

$T_1 = 21,10^\circ\text{C}$

$v_{f1} = 0,0010027 \text{ m}^3/\text{kg}$
 $v_{g1} = 15,67 \text{ m}^3/\text{kg}$
 $h_{f1} = 101 \text{ kJ/kg}$
 $h_{g1} = 2515,6 \text{ kJ/kg}$
 $s_{f1} = 0,3511 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
 $s_{g1} = 8,5785 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

$\Rightarrow h_1 = h_{f1} = 101,0 \text{ kJ/kg}$

Stato ② = vapore saturo
 prendo i valori da tabelle entrando con $p_v = 35 \text{ bar}$

$T_2 = 242,51^\circ\text{C}$
 $v_{f2} = 0,0012315 \text{ m}^3/\text{kg}$
 $v_{g2} = 0,05703 \text{ m}^3/\text{kg}$
 $h_{f2} = 1049,8 \text{ kJ/kg}$
 $h_{g2} = 2802 \text{ kJ/kg}$
 $s_{f2} = 2,7253 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
 $s_{g2} = 6,1228 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

$\Rightarrow h_2 = h_{f2} = 2802 \text{ kJ/kg}$

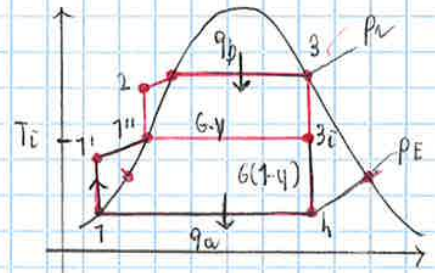
→ devo determinare h_2 .

lo stato 2 è al di fuori della curva di saturazione.
 Applico il modello di fluido incomprimibile per trovare h_2

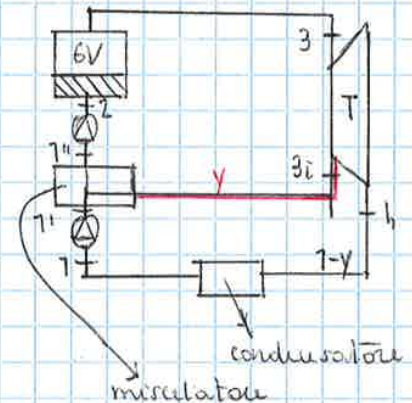
$h_2 = h_{11} + \rho_{11} v_{11} (p_2 - p_{11}) \cdot 10^{-3}$
 $p_2 = p_v$
 ↳ fattore di conversione

Stato ① = saturo sulla curva limite
 prendo i valori da tabella entrando con $T_i = 110^\circ\text{C}$

$p_{11} = 3,611 \text{ bar}$
 $v_{11} = 0,0010801 \text{ m}^3/\text{kg}$
 $h_{11} = 589,10 \text{ kJ/kg}$
 $v_{11} = v_{11}$
 $h_{11} = h_{11}$



③ spillamento
 3-h) espansione



→ devo ricordare h_{3i}

② è al di sotto delle curve limite

$$h_{3i} = (1-x_{3i})h_{3ie} + x_{3i}h_{3iv}$$

$$h_{3ie} = h_{11e} = 589,10 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{3iv} = h_{11v} = 2733,1 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{3i} = \frac{s_{3i} - s_{3ie}}{s_{3iv} - s_{3ie}}$$

$$s_{3i} = s_3 = 6,1228 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$s_{3ie} = s_{11e} = 1,7390 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$s_{3iv} = s_{11v} = 6,9284 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\Rightarrow x_{3i} = 0,815 \rightarrow \text{RFC perché } < 1$$

$$\Rightarrow h_{3i} = 2100,78 \text{ kJ/kg}$$

$$\Rightarrow y = 0,212$$

$$\Rightarrow q_a = (1-y)(h_1 - h_2) = -1356,15 \text{ kJ/kg} \rightarrow \text{RFC perché } \ominus \text{ calore ceduto, quindi negativo}$$

$$q_b = h_3 - h_2 = 2209,51 \text{ kJ/kg} \rightarrow \text{RFC perché } > 0$$

$$\Rightarrow \eta = 1 - \frac{|q_a|}{q_b} = 0,39$$

→ CSV = calore specifico di lavoro

CSV = $\frac{3600}{\text{h}}$ → lavoro netto del ciclo ⇒ in questo caso si trascura il lavoro di compressione per ipotesi

$$\text{CSV [kg/kWh]}$$

$$1 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} =$$

$$1 \text{ kW} = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$1 \text{ kWh} = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot (\text{h}) = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot 3600 \text{ s}$$

$$1 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} = 1 \frac{\text{kg}}{\text{kJ}} \cdot 3600 \text{ s}$$

→ devo ricordare l_{te}

Applico il 1° principio per sistema a deflusso alla turbina

$$\dot{q} - \dot{W}_t = \dot{q}'_{in}(\dots) + \sum \dot{m}_j (h_j + e_j + p_j)$$

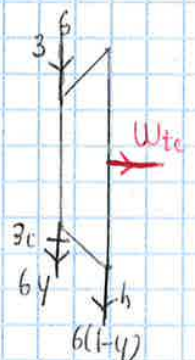
\swarrow \downarrow \searrow
 in stat. out

$$-\dot{W}_t = \dot{m}(1-y)h_1 + \dot{m}y h_{3i} - \dot{m}h_3$$

$$l_{te} = \frac{W_t}{\dot{m}}$$

$$-l_{te} = (1-y)h_1 + y h_{3i} - h_3 \Rightarrow l_{te} = 858 \text{ kJ/kg} \rightarrow \text{RFC perché } \ominus \text{ lavoro ceduto all'ambiente, quindi positivo}$$

$$\Rightarrow \text{CSV} = 4,20 \text{ kg/kWh}$$



$\Rightarrow h_1 = 377,4 \text{ kJ/kg}$

(5v) lo stato 5v è ~~ovvero~~ si trova sulla curva di saturazione.

Conosco $p_{5v} = p_i = \sqrt{p_c} p_E = 2,95 \text{ bar}$

$T_c = 50^\circ\text{C} \Rightarrow p_c = 13,19 \text{ bar}$ da tabella di saturazione

Entro con $p_i = 2,95 \text{ bar}$ e ricavo le info relative allo stato 5v

$T_c = 0^\circ\text{C}$

$h_{5v} = 0,7732 \text{ kJ/kg} \cdot 200,00 \text{ kJ/kg}$

$s_{5v} = 1,000 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

$h_{5v} = 398,8 \text{ kJ/kg}$

$s_{5v} = 1,7278 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

$\Rightarrow h_{5v} = h_{1v} = 398,8 \text{ kJ/kg}$

(2) lo stato 2 è individuato da $p_2 = p_i = 2,95 \text{ bar}$

$s_2 = s_{1v} = 1,7586 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ per la compressione isentropica

Interseco p_2 con s_2 del diagramma dei frigoristi e ricavo h_2

$\Rightarrow h_2 = 405 \text{ kJ/kg}$

(6) come per stato 2: $p_6 = p_c = 13,19 \text{ bar}$

$s_6 = s_{5v} = s_{1v} = 1,7278 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ per la compressione isentropica

Interseco p_6 con s_6 dal d. frigoristi e ricavo h_6

$\Rightarrow h_6 = 430 \text{ kJ/kg}$

~~Per trovare G:~~

$\phi_E = G \cdot q_E$

$q_E = h_1 - h_6$

finale iniziale
relativo al tratto 1-6

(h) lo stato 1, ha stessa entalpia dello stato 3v

$\Rightarrow h_{3v} = h_1 = h_{1v} = 200 \text{ kJ/kg}$

$\Rightarrow q_E = 177,4 \text{ kJ/kg} > 0 \rightarrow$ ~~KFC~~ \rightarrow perché il calore assorbito dal sistema, quindi positivo

Attenzione:

$\phi_E [\text{Mcal/h}] \rightarrow \phi [\text{kW}]$

$1 \text{ cal} = 4,186 \text{ J}$

$1 \text{ Mcal} = 10^6 \cdot 4,186 \cdot 10^{-3} \text{ kJ}$

$\frac{1 \text{ Mcal}}{\text{h}} = \frac{10^6 \cdot 4,186 \cdot 10^{-3} \text{ kJ}}{\text{h}}$

$\frac{1 \text{ Mcal}}{\text{h}} = \frac{10^6 \cdot 4,186 \cdot 10^{-3} \text{ kJ}}{3600 \cdot \text{s}} = \frac{10^6 \cdot 4,186 \cdot 10^{-3}}{3600} \text{ kW}$

$\Rightarrow \phi_E = 50 \text{ Mcal/h} = 58,11 \text{ kW}$

Attenzione:

$\Rightarrow G = 0,328 \text{ kg/s}$

$\Rightarrow W_{1,c} =$

F9) Dati: ciclo a semplice compressione di vapore senza scambiatore a pannello

$T_C = 50^\circ\text{C}$
 $T_E = -35^\circ\text{C}$
 $\phi_E = 58,14 \text{ kW}$

1° principio applicato al compressore:

$$\dot{\phi} - \dot{W}_{t,c} = \frac{d}{dt}(\dots) + \dot{E}_J \pm \dot{G}_J h_J$$

$$-\dot{W}_{t,c} = G(h_2 - h_1)$$

① annuncio lo stato 1 sulla curva di saturazione
 Entro con $T_2 = T_E$ e ricavo h_1

$$\Rightarrow h_1 = h_w = 377,1 \text{ kJ/kg}$$

② lo stato 2 è alla stessa entropia dello stato 1
 $s_2 = s_{1v} = s_1 = 1,75 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

Interseco $p_2 = p_C$ con s_2 e ricavo h_2 ($p_C = 13,19 \text{ bar}$)

$$\Rightarrow h_2 = 4,37 \text{ kJ/kg}$$

→ devo ricavare G .

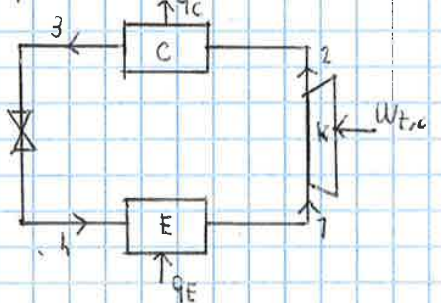
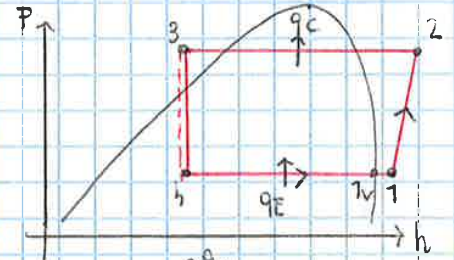
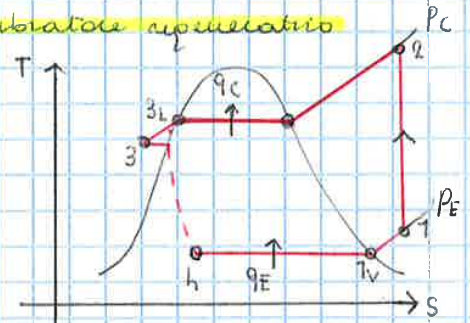
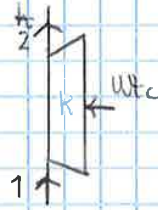
$$\phi_E = \dot{q}_E \cdot G \Rightarrow G = \frac{\phi_E}{\dot{q}_E}$$

$$\dot{q}_E = h_1 - h_4$$

③ lo stato h_4 è alla stessa entalpia di 3 che è a sua volta aumentata pari a 3L
 $h_{3L} = h_4 = 271,9 \text{ kJ/kg}$

$$\Rightarrow G = 0,55 \text{ kg/s}$$

$\Rightarrow \dot{W}_{t,c} = 32,78 \text{ kW} \rightarrow$ (ATC) perché la potenza di compressione è un'assorbita del sistema quindi negativa



$\Rightarrow \lambda_{t,c} = 5h \text{ kJ/kg}$ (AFC) perché $|\lambda_{t,c}| > |\lambda_{t,c}^{id}|$

$\Rightarrow \epsilon_f = 2,11 \rightarrow$ (AFC) perché > 1

$\Rightarrow \epsilon_f \geq \frac{2}{3} \epsilon_{f,c}$ ($2,11 \neq 2,81$) \rightarrow NON VERIFICATO

\rightarrow nuovo temperatura di sottoraffreddamento per cui è verificata la dis.
 Temperatura di sottoraffreddamento: T_3'

$\Rightarrow \epsilon_{f,c} = 1,22$ è sempre lo stesso perché continua a lavorare tra le due temperature T_2 e T_c

lo stato 3 "influenza" di condizioni dello stato h che è calcolato solidafelo.

