



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1911A -

ANNO: 2016

A P P U N T I

STUDENTE: Nappo Maria Luisa

MATERIA: Complementi di energetica - Prof. Verda

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.**

INDICE - COMPLEMENTI DI ENERGETICA, Verde

- Problema di ottimizzazione: funzioni obiettivo, variabili x 1
- Costruzione di un modello: 8 equazioni 2
 - cella a combustibile 3
- Analisi exergetica 5
- Exergia fisica 9
- Exergie chimica, energie libere di Gibbs 13
- Rappresentazione produttive e indicatori 16
- Microturbine a gas 19
- Pinch Analysis 22
- Approccio grafico 25
- Approccio algebrico 29
- Problema di numero di scambiatori e costo rete 35
- Teorema di Eulero e matrici di incidenze 38
- Semplificazione rete, ripristino Strum con percorso di intervento 40
- Costo annuo complessivo 43
- Ottimizzazione exergia 44
- Pompe di calore e cicli Rankine organici 47
- Applicazioni HP e ORC
- Rifiuti solidi urbani e Waste to Energy (WTE), termovalorizzazione 56
- Cicli combinati + WTE 63
- Teleriscaldamento 67

COMPLEMENTI DI ENERGETICA - VERDA

Libro: V. Verda, E. Quelpa - Metodi Termodinamici per l'uso efficiente delle risorse energetiche

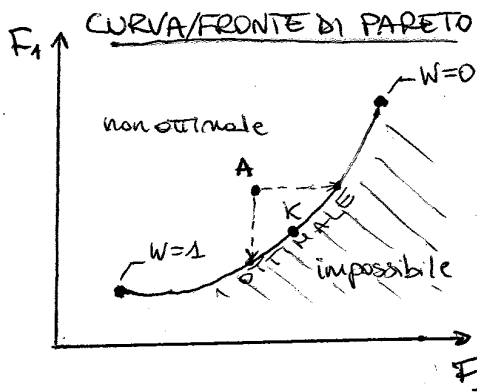
PROBLEMA DI OTTIMIZZAZIONE: si vuole modificare e intervenire sui sistemi per migliorarli e quindi ottimizzarli.

1^a CARATTERISTICA DELL'OTTIMIZZAZIONE: **FUNZIONE OBIETTIVO**

Si introduce una funzione obiettivo $F(x)$ che si vuole ottimizzare e quindi minimizzare $\rightarrow \min F(x)$. Tale funzione può essere di tipo:

- | | |
|--------------------------------|--|
| 1) energetico (es. efficienze) | 3) ambientale (es. emissioni) |
| 2) economico (es. costi) | 4) tecnico (es. volume minimo e P_{max} di compressione) |

Solitamente si vuole minimizzare più funzioni obiettivo contemporaneamente, creando delle SITUAZIONI MULTIOBIETTIVO. Ad esempio:



F_1 = costo di investimento

F_2 = efficienze energetiche

I punti delle curve rappresentano le condizioni ottimali, ossia il luogo dei punti ottimali di una funzione multiobiettivo. Più aumento l'efficienze e più aumenta il costo; sotto le

curve ci sono le condizioni impossibili mentre sopra quelle non ottimali.

Per determinare il luogo dei punti ottimali si pesano entrambe le funzioni con un parametro W compreso tra 0 e 1, modificando il quale stringo le curve:

- con $W=0$ ottimizzo solo la funzione F_2 , ossia l'aspetto energetico;
- con $W=1$ ottimizzo solo la funzione F_1 , ossia l'aspetto economico.

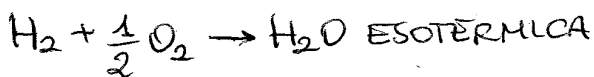
Il punto **(K)** rappresenta il ginocchio delle curve di Pareto ed è un punto ottimale per entrambe le funzioni.

$$F = W \cdot F_1 + (1 - W) F_2$$

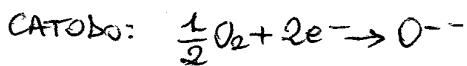
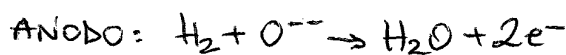
- ① Conservazione delle masse
- ② Conservazione della quantità di moto
- ③ Conservazione dell'energia (scrivere una sola volta)
- ④ Assegnazione delle portate in masse in ingresso, pari al # di flussi di masse entranti nel sistema. **NOTA** - Si può supporre una portata in masse in ingresso e poi sostituire l'equazione con un'altra nota, ad esempio G_{out}
 - ↳ metodo usato nei casi multicomponente: conviene esprimere tutte le condizioni di un componente per poi sostituirle con quelle note di altri componenti. In questo modo si risolve prima un componente e poi si procede con le variabili degli altri.
- ⑤ Assegnazione delle variabili di stato indipendenti per i flussi di masse in ingresso, tante quante sono le variabili indipendenti - Per ogni flusso in ingresso si ha una coppia di variabili - Ad esempio (p, h) per il vapore o (p, T) per i gas.
- ⑥ Assegnazione dei flussi di energie scambiati dal sistema.
 - ↳ se li conosco assegno un valore noto, altrimenti lo suppongo
- ⑦ Equazioni costitutive per determinare le altre proprietà del sistema:
 - ↳ per ogni variabile che aggiungo relative allo stato del fluido, a parte le due indipendenti dell'equazione ⑤, devo aggiungere una equazione costitutive che le lega alle altre due
- ⑧ Espressione dei parametri caratteristici del sistema. Ad esempio η_{is} , altri,...

MODELLO DI UNA CELLA A COMBUSTIBILE

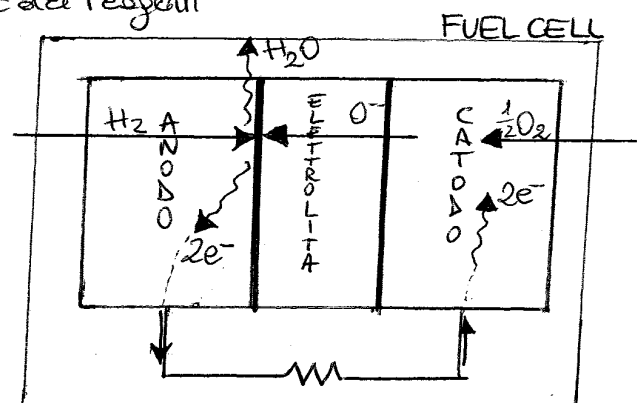
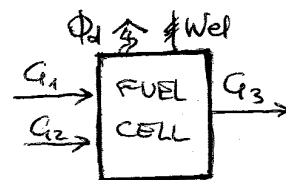
Reazione chimica con trasferimento di energia: combustione dell'idrogeno



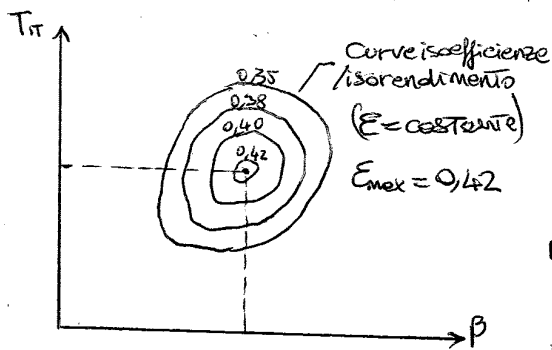
L'energia coinvolte nella reazione è sempre la stessa, indipendentemente dalle quantità dei reagenti



L'elettrolite permette di trasferire degli ioni dal catodo all'anodo



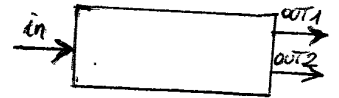
T_{ir} e β diventano quindi variabili libere e posso sceglierle tali da ottenere E_{max} .



Per poter effettuare queste ottimizzazioni serve un algoritmo che si può implementare con il software EES: si parte da un design iniziale e si usano gli algoritmi già impostati su EES.

NOTA - Se ci sono più uscite bisogna scrivere informazioni in più per ciascuno dei flussi in uscita con le equazioni (1), (2), (3). Ad esempio, come si ripartisce la portata

in masse (1) o come variano le pressioni tra i due flussi in uscita (2) o dire se l'entalpia dei flussi in uscita è la stessa oppure varia (3)



1° ARGOMENTO: ANALISI EXERGETICA

EXERGIA, coniate da Rant, caratteristiche:

1°) L'exergia mette insieme il I e il II principio della Termodinamica secondo cui:

Dal I si ha le conservazioni dell'energia e dal II si hanno dei vincoli forti sulle possibili trasformazioni dell'energia. L'exergia dà un peso alle trasformabilità delle trasformazioni definendo quanto queste sono possibili. Quando si usa una risorsa pregiata si perde dell'energia per ottenere una risorsa meno pregiata. Un'analisi delle trasformazioni non necessita del concetto di exergia, mentre l'analisi dei flussi e i valori non possono che essere ottenuti con tale concetto.

2°) Le interazioni con la BIOSFERA, che pone dei vincoli di p_0 , T_0 , e_p (in quota), condizionano il funzionamento del sistema dal punto di vista fisico e chimico. Con l'exergia la relazione tra il sistema e l'ambiente è resa esplicita attraverso il DISEQUILIBRIO tra le due parti. L'exergia contiene informazioni su quanto il flusso utilizzato si discosta dall'ambiente (concetto che permette il trasferimento di energia e la trasformazione in sé).

Definizione - L'exergia è il LAVORO MASSIMO ottenibile da una forma di energia attraverso una TRASFORMAZIONE che utilizzi in modo completo la quantità di energia a disposizione e che porti la trasformazione fino alla condizione di EQUILIBRIO con l'ambiente esterno. La trasformazione deve essere fatta interagendo esclusivamente con L'AMBIENTE.

Per ottenere il lavoro massimo bisogna sfruttare completamente una risorse
 o usare una macchine ideale - Il lavoro (potenze) perso si ricava dal 2° PRINCIPIO delle TD.

$$L_{max} = L_{ut} + L_{perso} \Rightarrow W_{max} = (W_{ut}) + (W_{perso})$$

Il lavoro (potenza) utile lo si ricava dal 1° PRINCIPIO delle TD.

1° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA PER SISTEMI APERTI (1° PT)

$$\sum_{j=1}^N \Phi_j - W_t - W_o = \frac{\partial}{\partial t} (U + E_c + E_p)_{ve} + \sum_{k=1}^{NC} G_k (h + e_c + e_p)$$

Φ_j = flussi termici scambiati con diverse sorgenti a T diverse > 0 se forniti al sistema

W_t = potenza tecnica scambiata all'albero motore o in forma di energie elettrica del sistema
 ↳ > 0 se prodotte dal sistema, fornite verso l'esterno del sistema (uscite)

W_o = potenze di dilatazione scambiate con l'esterno per effetto di una variazione di volume del sistema, perché sulle superficie agisce la pest che compie un lavoro
 ↳ < 0 nelle compressioni; > 0 nelle espansioni

$\frac{\partial}{\partial t} (U + E_c + E_p)_{ve}$ = Termine di accumulo se il sistema è in condizioni stazionarie, ossia se scambia la stesse quantità in ogni istante (se cambia la T nel tempo cambia U, se cambia la velocità cambia E_c - microturbine -, se cambia la quota cambia E_p - aereo che decolla -

$\sum_{k=1}^{NC} G_k (h + e_c + e_p)_k$ = Tiene conto di tutti gli scambi di masse del sistema con l'esterno sulle superficie di controllo valutando per ogni massa l'entalpia, l'energia cinetica e potenziale specifica. > 0 se la portata in masse è uscente del sistema; < 0 se è entrante

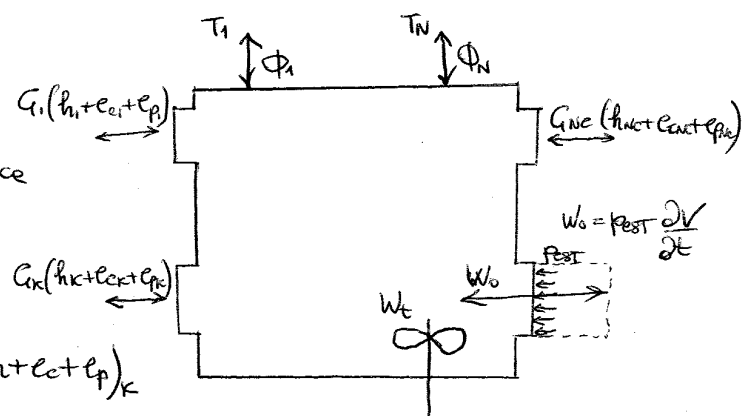
NC = # di condotti

Φ_j = flussi entranti o uscenti

W_t = potenze tecniche meccaniche all'albero o elettriche

W_o = potenze di dilatazione per variazione del volume sotto la pest = pest ΔV

$$\sum_{j=1}^N \Phi_j - W_t = \frac{\partial}{\partial t} (U + E_c + E_p + p_o V)_{ve} + \sum_{k=1}^{NC} G_k (h + e_c + e_p)_k$$



2° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA per sistemi aperti (2° PT)

$$\sum_{j=1}^N \frac{\Phi_j}{T_j} + \sum_i \dot{S}_i = \left(\frac{\partial S}{\partial t} \right)_{ve} + \sum_{k=1}^{NC} G_k S_k$$

$\sum_i \dot{S}_i \geq 0$ irreversibilità
 $\left(\frac{\partial S}{\partial t} \right)_{ve} = 0$: stazionario

GRADO DI SCOSTAMENTO RISPETTO ALLA BIOSFERA

- Energia interna Totale: $U^z = U + E_c + E_p$
 - Entalpie Totale: $h^z = h + e_c + e_p$
- (*) $\frac{\partial U^z}{\partial t} = \frac{\partial \hat{U}^z}{\partial t}$ la derivata di U_0, S_0, V_0 nel tempo è nulla

$$\sum_{j=1}^N \Phi_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) - W_t = \frac{\partial}{\partial t} (U^z + p_0 V - T_0 S)_{ve} + \sum_{k=1}^{NC} C_k (h^z - T_0 S)_k + T_0 \Sigma_i$$

Note le caratteristiche delle biosfera (p_0, T_0) si possono calcolare in funzione di queste anche $U_0, V_0, S_0, E_{c0} = 0, E_{p0} = 0$. Definisco quindi **SCOSTAMENTO**:

$$\hat{U} = U - U_0; \hat{U}^z(\hat{V}, \hat{S}) = U^z - U_0; (p_0 \hat{V} = p_0 (V - V_0); T_0 \hat{S} = T_0 (S - S_0))$$

In questo modo si può scrivere l'equazione dell'energia in funzione dello scostamento del sistema dalle condizioni delle biosfera @ $T_0 = 25^\circ\text{C}$ e $p_0 = 1 \text{ atm}$.

$$\frac{\partial}{\partial t} (U^z + p_0 V - T_0 S) \stackrel{(*)}{=} \frac{\partial}{\partial t} (\underbrace{\hat{U}^z + p_0 \hat{V} - T_0 \hat{S}}_A) = \frac{\partial}{\partial t} A^z \quad \begin{array}{l} \text{ENERGIA INTERNA (*)} \\ \text{UTILIZZABILE TOTALE} \\ \text{del sistema} \end{array}$$

↳ Tale energia serve per valutare le situazioni in cui si **ACCUMULA** energie

$$\sum_{j=1}^N \Phi_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) - W_t = \left(\frac{\partial A^z}{\partial t}\right)_{ve} + \sum_{k=1}^{NC} C_k (h^z - T_0 S)_k + T_0 \Sigma_i$$

$$\sum_{j=1}^N \Phi_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) - W_t = \left(\frac{\partial A^z}{\partial t}\right) + \sum_{k=1}^{NC} C_k (h^z - h_0 - T_0 (S - S_0))_k + \sum_{k=1}^{NC} C_k (h_0 - T_0 S)_k + T_0 \Sigma_i$$

↳ Tollo e aggiungo

$$= (\hat{h}^z - T_0 \hat{S})_k$$

Dalle tabelle ricavo:

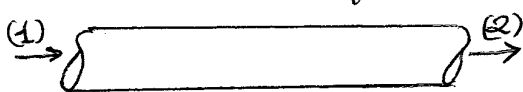
(h_0, S_0) : condizioni del fluido @ condizioni ambiente

(h^z, S) : condizioni del fluido @ T, p del fluido

Lo scostamento $(h^z - h_0) - T_0 (S - S_0)$ si chiama **EXERGIA FISICA (b)**

Il contributo legato alla componente chimica $\sum_{k=1}^{NC} C_k (h_0 - T_0 S_0)$ è chiamato **EXERGIA CHIMICA (Σ_i^0)**

Esempio - Tubo d'acqua -



- Condizioni (1): acqua @ $T_1 = 10^\circ\text{C}, p_1 = 1 \text{ bar}$
 - Condizioni (2): acqua @ $T_2 = 80^\circ\text{C}, p_2 = 1 \text{ bar}$
- $$(h_0 - T_0 S_0)_1 = (h_0 - T_0 S_0)_2$$

L'exergia chimica è costante sia in condizioni (1) che in condizioni (2) -

NOTA - Tutte le volte che il fluido non subisce una variazione di composizione, l'exergia chimica si annulla; mentre si ha exergia chimica solo nel caso in cui cambia la composizione del fluido -

Per calcolare il volume uso la legge dei gas perfetti: $N = \frac{R^* T}{P}$ con $R^* = \frac{R}{M_{mol}}$

e per l'entropia vale la relazione enologe: $dh = c_p dT$ quindi:

$$h = h_0 + c_p (T - T_0) \quad \text{con } h_0 = \text{condizione di riferimento e } c_p = c_{p \text{ medio}}$$

Per definire le condizioni di riferimento bisogna rispettare dei vincoli, ossia le relazioni tra u_0 e h_0 ; siamo liberi di assegnare solo uno dei due valori mentre l'altro è ricavato da:

$$h = u + pV \Rightarrow h_0 = u_0 + p_0 V_0$$

Quindi, dati (p_0, T_0) della biosfera, possiamo ricavare u_0 e assegnare un valore di u_0 (h_0) per trovare il relativo valore di h_0 (u_0).

L'entropia è invece ricavata dalle relazioni: $ds = c_p \frac{dT}{T} - R^* \frac{dP}{P}$, quindi:

$$s = s_0 + c_p \log\left(\frac{T}{T_0}\right) - R^* \log\left(\frac{P}{P_0}\right)$$

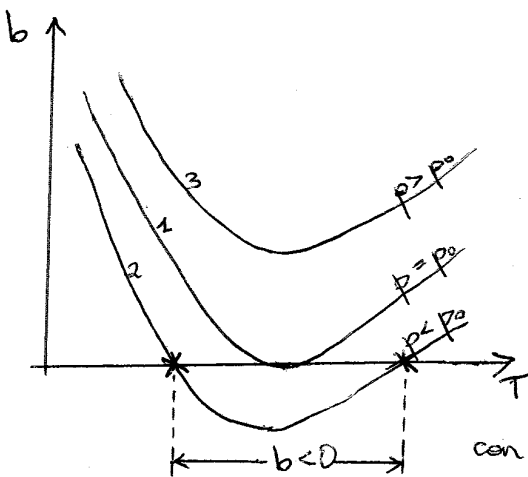
Ricavate tutte le proprietà dell'ambiente e del fluido si può calcolare

L'EXERGIA FISICA: $\sum_{k=1}^{N_c} G_k b_k^T$ con $b = (h - h_0) - T_0 (s - s_0)$

Per i gas ideali: $b = c_p (T - T_0) - T_0 c_p \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) + T_0 R^* \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)$

$$b = \underbrace{c_p \left[T - T_0 - T_0 \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \right]}_{\text{contributo termico legato al fluido}} + \underbrace{R^* T_0 \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)}_{\text{contributo meccanico legato al fluido}} \quad \text{exergia fisica}$$

Contributo termico legato al fluido contributo meccanico legato al fluido



2: Nei punti in cui si annulla le curve 2 il disequilibrio termico eguaglia il disequilibrio meccanico;

Nel tratto in cui $b < 0$ il disequilibrio termico supera quello meccanico, mentre nei tratti in cui $b > 0$ il disequilibrio meccanico è maggiore di quello termico

Per portare il fluido a $p = p_0$ bisogna comprimere in modo da aumentare p e ottenere l'equilibrio con la biosfera. Per far ciò bisogna quindi FORNIRE del LAVORO (lavoro di compressione) $\Rightarrow b < 0$.

NOTA - Il lavoro per la compressione termica (-) è maggiore di quello per la compressione meccanica(+). \rightarrow Compressione isoterma da p a p_0 a $T = T_0$ costante

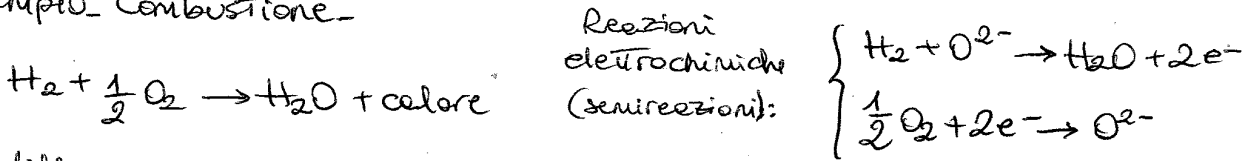
3: Viceversa, se $p > p_0$ si ottiene lavoro attraverso una espansione del fluido da p a p_0

N.B. Dal disequilibrio termico si ottiene sempre lavoro positivo @ $p = p_0$.

EXERGIA CHIMICA: $\sum_{k=1}^{NC} G_k \zeta_{k0}$ dove $\zeta_{k0} = h_{k0} - T_0 S_{k0}$

Ricorda: se abbiamo dei fluidi allo stesso stato fisico delle biosfera non si può ottenere del lavoro, ma attraverso un processo chimico lo si estriene.

Esempio - Combustione -



La differenza di potenziale genera una potenza elettrica.

L'aria invece a p, T_0 non può produrre nulla perché ha la stessa composizione delle biosfera.

ENERGIA LIBERA DI GIBBS: potenziale TD ricavato dalle trasformate di Legendre

$$G = H - T \cdot S \Rightarrow \frac{G}{M} = g = h - T s \Rightarrow g_0 = h_0 - T_0 S_0 = \zeta_0$$

Alle condizioni della biosfera l'energia libera di Gibbs coincide con ζ_0 .

È utile considerare l'exergia chimica nelle trasformazioni con fluidi che sono alle condizioni fisiche delle biosfera, isoterme e isobare, e li si vuole portare all'equilibrio anche dal punto di vista delle composizioni per raggiungere il perfetto equilibrio termodinamico. A queste trasformazioni isobare e isoterme si associa la variazione di

energia libera di Gibbs disponibile alla condizione STANDARD: (da Tabelle)

$$\Delta G_T^0 = \sum_{\text{prodotti}} G_i - \sum_{\text{reagenti}} G_i$$

↳ noto ← (prodotti) ← (reagenti) incognita

cerco le reazioni che mi partono i reagenti alle complete condizioni di equilibrio, quindi so dove

voglio arrivare ($\sum G_i$ è noto, ΔG_T^0 da Tabelle)

conosco G_i prodotti

Lo scopo è calcolare l'exergia chimica dei composti di una reazione e per fare ciò si può considerare solo una parte della biosfera che può anche essere costruita oppure

Devo poter associare una exergia chimica a tutti i composti quanti sono gli elementi che vado ad analizzare. Nelle reazioni di combustione dell'idrogeno $H_2 + \frac{1}{2} O_2 \rightarrow H_2O$ ci sono 3 composti e 2 elementi. Nelle parte di biosfera che vado a considerare devono essere presenti almeno i due elementi considerati, ai quali viene associato un composto di riferimento presente nella biosfera.

Ci sono due strategie per procedere:

- STRATEGIA 1) si prende da letteratura un ambiente di riferimento precostituito, ossia una biosfera predeterminata di cui si conoscono le composizioni chimiche (es. dell'aria,

Tali trasformazioni implicano un LAVORO DI COMPRESSIONE ISOTERMA:

$$l_{ci} = \int_{P_i}^{P_0} -v dp = -R_i^* T_0 \ln\left(\frac{P_0}{P_i}\right) = -R_i^* T_0 \ln\left(\frac{1}{y_i}\right) < 0$$

Per poter ottenere ogni gas da solo occorre fornire Tale lavoro (negativo). Una volta ottenuto il gas disponibile a (P_0, T_0) , la sua exergia chimica è un lavoro positivo e pari a $-l_{ci}$ in quanto sarà un lavoro di espansione che ripristina la pressione P_i del gas con una trasformazione isoterma da P_0 a P_i . Quando si ha a disposizione un' exergia, ossia una possibilità di ottenere lavoro positivo, si genera una irreversibilità pari a:

$$E_{oci} = -l_{ci} = -R_i^* T \ln y_i > 0$$

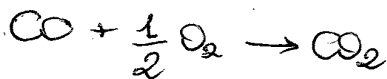
però il gas da P_0 a P_i attraverso una espansione che mi fa ottenere un lavoro > 0
Per ottenere del lavoro non devo riscalzare

il gas separati, altrimenti il lavoro che si poteva ottenere diventa tutta irreversibilità. Bisogna invece far avvenire una espansione. Per identificare l'exergia chimica di altri composti non di riferimento devo usare l'equazione di Gibbs. Si sceglie una reazione chimica che coinvolge il composto di interesse e altri composti presenti nell'ambiente di riferimento.

Dato una reazione generica $n_A A + n_B B + \dots = n_C C + \dots$

$$\Delta G_r^0 = n_C g_C^0 + \dots - n_A g_A^0 - n_B g_B^0 - \dots = n_C E_{0C} + \dots - n_A E_{0A} - n_B E_{0B} - \dots$$

Esempio Combustione del CO:



$$\Delta G = -257 \frac{kJ}{mol}$$

DA TABELLE

$$E_{0CO_2} = 19,9 \frac{kJ}{mol}$$

$$E_{0O_2} = 3,97 \frac{kJ}{mol}$$

$$\Delta G = 1 \text{ mole } CO_2 \cdot 19,9 \frac{kJ}{\text{mole } CO_2} - 1 \text{ mole } CO \cdot E_{0CO} - \frac{1}{2} \text{ mole } O_2 \cdot 3,97 \frac{kJ}{\text{mol}} = -257 \frac{kJ}{\text{mol}}$$

↳ unica incognita

Se ho più reagenti non noti, quindi più incognite, devo scrivere più equazioni.

VALUTAZIONE EXERGIA CHIMICA DEI COMBUSTIBILI

Per i combustibili come le biomasse o i rifiuti la valutazione è molto complessa, ma solitamente basta conoscere esattamente i quantitativi in mole degli elementi presenti.

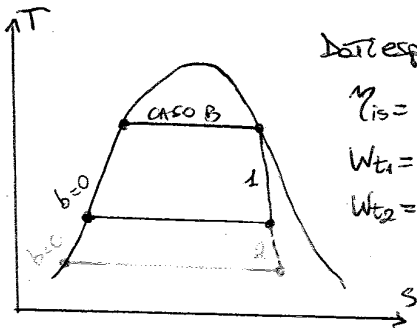
Esempio - Combustibile organico solido -

$$H_i = H_{i,ss} (1 - \% H_2O) - \% H_2O \cdot \Delta h_{ev}^0 \quad \text{POTERE CALORIFICO NETTO}$$

↓
 potere calorifico secco della sostanza secca contributo dell'evaporazione dell'acqua

+ parità di prodotto $P = Q_{vap} (b_2 - b_1) = 160 \text{ kW}$ sia nel caso A che nel caso B,

calcolo la RISORSA come $F = Q_{vap} \Delta b$ dove $F_A \neq F_B$ mentre $P_A = P_B$



Dati espansione:

$$\eta_{is} = 0,75$$

$$W_{t1} = 200 \text{ kW}$$

$$W_{t2} = 9 \text{ kW}$$

	$F_{dispon} \text{ (kW)}$	$P \text{ (kW)}$	$F_{utiliz.} \text{ (kW)}$
B	502	160	398,8
C	502	$200 + \frac{160}{369}$	~ 480

$$F = Q_{vap} \cdot b_{vs20bar} = 502 \text{ kW} \quad b_{vs}: \text{ da Tabelle}$$

ALTERNATIVA C:

↳ Prodotto: energie associate al liquido condensato

Con il caso C si utilizza tutte le risorse disponibile ottenendo exergie $\cong 0$. La valorizzazione exergetica delle risorse permette di valutare il lavoro ottenibile dalle risorse utilizzate -

↳ opportunità di lavoro

BILANCIO EXERGIA: $\Psi_F = \Psi_P + \Psi_L + \Psi_I$

\downarrow risorse \downarrow prodotti \downarrow perdite distrutte = $T_0 \Sigma_i$

INDICATORI SPECIFICI

* EFFICIENZA EXERGETICA o di secondo principio: $\eta_{II} = \frac{\Psi_P}{\Psi_F}$

Esistono dei componenti non produttivi, ma funzionali per altri componenti come:

□ Condensatore di un ciclo Rankine:

- chiude il ciclo recuperando il fluido termovettore
- permette di espandere il fluido fino a $p < p_{amb}$ grazie al grado di vuoto
- ↳ si ottiene più lavoro

□ Valvole di espansione di un ciclo frigorifero:

- chiude il ciclo evitando di buttare il fluido termovettore
- evita l'uso di una turbina di materiali molto costosi (per via del vapore acqueo molto umido) evitando la cavitazione, anche se produce poco lavoro

Per questi componenti, detti DISSIPATIVI, servono altri indicatori.

Ogni indicatore è definito secondo una sua UNITÀ.

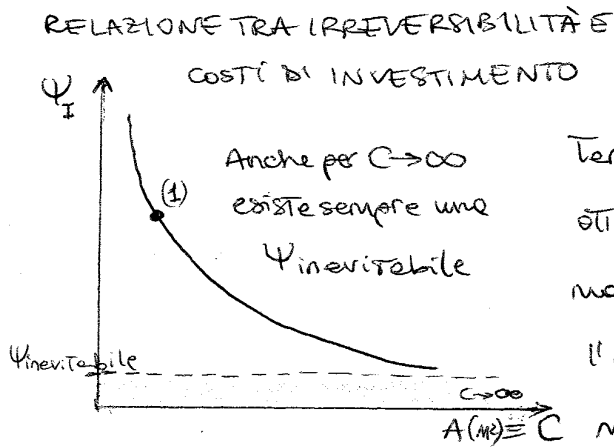
Es. $\eta_{II, \text{mot+pompa}} \cong 0,7 < \eta_{II, \text{pompa}} \cong 0,8 \ll \eta_{II, \text{turbine}}$

Valutiamo quante exergie elabora ogni componente:

□ Turbine: elabora vapore ad alte T_p ed esce ad alte T_c e basse p

↳ exergie molto elevate

- 11) Analizzare con cautela i processi con elevati flussi di masse per le loro elevate opportunità di riduzione dei fabbisogni e rischio di spreco di risorse
- 12) Usare l'analisi exergetica per il design improvement
- 13) Focalizzare l'analisi sulle irreversibilità evitabili:



Avendo a disposizione una risorsa molto pregiata si può ridurre l'area di scambio Termico, e quindi i costi di investimento, ma si ottiene una elevata irreversibilità. Con $A(m^2)$ maggiori, diminuiscono le irreversibilità per l'uso di risorse meno pregiate, ma in questo modo aumentano i costi di investimento.

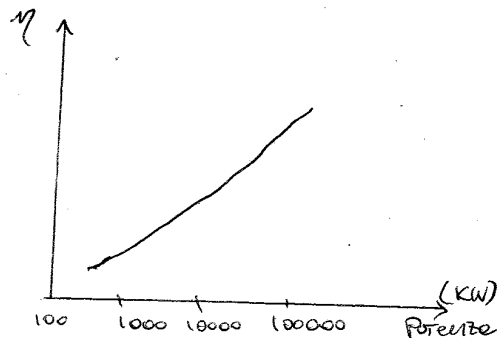
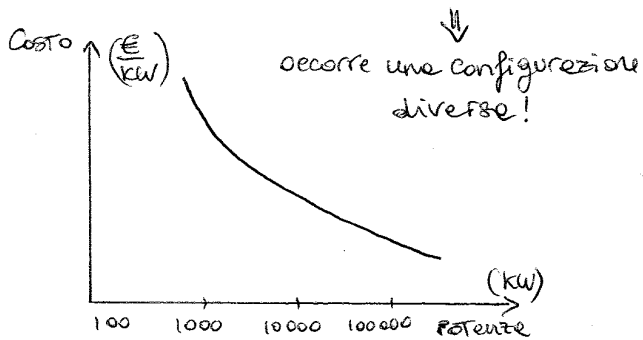
Bisogna concentrare le attenzioni sulle Ψ EVITABILI e non su TUTTE. Ad esempio, se operiamo in (1) può valere la pena migliorare il componente.

MICROTURBINE A GAS

Taglie: 10-100kW ($\ll 1MW$) \rightarrow potenze molto piccole

Configurazione di turbine assiali con basse potenze:

- \rightarrow costo economico di investimento unitario \times kW installato ALTISSIMO
- \rightarrow efficienze molto basse



Configurazione di turbine RADIALE: compressore centrifugo + turbine centrifete

- \rightarrow velocità di rotazione molto alte
- \rightarrow β_{comp} dei singoli stadi molto alti

OSSERVAZIONI:

- ① Se vogliamo una basse potenze necessariamente dobbiamo avere una basse portata in massa del gas: $P_{utile} = G \cdot \Delta h$

Le potenze varia linearmente con β_{comp} , anche se il Δh complessivo non varia.

oiché nelle macchine radiali con piccole dimensioni vi sono pochi stadi, il β_{comp} del singolo stadio deve essere elevato $\beta_{comp} \cong 4-6$.

Quindi, una potenza bassa \Rightarrow costo basso $\begin{cases} \rightarrow$ basse efficienze \\ \rightarrow pochi stadi $\rightarrow \beta_{\text{stadio}} \text{ alto} \end{cases}$

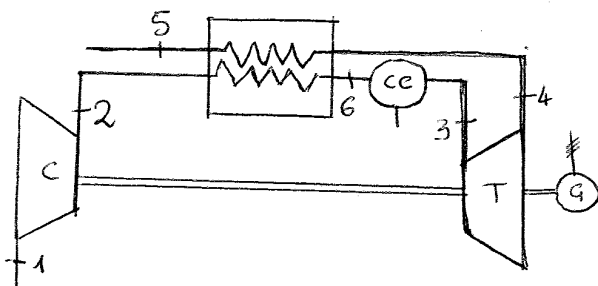
Nel caso di velocità molto alte non si possono usare delle ruote per ridurre ω , come nelle macchine assiali, ma la conversione da ω a f si fa con un generatore elettrico statico: INVERTER. In questo modo si può avere ω anche di $3000 \frac{\text{giri}}{\text{min}} \equiv \text{fréte.}$

La variazione di ω consente di regolare la potenza.

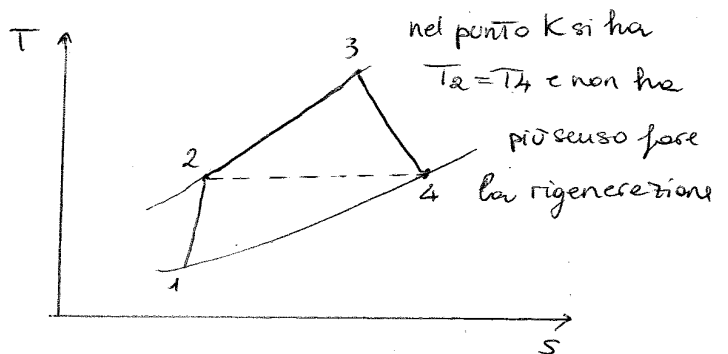
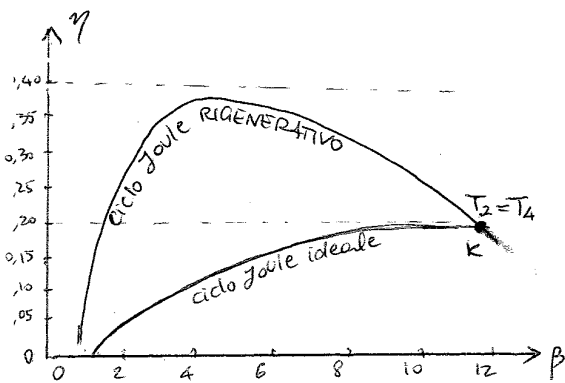
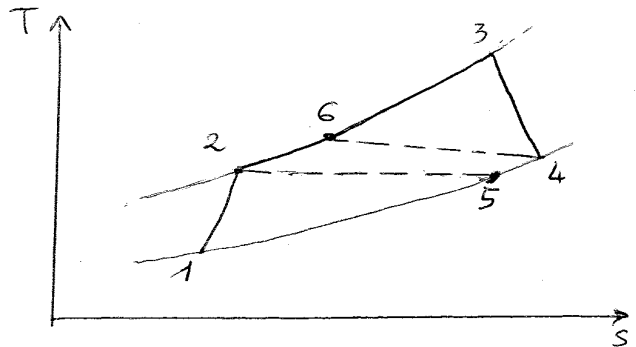
Nei Turbogas assiali dei cicli combinati, per far variare il carico dalle potenze di progetto si regola la m_{fuel} , che è proporzionale alle P , e la marcia in arrivo del compressore attraverso un sistema di palpetatura orientabile sullo statore che modifica la sezione di passaggio dell'aria. Queste regolazioni però non è molto efficiente e comporta notevoli perdite e un basso rendimento. Infatti, i Turbogas funzionano bene alle potenze di progetto, ma se si vuole una potenza $P = 60\% P_{\text{progetto}}$, $\eta \downarrow$ diminuisce molto.

Invece, nelle microturbine la regolazione avviene variando ω e quindi facendo lavorare le macchine sempre a $N = N_{\text{progetto}}$ e ottenendo un rendimento alto anche a fluttuazioni di carico e di potenza.

CICLO JOULE RIGENERATIVO



RENDIMENTO

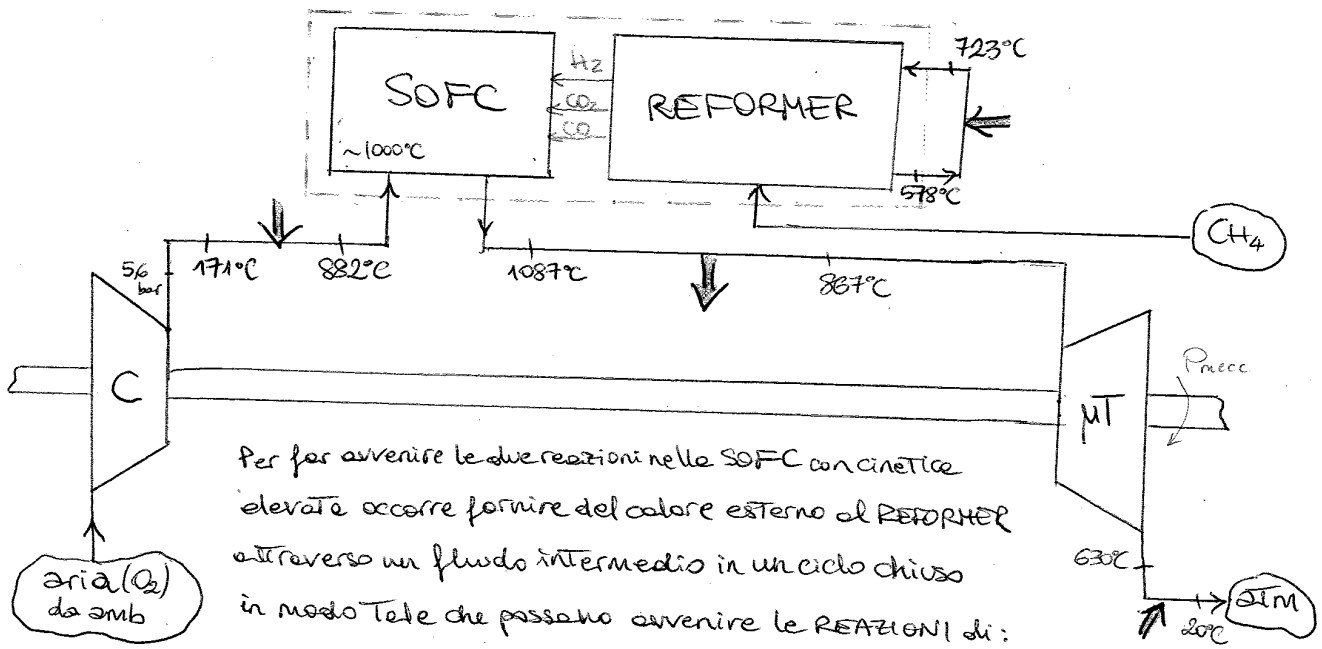


si vuole ottimizzare i meccanismi per arrivare a raggiungere i TARGETS di temperatura, ossia MINIMIZZARE L'APPORTO ENERGETICO ESTERNO aumentando il recupero termico di calore con una rete opportuna di scambiatori.

- OBIETTIVI:
- 1) Minimizzare gli apporti;
 - 2) Migliorare la qualità del calore ceduto all'esterno.

ESEMPIO BASE - Impianto ibrido SOFC = celle a combustibile a ossidi solidi

Celle a combustibile: attraverso la conversione termoelettrica si ottiene l'utilizzo di combustibile per la produzione di una quota diretta di potenza elettrica (più) un residuo in forma di calore utilizzabile per scaldare un fluido di processo.



Per far avvenire le due reazioni nella SOFC con cinetica elevata occorre fornire del calore esterno al REFORMER attraverso un fluido intermedio in un ciclo chiuso in modo tale che possano avvenire le REAZIONI di:

- STEAM REFORMING: $CH_4 + H_2O \rightarrow CO + 3H_2$
 - WATERGAS SHIFT: $CO + H_2O \rightarrow H_2 + CO_2$
- } all'interno del reformer

I prodotti di reazione delle steam reforming (H_2) sono il combustibile che alimenta la SOFC dalle quali poi esce una miscela di gas a 1087°C (N_2, O_2, H_2O, CO_2)

TARGETS: Temperature bloccate da raggiungere = VINCOLI

- 1) $\left\{ \begin{array}{l} 171^\circ C \rightarrow \text{uscite dal compressore} \\ 882^\circ C \rightarrow \text{ingresso nelle SOFC} \end{array} \right.$
- 2) $\left\{ \begin{array}{l} 1087^\circ C \rightarrow \text{uscite delle SOFC} \\ 867^\circ C \rightarrow \text{ingresso in Turbine} \end{array} \right.$
- 3) $\left\{ \begin{array}{l} 630^\circ C \rightarrow \text{uscite delle Turbine} \\ 20^\circ C \rightarrow \text{immissione in ambiente} \end{array} \right.$
- 4) $\left\{ \begin{array}{l} 723^\circ C \rightarrow \text{ciclo chiuso di} \\ 578^\circ C \rightarrow \text{riscaldamento } CH_4 \end{array} \right.$

Con la pinch analysis si vuole ottimizzare la fornitura di calore, garantendo i vincoli. Alternative estreme di massimo spreco: non fare recupero termico.