Se cambia l'entalpia dello stato h varia q_F essendo

$q_F = h_1 - h_3$

unque ricavo q_F' affinché sia valida la disuguaglianza, quindi h_3' e poi da tabella trovo il valore per cui h_3 di T_3'

$\epsilon_f = \frac{2}{3} \epsilon_{f,c}$

$\frac{q_F}{|\lambda_{t,c}|} = \frac{2}{3} \epsilon_{f,c}$

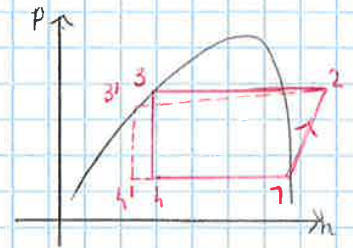
$h_1 - h_3 = \frac{2}{3} \epsilon_{f,c} |\lambda_{t,c}|$

Ricavo

$h_1 - h_3 = \frac{2}{3} \epsilon_{f,c} |\lambda_{t,c}|$

$h_3' = h_1 - \frac{2}{3} \epsilon_{f,c} |\lambda_{t,c}| = 300,04 \text{ kJ/kg} - 235,06 \text{ kJ/kg}$ (AFC) perché se $T_3 > T_3' \Rightarrow h_3 > h_3' = h_3'$

$\Rightarrow T_3' = 26^\circ\text{C}$ \rightarrow entro da tabella con $h_3' = 235,06 \text{ kJ/kg}$.
 lo stato 3 è liquido saturo



(2-3)

$$1^{\circ} \text{ principio: } q + li = \Delta u$$

$$\text{resta } s_3 = s_{1v} = 7,3588 \text{ kJ/k} \cdot \text{kg}$$

$$T_3 = T_1 = 99,68^{\circ}\text{C}$$

$$q_b = \text{area del trapezio} = \frac{1}{2} (T_2 + T_3) (s_3 - s_1) =$$

$$= +1996,20 \text{ kJ/kg} > 0 \text{ perché calore fornito al sistema}$$

$$\Delta u = u_3 - u_2$$

$$u_3 = p_3 h_3 + p_3 v_3 \cdot 10^{-3} = h_{1v} + p_1 v_{1v} \cdot 10^{-3} = 2861,8 \text{ kJ/kg}$$

$$u_2 = 1221,61 \text{ kJ/kg}$$

$$\Rightarrow li_{2-3} = q_b - \Delta u = q_b - u_3 + u_2 = 873,01 \text{ kJ/kg}$$

(3-1)

$$1^{\circ} \text{ principio: } q - li = \Delta u$$

$$q_{as-1} = \text{area del rettangolo} = T_1 (s_3 - s_1) = 1615,11 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta u = u_3 - u_1 = 1736,17 \text{ kJ/kg}$$

$$\Rightarrow li_{3-1} = q_{as-1} - \Delta u = q_{as-1} - u_3 + u_1 = -121,06 \text{ kJ/kg} < 0$$

So CHE IL GAS UENE COMPRESSO FINCHÉ L'ENTALPIA NON È AUMENTATA DI 100 KJ

$$\Rightarrow H_2 - H_1 = 100 \text{ KJ}$$

~~$$h_2 - h_1 = Hf$$~~

$$h_2 - h_1 = \frac{H_2 - H_1}{M} = 100 \text{ KJ/kg}$$

$$h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1) = 100 \text{ KJ/kg}$$

$$\Rightarrow c_p T_2 - c_p T_1 = 100$$

~~$$T_2 = T_1 + \frac{100}{c_p} = 173,55 \text{ K} \quad \text{(RFC) perché } T_2 > T_1$$~~

~~$$\Rightarrow L_{12} = M c_v (T_1 - T_2) = -287 \text{ KJ}$$~~

$$T_2 = T_1 + \frac{100 \text{ KJ/kg}}{c_p} = 871,55 \text{ K} \quad \text{(RFC) perché } T_2 > T_1$$

$$\Rightarrow L_{12} = M c_v (T_1 - T_2) = -285,85 \text{ KJ} \quad \text{(RFC) perché lavoro di compressione e onabito del sistema quindi negativo}$$

2-3) isoterma

1° principio: sistemi chiusi: $Q_{23} - L_{23} = \Delta U_{23} = 0 \Rightarrow T_2 = T_3$

$$Q_{23} = L_{23} = \int p dv \rightarrow \text{def. di lavoro interno}$$

Per un gas ideale $pV = RT \rightarrow p = \frac{RT}{V}$

$$\Rightarrow Q_{23} = L_{23} = MRT \int_2^3 \frac{1}{V} dV =$$

$$= MRT_2 \log \left(\frac{V_3}{V_2} \right)$$

$$\rightarrow p_2 V_2 = RT_2 \rightarrow V_2 = \frac{RT_2}{p_2}$$

$$\rightarrow T_1 p_1^{\frac{1}{\gamma}} = T_2 p_2^{\frac{1}{\gamma}} \Rightarrow p_2 = p_1 \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 12,72 \text{ bar} \quad \text{(RFC) perché } > p_1$$

$$\Rightarrow V_2 = 0,197 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rightarrow p_3 V_3 = RT_3 \rightarrow V_3 = \frac{RT_3}{p_3} \quad \begin{matrix} T_3 = T_2 \\ p_3 = p_1 \end{matrix}$$

$$\Rightarrow V_3 = 1,668 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\Rightarrow Q_{23} = L_{23} = 587,33 \text{ KJ} \quad \text{(RFC) perché è calore onabito, quindi positivo e lavoro ceduto, " "}$$

3-1) isobara

1° p. s. chiusi: $Q_{31} - L_{31} = \Delta U_{31}$

$$L_{31} = \int_3^1 p dv = M p_1 (V_2 - V_3) = \text{area sottesa dalla trasformazione}$$

$$p_1 V_1 = RT_1 \rightarrow V_1 = \frac{RT_1}{p_1} = 0,905 \text{ m}^3/\text{kg} \rightarrow \text{(RFC) perché } V_2 < V_1 < V_3$$

Quindi da cui

$$r_p = r_{p,ott}$$

$$(1-\eta)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = r_{p,ott} \rightarrow \eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$\left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = r_{p,ott}$$

$$\left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = r_{p,ott}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = r_{p,ott}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_2 = \frac{T_1}{r_{p,ott}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{519,07 \text{ K}}{1,19^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 556,33 \text{ K} = 283^\circ\text{C} \rightarrow \text{RFC perché } T_1 < T_2 < T_3$$

$$-\eta = \frac{|w|}{q_b} = \frac{|w|}{q_b} = \frac{|w|}{\phi_b} \rightarrow \phi_b = \frac{|w|}{\eta} = \frac{|w|}{1 - \frac{T_1}{T_2}} = 1,119 \text{ MW} \rightarrow \text{RFC perché } \phi_b > 0 \text{ in quanto è potenza termica smaltita dal sistema}$$

E7) Dati:

motore termico ad aria standard:

STATO 1: $p_1 = 1 \text{ bar}$
 $T_1 = 320 \text{ K}$ 1-2) compressione isoterma

STATO 2: $T_2 = T_1$
 $v_2 = \frac{1}{8} v_1$ 2-3) isocora

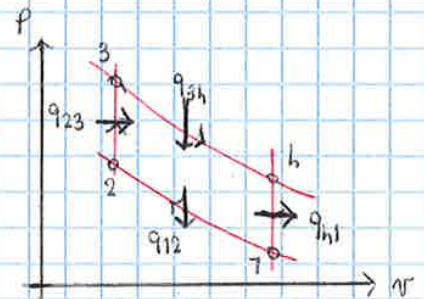
STATO 3: $v_2 = v_3$ 3-4) espansione isoterma

4-1) isocora

$$q_{23} = |q_{41}| = 500 \text{ kJ/kg}$$

$$\rightarrow T_{max} = T_3$$

$$p_{max} = p_3$$



$$R = 287 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$c_p = 1004 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$c_v = 717,5 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$\gamma = 1,4$$

1-2) isoterma

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \rightarrow v_2 = \frac{p_1 v_1}{p_2} = 0,125 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_2 = 0,115 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$q_{12} - l_{12} = \Delta u_{12} = u_2 - u_1 \quad \text{S. CHIUSO}$$

$$q_{12} = l_{12} = \int_1^2 p dv = RT_1 \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{v} dv = RT_1 \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = -190,78 \text{ kJ/kg} \rightarrow \text{RFC perché i valori ceduto all'amb. quindi negativo}$$

2-3) isocora

$$v_2 = v_3$$

$$\frac{p_2}{T_2} = \frac{p_3}{T_3} \rightarrow \frac{p_2}{p_3} = \frac{T_2}{T_3}$$

$$1^\circ \text{ principio per sistema chiuso: } q_{23} - l_{23} = \Delta u_{23}$$

$$L=0 \text{ perché } dv=0$$

$$q_{23} = c_v (T_3 - T_2) \text{ perché gas ideale}$$

$$q_{23} = c_v T_3 - c_v T_2$$

$$T_3 = \frac{q_{23}}{c_v} + T_2 = 1016,9 \text{ K} \quad T_{max}$$

in kJ/kg

ESERCIZIO
TRASMISSIONE DEL CALORE

6.1)

6.1) Dati

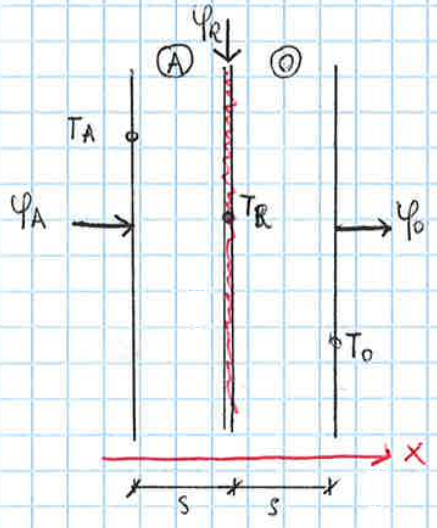
$s = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$

ACCIAIO: $\lambda_A = 30 \text{ kcal/h} \cdot \text{m} \cdot \text{C}^\circ$
 $T_A = 100^\circ \text{C} = 373 \text{ K}$

OTTONE: $\lambda_0 = 70 \text{ kcal/h} \cdot \text{m} \cdot \text{C}^\circ$
 $T_0 = 50^\circ \text{C} = 323 \text{ K}$

$\varphi_R = 20 \text{ kW/m}^2$

$T_R = ?$
 $\varphi_A = ?$



$\lambda_A \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right] \rightarrow \lambda$ È UNA GRANDEZZA RIFERITA ALL'UNITÀ DI DIFF. DI TEMPERATURA

$1 \frac{\text{kcal}}{\text{h} \cdot \text{m} \cdot \text{C}^\circ} = \frac{1 \cdot 4186 \text{ J}}{3600 \text{ s} \cdot \text{m} \cdot \text{C}^\circ} = \frac{1 \cdot 4186 \text{ W}}{3600 \text{ m} \cdot \text{C}^\circ} = 1,163 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}^\circ} = 1,163 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

$\Rightarrow 1 \frac{\text{kcal}}{\text{h} \cdot \text{m} \cdot \text{C}^\circ} = 1,163 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

fattore di conversione $1 \frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{C}^\circ} = 1,163 \rightarrow \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

Nota che $1 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}^\circ} = 1 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ perché la conducibilità termica è definita come flusso per unità di spessore per differenza di temperatura.