Calcoliamo due grandezze necessarie:

* FABBISOGNO TERMICO MASSIMO: si ipotizza di non avere recupero termico e che tutti i fabbisogni di riscaldamento e raffreddamento siano ottenuti da risorse esterne.

$$F_{abb, max} = \begin{cases} 333,6 \text{ kW} \text{ ottenuti da risorse fredde esterne} = \Phi_f \\ 336,2 \text{ kW} \text{ ottenuti da risorse calde esterne} = \Phi_c \end{cases}$$

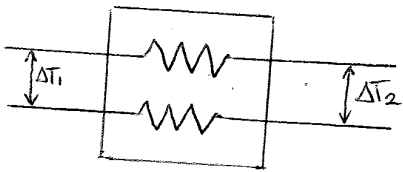
* FABBISOGNO TERMICO MINIMO: si ottiene massimizzando il recupero termico con la combinazione di fluidi caldi e freddi interni

↳ possibile solo se $T_{f.c.} > T_{f.f.}$ f.c. = fluido caldo; f.f. = fluido freddo (2° PT)

↳ COSTO: più avvicino le due T, più aumenta Φ e l'area di scambio

↳ più cerca di recuperare calore e più aumenta $A \equiv \text{COST}$, infatti $\Phi = K \cdot A \cdot \Delta T_m$

VINCOLO 1: si pre-imposta un valore di ΔT_{min} accettabile nello scambio termico



Tale che $\Delta T_1 \geq \Delta T_{min}$ e $\Delta T_2 \geq \Delta T_{min}$. Tale relazione vale anche all'interno dello scambiatore, ma considerando un $c = \text{cost}$ o specchiando il ΔT le

disuguaglianze sono garantite anche all'interno se vale all'esterno.

NOTA. Se il ΔT_{min} diminuisce, deve aumentare l'area di passaggio A .

VINCOLO 2: Temperature delle risorse esterne

↳ il fabbisogno minimo è il caldo o il freddo che dobbiamo fornire dall'esterno quando c'è un recupero massimo

□ Se $(F_{abb, max} - F_{abb, min})$ è basso, non vale la pena recuperare del calore sprecando soldi;

□ Se $(F_{abb, max} - F_{abb, min})$ è alto, allora posso continuare la Pinch Analysis.

Logica del problema di sintesi:

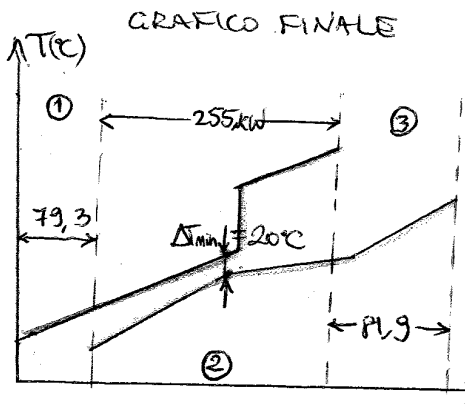
- Determinare le funzioni obiettivo e calcolare ΔT_{min} , $F_{abb, min}$.

- Progettare rete di scambiatori per fornire il $F_{abb, min}$, il resto è recupero termico.

CALCOLO DEL FABBISOGNO MINIMO

1) Approccio grafico:

Tracciamo la CURVA COMPOSITA partendoci nell'ipotesi ideale di avere due soli fluidi per ogni intervallo di temperature, partendo dalla situazione reale descritte nelle Tabelle dei dati.



ZONA ①: $F_{abb, min, freddo} = 79,3 \text{ kW}$

il calore disponibile deve essere rigettato all'esterno; sono presenti solo fluidi caldi;

ZONA ②: passo trasferire calore dai fluidi caldi ai fluidi freddi soddisfacendo il requisito di $(T_c - T_h) \geq \Delta T_{min}$

ZONA ③: $F_{abb, min, caldo} = 81,9 \text{ kW}$

il riscaldamento dei fluidi freddi può avvenire solo da una sorgente esterna per ottenere il massimo del

recupero termico; presenti solo fluidi freddi.

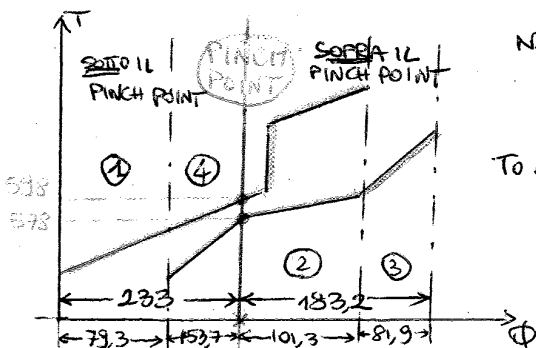
Questo grafico mostra una condizione ideale in cui abbiamo solo un fluido caldo e solo un fluido freddo, quindi, dove sono presenti solo uno dei due fluidi bisognerà introdurre una sorgente esterna, come nei casi ① e ②.

I FABBISOGNI MINIMI di caldo e di freddo da fornire al sistema per poter ottenere il massimo recupero di calore, garantendo sempre la minima differenza di temperatura negli accoppiamenti che intendo realizzare con gli scambiatori; $\Delta T_{min} = 20^\circ\text{C}$, sono pari a $79,3 \text{ kW}$ di freddo e $81,9 \text{ kW}$ di caldo. Mentre la quota di 255 kW rappresenta il calore recuperato. Nel momento in cui $(F_{abb, max} - F_{abb, min})$ è sufficientemente grande può essere vantaggioso operare il recupero termico almeno dal punto di vista energetico.

Mi rendo conto delle convenienze solo da questo confronto, infatti:

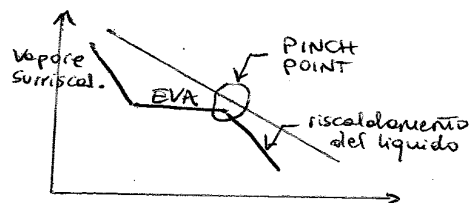
Fabbisogno caldo: $(333,6 \text{ kW})_{max} \gg (79,3 \text{ kW})_{min}$
 Fabbisogno freddo: $(336,2 \text{ kW})_{max} \gg (81,9 \text{ kW})_{min}$ } Fabbisogni ridotti drasticamente

PINCH POINT: punto in cui si verifica il ΔT_{min}



Nei cicli di recupero a gas o vapore il pinch point si trova nel punto di inizio evaporazione, dopo il riscaldamento:

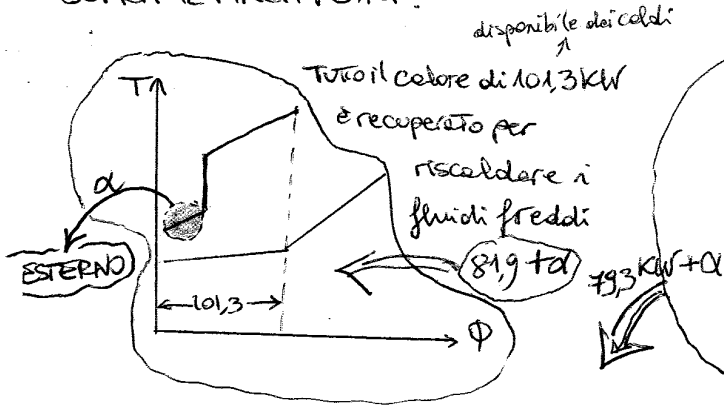
$T_{o\ pinch} =$ pizzicare



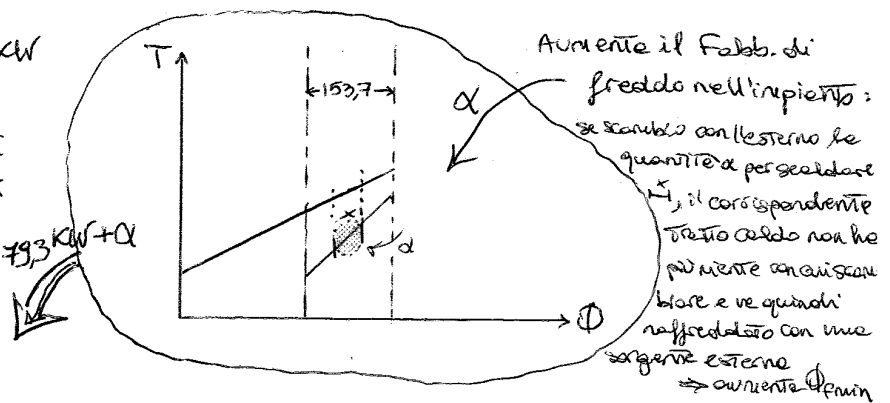
Il pinch point è il punto più complesso per il design della rete degli scambiatori perché $\Delta T = \Delta T_{min}$. Questo punto separa fisicamente l'impianto in due parti:

- SOPRA IL PINCH POINT: tutti i fluidi caldi e freddi presenti hanno $T > 598^\circ\text{C}$;
- SOTTO IL PINCH POINT: tutti i fluidi caldi e freddi presenti hanno $T < 578^\circ\text{C}$

SOPRA IL PINCH POINT:



SOTTO IL PINCH POINT:



Il riscaldamento di fluidi freddi sotto il pinch point NON deve essere operato con risorse esterne perché devo trovare le Esistono impianti interamente sotto (SOPRA) il pinch cost note che il pinch point non esiste neanche

Una quantità di calore α viene scambiata con l'esterno invece di essere usata per scaldare i fluidi freddi ed effettuare il recupero termico. Devo quindi raffreddarlo con una sorgente esterna, mentre per scaldare il freddo userò un heater esterno dato che gli altri caldi (sotto) sono a temperature non compatibili ⇒ aumento Φ_min

2) Approccio algebrico:

Definiamo due nuove temperature FITTIZIE ricavate:

$$T_{f.c.}^* = T - \frac{\Delta T_{min}}{2}$$

$$T_{f.f.}^* = T + \frac{\Delta T_{min}}{2}$$

in questo modo, lassdove i due fluidi (caldo e freddo) abbiano la stesse T^* significa che l'accoppiamento è possibile e il loro ΔT vale $\Delta T_{min} \Rightarrow$ pinch point

#	TIPO	G·C ($\frac{KW}{K}$)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	T _{in} [*] (°C)	T _{out} [*] (°C)
1	caldo	0,402	1087	857	1077	857
2	caldo	0,402	630	20	620	10
3	freddo	0,475	578	723	588	733
4	freddo	0,376	171	882	181	892

Livelli di T*	1	2	3	4	$\sum G_{C\text{caldi}} - \sum G_{C\text{freddi}}$	$\Phi = (\sum G_C - \sum G_c) \Delta T_i^*$
1077	fluidi					
I 892	↓ 1				0,402	+74,37 SURPLUS TERMICO
II 857				↑ 4	0,026	0,91 SURPLUS TERMICO
III 733					-0,376	-46,62 DEFICIT TERMICO
IV 620			↑ 3		-0,851	-96,16 DEFICIT TERMICO
V 588		↓ 2			-0,449	-14,37 DEFICIT TERMICO
VI 181					0,026	10,58 SURPLUS TERMICO
VII 10					0,402	68,73 SURPLUS TERMICO

J.B. Se posso usare il calore in surplus dagli intervalli precedenti, NON posso usare quello degli intervalli successivi!

NOTA. Sia con il metodo grafico che con quello algebrico si è ottenuto lo stesso risultato per il P.P.


$$T^*_{pinch} = 588^\circ\text{C} \begin{cases} T_{f.c. pinch} = 598^\circ\text{C} \\ T_{f.f. pinch} = 578^\circ\text{C} \end{cases}$$

si suppongono cambiamenti lineari

NOTA. $T_{f.c. pinch}$ e $T_{f.f. pinch}$ devono assolutamente coincidere con la T_{in} del fluido.

Es. $T_{in3} = 578^\circ\text{C} \equiv T_{f.f. pinch point}$

Il pinch point è associato a una variazione delle pendenze di uno dei fluidi, caldo o freddo. Poiché C è costante e la pendenza è regolata dal prodotto $Q \cdot C$, deve necessariamente variare le portate, aumentando o diminuendo le masse del fluido.

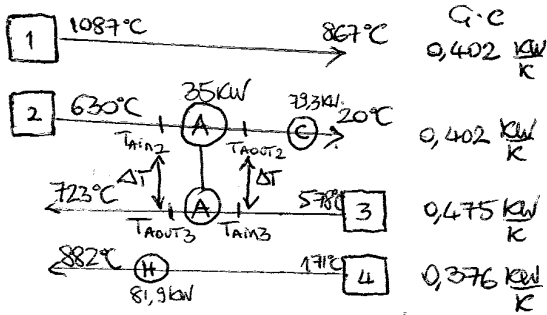
$\Phi = Q \cdot C \cdot \Delta T$ con θ coefficiente angolare  PINCH POINT

TRACCIAMENTO DELLA RETE DEGLI SCAMBIATORI

↳ sintesi ottimale per il recupero termico; obiettivi: $F_{abb, min}$; ΔT_{min}

NOTA. Fare attenzione ai calcoli per il pinch point e usare sempre un metodo di verifica. Rappresentare al meglio la rete per evitare errori.

RAPPRESENTAZIONE fluidi e SCAMBIATORI



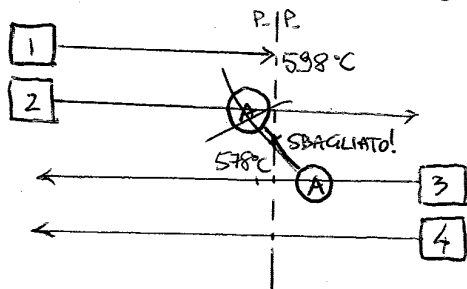
Sul diagramma venno riportate tutte le T_{in} e T_{out} dei fluidi e degli scambiatori interni (A) mentre su ogni scambiatore, interno (A) o esterno (C, H) si riportano le potenze scambiate in kW.

⊗ DA VERIFICARE SEMPRE V SCAMBIATORE:

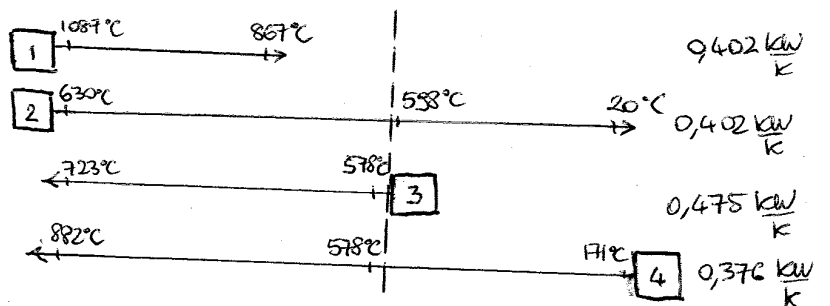
$$\left. \begin{aligned} (T_{AOUT2} - T_{Ain3}) &\geq \Delta T_{min} = 20^\circ\text{C} \\ (T_{AAT3} - T_{Ain2}) &\geq \Delta T_{min} = 20^\circ\text{C} \end{aligned} \right\} \Delta T \geq \Delta T_{min}$$

Rappresentazione del pinch point:

⊗ NON INCROCIARE MAI il P.P. con gli scambiatori.



Rappresentazione ESEMPIO BASE

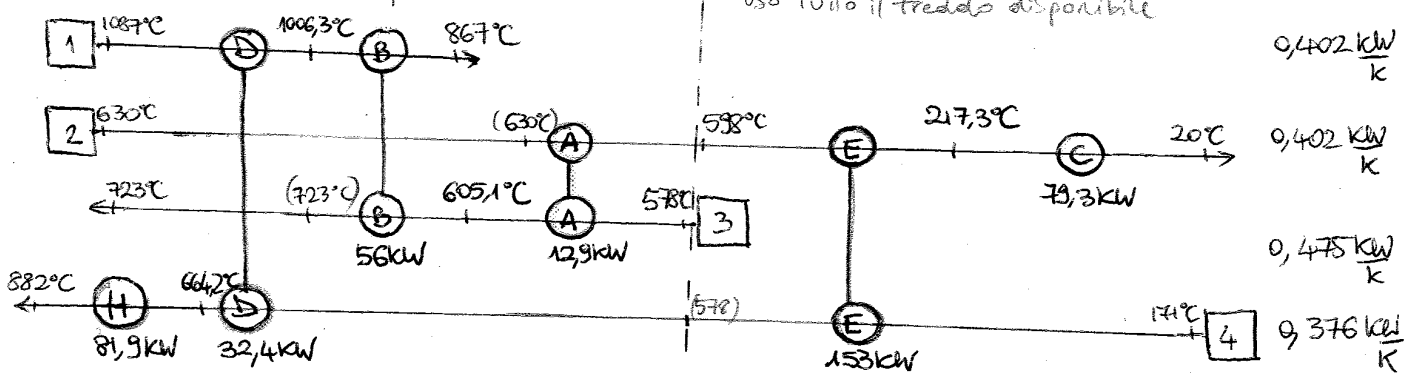


(A)-(A): SCAMBIATORE INTERNO **(C)**: COOLER, CON ESTERNO **(H)**: HEATER, CON ESTERNO

NOTA - Si può sempre trovare un accoppiamento possibile, anche se non esiste una sola e unica rete di scambiatori accettabile che ottimizza il recupero termico.

ACCOPIAMENTO CORRETTO

SCOPO: uso tutto il calore disponibile



Per trovare Φ_A devo tenere conto che sarebbero utilizzati tutti i flussi caldi sopra il pinch point e che servirebbe una ulteriore fornitura di calore dall'esterno, poiché essi hanno una disponibilità minore di quella necessaria (serve un heater). I flussi caldi sono quindi più vincolati nelle scelte di accoppiamento dei flussi freddi.

SCAMBIATORE (A):

Provo ad usare tutto il calore disponibile

$$\begin{cases} \Phi_A = G_{C2} (T_{inA2} - T_{outA2}) = 0,402 (630 - 598) = 12,9 \text{ kW} \\ \Phi_A = G_{C3} (T_{outA3} - T_{inA3}) = 0,475 \cdot (T_{outA3} - 578) \end{cases}$$

$$\Rightarrow T_{outA3} = 578 + \frac{12,9}{0,475} = 605,1^\circ\text{C}$$

Verifico le ΔT_{min} : $\Delta T = (630 - 605,1) \cong 25^\circ\text{C} > \Delta T_{min} \text{ ok! } \checkmark$

SCAMBIATORE (B):

Feasibile per le compatibilità di temperature. Conviene scegliere B-3 e non A-4 anche lontani dal pinch point perché G_{C1} è più vicino a G_{C3} , mentre G_{C4} è troppo piccolo.

$\hookrightarrow G_{C1} < G_{C3}$ sopra il PP

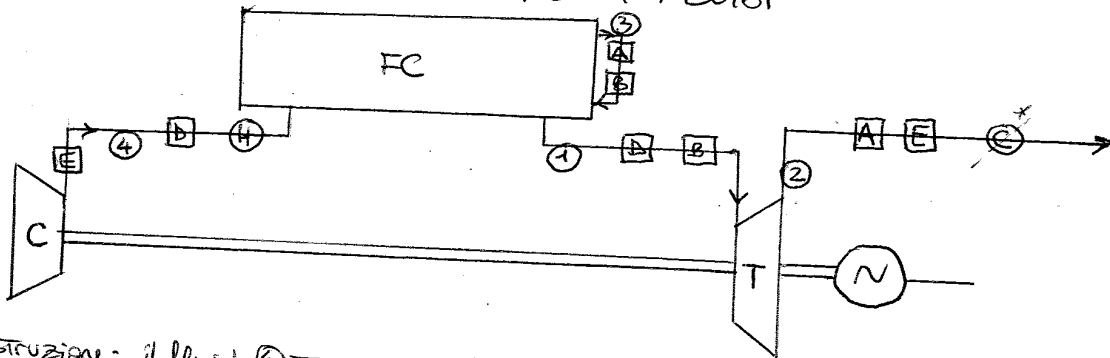
$$\begin{cases} \Phi_B = G_{C3} \cdot (723 - 605,1) = 0,475 (723 - 605,1) = 56 \text{ kW} \\ \Phi_B = G_{C1} \cdot (T_{inB1} - 867) = 0,402 (T_{inB1} - 867) \end{cases}$$

$$\Rightarrow T_{inB1} = 867 + \frac{56}{0,402} = 1006,3^\circ\text{C}$$

Verifico le ΔT_{min} : $\Delta T = (1006 - 723) \gg 20^\circ\text{C} \text{ ok! } \checkmark$

lo scheme presentato non considera le Tipologie di gas pesanti, ossia non considera la reinmissione in ambiente, quindi il caso in cui il fluido viene rigettato in ambiente senza essere raffreddato fino a T_{amb} con il cooler → cooler fittizio

IMPIANTO REALE: SEPARAZIONE DI FLUIDI



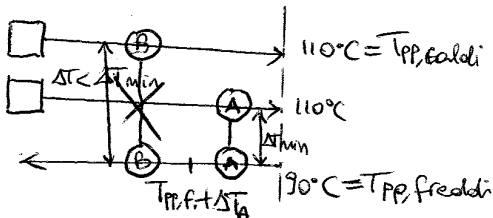
Costruzione: il fluido ④ trova prima lo scambiatore E e poi ③, per finire in un heater ④; il fluido ③ vede prima ④ e poi ②; il fluido ① incontra prima ④ e poi ②; e il ② vede prima ①, poi ③ e infine un eventuale cooler ②.

Nella costruzione delle reti ci si può trovare in difficoltà nel tentare di soddisfare i requisiti/obiettivi dell'impianto, ossia ΔT_{min} , Φ_{min} , relazioni al pinch point. In ogni caso però si può sempre trovare una soluzione. Il pinch point deriva da curve che convergono sotto e divergono sopra. Pertanto, valgono le relazioni:

$$\left. \begin{array}{l} \text{SOTTO } \sum_i G C_{i, \text{freddi}} \leq \sum_j G C_{j, \text{caldi}} \\ \text{SOPRA } \sum_i G C_{i, \text{freddi}} \geq \sum_j G C_{j, \text{caldi}} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{conseguenze del vincolo termodinamico} \\ \text{sulle temperature: } T_c > T_f \end{array}$$

Se blocchiamo tutti i fluidi caldi e separiamo tutti i fluidi freddi in tante correnti tali da poterle accoppiare sempre e un fluido caldo, possiamo realizzare le nostre reti anche quando non vengono rispettate le relazioni sul (G·c).

ESEMPIO 1: problema di numerosità di fluidi al pinch point → soluzione 1



Poiché SOPRA è necessario utilizzare tutto il calore disponibile dei fluidi caldi, nell'esempio è necessario accoppiarli all'unico fluido freddo. Ma, una volta accoppiato 2 con 3 non posso più accoppiare 3 con 1

perché la T_c è diventata maggiore di un ΔT_{min} alle T_{pp} e quindi non è più rispettato il vincolo di ΔT_{min} per lo scambiatore B. $\Delta T = 110 - (90 + \Delta T_{min}) < 20^\circ C = \Delta T_{min}$

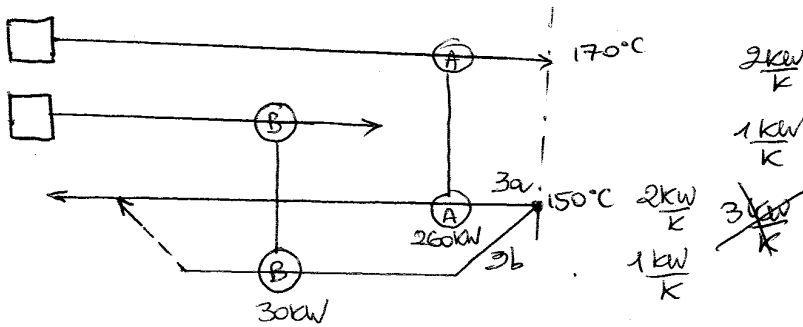
Per poter effettuare gli accoppiamenti SOPRA, è necessario che sia:

$$\boxed{\# \text{ FLUIDI FREDDI @ PP } \geq \# \text{ FLUIDI CALDI @ PP}} \quad \text{regole generale!}$$

SOPRA

Pinch point di configurazione: punto in cui si raggiunge la ΔT_{min} , ma che non coincide con il pinch point dell'impianto; legato solo alle configurazioni.

SOLUZIONE ALTERNATIVA (MIGLIORE):



Con queste soluzioni di separazione del fluido freddo in due correnti, posso accoppiare (A) e (B) senza problemi di ΔT_{min} e li dimensiono in modo tale da scambiare quello che mi serve:
 $\Phi_A = 260 \text{ kW}$, $\Phi_B = 30 \text{ kW}$

NOTA. Se è necessario, a valle degli scambiatori si possono riunire le due correnti del fluido 3 con una miscelazione.

OSSERVAZIONE. Pur recuperando le stesse quantità di calore e lo stesso Φ , in questo modo si è ridotto il # di scambiatori e quindi:

→ il costo di investimento = $f(A, \# \text{scambiatori})$ diminuisce dove A è la superficie complessiva di scambio termico

→ l'impianto è più semplice e quindi più facile da controllare in condizioni di fuori progetto con fluttuazioni di carico, soddisfacendo i requisiti

OBBIETTIVO: minimizzare il numero di scambiatori di calore, senza ripartire conseguenze allo scambio termico e al fabbisogno. Se questo avviene allora bisognerà valutare le condizioni più favorevole e con maggior guadagno.

NUMEROSITÀ DEGLI SCAMBIATORI

Costo di investimento di una rete di scambiatori di calore (C_{net})

$$C_{net} = \sum_{i=1}^{N_{HE}} C_i$$

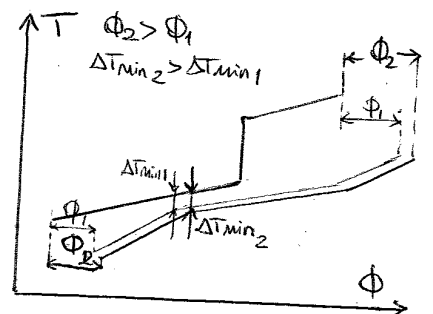
f è un coefficiente →

$$C_i = f \cdot (C_0 \cdot A^n)$$

con $N_{HE} = \# \text{di scambiatori}$ e $C_i = \text{singoli costi di investimento}$ costo di acquisto

- f tiene conto di una serie di fattori per calcolare la differenza tra il costo di acquisto e il costo complessivo dell'apparecchiature installate.
- $C_0 =$ costo specifico per unità di superficie
- $A =$ aree di scambio termico; $n \cong 0,7$ (poco minore di 1)

In genere, ad un aumento del ΔT_{min} corrisponde un aumento del fabbisogno di calore e freddo Φ , ma se aumento il ΔT_{min} aumentano di conseguenza tutti i ΔT_i e quindi si ha una ΔT^* media più alta.



⇒ diminuisce l'area di scambio A!

Il Teorema di Eulero lega Tra loro il #rami con il #nodi:

Teorema di Eulero: $M = N + M - S$ $u = \# \text{rami}$ $M = \# \text{maglie}$
 $N = \# \text{nodi}$ $S = \# \text{sottosistemi}$

◦ **Maglia:** percorso chiuso indipendente

◦ **Sottosistema:** reti totalmente indipendenti e separate, ossia non hanno in comune né nodi né rami con il sistema principale

Nell'esempio $M = \# \text{maglie} = 2$, perché la maglia verde (esterna) non deve essere considerata in quanto non è indipendente dalle altre due e non introduce niente di nuovo.

Dall'esempio: $\left\{ \begin{array}{l} 7 = 6 + 2 - 1 \text{ considerando solo il primo sistema} \\ 12 = 11 + 3 - 2 \text{ considerando il sistema complessivo} \end{array} \right.$

Negli scambiatori: ◦ i rami u corrispondono agli scambiatori interni + esterni

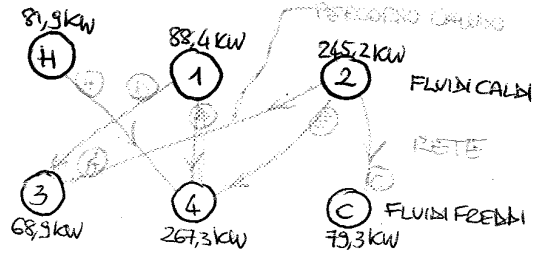
◦ i nodi N corrispondono al numero di fluidi presenti interni + esterni

◦ le maglie M sono i percorsi chiusi creati tra gli scambiatori

◦ i sottosistemi S sono possibili sottoreti indipendenti di gruppo di fluidi e scambiatori di calore tra loro indipendenti

ESEMPPIO BASE.

Approccio a grafo nelle reti di scambiatori



Teorema di Eulero: $u = N + M - S$

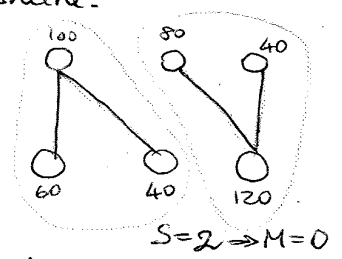
$u = 6, N = 6, S = 1$

$6 = 6 + M - 1 \Rightarrow M = 1$

Esiste un percorso chiuso nelle reti.

Per ridurre il numero di scambiatori u si analizza Termine per Termine:

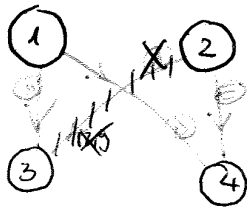
- N è fisso, quindi non si può modificare il numero di fluidi;
- M può essere minimizzato eliminando il percorso chiuso;
- il numero di sottosistemi può essere incrementato con $S > 1$.



Per avere un maggior numero di sottosistemi bisogna poter identificare almeno due reti nettamente separate che non hanno nodi e rami in comune.

↳ per avere un sottosistema, i fluidi coinvolti devono essere energeticamente bilanciati, ossia $\sum_{i=1}^S \Phi_{ci} = \sum_{i=1}^S \Phi_{fi}$. Se questa situazione di bilanciamento non capita, si deve intervenire sulle maglie. Devo eliminare le maglie identificate, tagliandogli uno scambiatore di calore, ma rispettando sempre i vincoli di Φ_{min} , ΔT_{min} .

guenze, il flusso di potenze che manca al ③ dopo l'eliminazione di ④ sarà fornito del fluido ② che ne dà -12,9 kW al ④ e quindi può darli al ③.



$$\Phi_E = 153 \text{ kW} + 12,9 \text{ kW} = 165,9 \text{ kW}$$

$$\Phi_D = 32,4 \text{ kW} - 12,9 \text{ kW} = 19,5 \text{ kW}$$

Potenze Totali scambiate da ④: 185,4 kW ② 165,9 kW

$$\Phi_B = 56 \text{ kW} + 12,9 \text{ kW} = 68,9 \text{ kW}$$

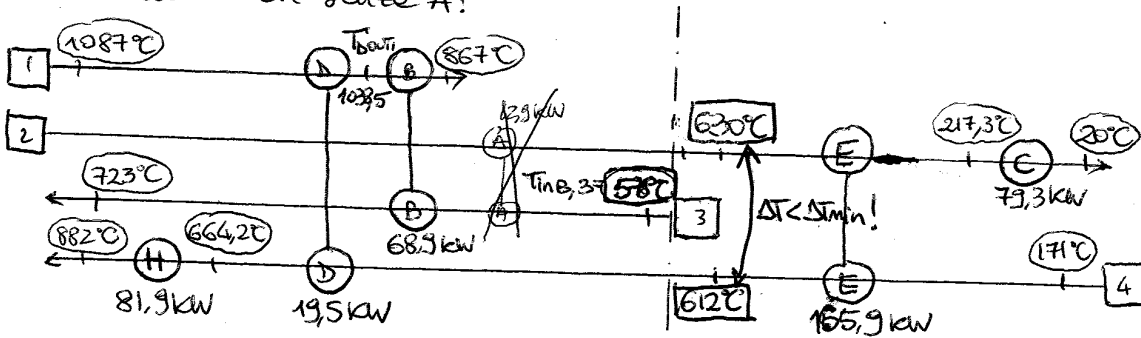
COSTANTI

$$\textcircled{4} \quad 185,4 \text{ kW}$$

$$\textcircled{3} \quad 68,9 \text{ kW}$$

$$\textcircled{1} \quad 88,4 \text{ kW}$$

Ritracciando la rete senza A:



$$T_{\text{out } 1} = T_{\text{in } 1} - \frac{\Phi_A}{GC_1} = 1087 - \frac{19,5}{0,402} = 1038,5 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (umentate)}$$

$$T_{\text{in } 4} = 664,2 - \frac{19,5}{0,375} = 612,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Calcolate le $T_{\text{in}}/T_{\text{out}}$ negli scambiatori si verifica la FATTIBILITÀ:

$\Delta T_E < \Delta T_{\text{min}}$ non fattibile. Si può:

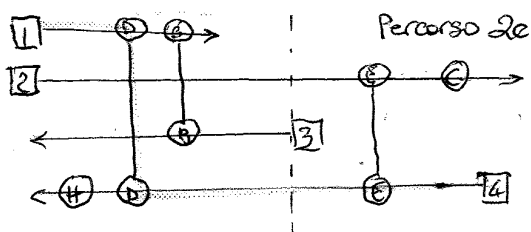
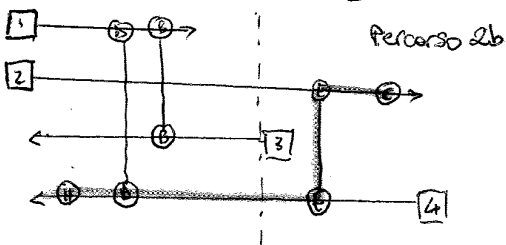
- ripristinare il ΔT_{min} iniziale \Rightarrow metodo da usare perché le rete è ormai costruite con Φ_{min}
- accettare nuovo $\Delta T_{\text{min}} = 17,8 \text{ }^\circ\text{C}$ con nuovo design e minor Φ_{min} (ricominciare da 0)

SCelta DEL PERCORSO DI INTERVENTO per ripristinare il ΔT_{min}

Percorso che unisce più fluidi presenti nelle rete e con diverse caratteristiche:

- 1) Deve passare nelle zona dove si verifica la ΔT_{min} non rispettata;
- 2) Deve avere una delle seguenti categorie:
 - a - essere un percorso chiuso o una maglia (se sono presenti);
 - b - essere un percorso che inizia e finisce con risorse esterne (H o C);
 - c - essere un percorso che inizia e finisce in corrispondenze di un fluido dell'impianto.

Non essendoci più maglie analizziamo gli altri due casi:



NOTA - Lo scambiatore \textcircled{E} si trova con il lato caldo SOTTO e con il lato freddo SOPRA il pinch point, andando così a violare le regole per Φ_{min} . Infatti, in questo caso il fabbisogno supera di 0,7 kW il Φ_{min} , ossia $\Phi > \Phi_{min}$. Non è quindi possibile mantenere la richiesta del Φ_{min} attraverso queste semplificazioni delle RETE. Quindi guardo quindi sul # di scambiatori ma paghiamo tale azione con un aumento del Φ .

↳ si ha un consumo addizionale delle risorse esterne di 0,7 kW che però è minore del massimo consumo dettato da $\Phi_A = 12,9 \text{ kW}$.

Abbiamo costruito tre reti di scambiatori con diverse configurazioni:

- 1) Φ_{min} con 6 scambiatori
 - 2) Φ_{min} con 5 scambiatori e $\Delta T < \Delta T_{min}$ in un punto
 - 3) $\Phi > \Phi_{min}$ con 5 scambiatori ma $\Delta T \geq \Delta T_{min}$
- quale scegliere?

Le prime e l'ultima sono quelle che hanno più senso, ma hanno obiettivi diversi: minimizzare il fabbisogno e minimizzare il # di scambiatori

Per effettuare una scelta, compariamo le tre opzioni dal punto di vista economico

COSTO ANNUO COMPLESSIVO:

$$R_{TOT} = R_{inv} + R_{funz} = C_{net} \cdot \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} + \sum_{j=1}^{N_{res}} C_j \cdot \Phi_{res,j} \cdot h = \left[\frac{\text{COSTO}}{\text{ANNO}} \right] = \frac{\text{€}}{y}$$

R_{TOT} = rateo annuo totale = $R_{inv} + R_{funz}$

R_{inv} = rateo annuo di investimento + R_{funz} = rateo annuo di funzionamento della rete

$\Phi = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml}$: note le T_{in} e T_{out} possiamo calcolare la ΔT_{ml} , conosciamo Φ e sappiamo calcolarci U con una serie di informazioni sul tipo di fluido (vap/liq/...) da tabelle.

Siamo in grado di definire l'area di scambio A e quindi il costo di investimento C_i .

$C_{net} = \sum_{i=1}^{\#S} C_i$ con $C_i = f(C_0 \cdot A^2)$ che è pesato sul Tasso di interesse i e sugli anni di funzionamento n , con C_{net} = costo delle reti di scambiatori.

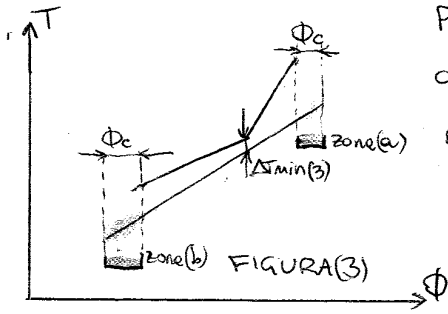
n_{res} = # risorse esterne che alimentano l'impianto (= 2 nell'esempio base)

C_j = costo delle risorse $\Phi_{res,j}$ = flusso scambiato dalle j -esime risorse

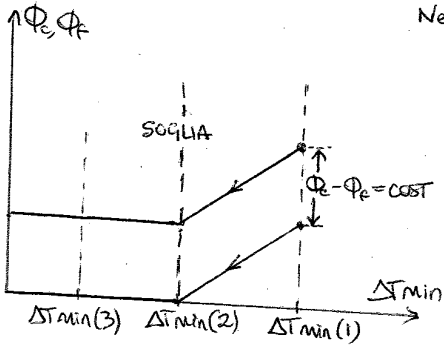
h = # ore di funzionamento all'anno se $C_j = \frac{\text{€}}{\text{KWh}}$

Valutando R_{TOT} si verifica quale delle tre opzioni conviene seguire.

OPPURE si può effettuare una ottimizzazione facendo variare la ΔT_{min} , considerate fisse, e valutando come variano R_{inv} e R_{funz} al variare del ΔT_{min} .



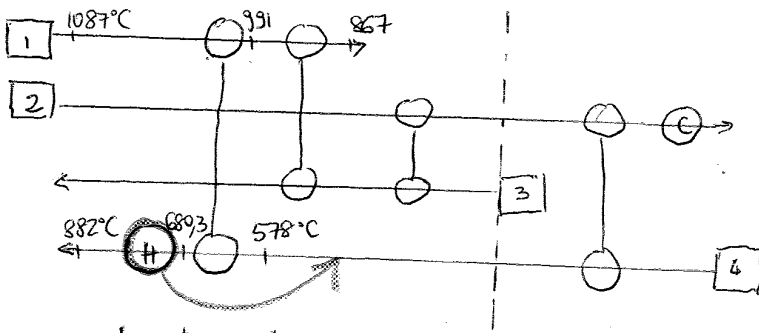
Passate la soglia, se provo a diminuire ancora il ΔT_{min} si nota che il fabbisogno di caldo non cambia più, infatti si ha $\Phi_{TOT}(2) = \Phi_{TOT}(3)$. la somma in termini energetici è la stessa, ma è cambiata la QUALITÀ del calore. Nelle zone (a) devo disporre di una risorsa esterna a temperature più alte, pari a $T_1 = T_a + \Delta T_{min}$; mentre la risorsa per la zona (b) deve essere a temperatura minore e pari a $T_2 = T_b + \Delta T_{min}$. Ciò significa che per produrle posso spendere meno energie o che la posso compensare più facilmente con il recupero termico.



Nel 20-20-20, uno degli obiettivi del settore energetico è quello di aumentare il recupero termico a basse temperature. Si nota come, indipendentemente dal recupero termico e dal ΔT_{min} , la differenza $\Phi_c - \Phi_p$ rimane costante. Infatti $\Phi_{max} - \Phi_{min}$ è costante perché il recupero termico prende la stessa quota da entrambe le parti. Si vuole quindi controllare non solo la

quantità di Φ_{min} ma anche la qualità del fabbisogno energetico. Si vuole cioè creare una rete tale da ottimizzare sia Φ_{min} che l'exergia minima. Poiché dato un ΔT_{min} si può ottenere un unico Φ_{min} , ma esistono infinite reti che soddisfano tale condizione, si cerca quelle che migliorano la qualità di energia utilizzata.

ESEMPIO BASE



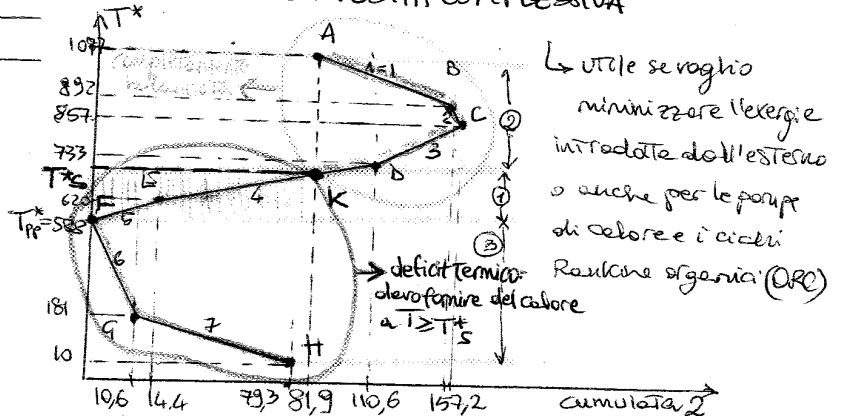
DOMANDA:

Non si potrebbe spostare (H) a temperature minori in modo da abbassare le T necessarie dall'esterno?