Perché $\Delta T [^\circ \text{C}] = \Delta T [\text{K}]$ allora è vero che $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}^\circ} = \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

$\Rightarrow \lambda_A = 30 \cdot 1,163 = 34,89 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
 $\lambda_0 = 81,1 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

Ipotesi i flussi dispersi come in figura.
Per la base al segno confuterei o meno l'ipotesi fatta

la presenza della resistenza elettrica produce il flusso φ_R

Obteniamo i flussi, dimenticandoci della presenza della resistenza

$\varphi_A = \frac{\lambda_A}{s} (T_A - T_R)$

$\varphi_0 = \frac{\lambda_0}{s} (T_R - T_0)$

$\varphi_A + \varphi_R = \varphi_0 \rightarrow$ in condizioni stazionarie il flusso termico entrante è uguale al flusso termico uscente

$T_A - T_R = \frac{s}{\lambda_A} \varphi_A$

$T_A - T_R = \frac{s}{\lambda_A} \varphi_A$

$T_R - T_0 = \frac{s}{\lambda_0} \varphi_0$

$T_R - T_0 = \frac{s}{\lambda_0} (\varphi_A + \varphi_R)$

$\varphi_0 = \varphi_A + \varphi_R$

$T_A - T_R + T_R - T_0 = \frac{s}{\lambda_A} \varphi_A + \frac{s}{\lambda_0} (\varphi_A + \varphi_R)$

$T_A - T_0 = \frac{s \varphi_A}{\lambda_A} + \frac{s \varphi_A}{\lambda_0} + \frac{s \varphi_R}{\lambda_0} \Rightarrow T_A - T_0 = \left(\frac{s}{\lambda_A} + \frac{s}{\lambda_0} \right) \varphi_A$

anodi

$$\begin{cases} \psi'_A \cdot R_A = T'_A - T'_R \\ \psi'_0 \cdot R_0 = T'_R - T'_0 \end{cases} \Rightarrow \psi'_A R_A + \psi'_0 \cdot R_0 = T'_A - T'_R + T'_R - T'_0$$

ipotesi che $\psi'_A = \psi'_0$ perché sto in condizioni stazionarie

$$\psi'_A = \psi'_0 = \psi'_c$$

$\psi'_A = \psi'_0 = \psi'_c$ = flusso per unità di superficie che attraversa i due materiali solidi effettivamente a contatto

$$\psi'_c = \frac{T'_A - T'_0}{R_A + R_0} \rightarrow \phi'_c = S_c \cdot \psi'_c$$

$$\psi'_F = \frac{2g}{2g} (T'_A - T'_0) \rightarrow R_F = \frac{2g}{\lambda_F} \Rightarrow \psi'_F = \frac{T'_A - T'_0}{R_F} \Rightarrow \phi'_F = \frac{T'_A - T'_0}{R_F} \cdot S_F \rightarrow \text{flusso conduttivo attraverso il fluido interstiziale}$$

tutto il gap

$$\phi = \phi_c + \phi_F = \frac{T'_A - T'_0}{R_{CT}} \cdot S$$

di
Per definizione il flusso totale che attraversa la regione d'interfaccia

Resistenza termica di contatto

$$\frac{\phi}{S} (T'_A - T'_0) = \frac{\phi}{S_F} (T'_A - T'_0) + \frac{\phi}{S_c} (T'_A - T'_0) \quad S = S_c + S_F$$

$$\frac{S_c + S_F}{R_{CT}} = \frac{S_F}{R_F} + \frac{S_c}{R_A + R_B}$$

$$\frac{S_c + S_F}{R_{CT}} = \frac{S_F}{R_F} + \frac{S_c}{R_A + R_B}$$

$$\begin{matrix} A = A \\ 0 = B \end{matrix}$$

a meno delle

$$\frac{S}{R_{CT}} = \frac{S_F}{R_F} + \frac{S_c}{R_A + R_B}$$

$$\frac{1}{R_{CT}} = \frac{S_F}{S} \cdot \frac{1}{R_F} + \frac{S_c}{S} \left(\frac{1}{R_A + R_B} \right)$$

$$\frac{1}{R_{CT}} = \frac{S - S_c}{S} \frac{1}{R_F} + \frac{S_c}{S} \frac{1}{R_A + R_B} \rightarrow \frac{1}{R_{CT}} = \frac{1}{R_F} - \frac{S_c}{S} \frac{1}{R_F} + \frac{S_c}{S} \frac{1}{R_A + R_B}$$

$$\frac{1}{R_{CT}} = \frac{1}{R_F} + \left(\frac{1}{R_A + R_B} - \frac{1}{R_F} \right) \frac{S_c}{S}$$

$$\frac{1}{R_{CT}} = \frac{1}{R_F} \left(1 - \frac{S_c}{S} \right) + \frac{S_c}{S} \left(\frac{1}{R_A + R_B} \right) \rightarrow \frac{1}{R_{CT}} = \frac{1}{R_F} \left(\left(1 - \frac{S_c}{S} \right) + R_F \frac{S_c}{S} \left(\frac{1}{R_A + R_B} \right) \right)$$

6.2) Dati

$T_i = -1^\circ\text{C}$

$T_e = 30^\circ\text{C}$

$\eta_{el} = 0,915$

Le pareti sono costituite da:

- lamine sottili ad elevata conducibilità
 \Rightarrow resistenza termica trascurabile

- strato di isolante $\left\{ \begin{array}{l} \lambda = 0,1 \text{ W/mK} \\ s = 6 \text{ cm} \end{array} \right.$

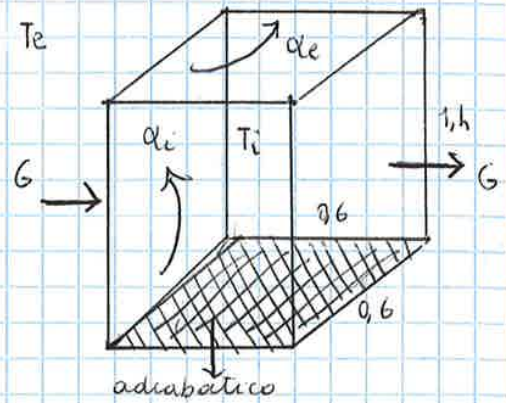
portata d'aria $G = 2 \text{ m}^3/\text{h}$

stato di riferimento per l'aria: $T_0 = 0^\circ\text{C}$

$p_0 = 1 \text{ atm} = 101325 \text{ Pa}$

$\alpha_i = \alpha_e = 8 \text{ W/m}^2\text{K}$

-frigorifero-



1) potenza elettrica erogata dal gruppo frigorifero

$|W_{el}| = \frac{|W_t|}{\eta_{el}}$ ovvero $\eta_{el} = \frac{|W_t|}{|W_{el}|}$

2) spessore aggiuntivo di isolante da app. per ~~accoppiato~~ ridurre del 20% la potenza termica estratta nell'ambiente

Attenzione: $G_H = \rho G v$ per trasformare la portata volumica in portata massica

la densità specifica deve essere determinata in funzione della pressione e temperatura con cui penetra all'interno dell'ambiente

\Rightarrow Assumo $p_e = p_0$ perché non in caso indicazioni
 $T_e = 30^\circ\text{C}$

$\Rightarrow p v = RT \rightarrow p \frac{1}{\rho} = RT \rightarrow \rho_e = \frac{p}{RT} = 1,165 \text{ kg/m}^3$ ($R = 287$)

$\Rightarrow G_H = \rho G v = 2,33 \text{ kg/h} = 6,47 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$

per mantenere la temperatura interna a -1°C \rightarrow $|\phi_{out}|$
 viene utilizzata una macchina di Carnot

\rightarrow devo calcolare $W_t \rightarrow |\phi_{TOT}| + |W_t| = |\phi_{out}|$

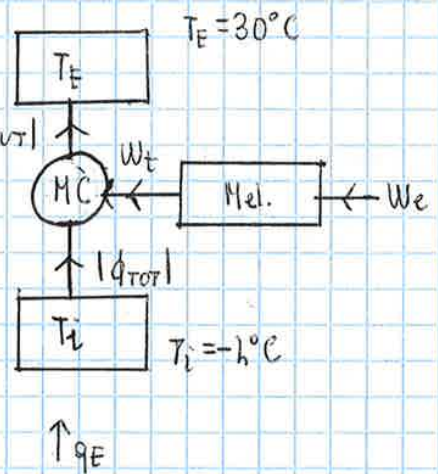
$\frac{|W_t|}{|W_{el}|} =$
 so che $COP_f = \frac{|\phi_{TOT}|}{|W_t|}$ infatti $COP = \frac{|q_E|}{|l_n|}$

Ma $|\phi_{TOT}| = q_E \cdot G$
 $|W_t| = l_n \cdot G$

notte poiché la macchina è di Carnot:

$COP_f = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} = \frac{T_c}{T_E - T_c} = 7,92 \times 1$ (RFC)

VALE SOLO PER MACCHINA DI CARNOT



② riduzione dell'80% della potenza termica estratta nell'ambiente

IL FLUSSO TERMICO PER VENTILAZIONE NON VARIA!

riduzione del 20% ⇒ 80%.

$$|\phi'_{TOT}| = 0,8 |\phi_{TOT}| = 75,52 \text{ W}$$

Dato che il flusso termico per ventilazione non varia, calcolo $|\phi'_{TOT}|^{COND}$.

$$|\phi'_{TOT}|^{COND} = |\phi'_{TOT}| - |\phi_{TOT}|^{VEN} = 52,52 \text{ W}$$

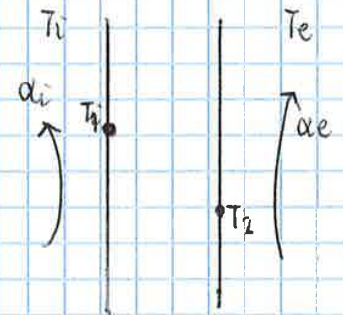
$$\psi' = \frac{|\phi'_{TOT}|^{COND}}{S} = 11,12 \text{ W/m}^2$$

$$\text{Ma } \psi' = \frac{|T_i - T_e|}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s'}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e}} \Rightarrow s' = \frac{\lambda (|T_i - T_e| - \frac{2\psi'}{\alpha_i})}{\psi'} = \frac{\lambda |T_i - T_e| - 2\lambda}{\alpha_i} = \lambda \left(\frac{|T_i - T_e|}{\psi'} - \frac{2}{\alpha_i} \right) = 8,63 \text{ cm}$$

$$\psi' \left(\frac{2}{\alpha_i} + \frac{s'}{\lambda} \right) = |T_i - T_e|$$

$$\Rightarrow \Delta s = s' - s = 2,63 \text{ cm}$$

$$\frac{2\psi'}{\alpha_i} + \frac{s'\psi'}{\lambda} = |T_i - T_e| \Rightarrow s' \frac{\psi'}{\lambda} = |T_i - T_e| - \frac{2\psi'}{\alpha_i}$$



63) dati

$$\lambda = 0,4 \frac{\text{kcal}}{\text{h mK}} = 0,165 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

$$\alpha_i = 10 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2\text{K}} = 11,63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

s = 10 cm

$$\alpha_e = 20 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2\text{K}} = 23,26 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

aria } $T_a = 15^\circ\text{C}$

$U_r = \text{umidità relativa} = 80\%$

Per quale valore di T_e si ha condensazione sulla superficie interna?

Si ha condensazione di vapore sulla superficie interna atta quando $T_i = T_R$ (temperatura di rugiada)

raggiungimento delle condizioni per le quali il vapore presente nella miscela umida raggiunge lo stato di saturazione

$p(T_i)$ da tabella:

pressione di saturazione per $T_i = 15^\circ\text{C} \Rightarrow p_s = 0,017 \text{ bar} = p_s(T_i)$

p_i è la pressione che il vapore presenta nella miscela anche in condizioni saturate

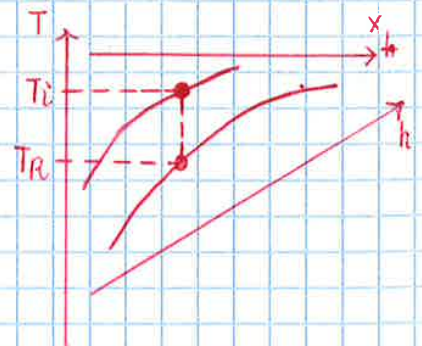
$$p_i = U_r p_s(T_i) = 1363,1 \text{ Pa} \rightarrow \text{pressione parziale.}$$

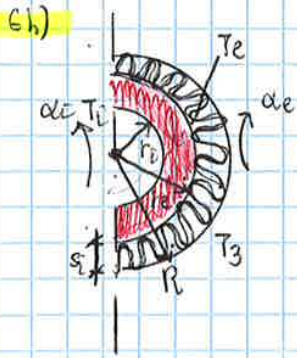
⇒ per trovare T_R devo chiedermi per quale valore di T si ha come $p = p_i$?

Ovvero

Se p_i è l'effettiva pressione parziale del vapore, qual'è la temperatura che senza modificare il contenuto di vapore mi fa condensare la miscela?

PRATICAMENTE: quando p_i diventa di saturazione?





dati: $\alpha_e = 91,1 \text{ W/m}^2\text{K}$
 $\alpha_e = 12 \text{ W/m}^2\text{K}$
 $\alpha_i = 120 \text{ W/m}^2\text{K}$
 $\lambda_A = 15 \text{ W/mK}$
 $T_i = 200^\circ\text{C}$
 $T_e = 15^\circ\text{C}$
 $r_i = 25 \text{ mm}$
 $r_e = 27 \text{ mm}$
 $s_i = ?$

→ flusso disperso per unità di lunghezza φ_L (curva isolante)

$$\varphi_L = \frac{2\pi (T_i - T_e)}{\frac{r_e}{r_i \alpha_i} + \frac{r_e \log(r_e/r_i)}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$\varphi_L = \frac{2\pi (T_i - T_e)}{\frac{1}{r_i \alpha_i} + \frac{1}{\lambda_A} \log\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{1}{r_e \alpha_e}} = 340,36 \text{ W/m}$$

0,33 $5,13 \cdot 10^{-3}$ 3,08

→ $T_3 = 30^\circ\text{C}$ (Sup. esterna dell'isolante)

$$\varphi_L' = \frac{1}{2} \varphi_L$$

$$s_i = ?$$

$$\lambda_I = ?$$

$$\varphi_L' = 170,18 \text{ W/m}$$

$$T_3 = 30^\circ\text{C}$$

$$\varphi_L = \frac{2\pi (T_i - T_3)}{\frac{1}{r_i \alpha_i} + \frac{1}{\lambda_A} \log\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{1}{\lambda_I} \log\left(\frac{R}{r_e}\right)}$$

→ non è dato ma l'altro strato (isolante)

$$\varphi_L' = \frac{\Phi}{L} = \frac{\varphi_s \cdot S}{L}$$

$$\varphi_s = \alpha_e (T_3 - T_e)$$

T_3 = temperatura della superficie del solido
 T_e = temperatura del fluido che lambisce il solido

$$S = 2\pi R \cdot L \rightarrow \text{superficie su cui avviene il flusso}$$

$$\varphi_L' = \frac{\alpha_e (T_3 - T_e) \cdot 2\pi R \cdot L}{L} \Rightarrow R = \frac{\varphi_L'}{\alpha_e (T_3 - T_e) 2\pi} = 0,15 \text{ m}$$

$$\Rightarrow s_i = R - r_e = 0,12 \text{ m} = 123 \text{ mm}$$

Quindi:

$$\varphi_L' = k 2\pi (T_i - T_e) \Rightarrow R = \frac{\varphi_L'}{2\pi (T_i - T_e)} = 0,1465$$

$$R = \frac{1}{r_i \alpha_i} + \frac{1}{\lambda_A} \log\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{1}{\lambda_I} \log\left(\frac{R}{r_e}\right) = 0,1465 \Rightarrow \lambda_I = 0,29 \text{ W/mK}$$

-0,2295

$$\Rightarrow \frac{1}{\lambda_I} = \frac{1}{\log\left(\frac{R}{r_e}\right)} \left(\frac{1}{r_i \alpha_i} + \frac{1}{\lambda_A} \log\left(\frac{r_e}{r_i}\right) - \frac{1}{R} \right) \Rightarrow \lambda_I =$$

0,30 0,076

Si supponga costante ΔT tra conduttore e ambiente

① $R_1 = 1,625 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

② $R_2 = r_c + r_e = 1,375 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$$\Rightarrow \varphi_{1,L} = \frac{2\pi \Delta T}{\frac{1}{\lambda_6} \log\left(\frac{R_1}{r_e}\right) + \frac{1}{R_1 \alpha_e}}$$

$$\Rightarrow \varphi_{2,L} = \frac{2\pi \Delta T}{\frac{1}{\lambda_6} \log\left(\frac{R_2}{r_e}\right) + \frac{1}{R_2 \alpha_e}}$$

$$\Delta = \frac{\varphi_{2,L} - \varphi_{1,L}}{\varphi_{1,L}} =$$

$$= \frac{\frac{2\pi \Delta T}{\frac{1}{\lambda_6} \log\left(\frac{R_2}{r_e}\right) + \frac{1}{R_2 \alpha_e}} - \frac{2\pi \Delta T}{\frac{1}{\lambda_6} \log\left(\frac{R_1}{r_e}\right) + \frac{1}{R_1 \alpha_e}}}{\frac{2\pi \Delta T}{\frac{1}{\lambda_6} \log\left(\frac{R_1}{r_e}\right) + \frac{1}{R_1 \alpha_e}}} = \frac{\frac{1}{\lambda_6} \log\left(\frac{R_1}{r_e}\right) + \frac{1}{R_1 \alpha_e} - \frac{1}{\lambda_6} \log\left(\frac{R_2}{r_e}\right) - \frac{1}{R_2 \alpha_e}}{\left(\frac{1}{\lambda_6} \log\left(\frac{R_2}{r_e}\right) + \frac{1}{R_2 \alpha_e}\right) \left(\frac{1}{\lambda_6} \log\left(\frac{R_1}{r_e}\right) + \frac{1}{R_1 \alpha_e}\right)}$$

$$= \frac{\frac{1}{\lambda_6} \log\left(\frac{R_1}{r_e}\right) + \frac{1}{R_1 \alpha_e} - \frac{1}{\lambda_6} \log\left(\frac{R_2}{r_e}\right) - \frac{1}{R_2 \alpha_e}}{\frac{1}{\lambda_6} \log\left(\frac{R_2}{r_e}\right) + \frac{1}{R_2 \alpha_e}}$$

$$= \frac{\frac{1}{\lambda_6} \log\left(\frac{R_1}{r_e}\right) + \frac{1}{R_1 \alpha_e}}{\frac{1}{\lambda_6} \log\left(\frac{R_2}{r_e}\right) + \frac{1}{R_2 \alpha_e}} - 1 = 0,15 = 15\%$$

H1) Dati:

$I = 200 \text{ A}$

$d = 1 \text{ in}$

$l = 3 \text{ ft}$

$R_e \rightarrow$ resistività elettrica $= 70 \mu\Omega/\text{cm} = \rho_e$

$T_{ext} = 176,7^\circ\text{C}$

$\lambda = 19,37 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^\circ\text{C}} = 22,527 \frac{\text{W}}{\text{K mK}}$

1 pollice = 1 in = 0,0254 m
 1 piede = 1 ft = 1 yd = 0,3048 m
 $70 \mu\Omega = 7 \cdot 10^{-6} \Omega$

$70 \mu\Omega/\text{cm} = 100 \cdot 10^{-6} \cdot 70 \Omega/\text{m} = 7 \cdot 10^{-7} \Omega/\text{m}$

$R_e = \frac{\rho_e}{A}$

$\rho_e = \frac{R_e A}{l}$

Calcolare T ha centro del filo $T = T_{MAX}$

conduttore filo \Rightarrow strato cilindro pieno

Per il cilindro pieno $T_{MAX} = T_p + \frac{H}{h\lambda} (r_p^2) H$

$T_{MAX} = T_p + \frac{H}{h\lambda} r_p^2$

Per il cilindro pieno $T_{MAX} = T_p + \frac{H}{h\lambda} r_p^2$ dove T_p è T quando $r = r_p$

$T_p = 176,7^\circ\text{C}$

$r_p = 0,0127 \text{ m}$

$H = \rho_e \cdot j^2 = \rho_e \left(\frac{I}{A}\right)^2 = \rho_e \left(\frac{I}{\pi r_p^2}\right)^2 = 109165,11 \text{ W/m}^3$

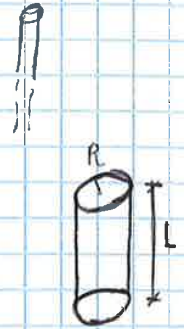
$[\mu\Omega/\text{cm} \cdot \frac{\text{A}^2}{\text{m}^2}] = \frac{\text{W}}{\text{m}^3}$

$A = \pi r_p^2 = 5,0615 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

$\Rightarrow T_{MAX} = 176,9^\circ\text{C}$

-TRANSITORI TERMICI-

H3) Dati:
 $r = 1 \text{ cm} = 0,01 \text{ m}$
 $l = 10 \text{ cm} = 0,1 \text{ m}$
 $T_i = 20^\circ\text{C}$



bagno d'olio alla $T_b = 80^\circ\text{C}$ ogni 10 minuti per 10 s.
 $T_a = 20^\circ\text{C}$

$\alpha_a = 9,301 \text{ W/m}^2\text{K}$
 $\alpha_o = 500 \text{ W/m}^2\text{K}$
 $c_R = \text{calore specifico del rame} = 100 \text{ J/kg K}$
 $\rho_R = 8900 \text{ kg/m}^3$
 $\lambda_R = 390 \text{ W/mK}$

Determinare la temperatura della sberletta dopo due cicli

Ipotizzando la resistenza interna costante, ovvero $\nabla^2(T) \approx 0$, l'errore medio che si commette è del 5% $\Rightarrow Bi = 0,1$

$Bi = \frac{R_{int}}{R_{est}} = \frac{\alpha l}{\lambda}$

→ DA VERIFICARE SEMPRE

$L = \text{lunghezza caratteristica} = \frac{V}{S_c} \rightarrow \text{superfici di contatto}$

$S_c = S_L + 2S_B = 2\pi r l + 2\pi r^2 = 2\pi r(l+r) = 6,91 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

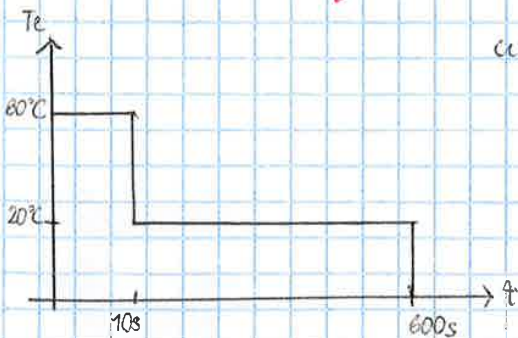
$L = \frac{\rho \cdot c \cdot V}{2\pi r(l+r)} = \frac{\rho \cdot c \cdot l}{2(l+r)} = \frac{0,1 \cdot 100}{2(0,01+0,1)} = 4,54 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$\Rightarrow Bi = \frac{\alpha l}{\lambda} = \begin{cases} \text{per l'aria} = 1,08 \cdot 10^{-4} \\ \text{per l'olio} = 6,78 \cdot 10^{-3} \end{cases} < 0,1 \Rightarrow \nabla^2(T) \approx 0$

→ tempo caratteristico o costante di tempo

$t_0 = \frac{\rho \cdot c \cdot V^2}{\alpha S_c} = \frac{\rho \cdot c \cdot l^2}{\alpha} = \begin{cases} \text{per l'aria} = 1737 \text{ s} \\ \text{per l'olio} = 27,80 \text{ s} \end{cases}$

Se variassimo il gradiente di temperatura, la sberletta raggiunge la condizione di regime con $t = t_0$



ciclo termico → x 2 volte

$\theta(t) = \theta_{\infty}(1 - e^{-t/t_0}) + \theta_0 e^{-t/t_0}$

$\theta_{\infty} = \frac{\phi_0}{\alpha S_c} = 0$ perché non ho informazioni sulla generazione interna di calore

$\theta(t) = \theta_0 e^{-t/t_0} \rightarrow \text{Andamento nel tempo dell'eccesso di temperatura}$

→ 1° ciclo $(\Delta t \neq t)$

Nel transitorio non variano le proprietà e lo scambio termico sul contorno.

Se cambiamo le proprietà θ e lo scambio termico sul contorno $\Rightarrow t$ va da 0 a Δt .

II) Dati:

$\tau_{in,0}$ = condizioni iniziali di eq. termica con l'ambiente esterno

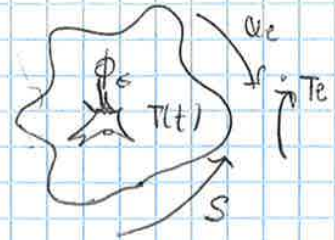
$\phi_6 = 0,1 \text{ W}$

$t = 3t_0 \rightarrow \theta(t) = 50^\circ\text{C}$

$S = 1 \text{ cm}^2 = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \rightarrow$ superficie dipendente

ipotesi resistenza termica interna trascurabile rispetto della esterna

$\Rightarrow B \cdot R_{int} \ll R_{est} \Rightarrow \frac{R_{int}}{R_{est}} \ll 1 \Rightarrow Bi \ll 1$



$\theta(t) = \theta_{\infty} (1 - e^{-\frac{t}{t_0}}) + \theta_0 e^{-\frac{t}{t_0}}$

$\frac{t}{t_0} = \frac{t}{3t_0} \cdot \frac{3t_0}{t_0} = 3$

$\theta_{\infty} = \frac{\phi_6}{\alpha_e \cdot S}$

$\theta_0 = T_0 - T_e = 0$ perché all'inizio $T_0 = T_e$ (eq. termica con l'ambiente esterno)

$\Rightarrow \theta(t) = \theta_{\infty} (1 - e^{-\frac{t}{t_0}})$

$\Rightarrow \theta_{\infty} = \frac{\theta(t)}{1 - e^{-\frac{t}{t_0}}} = 52,62 \text{ K}$

$\theta_{\infty} = \frac{\phi_6}{\alpha_e \cdot S} \Rightarrow \alpha_e = \frac{\phi_6}{\theta_{\infty} \cdot S} = 19 \text{ W/m}^2\text{K} \left[\frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \right] \text{ OK}$

I) Dati:

spessore delle alette trascurabile

$r_0 = 2 \text{ cm} = 0,02 \text{ m}$ r_{AL}

$r_a = 1 \text{ cm} = 0,01 \text{ m}$ r_{AL}

ϕ_s = flusso specifico riferito alla superficie totale esterna = 38 W/m^2

$\alpha_e = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$

θ_0 = eccesso di temperatura alle alette = 10°C

η_{AL} = efficienza di 1 SINGOLA aletta = $94,8\%$

? sono minimo tra le alette

passo = p

$S_{AL} = 2\pi(r_{AL}^2 - r_e^2) = 7,54 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