↳ Sì, si può, ma esistono soluzioni migliori per minimizzare l'exergie.

T^*	i	Φ	cumulata 2	punto
1077°C	#	KW	81,9 KW	A
892	1	74,4	156,3	B
857	2	0,9	157,2	C
733	3	-46,6	110,6	D
620	4	-96,2	14,4	E
588	5	-14,2	0	F
181	6	10,6	10,6	G
10	7	68,7	79,3	H

CURVA COMPOSITA COMPLESSIVA



Nel tratto A → C metto a disposizione del calore; nel tratto C → K utilizzo il calore disponibile; nel tratto K → F ho un deficit di calore e lo immetto dall'esterno.

Il calore fornito nelle zone di deficit può essere a qualunque temperatura purché sia a $T \geq T^*_s$.

Quando riunisco le due correnti di [3] evito di creare irreversibilità interne e quindi li miscolo alla stessa temperatura, altrimenti non avrei l'energia minima.

ACCOPPIAMENTO 3-1 (B): $T_A = 867 + \frac{15,9}{0,402} = 906,5^\circ\text{C}$ collegamento fattibile

ACCOPPIAMENTO 1-4 (D): $T_B = 882 - \frac{72,6}{0,376} = 689^\circ\text{C} \equiv T_{max} \equiv T^*$

Scambio a T più alte possibili (T_{max}) in modo da avere T^* più basse possibile.

Attraverso un (H₂) scaldato ancora [4] in modo da partire da T_{ppf} a T_s

Ricorda Affinché le curve SOPRA divergano si deve avere $\sum Q_c \geq \sum Q_c$

GIALLO → Tutti gli scambi termici devono avvenire a $Q_c = Q_c$

ARANCIO → zona di tutti gli apporti di calore dall'esterno vicino al pinch point

BW → Tutti i recuperi a Q_c diversi sono stati spostati lontano dal pinch point

POMPE DI CALORE E CICLI RANKINE ORGANICI (ORC)

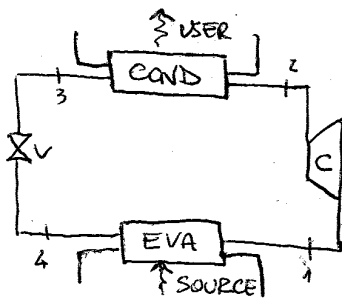
Obiettivi:
 • Recuperare il più possibile il calore.
 • Minimizzare l'exergia associata alla fornitura di calore e freddo all'impianto.

↳ Minimizzare le risorse mantenendo fisse le produzioni:
 esempio - pompe di calore riduce il fabbisogno di energie primarie

↳ aumentare le produzioni mantenendo fisse le risorse:
 esempio - ORC integrato con le curve composite per una produzione addizionale

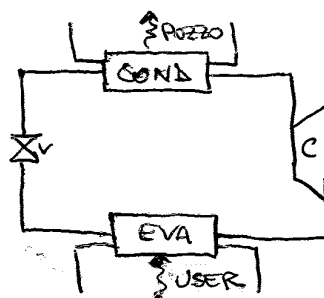
POMPE DI CALORE A COMPRESIONE DI VAPORE

ASSETTO INVERNALE: HEAT PUMP (HP)



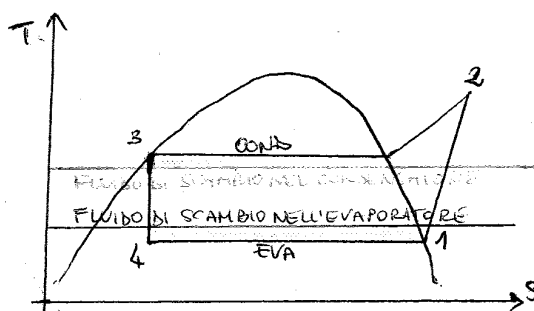
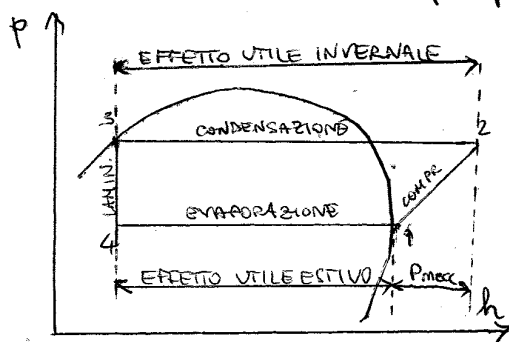
EFFETTO UTILE:
 fornitura di calore all'utente attraverso il condensatore

ASSETTO ESTIVO = FRIGORIFERO (F)



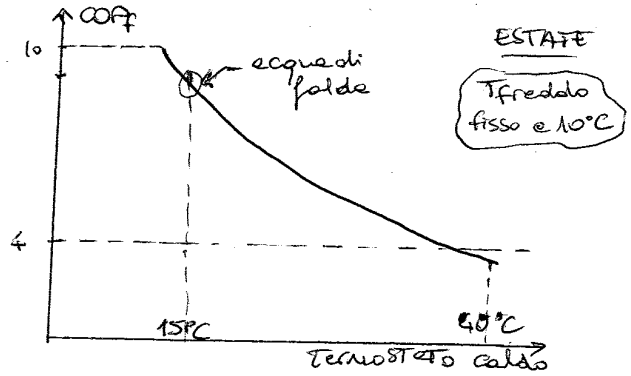
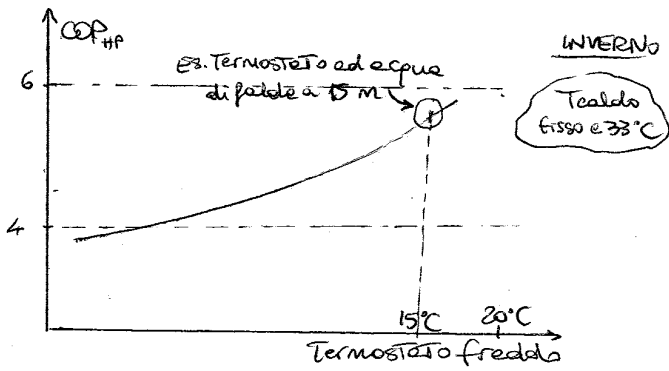
EFFETTO UTILE:
 estrazione del calore dall'utente per alimentare l'evaporatore

Collocazioni ottimali delle pompe: ottenimento di un doppio effetto utile per Φ_c e Φ_r .

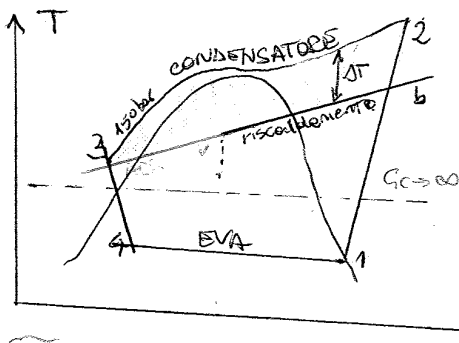


Condizione ottimale:
 fluidi esterni in COND e EVA alla stessa T^*

Variazione del Termostato freddo.



POMPE DI CALORE AD ALTA T: esistono pompe di calore che lavorano ad alte temperature mantenendo però un ΔT tra COND e EVA bassi, beneficiando quindi di alti COP. Oppure ci sono delle pompe che lavorano con un ciclo transcritico con CO_2 .



Nei cicli transcritici, il fluido che scambia nel condensatore non è a T costante e capacità termica elevata, ma ha una capacità termica ridotta e quindi varia le sue T. In questo modo si riesce ad avere un ΔT ridotto anche ad alte T.

↳ irreversibilità dello scambio termico ridotto
↳ efficienze ELEVATE.

Difetto: la compressione da 1 a 2 è molto più importante che nei cicli convenzionali, poiché arriva a 150 bar. È interessante l'uso di queste trasformazioni nell'utenze civile accoppiando i radiatori con la fornitura di ACS. In questo modo si può ad esempio utilizzare un primo tratto (verde) per il riscaldamento dell'acqua e un secondo tratto (blu) per il riscaldamento dell'ambiente → terminali a T più elevate. Anche nelle applicazioni industriali vengono usati per portare un fluido a T molto elevate.

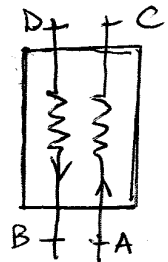
ORGANIC RANKINE CYCLE

Gli ORC sono dei cicli Rankine che usano un fluido di processo ad elevato peso molecolare, diverso quindi dall'acqua. La scelta del fluido dipende da diversi fattori e deve essere ottimizzata. Questi cicli vengono usati in situazioni in cui il calore residuo è a basse temperature ($T < 300^\circ C$), altrimenti si preferisce l'acqua. Il fluido scelto dipende dalle T a cui è disponibile il calore. Ad esempio, negli impianti a biomasse le combustioni forniscono un fluido a $T \approx 350^\circ C$ o nella geotermia e medie entalpie $100 < T < 300^\circ C$ o anche nel solare termico si usano ORC.

Se il ΔT aumenta, aumentano anche le irreversibilità e il lavoro utile diminuisce, quindi anche il rendimento. Conviene piuttosto un ciclo che termina la sua evaporazione con (EVA) del vapore saturo e non STT (che ottengo poi con l'espansione in turbine - questa considerazione è valida però nel momento in cui $T_{f,est} = T_j$ è costante e non troppo alte, ossia quando la sorgente esterna ha una capacità termica $C \cdot c \cong \text{costante}$.

Poiché il ΔT dall'uscita delle turbine fino a saturazione (A → C: RISCALDAMENTO del vapore) è di circa 100°C si ha un calore disponibile che può essere utilizzato per il successivo riscaldamento che ha un $\Delta T \cong 200^\circ\text{C}$ (molto grande). Infatti, in questo tipo di cicli viene spesso operata la RIGENERAZIONE interna da T_A a T_B che deve essere minore di T_A per far avvenire lo scambio termico. Se le curve AC e BD sono parallele, il salto termico che ottengo dalle trasformazioni A → C è uguale a quello delle trasformazioni D → B, ossia in condizioni ottimali. Affinché ciò avvenga voglio che $C_{liq} \cong C_{vap}$ in quanto le portate sono uguali ($G_{liq} \cong G_{vap}$).

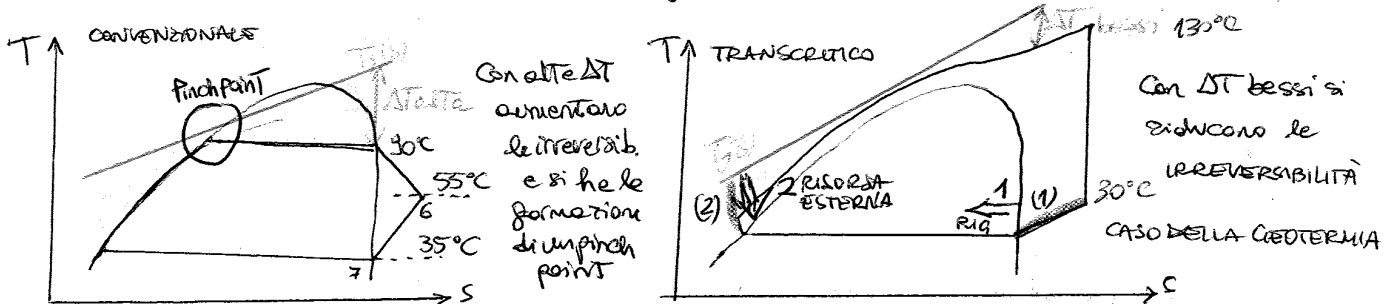
↳ per avere lo stesso salto termico e rigenerare il più possibile la capacità termica del liquido deve essere uguale a quella del vapore: $(Gc)_{liq} \cong (Gc)_{vap} \Rightarrow C_{liq} \cong C_{vap} \Rightarrow$
 in questo modo posso minimizzare le irreversibilità e avere una efficienza di rigenerazione più alta



Per questi cicli, il vapore in ingresso in turbine deve essere vapore saturo secco. La rigenerazione conviene quasi sempre, ma se la temperatura delle risorse esterne si abbassa molto, questa diventa sempre meno efficace.

CICLO ORC TRANSCRITICO

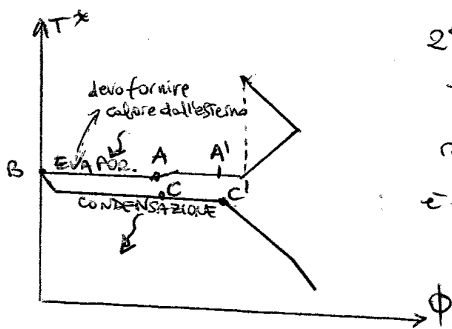
Si usa un fluido con capacità termica finita di modo che la temperatura vari significativamente con l'entropia e "segue" la curva di evaporazione del fluido.



Per i fluidi secchi si ha un basso Δh e quindi si possono usare turbine a singolo stadio. Ad esempio, per effettuare il recupero nei veicoli con potenze $\cong 100 \text{ kW}$ si usano turbine a basse potenze applicate a ORC, ma con $P \cong 20 \text{ kW}$ il design è molto delicato.

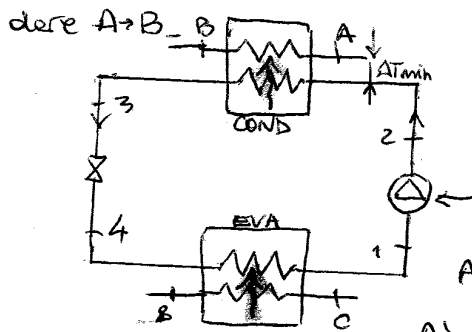
Frazionando il vapore prelevato dalle turbine in più spilletamenti si ha il vantaggio di utilizzare una portata maggiore per farle espandere fino a pressioni minori in modo da ottenere più lavoro meccanico e quindi potenze elettriche. Se invece ne preleva di più a (p,T) maggiori il lavoro ottenuto dalle turbine sarà di meno. Invece, il vapore prelevato a T₁ può ancora essere usato per riscaldare, con la differenza che nel frattempo ha prodotto lavoro espandendosi in turbine. Quindi, il calore utilizzato per scaldare il fluido dell'esterno ha complessivamente un'energia minore e quella che non si è usata internamente al processo può essere usata esternamente per produrre delle potenze meccaniche.

2^a POSSIBILITÀ DELLA CURVA da utilizzare: pompa di calore



2^a POSSIBILITÀ: la parte in cui devo fornire calore dell'esterno si trova a Temperature molto prossime e quelle in cui posso recuperare del calore e con pendenze circa parallele. L'importante è che siano molto vicine e diventino parallele nel momento in cui si tratta di evaporazioni e condensazioni e livelli termici differenti (ad esempio in processi multistadio come nella dissalazione).

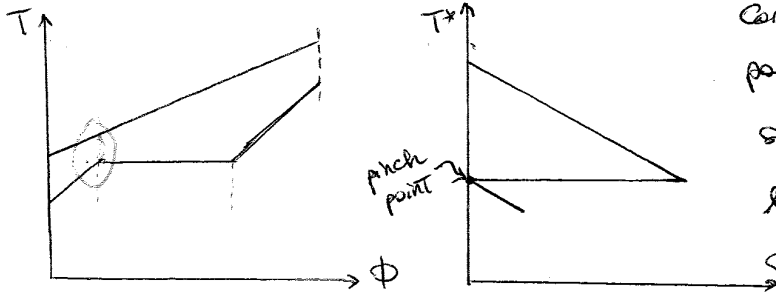
Ovviamente, non si può usare il calore di condensazione per alimentare l'evaporazione perché si trova a T* inferiore. In queste situazioni è estremamente conveniente l'uso di pompe di calore. Si può usare infatti la trasformazione BC per alimentare l'evaporatore di una pompa di calore che con la compressione aumenta di T* e la fase di condensazione del fluido della pompa di calore può essere usata per riscaldare A → B.



Poiché le Temperature di A → B e B → C sono molto vicine si possono avere COP_{hp} altissimi (~20). Si può analizzare una parte qualsiasi della curva per vedere che tipo di convenienze energetiche si può avere con l'uso delle pompe. Ad esempio, se si estende il processo di alimentazione ad A' → B a spese di B → C', si deve effettuare un'analisi parametrica per valutare una serie di soluzioni.

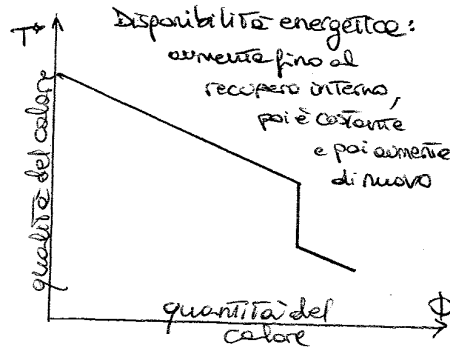
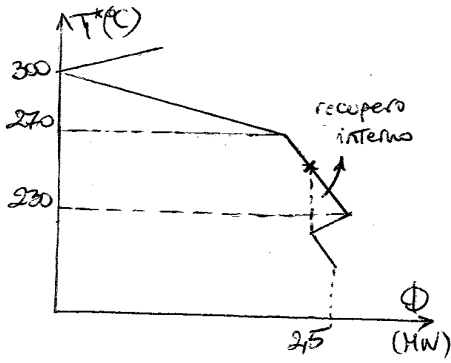
Per queste analisi compiute opzioni si possono pensare di usare gli strumenti dell'analisi exergetica. Se ipotizziamo una situazione ideale in cui il processo 2 → 3 sia alle stesse T* di A → B, essere che si trovino a una differenza di Temperature ottimale pari a ΔT_{min}, e il processo 4 → 1 sia alle stesse T* di B → C, ci si possono ricavare le Temperature reali come:

$$\left. \begin{array}{l} T_A^* \rightarrow T_{cond} \\ T_C^* \rightarrow T_{eva} \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} T_A = T_A^* - \frac{\Delta T_{min}}{2} \equiv T_{cond} \\ T_B = T_B^* + \frac{\Delta T_{min}}{2} \equiv T_{eva} \end{array} \right\} \text{le uso per l'analisi exergetica}$$



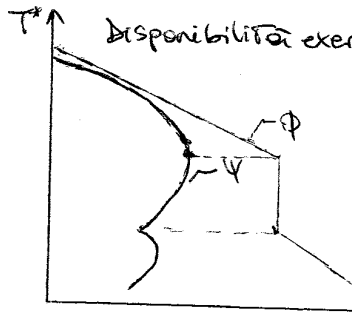
Condizione massima alla quale si può portare le portate del fluido freddo. Così si può dimensionare con un criterio limite le portate da usare nella caldaia a recupero che di solito è una incognita.

4^e POSSIBILITÀ DELLA CURVA: ORC



Disponibilità energetica: aumenta fino al recupero interno, poi è costante e poi aumenta di nuovo. Parallela mente si può calcolare anche la disponibilità di exergia: la qualità del calore recuperato diminuirà man mano che diminuirà T. Per calcolare l'exergia Ψ si può pensare di moltiplicare Φ per il corrispondente fattore di Carnot.

Queste procedure (molto brutale) consente di semplificare le cose considerando la relazione tra l'exergia e il flusso termico attraverso il fattore di Carnot: $\Psi_i = \Phi_i \cdot (1 - \frac{T_0}{T_i})$.



Disponibilità exergetica: aumenta fino a un certo punto in modo non lineare.

Man mano che diminuirà T inizierà a pesare su Ψ sempre più la qualità del calore rispetto alla quantità. Nel tratto in cui la quantità rimane costante ma la qualità diminuirà Ψ si riduce progressivamente. Quando poi aumenta nuovamente la quantità disponibile si ha un nuovo

lieve aumento di Ψ per poi diminuire di conseguenza alle diminuzioni di T.

Il grafico dell'exergia in funzione del livello termico ci dà informazioni sulle potenze tecniche che si può ottenere dal recupero di quella quantità di calore. Ad esempio con potenze molto basse (dell'ordine di qualche MW) e temperature inferiori a 300°C si può pensare di recuperare il calore da A→B per alimentare l'evaporatore e il preriscaldatore di un ciclo Rankine organico per la produzione di una potenza elettrica addizionale. Il grafico T*(Ψ) ci dà, in prima approssimazione (per un caso ideale), l'idea di quale sarà la taglia del recupero. Come con le pompe di calore, si può correggere l'idealità in modo da ottenere un valore più o meno plausibile delle potenze elettriche o meccaniche effettivamente prodotte. Se "sta in piedi" dal punto di vista teorico allora lo si può studiare in dettaglio.