S_L = superficie libera



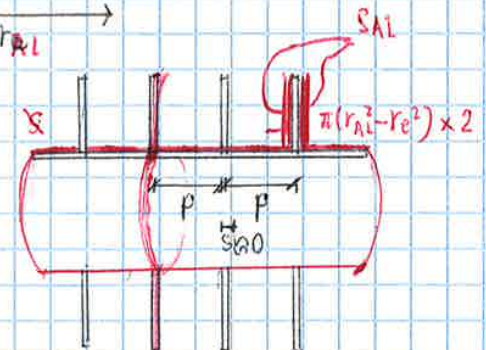
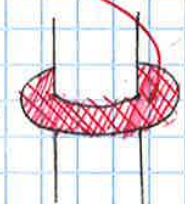
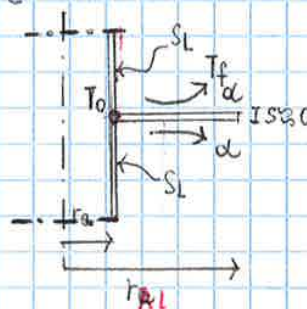
superficie libera
 S_L = superficie laterale del cilindro di raggio r_e e altezza pari a h

$h = p - \left(\frac{s}{2} + \frac{s}{2}\right) = p - s$

$\Rightarrow S_L = 2\pi r_e (p - s) = 2\pi r_e p = ?$

si considerano anche la faccia di sotto

$S_{AL} = 2\pi(r_{AL}^2 - r_e^2)$



$A = b \cdot s = 0,003 \text{ m}^2$

$p = 2b + 2s = 2,006 \text{ m} \quad 2,006 \text{ m}$

$\cosh(\beta h) = \frac{e^{\beta h} + e^{-\beta h}}{2} = 1,001$

$\beta = 1,518 \text{ m}^{-1}$

Attenzione:

β non è il perimetro dell'ala ma di una sua sezione, arco di un rettangolo lungo b e alto quanto lo spessore dell'ala

$\sinh x = \frac{e^x - e^{-x}}{2}$

$\cosh x = \frac{e^x + e^{-x}}{2}$

$\tanh x = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}}$

$\Rightarrow \tanh(\beta h) = 0,065509$

$\Rightarrow \theta_h = \frac{\theta_0}{\cosh(\beta h)} = 19,9^\circ \text{C} \quad (RFC) < \theta_0$

$\Rightarrow \phi_{TOT}^{AL} =$ potenza dispersa dal sistema

$\phi_{TOT} = (\phi_L + \phi_{AL}) \cdot N \quad \phi_{TOT} = (\phi_L + \phi_{AL})$

$\phi_{AL} = \beta \lambda A \theta_0 \tanh(\beta h) = 8,648 \text{ W} \quad 8,41 \text{ W}$
 $\frac{\text{m}^2 \cdot \text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$

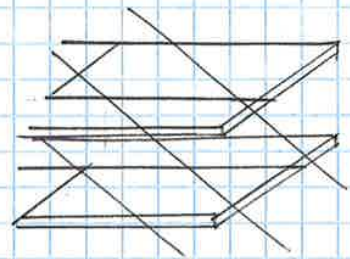
$\phi_L = S_L \cdot \alpha \cdot \theta_0$

α sulla superficie libera e lo stesso delle superfici elitata

$S_L = b \cdot h' = b \cdot (p - s)$

$p = \frac{a}{N} \quad a = \text{ lato perpendicolare alle alette}$
 $N = \text{ numero delle}$

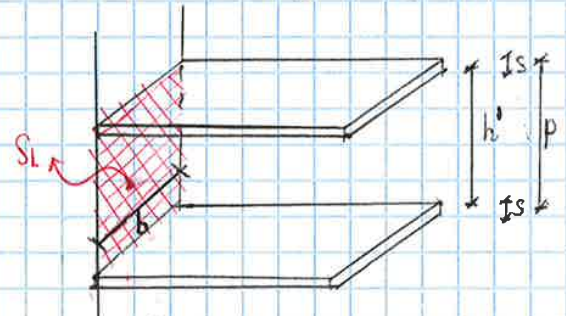
FORMULE GIUSTE
 NA NUMERI SOGGIATI!!



$p = 0,02 \text{ m}$

$\Rightarrow S_L = 0,017 \text{ m}^2$

$\Rightarrow \phi_L = 2,38 \text{ W}$



$h' = p - (\frac{s}{2} + \frac{s}{2}) = p - s$

$\phi_{TOT, AL} = N (\phi_{AL} + \phi_L) = 130 \text{ W}$

\rightarrow efficienza

$\eta_{AL, TOT} = 1 - \frac{S_{AL}}{S_{TOT}} (1 - \eta_{AL})$

$\eta_{AL} = \frac{\tanh(\beta h)}{\beta h}$

$S_{TOT} = S_L + S_{AL} = 0,07718 \text{ m}^2$

$S_{AL} = p \cdot h = 0,06018 \text{ m}^2$

$\eta_{AL, TOT} = \frac{\phi_{TOT}}{S_{TOT} \cdot \alpha \cdot \theta_0}$

decido se metterlo quello di un'ala o di tutte le alette tanto è uguale perché il n° di alette è presente sia al numeratore che al denominatore:

$S_{TOT, AL} = N \cdot S_{TOT} \Rightarrow \frac{\phi_{TOT, AL}}{S_{TOT, AL}} = \frac{\phi_{TOT} \cdot N}{S_{TOT} \cdot N} = \frac{\phi_{TOT}}{S_{TOT}}$
 $\phi_{TOT, AL} = N \cdot \phi_{TOT}$

I3) anemometro a filo caldo caldo

Dati:

filo: $\rho_e = 0,19 \text{ h} \cdot \text{m}^{-1}$
 $\lambda = 5 \text{ mm}$
 $d = 0,1 \text{ mm}$

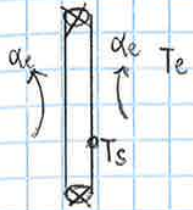
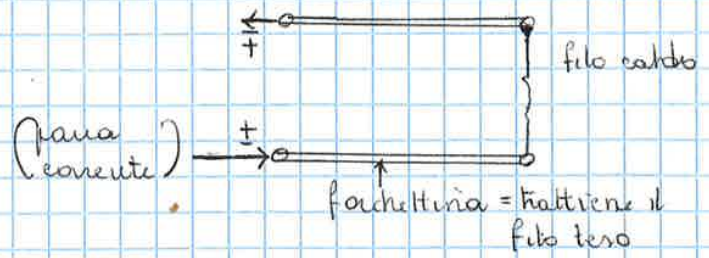
$T_e = 20^\circ \text{C}$

1) $\bar{w}_e = 1,2 \text{ m/s}$ ovvero $1,2 \text{ m/s} < \bar{w}_e < 10 \text{ m/s}$

2) $\bar{w}_e = 10 \text{ m/s}$

$T_s = 280^\circ \text{C} \rightarrow$ temperatura del filamento

ρ : trascurabili irraggiamento e conduzione termica lungo il filo (ovvero lungo l'asse)



le basi del filo sono ~~trascurabili~~ perché lungo il suo asse $\psi = 0$

lungo il filo passa della corrente perché viene dissipata per effetto Joule nell'attraversare la fascetta

l'ambiente e la regione indisturbata esterna $\Rightarrow T_e = T_\infty$

$\bar{w}_e = \bar{w}_\infty$

passaggio di corrente \Rightarrow generazione interna di calore ϕ_g

$$H = \rho_e J^2 = \rho_e \left(\frac{I}{A^2} \right) \Rightarrow I = \sqrt{\frac{HA^2}{\rho_e}}$$

\rightarrow devo ricavare H.

$$H = \frac{\phi_g}{V}$$

$\phi_g = HV \rightarrow$ in conduttori stazionari, tutto il flusso generato internamente va tutto ~~no~~ attraverso la superficie di scambio, ovvero la superficie laterale del fluido, poiché ~~le~~ le basi sono adiabatiche

$$\phi_g = S \cdot \psi_s$$

$$S = 2\pi r l = 1,571 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$\psi_s =$ flusso scambiato per convezione. \rightarrow uso dell'eq della convezione di Newton.

$$\psi_s = \alpha (T_s - T_e)$$

\rightarrow devo ricavare α (coeff di convezione) \rightarrow dal numero di Nusselt

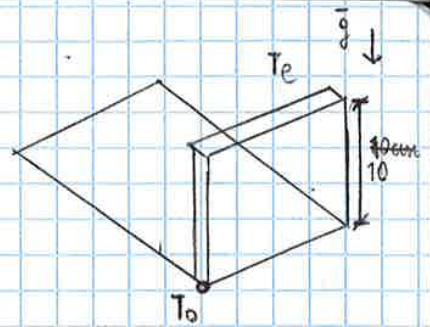
$T_f =$ temperatura alla quale considero le proprietà del fluido

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = 150^\circ \text{C}$$

Per $T_f = 150^\circ \text{C}$ da tabella: $\mu = 2,0355 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$
 $\rho = 0,291 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$
 $\lambda = 0,688 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

la correlazione suggerita è $Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33}$ dove $n = \begin{cases} 0,385 & \text{se } Re \in (1, 10) \\ 0,466 & \text{se } Re \in (10, 1000) \end{cases}$
 $C = \begin{cases} 0,903 & \text{se } Re \in (1, 10) \\ 0,683 & \text{se } Re \in (10, 1000) \end{cases}$

Ih) Dati:
 $T_o = 93^\circ\text{C}$
 $T_e = 13^\circ\text{C}$
 $h = 10 \text{ cm}$
 $|\Phi_{\text{TOT}}| = 5 \text{ W}$



Calcolare S_{TOT} = superficie di scambio dell'elitta

$$|\Phi_{\text{TOT}}| = k \cdot S_{\text{TOT}} \cdot \Delta T$$

$$|\Phi_{\text{TOT}}| = S \cdot \varphi_s$$

$$\varphi_s = \alpha (T_o - T_e)$$

→ devo usare la correlazione suggerita: $Nu = 0,40 (Gr \cdot Pr)^{0,25} = 0,40 Ra^{0,25}$

$$Gr = \frac{L^3}{\nu^2} \cdot g \cdot \beta (T_s - T_o)$$

$T_o = T_e =$ temperatura della regione indisturbata esterna

$$\bar{T}_f = \frac{T_s + T_o}{2} = 83^\circ\text{C} \rightarrow \text{caso le proprietà dell'aria ad } 83^\circ\text{C}$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= 0,0307 \text{ W/mK} \\ \nu &= 2,19 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \\ Pr &= 0,706 \end{aligned} \right\}$$

Per un gas ideale, il coefficiente di espansione termica è



$$\beta = \frac{1}{\bar{T}_f} \rightarrow \text{IN KELVIN}$$

L è la lunghezza caratteristica coincide alla dimensione di g
 $L = h$

$$Gr = \frac{h^3}{\nu^2} \cdot g \cdot \left(\frac{T_s - T_o}{\bar{T}_f} \right) = 1,147 \cdot 10^6$$

Nu e Gr hanno stessa lunghezza caratteristica

$$Pr = 0,706$$

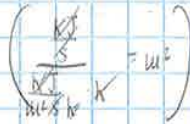
$$\Rightarrow Nu = 12 = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \Rightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} = 3,684 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\Rightarrow \Phi_{\text{TOT}} = \varphi_s \cdot S = \alpha (T_o - T_e) \cdot S$$

$$S = \frac{\Phi_{\text{TOT}}}{\varphi_s \cdot \alpha (T_o - T_e)} = 0,0678 \text{ m}^2 = 678 \text{ cm}^2$$

$$\Rightarrow |\phi| = k S_{TOT} \Delta T_{me}$$

$$\Rightarrow S_{TOT} = \frac{|\phi|}{k \cdot \Delta T_{me}} \cong 2,54 \text{ m}^2$$