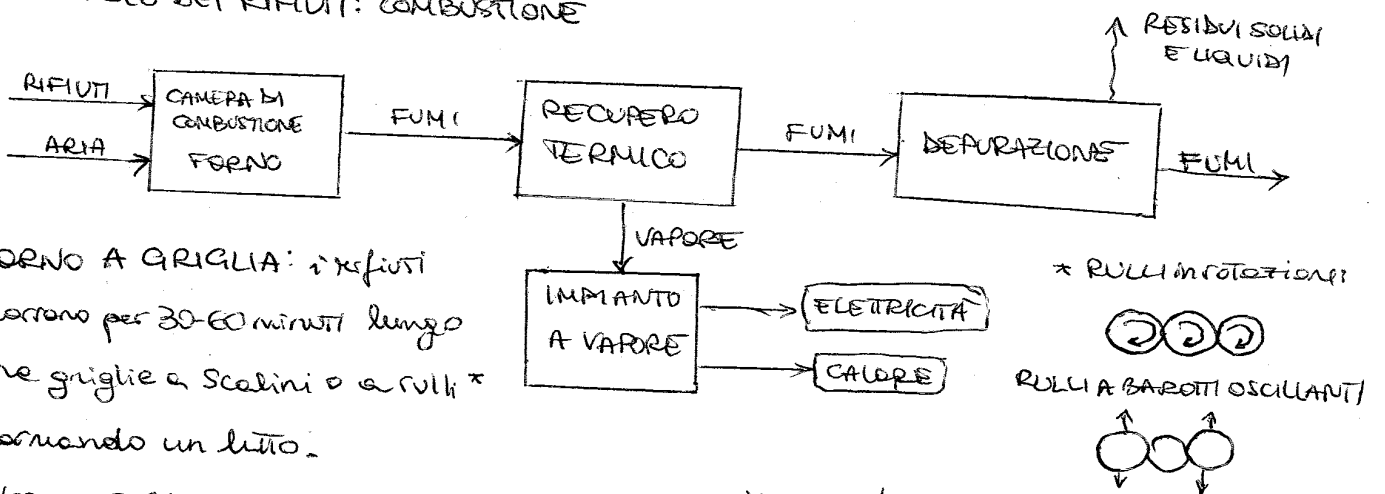
inerizzate e poi mandate in discarica o, se possibile, riutilizzate e reintegrate nel ciclo dei rifiuti. Preferire una via rispetto a un'altra che ragioni di tipo politico, sociale, economico, ecc. che non riguardano il campo energetico.

DECRETO BONCHI (1997): se prima la combustione dei rifiuti era legata solo alla possibilità di ridurre le quantità da mandare in discarica, alla fine degli anni '90 si è iniziato a vedere il rifiuto come una possibilità di riciclaggio introducendo dei vincoli sulle raccolte differenziate. A Torino negli anni si è raggiunto il 50% di raccolta differenziata sui rifiuti prodotti.

2) ANALISI MERCEOLOGICA E CHIMICA

In base a come si attiva la raccolta differenziata si distingue il tipo di rifiuto che arriva alle conversioni energetiche. Attraverso delle tabelle si suddividono i rifiuti in base alla loro frazione umida (acqua) e frazione secca (C, H, O, S, cenere...). In base a questo si può stabilire un PCI (potere calorifico inferiore) che è quello che stabilisce il guadagno energetico della combustione. Si può inoltre calcolare l'aria teorica necessaria alla reazione (esempio: $1 \text{ kg C} \rightarrow 2,67 \text{ kg O}_2 (= 11,44 \text{ kg aria})$). Sulla composizione secca è importante che i fumi in uscita siano al 6% di O_2 per legge.

3) UTILIZZO DEI RIFIUTI: COMBUSTIONE



FORNO A GRIGLIA: i rifiuti scorrono per 30-60 minuti lungo una griglia a scalini o a rulli * formando un letto.

NOTA - Sebbene gli inerti non partecipano alla combustione, questi vengono scaldati e si possono usare per il recupero termico a best temperature, ad esempio per preriscaldare l'aria (valido anche per le ceneri)

PROBLEMATICHES TECNICHE:

1) Formazione ad alte temperature di DIOSSINE che sono composti organici con cinetica chimica specifica. Per evitare la formazione si deve controllare le

DIMENSIONAMENTO DEL FORNO: PARAMETRI E TIPOLOGIE

- Carico termico specifico di griglie ($1700-3500 \frac{kJ}{m^2h}$)

- Carico termico volumetrico

- Tempo di permanenza

- Tempo di residenza

Tipologie:

* a griglia

* a letto fluido

* a tamburo rotante
(con rifiuti industriali)

NOTA - Con rifiuti industriali si usano forni a tamburo rotante poiché la loro componente liquida è molto elevata; il letto fluido invece si può usare solo con i solidi.

PIROLISI: degradazione termica in assenza di comburente (anaerobica)

↳ nelle prime fasi di combustione viene fornito del calore al combustibile con scarse quantità di O_2 ma la T_{comb} aumenta notevolmente e alcuni elementi si degradano

↳ avviene la separazione di grosse molecole in molecole più piccole

Ad esempio, la molecola della cellulosa $C_6H_{10}O_5$ si decompone in una serie di molecole più semplici che bruciano in una seconda fase. Partendo quindi da un combustibile se ne generano altri allungando le catene di combustione e aumentando inizialmente le irreversibilità. In questo modo si può aumentare il recupero termico nelle seconde fasi, e con esso il rendimento, anche aumentando le irreversibilità nella prima fase.

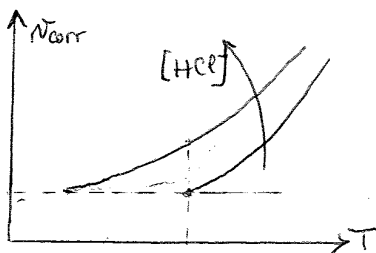
↳ invece di un ciclo Rankine si può usare il gas di pirólisi in un ciclo combinato

GASSIFICAZIONE: degradazione termica in presenza di comburente (scorso)

↳ i prodotti di reazione sono in realtà dei sottoprodotti combustibili poiché la reazione non avviene in maniera completa. Ad esempio, nella combustione del metano con poco O_2 comburente si forma anche una parte di CO (nuovo combustibile).

4) IMPIANTI DI TERMOVALORIZZAZIONE

Velocità di corrosione dovuta alla formazione di HCl in funzione di T



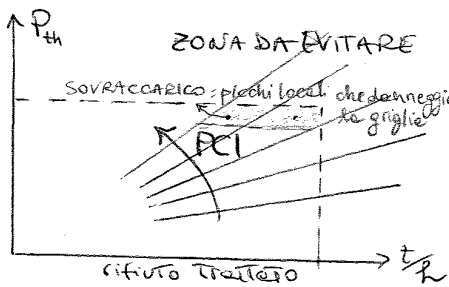
Per evitare un picco nella crescita della velocità di corrosione si deve sempre mantenere T sotto un certo livello, in modo da limitare la formazione dell'acido cloridrico e diminuire la sua concentrazione.

La corrosione agisce sulle pareti metalliche degli

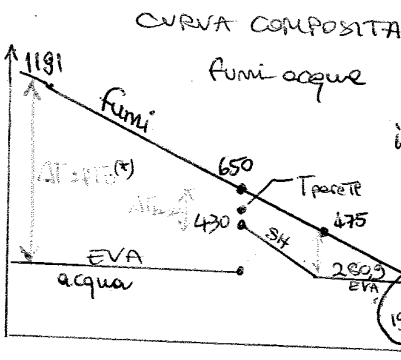
scambiatori e può causare notevoli danni. Per far sì che T operata sia sufficientemente bassa, bisogna analizzare lo scambio termico che avviene tra i vari elementi.

Tanto più si riesce a migliorare le sofisticazioni dell'impianto utilizzando materiali sempre più resistenti alla corrosione, tanto più si può aumentare T_{EV} e quindi η , ma questa notevole spesa è profitabile solo con taglie di impianti molto grande poiché il guadagno riesce a coprire le spese.

Gli impianti di Termovelocizzazione cambiano il loro funzionamento e la loro produttività a seconda delle stagioni poiché le qualità e le quantità dei rifiuti in ingresso è diverse (ad esempio l'estate si produce molto più organico che carta, quindi il PCI è inferiore).

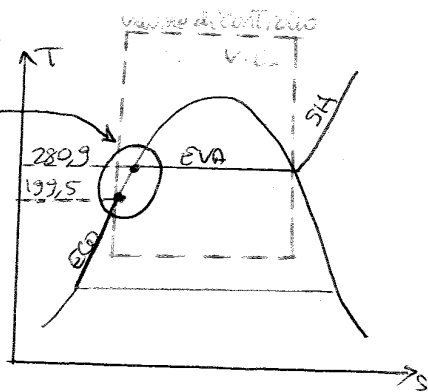


Quando il PCI di reazione è molto alto deve ridurre le quantità di rifiuti da bruciare per non entrare nella zona con potenze termiche eccessive che comportano un aumento della T_{par} .

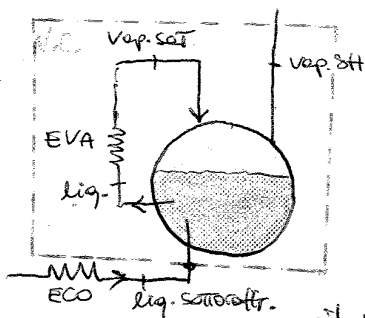


*) All'inizio ci sono alti ΔT e quindi grandi irreversibilità ma sono necessarie per natura tecnica

in realtà, il riscaldamento dell'ECO non avviene fino a T_{EV} , ma si ferma prima



CORPO CILINDRICO

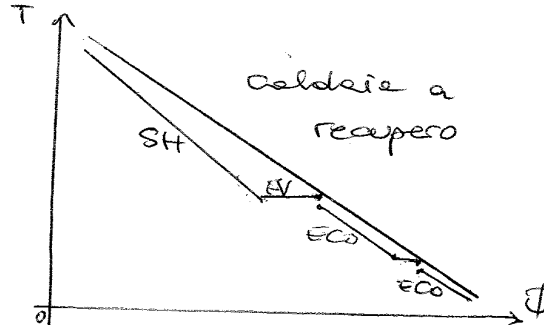
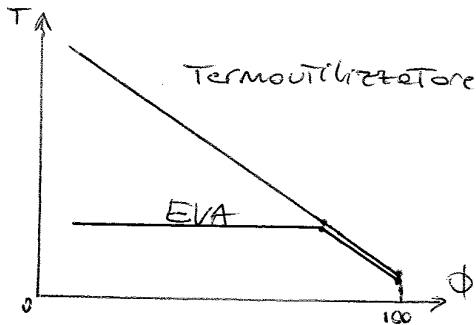


Il corpo cilindrico riceve acque sottoraffreddate in uscita dall'economizzatore per poi prelevare del liquido da mandare nell'evaporatore ed essere reimpresso nel corpo cilindrico in forme di vapore saturo che viene ancora prelevato per essere mandato nel surriscaldatore.

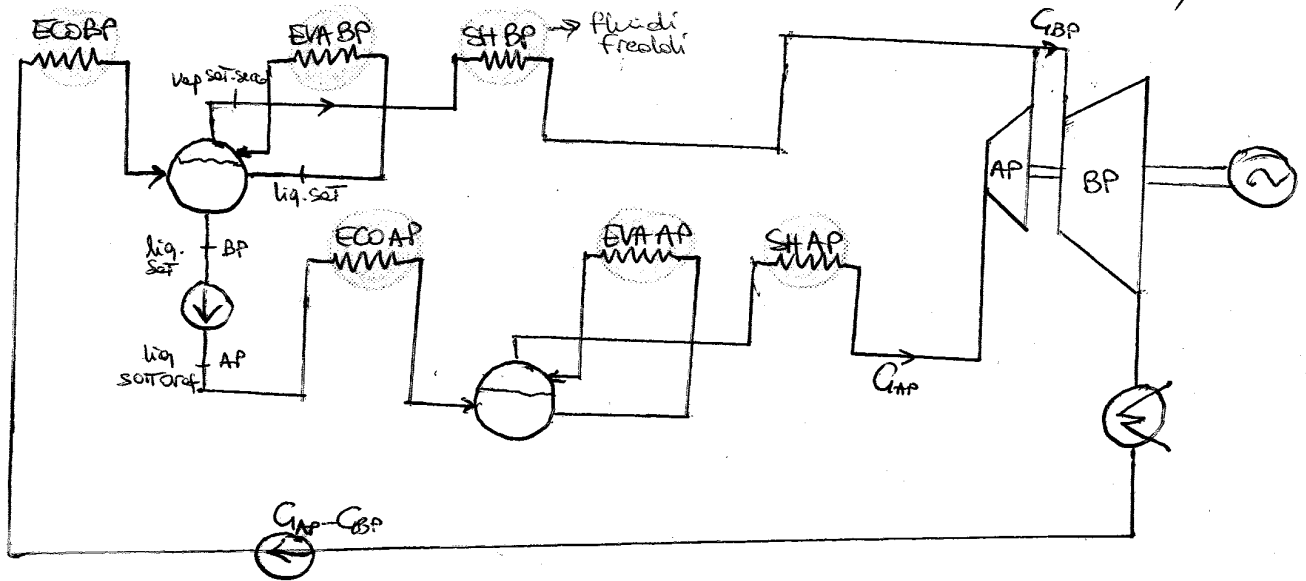
Indipendentemente da ciò che si preleva, ciò che conta è il bilanciamento energetico del corpo cilindrico. Supponiamo

di chiudere il corpo cilindrico + l'evaporatore in un unico volume di controllo (verale) nel quale entra liquido sottoraffreddato ed esce vapore saturo secco. Si fa fieg il liquido non si scalda fino alle T_{EV} ma viene a mancare una quota di calore sensibile legato al completamento del riscaldamento da $199.5^\circ C$ e $280^\circ C$. Questo difetto di potenza deve essere compensato da una ulteriore potenza scambiata nell'evaporatore. Si avrà cioè un $\Delta\Phi$ sensibile legato a tale ΔT che va sommato a Φ_{EVA} .

surriscaldatore e l'economizzatore. In questo modo nel Termoutilizzatore faccio avvenire solo l'evaporazione, che è la trasformazione con $\Delta conv$ maggiore, mentre nelle caldaie e recupero di un ciclo combinato il SH e l'ECO con pochissimi tratti di EVA. Anche se nel Termoutilizzatore genero molte irreversibilità, queste non dà problemi, a differenza delle caldaie in cui voglio avere le curve composite tanto più parallele possibili e rendimenti più alti.



CICLI COMBINATI + WASTE TO ENERGY PLANT (WTE)



Caratteristiche CC: TERMOVALORIZZATORE + TURBOGAS

- 2 livelli di pressione: $AP = 110 \text{ bar}$, $BP = 12 \text{ bar}$, $p_{cond} = 0,04 \text{ bar}$
- $T_{vap, SH AP} = 550^\circ\text{C}$ *SUBITA: più basse possibile, compatibile con l'agente condensante*
- $T_{vap, SH BP} = 350^\circ\text{C}$ *Es. se $T_{fume} = 20^\circ\text{C} \Rightarrow T_{cond} = 30^\circ\text{C} \Rightarrow p_{cond} \approx 0,03 \text{ bar}$;*
- $C_{AP} = 20 \text{ kg/s}$, $C_{BP} = 20 + 50 \text{ kg/s}$ *se invece $T_{aria} > T_{fume} \Rightarrow T_{cond} \uparrow$*
- $T_{ev BP} = 179^\circ\text{C}$ *\hookrightarrow grandezze progettuali (arbitrarie) \hookrightarrow $\alpha_{aria} < \alpha_{fume}$ coeff. scambio termico*
- $T_{ev AP} = 324,7^\circ\text{C}$
- $T_{cond} = 28,97^\circ\text{C}$

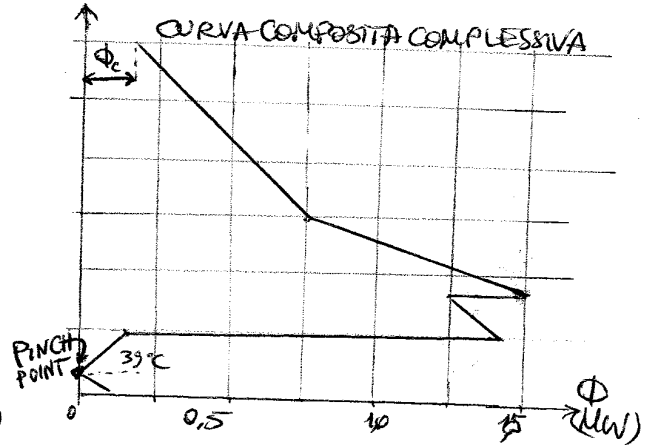
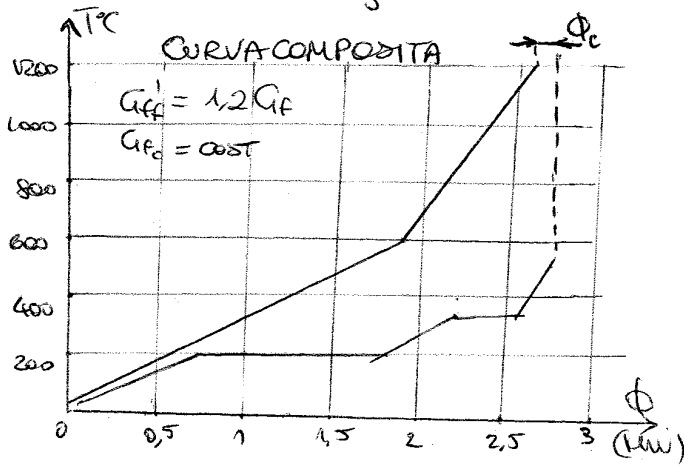
Caratteristiche ciclo a vapore:
FLUIDI FREDDI

È sempre positive \Rightarrow posso aumentare le portate di vapore anche in questo caso:

$$Q_{vap AP} = 20 \frac{kg}{s} \times 1,2$$

$$Q_{vap BP} = (20+50) \frac{kg}{s} \times 1,2$$

aumento le portate di vapore di un fattore 1,2 lasciando inalterati gli altri valori



Aumentando la portata di 1,2 avrò un pinch point, ma devo fornire dall'esterno una certa quantità di calore. Si può procedere in questo modo, pur essendo un impianto a recupero, aspettandosi però che Φ_c sia piccolo, oppure si può ridurre il fattore 1,2 per ottenere un $\Phi_c = 0$, anche se $\Delta T_{min} > 20^\circ C$.

FUSSO	TIPO	$G_C (kW/K)$	$T_{in} (^\circ C)$	$T_{out} (^\circ C)$
C1	freddo	356.5	29.0	179.9
C2	freddo	1208.4	179.9	180.9
C3	freddo	134.8	180.9	350.0
C4	freddo	119.8	181.4	324.7
C5	freddo	2864.8	324.7	325.7
C6	freddo	85.2	325.7	550.0
H7	caldo	108.0	1190.0	200.0
H8	caldo	251.4	604.0	20.0

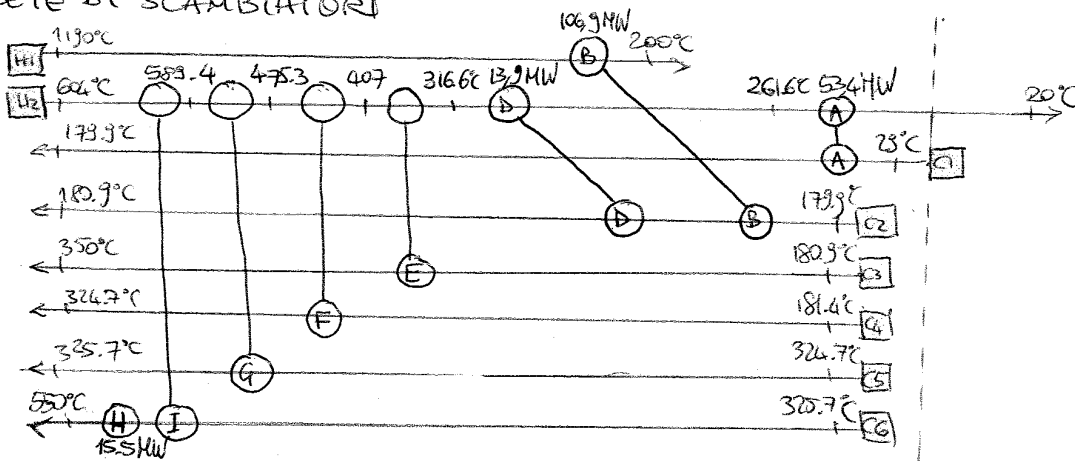
$$\Delta T_{min} = 20^\circ C$$

$$T_{pinch}^* = 39^\circ C$$

$$T_{pinch_caldi} = 49^\circ C$$

$$T_{pinch_freddi} = 29^\circ C$$

RETE DI SCAMBIATORI



- 108 kW/K
- 251.4 kW/K
- 356.5 kW/K
- 1208.4 kW/K
- 134.8 kW/K
- 119.8 kW/K
- 2864.8 kW/K
- 85.2 kW/K

SISTEMI DI TELERISCALDAMENTO (TLR)

Una delle tematiche di ricerca ancora oggi molto studiata che prefissa obiettivi di miglioramento e ottimizzazione da raggiungere per il "20-20-20" poiché comporta delle azioni fondamentali che possono introdurre l'uso di fonti rinnovabili nel settore energetico. Secondo il progetto "20-20-20", infatti, si vuole installare il sistema di Teleriscaldamento in tutte le zone ad elevata densità di popolazione, mentre per quelle a bassa densità è prevista l'introduzione delle pompe di calore. Verranno analizzati i temi:

- generalità sul Teleriscaldamento
- comportamento delle utenze
- caratteristiche e dimensionamento delle centrali termiche
- rete del Teleriscaldamento (dimensionamento)
- accumulo termico giornaliero e stagionale
- ↳ NOTA - l'accumulo può essere anche di tipo meccanico e chimico ed è un tema ancora irrisolto
- valutazioni energetiche delle reti

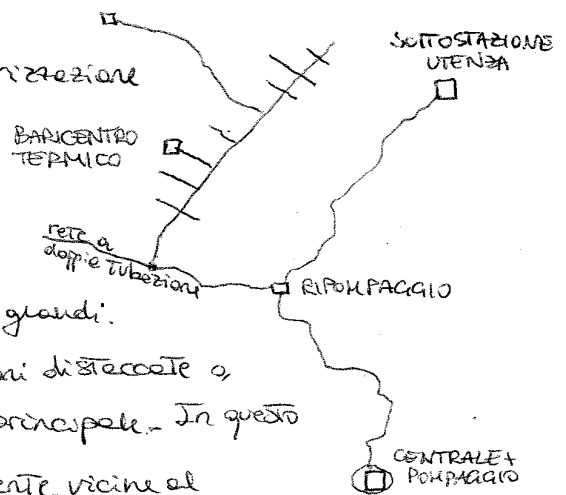
CARATTERISTICHE DI BASE

GENERALITÀ

Il Teleriscaldamento è una rete ad anello chiuso per la distribuzione del riscaldamento dove nelle tubazioni scorre acqua sotto vapore mandati da una centrale di produzione alle utenze e ritornato il Tubazioni parallele con entalpie dell'acqua di ritorno minore di quelle di mandate.