S_{TOT} = superficie di scambio termico

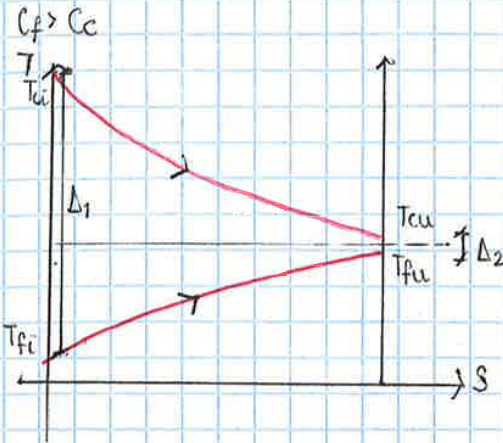
$$S_{TOT} = 2\pi r L$$

$$L = \frac{S_{TOT}}{2\pi r} \cong 26,95 \text{ m}$$

$$r_e = 1,5 \text{ cm}$$

① configurazione EC

SOLO LE TEMPERATURE IN ENTRATA RESTANO LE STESS E



$$\Delta_1 = T_{cu} - T_{fi} = 100^\circ\text{C} = 100 \text{ K}$$

$$\Delta_2 = \Delta_1 e^{-HK/S}$$

$$S_{TOT} = S$$

$$H = \frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \text{ per conf. ec EC}$$

$$\frac{K}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}} \cdot \text{m}^2 = 1$$

$$H \cong 1,00827 \text{ K/KW}$$

$$\Delta_2 \cong 9,24 \text{ K}$$

$$\Delta T_{me} = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}} \cong 38,16 \text{ K}$$

$$|\phi_f| = C_f (T_{fu} - T_{fi})$$

$$\Leftarrow |\phi| = k S_{TOT} \Delta T_{me} \cong 90,112 \text{ kW}$$

$$\Rightarrow T_{fu} = \frac{|\phi_f|}{C_f} + T_{fi} \cong 334,34 \text{ K} \cong 61^\circ\text{C}$$

$$|\phi_c| = C_c (T_{ci} - T_{cu}) \Rightarrow T_{cu} = T_{ci} + \frac{|\phi_c|}{C_c} \cong 313,45 \text{ K} \cong 70^\circ\text{C}$$

②) Dati:

condensatore a tubi concentrici

acqua: $T_i = 15^\circ\text{C}$

$G = 4000 \text{ kg/h}$

$T_u = 30^\circ\text{C}$

l'acqua $\frac{SC}{A}$ riscalda \Rightarrow è piena il fluido freddo

$T_{fi} = 15^\circ\text{C}$

$G_f = 4000 \text{ kg/h} = 1,11 \text{ kg/s}$

$T_{fu} = 30^\circ\text{C}$

$S_e = 1,115$

S_i

$S_{\bar{\sigma}} = 1,5 \text{ m}^2$

temperatura di condensazione del fluido

$\alpha_i = 5815 \text{ KJ/s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K} = 5815 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K} = 5,815 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$

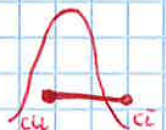
$\alpha_e = 1,047 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$

$$\frac{2\pi r_e L}{2\pi r_i L} = 1,115 = \frac{R_e}{R_i} = \frac{r_e}{r_i}$$

$T_v = ?$

Il fluido è in cambiamento di fase $\Rightarrow r = \frac{G_{MAX}}{C_{MAX}} = 0$ perché $C_{MAX} \rightarrow \infty$

$$C_f = G_f \cdot c_f = 1,65 \text{ kW/K} = C_{MIN}$$



ipotesi: il cambiamento di fase, se isobaro, avviene a temperatura costante
 suppongo che lo stato iniziale sia saturo, mentre quello finale non sia
 saturo raffreddato

73) Dati:

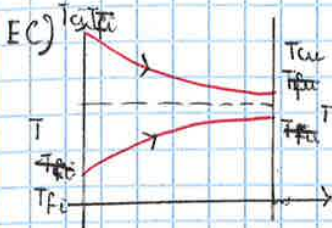
$G_f = G_c = 1,2 \text{ kg/s}$
 $T_{f,i} = 95^\circ\text{C}$
 $T_{f,u} = 68^\circ\text{C}$
 $T_{c,i} = 35^\circ\text{C}$

valutare se è possibile utilizzare lo scambiatore con disposizione in controcorrente o equicorrente

Faccio finta di non conoscere $STOT$ e vedo che parte delle due configurazioni richiede $S \leq STOT$

$S_{TOT} = 2,30 \text{ m}^2$
 $k = 19,00 \text{ W/m}^2\text{K}$

$G_f = G_c \Rightarrow C_c = C_f$
 $C_f = C_c$



$|\dot{\phi}_f| = C_f \cdot (T_{f,u} - T_{f,i}) = G_c \cdot C_c \cdot (T_{f,u} - T_{f,i}) \approx 135,756 \text{ W}$

$|\dot{\phi}_c| = |\dot{\phi}_f| = |\dot{\phi}|$

~~X forza us. minima~~

$|\dot{\phi}_f| = C_f \cdot (T_{c,i} - T_{c,u}) \Rightarrow T_{c,i} - T_{c,u} = \frac{|\dot{\phi}_f|}{C_f} = 0^\circ\text{C}$

$\Delta T = T_{c,i} - T_{f,i} = -$

$T_{c,u}$
 $|\dot{\phi}_c| = C_c \cdot (T_{c,i} - T_{c,u}) = G_c \cdot C_c \cdot (T_{c,i} - T_{c,u}) \stackrel{N}{=} 135,76 \text{ kW}$ $\frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{K} = \text{kW}$

$|\dot{\phi}_c| = |\dot{\phi}_f|$

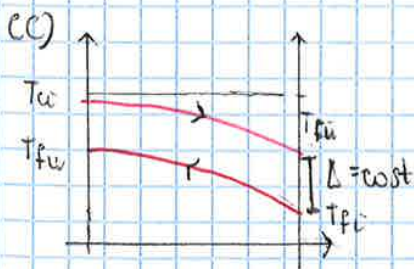
$|\dot{\phi}_f| = C_f \cdot (T_{f,u} - T_{f,i}) \Rightarrow \frac{|\dot{\phi}_f|}{C_f} = T_{f,u} - T_{f,i} \Rightarrow T_{f,u} = T_{f,i} + \frac{|\dot{\phi}_f|}{C_f} \approx 62^\circ\text{C}$ (R.F.C) perché $(T_{f,i} < T_{f,u} < T_{c,u})$

$\Delta_1 = T_{c,i} - T_{f,i} \approx 60 \text{ K}$

$\Delta_2 = T_{c,u} - T_{f,u} \approx 6 \text{ K}$

$\Delta T_{me} \approx 23,15 \text{ K}$

$\Rightarrow |\dot{\phi}| = k S_{TOT} \Delta T_{me} \Rightarrow S_{TOT} = \frac{|\dot{\phi}|}{k \Delta T_{me}} \approx 3,05 \text{ m}^2 > S_{TOT} \Rightarrow$ non è utilizzabile lo scambiatore con disposizione in equicorrente perché si richiede una superficie maggiore di quella di cui dispone.



$\Delta_1 = \Delta = T_{c,i} - T_{f,u} = T_{c,u} - T_{f,i} = 33^\circ\text{C}$

non potendo utilizzare le formule dove compare Δ (essendo cost), ricorro al metodo ϵ -NTU per determinare S

$\epsilon = \frac{T_{c,i} - T_{c,u}}{T_{c,i} - T_{f,i}} = \frac{T_{f,u} - T_{f,i}}{T_{c,i} - T_{f,i}}$ sono usabili entrambe perché $C_{min} = C_c = C_f$

$\epsilon = \frac{T_{c,i} - T_{c,u}}{T_{c,i} - T_{f,i}} \approx 0,15$

$\lim_{NTU \rightarrow \infty} \epsilon = 1$ essendo $C_{min} = C_{max} \Rightarrow r = 1$

Relazione di Dittus-Boelter valida nel regime turbolento.

$$Nu^* = 0,023 Re^{0,8} Pr^n$$

$n = \begin{cases} 0,3 & \text{raffreddamento} \rightarrow \text{il fluido cede calore} \\ 0,4 & \text{riscaldamento} \rightarrow \text{il fluido acquista calore} \end{cases}$

→ determino d_i

nel tubo interno si trova l'acqua calda che si raffredda
 $\Rightarrow n = 0,3$

\bar{T}_c = temperatura di riferimento per il fluido caldo

→ caso di fluido confinato:

la temperatura di riferimento deve essere quella rappresentativa dell'intero volume di fluido che transita in una precisa sezione del condotto
 considero \bar{T}_c = temperatura media del fluido

$$\bar{T}_c = \frac{T_{ci} + T_{ce}}{2} = 72,5^\circ\text{C}$$

proprietà dell'acqua a $\bar{T}_c = 72,5^\circ\text{C}$

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_c = 976,2 \text{ kg/m}^3 \\ \lambda_c = 0,665 \text{ W/m}\cdot\text{K} \\ \mu_c = 0,391 \cdot \frac{10^{-3}}{10^{-3}} \text{ kg/m}\cdot\text{s} \end{array} \right.$$

~~$\Rightarrow Re_c = \frac{\rho \bar{w}_c d_i}{\mu}$~~

$$Re_c = \frac{\rho_c \bar{w}_c d_i}{\mu_c}$$

$d_i = d_c$ = lunghezza caratteristica di un condotto circolare
 $d_i = 32 \text{ mm}$

$\bar{w}_c = ?$

RICORDA: $G_c = \rho_c \bar{w}_c \cdot A_c$

$G_c = \rho_c \cdot \bar{w}_c \cdot A_c \rightarrow$ sezione trasversale

$\Rightarrow \bar{w}_c = \frac{G_c}{\rho_c \cdot A_c} = 0,188 \text{ m/s}$

$$\frac{\text{kg}}{\text{s}} = \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \text{m}^2$$

~~$A_c = \pi r_i^2 = 8,2169 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$~~

~~$\Rightarrow Re_c = \frac{\bar{w}_c \cdot \rho_c \cdot d_i}{\mu_c}$~~

~~$\Rightarrow Pr_c = \frac{c_p \cdot \mu_c}{\lambda_c} \approx 2,166$~~

~~$\Rightarrow Nu^* \approx 201$~~

$A_c = \pi r_i^2 = 8,04 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

$\Rightarrow \bar{w}_c = \frac{G_c}{\rho_c \cdot A_c} = 0,7538 \text{ m/s}$

* $\Rightarrow Nu^* = \frac{201}{216,74}$ questo valore deve essere corretto!
 $Nu = Nu^* \left(\frac{\mu(T_f)}{\mu(T_s)} \right)^{0,14}$
 T_f = temperatura di rif.
 T_s = temperatura di parete

$\Rightarrow Re_c = 60 \cdot 223 > 10 \cdot 000$

$\Rightarrow Pr_c = \frac{c_p \cdot \mu_c}{\lambda_c} = 2,16 *$

→ moto turbolento completamente sviluppato
 → se non avessi fatto l'ipotesi, questo risultato mi avrebbe detto di usare quella relazione di Dittus-Boelter.
 Quindi posso anche non fare l'ipotesi e calcolare (Re_c)

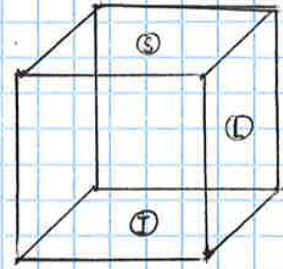
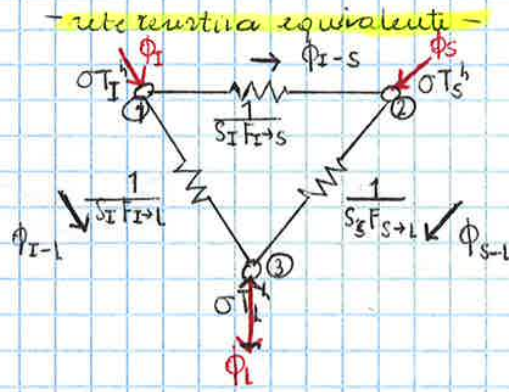
$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}} = \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$

$\frac{\text{J}}{\text{s}} = \text{W}$

c_p devo metterlo in $\text{J/kg}\cdot\text{K}$ $4186 \text{ J/kg}\cdot\text{K} = 4190 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

K1) Dati:

- $l_{\text{cavo}} = 10 \mu\text{m}$
- $T_I = 800 \text{ K}$
- $T_S = 1500 \text{ K}$
- $T_L = 500 \text{ K}$



$$S_I = l^2$$

$$S_S = l^2$$

$$S_L = h l^2$$

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$$

eq ai nodi

- 1) $\phi_I - \phi_{I-S} - \phi_{I-L} = 0$
- 2) $\phi_S + \phi_{I-S} - \phi_{S-L} = 0$
- 3) $\phi_L + \phi_{I-L} + \phi_{S-L} = 0$

$$\phi_{i-j} = \frac{\sigma(T_i^4 - T_j^4)}{\frac{1}{S_i F_{ij}}}$$

ii) $\phi_I + \phi_L + \phi_S = 0$ eq di conservazione dell'energia

da tabella $F_{I-S} = 0,2$ (cioè significa che la superficie I e S si scambiano solo il 20% del flusso)