COMPONENTI:

- 1) una o più centrali con sistemi di pompaggio e di pressurizzazione
- 2) Rete di trasporto e distribuzione (tubazioni)
- 3) Gruppi di pompaggio (se la rete è molto estesa)
- 4) Sotto stazioni delle utenze: nel caso di utenze molto grosse si fa un collegamento diretto a parte con diametri più grandi.
- 5) Baricentro Termico: ramificazioni delle rete con tubazioni distaccate o addiritture, idraulicamente separate, rispetto alle rete principale. In questo modo si possono alle colare nuove aree geograficamente vicine al sistema di TLR ed espandere la rete. Inoltre, il baricentro Termico funziona anche da stazione di controllo per un corretto funzionamento poiché vi sono manometri dei pressostati differenziali in una camera a valvole dove si può controllare se il livello di pressione è sufficiente al pompaggio necessario all'utente.



V = volumetria dell'utenze (fornite) (fornite) (fornite)

r = coefficiente di dispersione termica volumica \cong $\begin{cases} 0.85-0.95 \text{ per edifici vecchi (2000-2005)} \\ 0.35-0.45 \frac{W}{m^3K} \text{ per edifici nuovi} \end{cases}$

$T_{int,D} = T_{int} \text{ progetto} \cong 20^\circ C$; $T_{est,D} = T_{est} \text{ progetto}$ cambia in ogni località

$\hookrightarrow \cong -8^\circ C$ a Torino, in modo da fornire in ogni situazione il fabbisogno richiesto

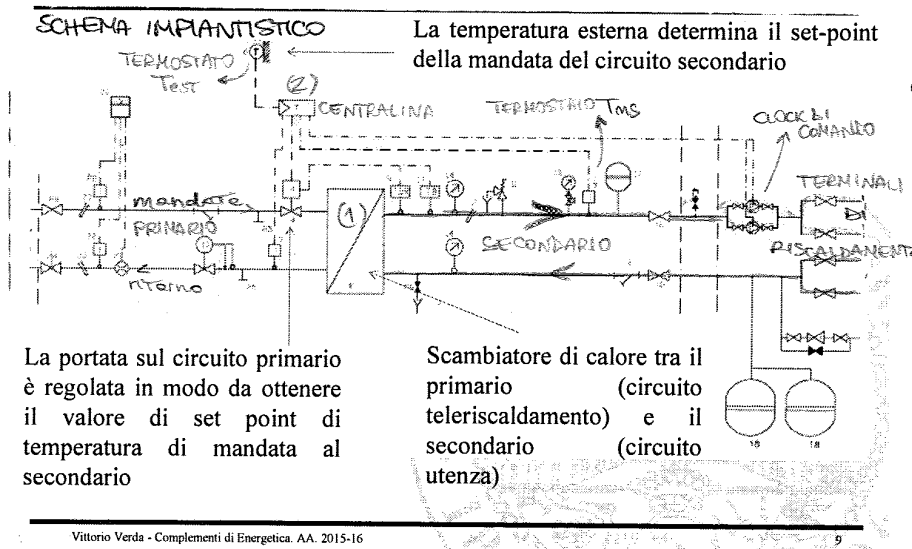
ENERGIA TERMICA COMPLESSIVA

$$Q = \frac{r \cdot V \cdot GG \cdot h}{1000} \text{ (fornite all'utenze)}$$

h = ore di funzionamento al giorno

GG = gradi giorno - sommatoria durante tutta la stagione di riscaldamento dei gradi di differenza tra $T_{int,D}$ e $T_{media,est}$ di ogni giorno. I GG sono assegnati per ogni località sulle base dei gradi giorno ^{della latitudine}.

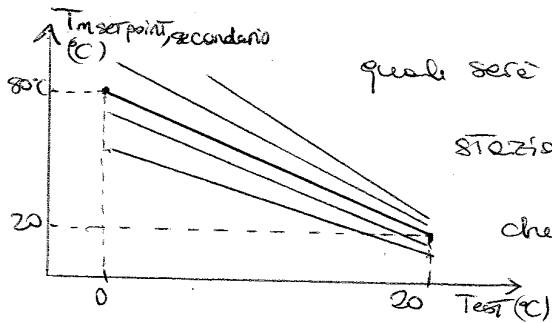
SOTTOSTAZIONE: presente tipicamente in ogni utenza



Punto centrale: scambiatore di calore che collega il primario con il secondario (1)

(2) Centralina climatica: definisce il set point della mandata del circuito secondario. Nella centralina è tarata le curve climatiche che definisce le $T_{mandata}$ di set point.

Esempio di curve climatiche.



In questo modo è possibile scegliere a priori

quali sere le curve climatiche di funzionamento delle sotto-

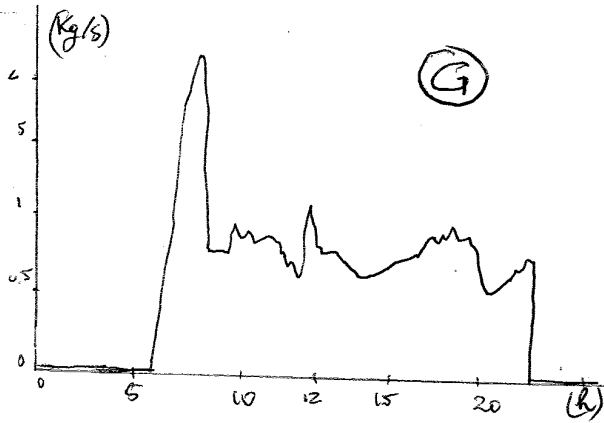
stazioni. Ad esempio, se i condonini si lamentano

che fa freddo si sceglie una curve climatiche più

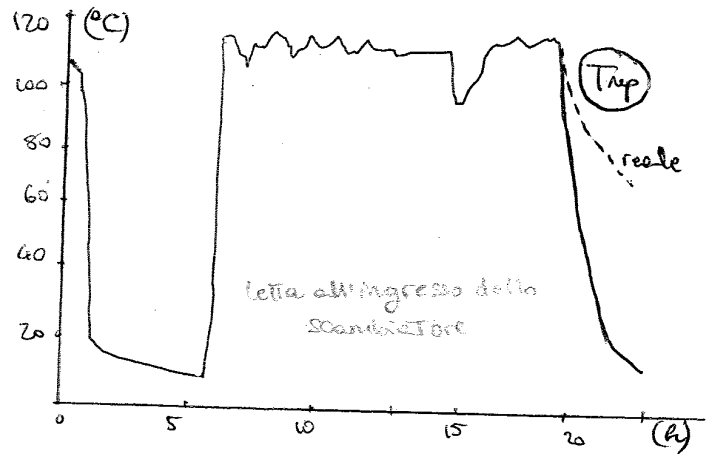
appropriata, con T_m più alte.

Funzioni centraline climatiche: 1) ricevere informazioni sulle T_{est} e sulle T_{ms} (mandate al secondario); 2) controllo il clock di comando per regolare accensione/spengimento (NEW: valvole termostatiche per regolare anche le pareti); 3) controllo.

PORTATA IN MASSA AL PRIMARIO



TEMPERATURA DI MANDATA AL PRIMARIO

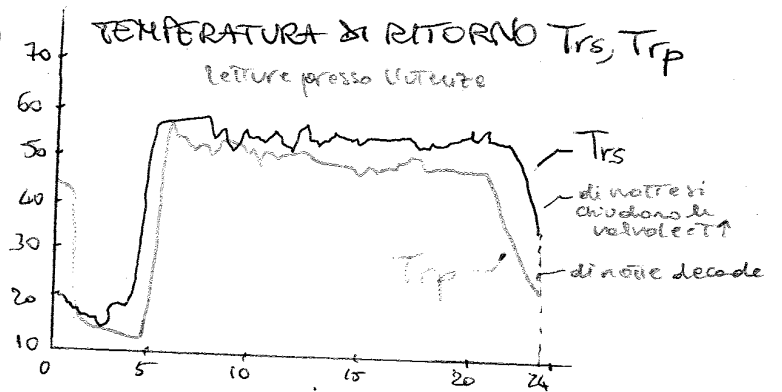
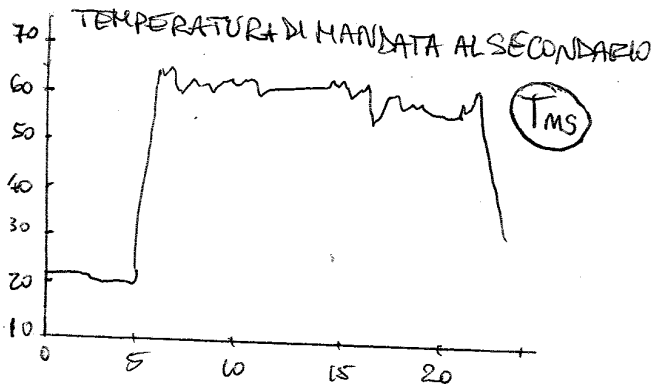


T_{mp} è quasi costante e 120°C durante il giorno (T_m della centrale); le riduzioni di temperatura lungo le reti dovute alle dispersioni termiche nelle tubazioni:

- ↳ ridotte nelle reti di distribuzione con tubi più grandi
- ↳ più grandi nelle sottoreti ramificate dal bilancio termico

Superficie di scambio termico Σ molto più grande nelle reti piccole

di notte si verifica un decadimento di temperatura notevole e portata zero



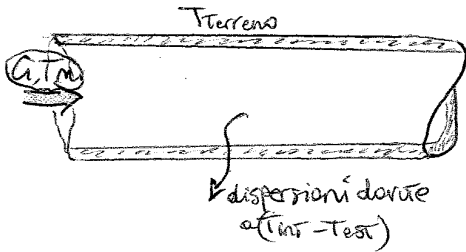
Quando l'impianto è spento (di notte $G=0$), la temperatura di mandata si riduce più o meno sui 20°C (T_{ms}); di giorno viene mandata l'acqua alla temperatura che si sta comandando la centralina di controllo (165°C in giorni normali). La temperatura di ritorno lato secondario è leggermente più bassa di quella di mandata (160°C), mentre quella di ritorno al lato primario è molto bassa di notte e tende a decadere e, durante il funzionamento è pari alle T_{ob} progetto.

ELEMENTI PRINCIPALI delle variazioni di richieste dell'utenza:

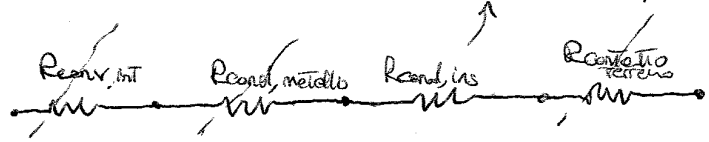
- picco mattutino di richieste 2-5 volte superiore alle condizioni stazionarie
- una variazione di richieste implica una variazione di portate: la centralina percepisce $T_m \neq T_{sep}$ punti \Rightarrow serve quantità di calore superiore \Rightarrow apre valvola lato primario e quindi G aumenta

CENTRALE TERMICA

La potenza che deve fornire la centrale è pari a quella richiesta dall'utente più le perdite termiche delle reti (~ 1-2% delle potenze massima). Le perdite interne energetici sono invece non trascurabili (~ 8-10%) in funzionamento stazionario di progetto, più o meno costante nel tempo.



independente dalle condizioni di velocità del fluido



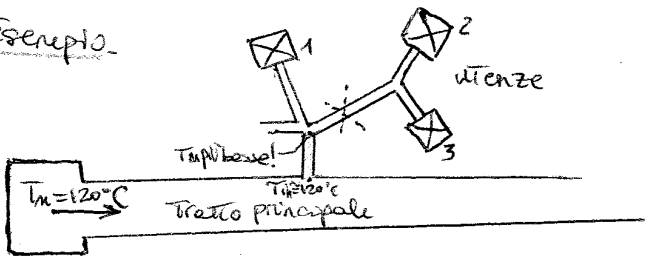
$$\Phi_{disp} = \frac{1}{R_{cond, ins}} \cdot (T_m - T_t) = \text{costante}$$

Essendo Φ_{disp} costante per ogni periodo, quando la richiesta è

piccole variazioni trascurabili nelle notte e nelle stagioni

molto basse (primavera, autunno, notte) le perdite giocano un ruolo molto importante, quindi nella media dell'intero periodo di riscaldamento arrivano al 10%.

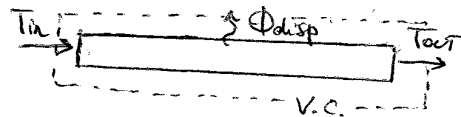
Esempio.



Nel tratto principale l'acqua circola più o meno sempre (anche di notte) per alimentare gli ospedali, ecc. Nelle sottorete invece, se le utenze 2 e 3 non

richiedono potenze termiche e l'acqua non passa in quel senso, si chiude cioè la valvola,

$$\Phi_{disp} = G \cdot C_p \cdot \Delta T_{ve} = (T_{in} - T_{out})_e$$



↳ abbastanza costante anche di notte; e parte di Φ_{disp} , se di notte G diminuisce di molto, il ΔT_{ve} deve aumentare notevolmente. La T_{mp} a monte dello scambiatore diminuisce infatti esponenzialmente durante la notte (grafico pag. 71).
 La configurazione delle centrali termiche dipende da quanto è grande la rete, cioè dalle potenze e dall'energia richieste. Negli impianti di qualche decina di MW (piccoli) la T_m è bassa ~ 90°C e i ΔT tra me e r sono limitati max 30°C e $T_r \approx 60°C$

$$\Phi = 1 G \cdot C_p \cdot \sqrt{(T_m - T_r)_{centrali}}$$

le ΔT è piccola perché posso permettermi a grandi

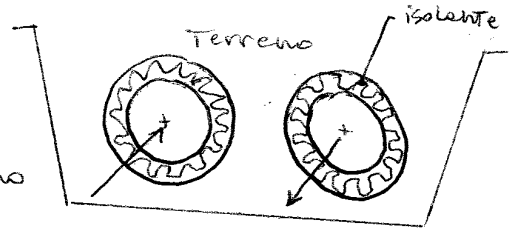
Nelle grosse centrali si cerca invece di avere un ΔT più grande al modo da limitare la portata e le relative spese di pompaggio.

La parte alta della curva deve essere alimentate da impianti e basso costo di investimento, ossia caldare, per 1/3 delle richieste.

RETE DI DISTRIBUZIONE

Costituite da due tubi: uno di mandata e uno di ritorno

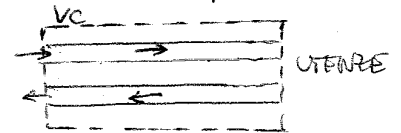
↓ dalla centrali alle utenze ↓ dall'utenze alle centrali



È previsto uno spessore di isolante (poliuretano). Le configurazioni possono essere ad albero o magliate, e secondo se esiste un percorso unico per raggiungere l'utenze dalla centrale o se ci sono due percorsi chiusi nei quali non si conosce a priori il verso di percorrenza dell'acqua. Nel secondo caso diminuiscono le perdite di pressione poiché la portata è suddivisa in più percorsi alternativi. Il vantaggio principale è che se si rompe una tubazione non serve fermare il riscaldamento per la manutenzione.

DIMENSIONAMENTO. La potenza termica che un tratto di tubazione deve fornire è:

$$\Phi = G \cdot c \cdot (T_m - T_r) \text{ bilancio energetico sul VC}$$



- T_m dipende dalle taglie della rete complessive ed è scelta nel dimensionamento dell'impianto

- T_r dipende dall'utenze ed è subito e note

⇒ automaticamente si trova la portata

Nota G si può determinare il diametro dei tubi poiché la velocità è una grandezza di progetto: $G = \rho \frac{\pi D^2}{4} v \rightarrow \Delta p = \left(f \frac{L}{D} + \beta\right) \rho \frac{v^2}{2}$

$$(1) W_p = \frac{G}{\rho} \cdot \Delta p = G \left(f \frac{L}{D} + \beta\right) \cdot \frac{v^2}{2} \text{ potenze di pompaggio } \propto G \text{ e } \propto v^2$$

fattore di attrito \leftarrow β perdite localizzate (valvole, curve, ...)

Anche i costi di investimento dipendono dalle velocità (quelli dell'elettricità dipendono dal pompaggio). Il costo delle tubazione dipende infatti quadraticamente dal diametro.

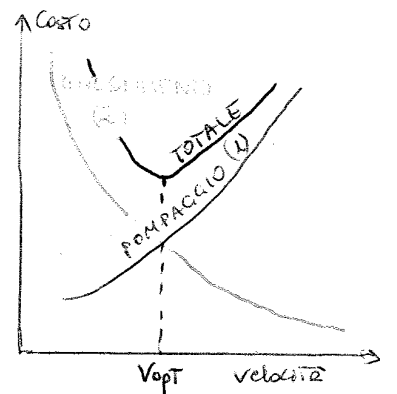
$$(2) C_{TOT} = (a_0 + a_1 D + a_2 D^2) \cdot L \cdot y \quad a_0, a_1, a_2 \text{ coefficienti noti}$$

costo di acquisto del tubo \rightarrow costo di montaggio $\cong 2,7$

Il costo totale dovuto al pompaggio e all'investimento presente un minimo al quale corrisponde la velocità ottimale (v_{opt}).

Tale v_{opt} dipende dalla portata in masse circolante (G):

nei tratti in cui G è grande ($1.5 - 2 \frac{kg}{s}$) la velocità è



↳ L'equazione delle conservazione delle quantità di moto è scritta in CONDIZIONI STAZIONARIE in quanto le variazioni si propagano molto velocemente.

pressione Totale: $P_{Tot} = p + \rho g z = P_{statica} + P_{potenziale} = P$

↳ $\int_{z_1}^{z_2} \frac{dP}{dx} + G dz + G v (P_2 - P_1) = 0$
 = 0 potenze di pompaggio

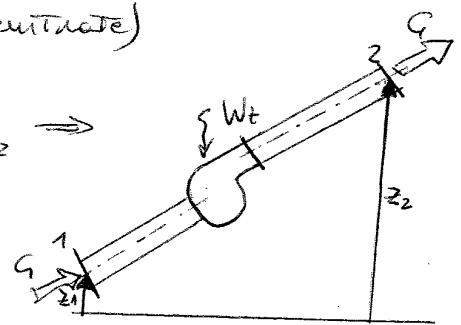
NOTA: Le stazioni di pompaggio sono in genere sezioni molto ridotte della rete quindi si studia un modello semplificato con un'unica centrale con annesso gruppo di pompaggio \Rightarrow la rete studiata è puramente resistiva, ossia senza gruppi di pompaggio ($W_t=0$).

$l_a = l_{a,d} + l_{a,c} = R_h \cdot Q^2$ (distribuite + concentrate)

$l_{a,d}: \Delta P_{attr,d} = f \cdot \frac{L}{D} \rho \cdot \frac{V^2}{2}$ dove $V = \frac{Q}{\rho \frac{\pi D^2}{4}}$ \Rightarrow

$\Delta P_{attr,d} = f \cdot \frac{L}{D} \rho \frac{Q^2}{2 \left(\frac{\pi D^2}{4}\right)^2} = R_{h,d} \cdot Q^2$

$l_{a,c}: \Delta P_{attr,c} = \beta \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} = \beta \rho \frac{1}{2} \frac{Q^2}{\rho \frac{\pi D^2}{4}} = R_{h,c} \cdot Q^2$



$\underbrace{G \cdot R_h}_{= l_a \cdot G} Q^2 + G v (P_2 - P_1) = 0 \Rightarrow R_h Q^2 + v (P_2 - P_1) = 0$

$P_1 - P_2 = \frac{R_h \cdot Q^2}{v} = \rho R_h Q^2 > 0 \Rightarrow (P_1 - P_2) = \Delta P > 0$ causata da attriti tra 1 e 2

Poiché la differenza di pressione è necessariamente positiva devo includere un termine segno S_{12} per esplicitare il verso di percorrenza dove non è noto e priori.