- fattori di forma

$$S_I F_{I-S} = S_S F_{S-I} \Rightarrow F_{S-I} = \frac{S_I}{S_S} F_{I-S} = 0,2$$

$$F_{I1} + F_{I-L} + F_{I-S} = 1 \Rightarrow F_{I-L} = 1 - F_{I-S} = 0,8$$

$\hookrightarrow = 0$ perché sup piana

$$\phi_{I-S} = \frac{\sigma(T_I^4 - T_S^4)}{\frac{1}{S_I F_{I-S}}} = \frac{-5276,4 \text{ kW}}{+1571,1 \text{ kW}} \text{ (diviso per 1000)}$$

$$\phi_{I-L} = \frac{\sigma(T_I^4 - T_L^4)}{\frac{1}{S_I F_{I-L}}} = +1571,1 \text{ kW (caldo per 1000)}$$

$$\phi_{S-L} = \frac{\sigma(T_S^4 - T_L^4)}{\frac{1}{S_S F_{S-L}}} = +22680 \text{ kW}$$

$$F_{S1} + F_{S-L} + F_{S-I} = 1 \Rightarrow F_{S-L} = 1 - F_{S-I} = 0,8$$

$\hookrightarrow = 0$

$$S_S F_{S-L} = S_L F_{L-S}$$

$$F_{L-S} + F_{L-L} + F_{L-I} = 1$$

$F_{I \rightarrow A} = 1 - F_{I \rightarrow E} = 0,0825 \rightarrow$ il cilindro intermedio vede per circa l'8% il cilindro e l'ambiente esterno

Ricavo quindi B_I

$$\frac{S_I \epsilon_I (\sigma T_I^h - B_I)}{1 - \epsilon_I} + S_I F_{I \rightarrow A} (\sigma T_A^h - B_I) + S_I F_{I \rightarrow E} (\sigma T_E^h - B_I) = 0$$

$$S_I \epsilon_I (\sigma T_I^h - B_I) + (1 - \epsilon_I) S_I F_{I \rightarrow A} (\sigma T_A^h - B_I) + (1 - \epsilon_I) S_I F_{I \rightarrow E} (\sigma T_E^h - B_I) = 0$$

$$S_I \epsilon_I \sigma T_I^h - S_I \epsilon_I B_I + (S_I F_{I \rightarrow A} - S_I F_{I \rightarrow A} \epsilon_I) (\sigma T_A^h - B_I) + (S_I F_{I \rightarrow E} - S_I F_{I \rightarrow E} \epsilon_I) (\sigma T_E^h - B_I) = 0$$

$$S_I \epsilon_I \sigma T_I^h - S_I \epsilon_I B_I + S_I F_{I \rightarrow A} \sigma T_A^h - S_I F_{I \rightarrow A} B_I - S_I F_{I \rightarrow A} \epsilon_I \sigma T_A^h + S_I F_{I \rightarrow A} \epsilon_I B_I +$$

$$+ S_I F_{I \rightarrow E} \sigma T_E^h - S_I F_{I \rightarrow E} B_I - S_I F_{I \rightarrow E} \epsilon_I \sigma T_E^h + S_I F_{I \rightarrow E} \epsilon_I B_I = 0$$

$$B_I (S_I F_{I \rightarrow A} \epsilon_I - F_{I \rightarrow E} + F_{I \rightarrow E} \epsilon_I - \epsilon_I - F_{I \rightarrow A}) = -\sigma (T_I^h \epsilon_I + T_A^h F_{I \rightarrow A} - T_A^h \epsilon_I F_{I \rightarrow A} + T_E^h F_{I \rightarrow E} - T_E^h F_{I \rightarrow E} \epsilon_I)$$

$$\Rightarrow B_I = 0$$

$$\Rightarrow B_I = 8382,2 \text{ W/m}^2$$

$$\phi_I = \frac{\Phi_I}{S_I} = \frac{\Phi_I}{\pi d_I L} = 2730,5 \text{ W/m}^2$$

$$\phi_I = \frac{\sigma T_I^h - B_I}{\frac{1 - \epsilon_I}{S_I \epsilon_I}}$$

k2) dati

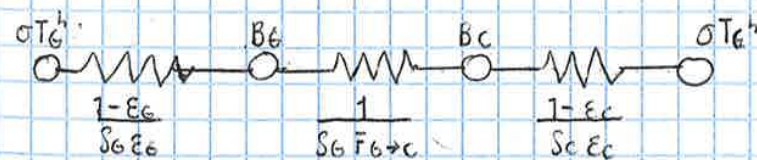
Guon vede se steno \Rightarrow tutto il flusso uscente da G va fuori sulla camera

$$F_{G \rightarrow G} + F_{G \rightarrow C} = 1 \Rightarrow F_{G \rightarrow C} = 1$$

$T_G = 873 \text{ K}$ $T_C = 298 \text{ K}$
 $S_G = 0,5 \text{ m}^2$ $S_C = 5 \text{ m}^2$
 $\epsilon_G = 0,35$ $\epsilon_C = 0,75$



rete elettrica equivalente:



$$\left\{ \begin{aligned} \phi_{G \rightarrow C} &= \frac{\sigma T_G^h - B_G}{\frac{1 - \epsilon_G}{S_G \epsilon_G}} \\ \phi_{G \rightarrow C} &= \frac{B_G - B_C}{\frac{1}{S_G F_{G \rightarrow C}}} \\ \phi_{G \rightarrow C} &= \frac{B_C - \sigma T_C^h}{\frac{1 + \epsilon_C}{S_C \epsilon_C}} \end{aligned} \right. \Rightarrow \phi_{G \rightarrow C} = \frac{\sigma (T_G^h - T_C^h)}{\frac{1 - \epsilon_G}{S_G \epsilon_G} + \frac{1}{S_G F_{G \rightarrow C}} + \frac{1 - \epsilon_C}{S_C \epsilon_C}} = 5,62 \text{ kW}$$

$$M_{TOT,2} \cong 220,1 \text{ kg} = \frac{M_{TOT,1}}{2}$$

se sullo scudo acqua, e la massa della miscela si riduce di X, allora la massa di acqua spillata è proprio X

Devo ricavare il calore.

- Il principio per sistemi aperti: $\dot{\phi} - \dot{W}_t = \frac{d}{dt} (U + E_c + E_p + V_0 P_0)_{vc} + \sum_j \dot{G}_j (h + e + p/p_0)_{j,sc}$

$W_t = 0$ perché il recipiente è rigido e non ci sono scambi di energia meccanica con l'esterno
 $E_c = E_p = 0$

$P_0 V = 0$ non c'è deformazione delle pareti del volume di controllo

$$\dot{\phi} = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{vc} + \sum_j \dot{G}_j h_j \rightarrow \dot{\phi} = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{vc} + \dot{G} (h_2 - h_1)$$

2 → dopo aver spillato la massa X.
 1 → situazione iniziale

Per il principio di conservazione della massa

$$\left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc} + \sum_j \dot{G}_j = 0 \rightarrow \sum_j \dot{G}_j = - \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc}$$

Quindi sostituendo nel primo principio

$$\dot{\phi} = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{vc} + \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc} (h_2 - h_1)$$

Integrando ambo i membri tra lo stato 1 e 2.

$$Q = U_2 - U_1 = M_2 h_2 + M_1 h_1$$

$$u = h + p v$$

$$u = h + p v$$

$$\frac{du}{dt} = \frac{dh}{dt} + \frac{dpv}{dt}$$

$$\dot{\phi} = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{vc} + \sum_j \dot{G}_j h_j$$

$$\dot{\phi} = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{vc} + \dot{G} u \rightarrow u \text{ è l'energia da corrente di uscita}$$

$$u = h + p v$$

$$u = h + p v \rightarrow \frac{du}{dt} = \frac{dh}{dt} + \frac{dpv}{dt} = 0 \text{ perché}$$

$p = \text{cost}$ perché in numero d'intensità delle curve di saturazione.
 $v = \text{cost}$ perché recipiente rigido

$$\left(\frac{dU}{dt} \right)_{vc} = \left(\frac{dH}{dt} \right)_{vc}$$

$$\dot{\phi} = \left(\frac{dH}{dt} \right)_{vc} + \dot{G} u \rightarrow \dot{G} u = - \left(\frac{dH}{dt} \right)_{vc} \quad \int \dot{G} u = - \left(\frac{dH}{dt} \right)_{vc} \cdot t$$

Integro ambo i membri tra gli stati 1 e 2

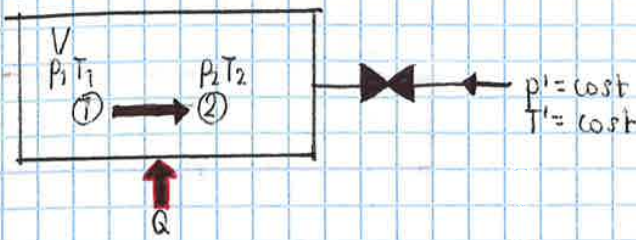
$$Q = H_2 - H_1 + G u$$

$$Q = M_2 h_2 - M_1 h_1 + M u$$

$$\begin{aligned} M u &= M_{TOT,2} = 220,1 \text{ kg} \\ h_1 &= 1225,02 \text{ kJ/kg} \\ H_1 &= 2,10,2 \text{ kg} \\ H_2 &= 220,1 \text{ kg} \end{aligned}$$

integrando
 $\int \dot{G} u \rightarrow H u = M u$
 $\dot{G} u = \left(\frac{dH}{dt} \right)_{vc}$
 $-(M_2 u - M_1 u) = M u$
 $L=0$

C2) recipiente a T_1 viene collegato ad una linea di aria compressa che fornisce aria a p_1' e T_1' costanti.
 Si vuole conoscere la quantità di gas che entra nel recipiente, il suo stato termodinamico finale e l'entropia generata, quando la valvola viene mantenuta aperta abbastanza a lungo da realizzare una trasformazione finita.



Il principio per sistemi aperti:

$$\dot{\phi} - \dot{W}_t = \frac{d}{dt} (U + E_k + E_p + P_0 V)_{vc} + \sum_j G_j (h + e_k + e_p)_{j,sc}$$

$W_t = 0 \rightarrow$ no scambi di energia meccanica con l'esterno
 $E_c \dot{=} E_p \dot{=} 0$

••• vedi simulazione 18.02.2013.

3) compressione adiabatica in due stadi con interrefrigerazione
 l'interrefrigerazione serve per "anticipare" la trasformazione adiabatica a quella isoterma
 Per n stadi ci sono n-1 trasformazioni: ^{isobare} ~~isobare~~ due hanno inizio da ^{dei} valori intermedi di pressione determinati in modo tale da minimizzare il lavoro totale

$p_i = \sqrt[n]{p_1 p_2}$ (o in generale $p_i = \sqrt[n]{\prod_{j=1}^n p_j}$ n = numero stadi)

$\frac{p_{max}}{p_i} = \frac{p_i}{p_{min}}$ ovvero $\frac{p_6}{p_i} = \frac{p_i}{p_1} \rightarrow T_4 = T_6$

$p_i = 5,18 \text{ bar}$

Ricorda: lungo l'isobara c'è uno scambio di potenza termica

1° principio per sistemi aperti

$q - l_f = \Delta h$
 $l_f = -\Delta h$

applico separatamente il primo principio per le trasformazioni 1-4 e 5-6 e sommo i lavori

$l_f = -\Delta h = -c_p(T_4 - T_1) - c_p(T_6 - T_5)$
 $= -c_p(T_4 - T_1) - c_p(T_5 - T_6)$
 $= -c_p(T_4 - T_1) - c_p(T_5 - T_6)$

$-c_p(T_4 - T_1) - c_p(T_6 - T_5) = c_p(T_1 - T_4) + c_p(T_5 - T_6)$ $T_1 = T_5$
 $T_4 = T_6$
 $= 2c_p(T_1 - T_4)$

$T_1 p_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_4 p_4^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_4 = T_1 \left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 \left(\frac{p_i}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 176 \text{ K}$
 $\begin{matrix} > T_1 \\ > T_2 \\ < T_3 \end{matrix} \rightarrow \text{temperatura finale dell'aria}$

Dimostrare che $T_1 = T_6$

$T_4 p_4^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 p_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

$T_5 p_5^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_6 p_6^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

$T_1 p_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_6 p_6^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

$T_6 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_6}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

$= T_1 \left(\frac{p_1}{p_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

$\Rightarrow T_6 = T_5$

$T_4 = T_1 \left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

$\Rightarrow l_f = 2c_p T_1 \left[\left(\frac{p_i}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \approx -367,16 \text{ kJ/kg}$ $\Delta 0$ lavoro prodotto dal sistema

$\dot{W}_f = 6 \dot{m} l_f \approx -18,2 \text{ kW} \rightarrow$ potenza termica di compressione

1° principio per sistemi aperti su h-s

$q - l_f = \Delta h$
 $l_f = 0$ isobara

$q = \Delta h = c_p(T_5 - T_1) = c_p(T_1 - T_4) \approx 203,81 \text{ kJ/kg}$

$\Phi = 6 \dot{m} q \approx 10,08 \text{ kW} \rightarrow$ potenza termica scambiata

$$-W_t = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{vc} + G_i h_i \text{ (1)}$$

Canneazione della massa $\left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc} - G_i = 0 \quad G_i = \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc}$

Sostituisco in (1)

$$-W_t = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{vc} - \left(\frac{dM}{dt} \right)_{vc} h_i$$

invece

$$-L_t = \left(U_2 - U_1 \right) - (M_2 - M_1) h_i \rightarrow \text{lavoro tecnico legato alla variazione di volume della regione di controllo e quindi allo spostamento di una parte della superficie di controllo}$$

$$-L_t = M_2 u_2 - M_1 u_1 - (M_2 h_i - M_1 h_i)$$

$$-L_t = M_2 u_2 - M_1 u_1 - M_2 h_i + M_1 h_i$$

$$-L_t = M_2 (u_2 - h_i) + M_1 (h_i - u_1) =$$

$$-L_t = -M_2 (h_i - u_2) + M_1 (h_i - u_1)$$

Area \rightarrow gas ideale $\Rightarrow u = h - pv$
 $h - u = pv$

$$-L_t = -M_2 (cp T_i - cv T_2) + M_1 (cp T_i - cv T_1) \quad \begin{matrix} h_i = cp T_i \\ u_1 = cv T_1 \end{matrix}$$

$$-L_t =$$

$$-L_t = -M_2 (cp T_i - cv T_2) + M_1 (cp T_i - cv T_1) \rightarrow \text{UNICA INCONNITA } T_{A2}$$

Il pistone compie un lavoro di compressione sul sistema B
 1° principio sul sistema B chiuso

$$\begin{matrix} Q \\ L=0 \text{ ad.} \end{matrix} -L_t = \Delta U \quad \begin{matrix} L_t = -\Delta U = -cv(T_{B,2} - T_{B,1}) = cv(T_{B,2} - T_{B,1}) \\ = -cv(T_{B,2} - T_{B,1}) \end{matrix}$$

$$-L_t = \Delta U = M \Delta u = M cv (T_{B,2} - T_{B,1}) \Rightarrow L_t = M cv (T_{B,2} - T_{B,1}) = 15,61 \text{ kJ}$$

$$-L_t = -M_2 cp T_i + M_2 cv T_{A2} + M_1 cp T_i - M_1 cv T_{A1}$$

$pV = M R T \rightarrow M_{A2} = \frac{p_{A2} V_{A2}}{R T_{A2}}$

$$T_{A2} =$$

$$-L_t = - \frac{p_{A2} V_{A2}}{R T_{A2}} cp T_i + \frac{p_{A2} V_{A2}}{R T_{A2}} cv T_{A2} + M_{A1} cp T_i - M_{A1} cv T_{A1}$$

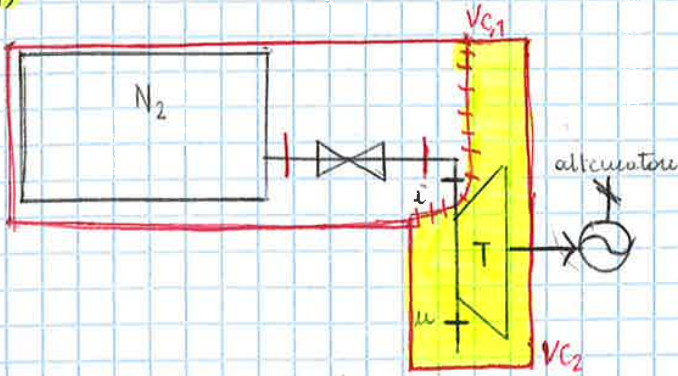
$$T_{A2} = \frac{p_{A2} V_{A2} \gamma T_i}{p_{A2} V_{A2} + M_{A1} R (\gamma T_i - T_{A1}) + (\gamma - 1) L_t} = 761,2 \text{ K} \rightarrow T_{A1} \text{ costante}$$

$$M_{A2} = 0,540 \text{ kg} = \frac{p_2 V_{A2}}{R T_{A2}}$$

Quindi:

A_2	B_2
$p = 1 \text{ bar}$	15 bar
$T = 761,2 \text{ K}$	$819,77 \text{ K}$
$M = 0,540 \text{ kg}$	$0,05 \text{ kg}$
$V = 0,0787 \text{ m}^3$	$7,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$

- (31)



serbatoio rigido e isotermo a 20°C
 N_2 $T_1 = 20^\circ\text{C} = T_2$
 $p_1 = 1,0 \text{ bar}$

tubo. adiabatica
 $W_p = 45 \text{ W}$
 $p_i = 7 \text{ bar}$
 $p_u = 1 \text{ bar}$

$pV = nRT$

$\tau = 1 \text{ h}$
 $p_2 = 7 \text{ bar} \rightarrow \text{STOP}$

- volume necessario del serbatoio
- entropia generata nel processo

$W = \frac{P}{S} \cdot \tau$

lavoro tecnico di espansione

$L_{p,e} = W_a \cdot \tau = 45 \cdot \text{W} \cdot 1 \text{ h} = 45 \frac{\text{J}}{\text{s}} \cdot 3600 \text{ s} = 162 \text{ kJ}$

> 0 lavoro ceduto dal sistema all'ambiente

1° principio applicato al VC2

$0 = -W = \frac{d}{dt} (U + E_k + E_p + p_0 V)_{VC,2} + \sum_j G_j (h + e_k + e_p)_{j,sc,2}$

$T_i = T_f$

perché il serbatoio è isotermo e la popolazione è isentropica quindi isotermo.

$T_i p_i^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = T_u p_u^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow$ tubo. adiabatica

$T_u = T_i \left(\frac{p_i}{p_u} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 168,2 \text{ K} \neq T_i$ infatti espansione adiaboticamente un gas lo si raffredda

Applico il primo principio per sistemi aperti definiti a VC2

$0 = -W_t = \frac{d}{dt} (U + \dots)_{VC} + \sum_j G_j (h + e_k + e_p)_{j,sc}$

$-W_t = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{VC} G (h_u - h_i)$
 = 0 stazionari

$-W_t = (h_u - h_i) \dot{M}$

$\dot{M} = h_i - h_u = c_p (T_i - T_u) \dot{M} \rightarrow \dot{M}$

$-W_t = G (h_u - h_i)$

$G = \frac{-W_t}{(h_u - h_i)} = \frac{-W_t}{c_p (T_u - T_i)} = \frac{W_t}{c_p (T_i - T_u)}$

$\cong 5,77 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$

$\Delta = \frac{R}{M} \cong 297 \text{ J/kg}\cdot\text{K} \quad \gamma = 1,4$

$c_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} R = 1039,5 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

$\left(\frac{\frac{\text{J}}{\text{s}}}{\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}} \right) \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \text{ OK}$

$\Delta H = G \cdot \tau \cong 2,078 \text{ kg} = M_1 - M_2 \rightarrow$ massa che esce dal serbatoio

Perché il serbatoio è isotermo

$T_1 = T_2$ ma $pV = nRT \rightarrow T = \frac{pV}{nR}$

$\frac{p_1 V_1}{n_1 R} = \frac{p_2 V_2}{n_2 R} \rightarrow \left(\frac{p_1}{n_1} - \frac{p_2}{n_2} \right) \frac{V}{R} = 0$

$$\dot{S}_{irr} = -\frac{\dot{Q}}{T_i} + M_2 s_2 - M_1 s_1 - (M_2 - M_1) s_i \quad \textcircled{1}$$

$$= -\frac{\dot{Q}}{T_i} + M_2 (s_2 - s_i) - M_1 (s_1 - s_i)$$

$$s_2 - s_1 = c_p \log \frac{T_2}{T_1} - R \log \frac{p_2}{p_1} = 0 \quad p_2 = p_1$$

$$s_2 - s_i = c_p \log \frac{T_2}{T_i} - R \log \frac{p_2}{p_i}$$

$$\dot{S}_{irr} = -\frac{\dot{Q}}{T_i} + M_2 (c_p \log \frac{T_2}{T_i} - R \log \frac{p_2}{p_i}) - M_1 (c_p \log \frac{T_1}{T_i} - R \log \frac{p_1}{p_i}) =$$

$T_2 = T_i \quad T_1 = T_i$

$$\dot{S}_{irr} = -\frac{\dot{Q}}{T_i} + M_1 R \log \frac{p_2}{p_i} = 1,329 \text{ kJ/Kg} \rightarrow \text{entropia generata dal processo}$$

Area: potremo applicare il II principio di VC1 + VC2

$$\frac{\dot{Q}}{T_i} + \dot{S}_{irr} = \left(\frac{dS}{dt} \right)_{vc} + \left(\sum_j G_j s_j \right)_{sc}$$

$$\frac{\dot{Q}}{T_i}$$

$$\frac{\dot{Q}}{T_i} + \dot{S}_{irr} = \left(\frac{dS}{dt} \right)_{vc} + \dot{M} G_u S_u$$

$$\frac{\dot{Q}}{T_i} + \dot{S}_{irr} = \left(\frac{dS}{dt} \right)_{vc} + \left(\frac{dM}{dt} \right) s_u$$

$$\dot{S}_{irr} = -\frac{\dot{Q}}{T_i} + (S_2 - S_1) - (M_2 - M_1) s_u \quad s_u = s_i \text{ perché l'espansione è isocinetica}$$

⇒ rivediamo la ①

$$\text{Ma } L_t = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{s^2} k V^2 \right) \Rightarrow L_t = \frac{1}{2} p V^2 \rightarrow L_t = \frac{1}{2} p V$$

$$V_2 = n_2 H_2$$

$$\Rightarrow L_t = H_2 (c_p T_i - c_v T_2)$$

$$\frac{1}{2} p_2 V_2 = \frac{1}{2} H_2 (c_p T_i - T_2 c_v) \quad \frac{1}{2} p_2 V_2 = \frac{1}{2} H_2 R T_2$$

$$p_2 V_2$$

$$\Rightarrow \frac{1}{2} R T_2 = (c_p T_i - T_2 c_v)$$

$$R T_2 = 2 c_p T_i - 2 c_v T_2$$

$$R T_2 + 2 c_v T_2 = 2 c_p T_i$$

$$T_2 = \frac{2 c_p T_i}{R + 2 c_v} = 621,8 \text{ K}$$

18/02/2013
 Dati: ciclo Otto

$$T_{max} = 700^{\circ}C = 973,15 K$$

$$p_{max} = 15 \text{ bar} = 15 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{min} = 15^{\circ}C = 288,15 K$$

$$p_{min} = 85 \text{ kPa} = 85 \cdot 10^3 \text{ Pa}$$

Ip: ① ciclo ideale di riferimento ad aria standard

② condizioni stazionarie

$$p_1 = p_{min} \quad T_1 = T_{min}$$

$$p_3 = p_{max} \quad T_3 = T_{max}$$

→ lavoro specifico netto

→ considerazioni di carattere generale

Assumo (per ip ①) l'aria standard con le medesime proprietà e composizione dell'aria secca.

Quindi

$$M_a = 28,97 \text{ kg/kmol}$$

$$R_a = 287 \text{ J/kg} \cdot K$$

$$\gamma_a = 1,4$$

$$c_{p,a} = 1004,5 \text{ J/kg} \cdot K$$

$$c_{v,a} = 717,5 \text{ J/kg} \cdot K$$

→ lavoro specifico netto

q_b è calore fornito dal sistema, quindi positivo

q_a è calore ceduto dal sistema, quindi negativo

$$l_n = q_b - |q_a| > 0$$

$$l_n = q_b - |q_a| > 0 \text{ infatti } < \text{lavoro ceduto dal sistema}$$

2-3) isocora → sistema aperto (infatti viene introdotto il combustibile)

$$q_b = l_b = \Delta h$$

$$l_b = \int v dp$$

2-3) isocora → sist. chiuso

T_p tid per sist chiuso

$$q_b = l_i = \Delta u$$

$$l_i = \int p dv = 0 \text{ perché } dv = 0 \text{ (isocora)}$$

$$q_b = \Delta u = c_v (T_3 - T_2)$$

- dato ricorare T_2

1-2) isentropica

$$T_1 p_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_2 p_2^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

$$T_1 v_1^{\gamma-1} = T_2 v_2^{\gamma-1} \rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma-1}$$

- dato ricorare p_2

2-3) isocora: $p_1 v_1 = R T_1 \quad p_2 v_2 = R T_2 \quad p_3 v_3 = R T_3 \rightarrow \frac{p_2}{p_3} = \frac{T_2}{T_3} \rightarrow T_2 = T_3 \frac{p_2}{p_3}$