$\Delta P = (S_{12}) R_p Q^2 \Rightarrow Q^2 = \frac{\Delta P}{R_p} S_{12}$ dove $S_{12} = \begin{cases} +1 & \text{se } Q < 0 \\ -1 & \text{se } Q > 0 \end{cases}$

$Q = S_{12} \sqrt{\frac{\Delta P}{R_p}}$ se voglio che le radici sia positive considero ΔP in modulo

$Q = \frac{1}{R_p^{0.5}} \cdot S_{12} \cdot |\Delta P|^{0.5} = \frac{P_1 - P_2}{R_p^{0.5} \cdot |\Delta P|^{0.5}}$ (divido e moltiplico per $|\Delta P|^{0.5}$)

$Q = \frac{1}{R_p^{0.5}} \cdot S_{12} \cdot \frac{|\Delta P|^{0.5}}{|\Delta P|^{0.5}} = \frac{P_1 - P_2}{R_p^{0.5} \cdot |\Delta P|^{0.5}} = Y_{12} (P_1 - P_2)$

Conduttenze fluidodinamiche: $Y_{12} = \frac{1}{R_p^{0.5} |\Delta P|^{0.5}}$ dipende da ΔP

Problemi: 1) Quanto vale Q_{ext} , centrali?

2) equazione implicite: V dipende da $\Delta P^{0.5} = (AT \cdot P)^{0.5}$

1) $Q_{ext1} = Q_{innesse} = Q_{TOT}$ richieste dall'utenze < 0

↳ Q che deve fornire le centrali pari alla sommatoria di tutte le Q_{ext} dell'utente

Ossia, so che $Q_{ext1} = \sum_{i=1} Q_{ext,i}$ ma questa è un'equazione L.D. (linearmente dipendenti)

RICORDA - Nei problemi fluidodinamici almeno una condizione al contorno deve essere una condizione di **PRESSIONE**, quindi impongo ad esempio che

$P_1 = 2 \cdot 10^5 Pa$ come 1^a condizione al contorno al posto di quella su Q_{ext1}

Devo modificare quindi l'equazione $H_P P + Q_{ext} = 0$ Tale da avere $P_1 = 2 \cdot 10^5 Pa$:

$$\begin{bmatrix} H_{P11} & H_{P12} & 0 & 0 \\ H_{P21} & H_{P22} & \dots & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -2 \cdot 10^5 \\ Q_{ext1} \\ Q_{ext2} \\ \vdots \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \end{bmatrix}$$

impongo:

$$\begin{cases} H_{P11} = 1 \\ H_{P12} = 0 \\ \vdots \\ Q_{ext1} = -2 \cdot 10^5 Pa \end{cases}$$

MODIFICHE: $H_P \rightarrow \tilde{H}_P, Q_{ext} \rightarrow \tilde{Q}_{ext}$

↳ $P = (\tilde{H}_P)^{-1} \cdot \tilde{Q}_{ext}$

se conosciamo V potremmo calcolare P invertendo \tilde{H}_P ,
 ossia se conosco $\{\Delta P\}$ in tutti i rami

2) SISTEMA NON LINEARE:

Ippotizziamo dei valori casuali di pressione P per calcolare tutti i $\Delta P = A^T \cdot P$ con $P \neq 0$. Attraverso i ΔP ricaviamo V che avremmo ipotizzato all'inizio e

calcoliamo $\text{diag}(V)$ ipotetica. Così facendo conosciamo le matrici \tilde{H}_P e possiamo ricavare $P = (\tilde{H}_P)^{-1} \cdot \tilde{Q}_{ext}$ con le quale si inizia l'iterazione.

Se la rete è puramente resistiva bastano 2-3 iterazioni per arrivare a convergenza, mentre se vi sono dei riepompaggi l'algoritmo iterativo è molto più complicato. Note infine le pressioni corrette si possono ricavare tutte le portate positive o negative.

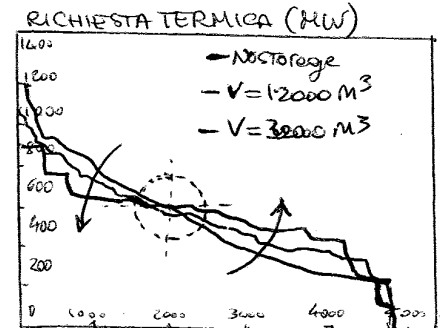
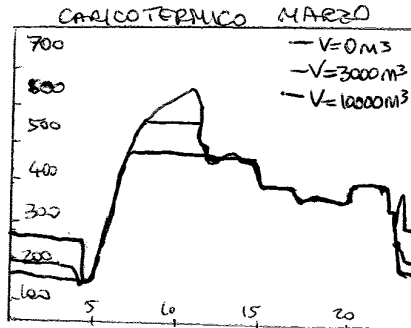
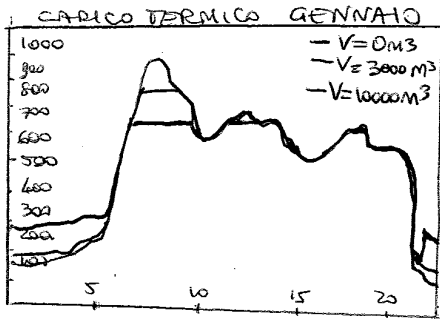
CENTRALI DI POMPAGGIO

Le unità di pompaggio devono garantire il raggiungimento di tutte le utenze, comprese le sottoreti più lontane, con la portata di progetto al giusto pompaggio. Si usano dei vasi di espansione che mantengono la pressione assoluta a un valore fisso.

↳ 8-9 bar a Torino

TENSA: → accumulo sul secondario negli edifici; di differenze di temperature disponibile rispetto al primario $\Delta T = 80-60^\circ C \Rightarrow$ volume occupato maggiore \Rightarrow dipende dagli edifici.
 → accumulo VIRTUALE associato alle capacità termiche degli edifici

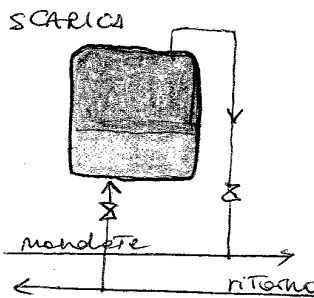
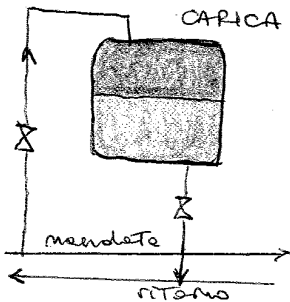
CURVE DI CARICO IN FUNZIONE DEL VOLUME DI ACCUMULO



Attraverso l'accumulo termico si abbassa il picco di richieste alla CENTRALE e si fa funzionare l'impianto anche di notte. In questo modo si usano meno caldaie e più cogenerazione producendo energie a potenze termiche inferiori.

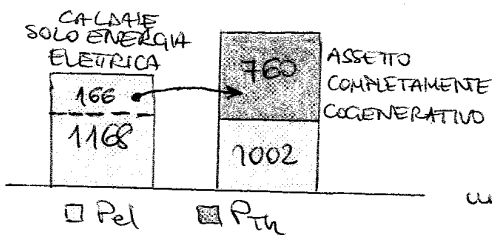
ACCUMULO TERMICO A STRATIFICAZIONE di tipo tradizionale (ad acqua)

L'accumulo deve essere sempre pieno di acqua, ciò che cambia è il rapporto caldo/freddo.



In realtà, nella sezione di scambio tra acque fredde e calde la divisione non è netta ma esiste una zona intermedia con un gradiente di temperature molto elevato. Questa sezione tende ad aumentare nel tempo.

RETE DI TORINO:



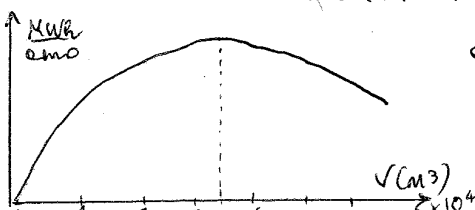
Se si considera un assetto totalmente elettrico, il combustibile necessario per produrre 1168 MW con

$\eta_{\text{impianto}} = 30\%$ e calcolabile come $\frac{1168}{0.3}$. Attraverso

un sistema di spillamenti di vapore delle turbine si può

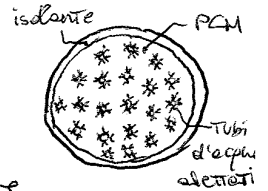
invece avere un funzionamento con assetto completamente cogenerativo così che con la stesse quantità di combustibile posso produrre 760 MW di energia termica. In questo modo rinuncio a 166 MW di energia elettrica per produrre 760 MW_{th} con $\frac{166}{0.3}$ MW di combustibile.

RISPARMIO DI ENERGIA PRIMARIA in MWh/anno per m³ di accumulo termico



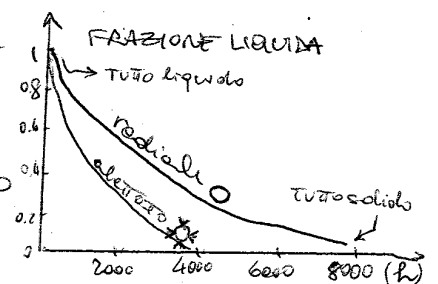
applicati a 3 centrali (740 MW) di cogenerazione e (980 MW) di caldaie con picco di richiesta di 1600 MW. Il raggiungimento di volumi elevati può essere sfruttato con accumuli al secondario

L'energia accumulata con i PCM a parità di salto termico dell'acqua è decisamente superiore a quella dell'acqua, soprattutto a bassi ΔT . Poiché solitamente all'utente si hanno $\Delta T = 5 - 10^\circ C$, la capacità di accumulo dei PCM consente un notevole miglioramento. Infatti, grazie al salto di entalpia LATENTE dovuto al cambiamento di fase solido-liquido, anche per $\Delta T_{H_2O} = 0$ l'energia accumulata non è nulla, ma di ben 180 MJ/m^3 . Questo tipo di accumulo è costituito



da una matrice circolare di PCM attraversata al suo interno da dei Tubi nei quali passa l'acqua del primario per l'accumulo del calore e quella del secondario per la fase di recupero (fusione e solidificazione del PCM).

OTTIMIZZAZIONE DELLO SCAMBIO: i tubi nei quali passa l'acqua vengono alettati e sulle alette si aggiungono pezzi a "farfalle" in modo da aumentare la superficie di scambio termico. Ciò consente di ridurre notevolmente il tempo del transitorio di accumulo da circa 2 ore a 30-60 minuti.



ACCUMULO STAGIONALE: viene effettuato con sonde geotermiche. Il calore in eccesso viene immagazzinato durante l'estate, quando le sonde vengono alimentate dal teleriscaldamento; mentre in inverno viene mandata l'acqua fredda di ritorno per ottenere il recupero del calore. Questa tipologia di accumulo è particolarmente utile per il teleriscaldamento solare, o anche per piccole reti di teleriscaldamento.

ENERGIA PRIMARIA RICHIESTA PER LA PRODUZIONE DI CALORE

Nel caso di impianti di cogenerazione la produzione di calore avviene a discapito della produzione di energia elettrica, poiché il calore deriva dalla condensazione di vapore estratto dalle turbine. Ad esempio per il ciclo combinato di Mercurio, la produzione di 240 MW di calore comporta una mancata produzione di 50 MW. Con $\eta_{el} = 0.59$, l'energia primaria associata a una unità di potenza termica è:

$$C_{c,cal} = \frac{1}{\eta_{el}} \frac{\Delta W_{el}}{\Delta \Phi} = \frac{1}{0.59} \cdot \frac{50}{240} = 0.353$$

Il valore medio annuo di questo

costo energetico deve tenere conto della % di produzione da cogenerazione e da caldaie di integrazione. L'utilizzo dell'accumulo termico permette di aumentare la

ESERCITAZIONE 1: Modellazione e analisi exergetica di una pompa di calore

Una pompa di calore a compressione di vapore è utilizzata per riscaldare una portata di acqua che alimenta un impianto a pannelli radianti (5-6). Il fluido di processo utilizzato dalla pompa di calore è R134a. L'evaporatore è alimentato con un flusso termico assorbito dall'aria esterna che si trova alla temperatura T_0 . Il compressore è azionato prelevando una potenza elettrica W_{el} dalla rete e disperde un flusso termico Φ_d verso l'ambiente esterno.

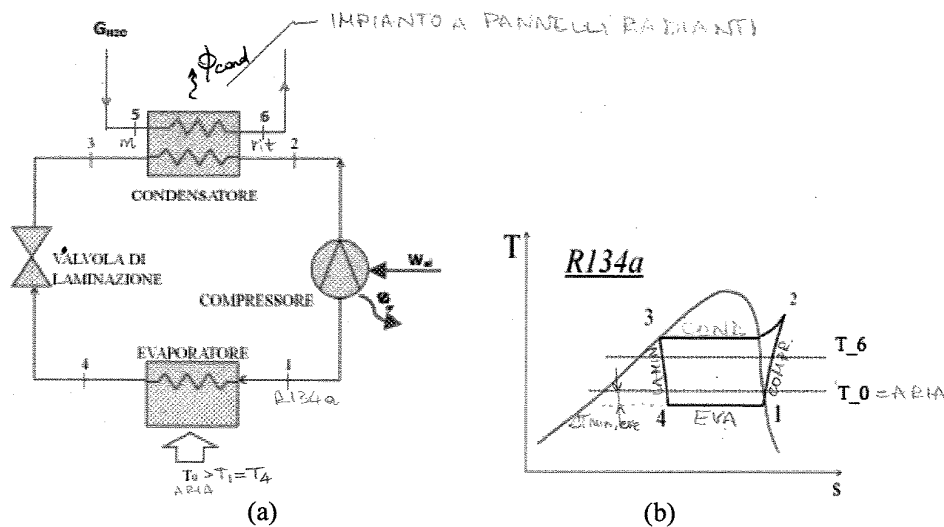


Figura 1.1 Schema dell'impianto pompa di calore (a) e diagramma T-s del ciclo (b)

SI RICHIEDE DI:

1. Costruire un modello per l'impianto descritto nel testo
2. Determinare i capisaldi dell'impianto utilizzando i seguenti dati (a tal fine si effettuino le opportune modifiche alle equazioni del modello precedentemente costruito):
 - Flusso termico utile al condensatore $\Phi_{cond} = 10 \text{ kW}$
 - Temperatura dell'acqua di ritorno e di mandata ai pannelli radianti $T_5 = 35^\circ\text{C}$ $T_6 = 40^\circ\text{C}$
 - Pressione dell'acqua di ritorno e di mandata ai pannelli pari alla pressione ambiente
 - Temperatura in uscita dal compressore $T_2 = 58^\circ\text{C}$
 - Rendimento elettrico del turbocompressore $\eta_{el} = 0,95$
 - Flusso termico disperso dal compressore: $\Phi_d = (1 - \eta_{el})W_{el}$
 - Differenza di temperatura minima al condensatore 5°C
 - Differenza di temperatura minima all'evaporatore 15°C
 - Perdite di pressione nell'evaporatore e nel condensatore trascurabili
 - Grado di surriscaldamento all'evaporatore e grado di sottoraffreddamento al condensatore nulli.
 - Temperatura e pressione dell'ambiente esterno $T_0 = 1^\circ\text{C}$, $p_0 = 1 \text{ bar}$.
3. Effettuare l'analisi exergetica dei componenti della pompa di calore, applicando l'equazione dell'energia utilizzabile al fine di determinare tutti i flussi exergetici scambiati e il tasso di exergia distrutta.

Si consideri:

- la portata di acqua G_v è ipotizzabile come liquido incomprimibile con $\bar{c}_p = 4.225 \text{ kJ/kgK}$ in fase di compressione (1-2) e in fase di riscaldamento (2-3) nell'economizzatore.
- la compressione (1-2) è isoterma (e isoentropica) con $T_1 = 33^\circ\text{C}$, $h_1 = 137.7 \text{ kJ/kg}$ e $\bar{v} = 0.004 \text{ m}^3/\text{kg}$.
- le perdite di pressione sono nulle nel generatore di vapore e nel condensatore.
- La variazione di entalpia ed entropia nella fase di evaporazione sono $\Delta s_{\text{evap}} = 4.89 \text{ kJ/kgK}$, $\Delta h_{\text{evap}} = 2097 \text{ kJ/kg}$.
- Sono note le condizioni di liquido e vapore saturo alla pressione del condensatore $s_{s1} = 0.4761 \text{ kJ/kgK}$, $s_{sV} = 8.393 \text{ kJ/kgK}$, $h_{sV} = 2561 \text{ kJ/kg}$, $h_{s1} = 137.7 \text{ kJ/kg}$.
- il rendimento isoentropico di espansione in turbina è 0.75.
- le condizioni della biosfera sono $T_0 = 20^\circ\text{C}$ e $p_0 = 1 \text{ bar}$.
- la portata G_w è ipotizzata un liquido incomprimibile con $\bar{c}_{p,w} = 4.183 \text{ kJ/kgK}$.
- l'entalpia e l'entropia di riferimento per l'acqua sono $h_0 = 83.93 \text{ kJ/kg}$, $s_0 = 0.296 \text{ kJ/kgK}$.

SI RICHIEDE DI:

1. Valutare i capisaldi del ciclo.
2. Effettuare l'analisi exergetica dei componenti dell'impianto determinando tutti i flussi exergetici scambiati e il tasso di exergia distrutta.

S.Cosentino, E.Guelpa, V.Verda – Complementi di energetica - Esercitazioni

2. Calcolare l'exergia chimica dell'idrogeno, conoscendo l'energia libera di Gibbs relativa alla reazione di formazione dell'acqua: $\Delta G_{f}^0 = -228600$ kJ/kmol e le proprietà dei gas costituenti riportate in tabella 3.2.
3. Calcolare l'exergia chimica delle miscele (1), (3) e (4), noti i valori di exergia chimica per i composti di riferimento e le relative costanti specifiche (si veda la tabella 2). Per l'idrogeno si assuma $R_{H_2}^* = 4,124$ kJ/kgK
4. Calcolare il tasso di exergia distrutta nella MCFC.

Proprietà	O ₂	N ₂	H ₂ O	CO ₂
R* (kJ/kgK)	0,2598	0,2968	0,4615	0,1889
ζ ⁰ (kJ/kmol)	3951	639	8636	14176

Tabella 3.2: Proprietà dei composti di riferimento.

S.Cosentino, E.Guelpa, V.Verda – Complementi di energetica - Esercitazioni

ESERCITAZIONE 5: *Analisi Exergetica di impianti complessi.*

1. Impianto per la produzione di acqua calda

In figura 5.1 è riportato lo schema di un sistema complesso che produce acqua alla temperatura di 95 °C e pressione atmosferica (punti 9 e 14). Il sistema è costituito da 4 componenti: un campo di pannelli fotovoltaici (A) in grado di produrre, nello scenario analizzato, 12 kW elettrici (2) con efficienza complessiva 0.15; un turbogas (B) con potenza elettrica netta di 35 kW (7) e rendimento elettrico complessivo di 0.3; uno scambiatore di calore (C) alimentato con i gas di scarico della turbina (5); una pompa di calore ad acqua di falda (D).

Il turbogas è alimentato con una portata d'aria di 0.15 kg/s (3) alla temperatura della biosfera di 20 °C e con una miscela (4) costituita da 50% in massa di CH₄ e 50% di CO₂, con potere calorifico inferiore di 22500 kJ/kg. Il combustibile è disponibile alla pressione di 6 bar e temperatura ambiente. Il gas di scarico (5), alla temperatura di 450 °C, alimenta lo scambiatore di calore C, nel quale si riscalda una portata di acqua disponibile alla temperatura di 15 °C (8). I gas di scarico sono raffreddati nello scambiatore fino alla temperatura di 65 °C (6). Le perdite di pressione nello scambiatore sono trascurabili. I calori specifici a pressione costante di aria e prodotti di combustione sono rispettivamente 1.01 kJ/kgK e 1.1 kJ/kgK, mentre il calore specifico dell'acqua liquida è 4.186 kJ/kgK. Si assumano inoltre nulle l'entalpia di riferimento di N₂, O₂, CO₂, H₂O. Per l'aria si consideri la composizione molare 21% di O₂ e 79% di N₂.

La pompa di calore utilizza come fluido freddo una portata di acqua di falda (10) che viene raffreddata da 15 °C a 10 °C. Il coefficiente di prestazione della pompa di calore è 3.5. Anch'essa riscalda acqua disponibile alla temperatura di 15 °C (13).

Si calcolino le exergie associate a tutti i flussi riportati nel diagramma; il tasso di exergia distrutta nei quattro componenti e la corrispondente efficienza exergetica. A tal fine si considerino:

- 1) la temperatura caratteristica della radiazione solare di 5800 K.
- 2) le costanti specifiche di aria, combustibile e gas di scarico rispettivamente $R_a^* = 0.289$ kJ/kgK, $R_c^* = 0.227$ kJ/kgK e $R_g^* = 0.291$ kJ/kgK.
- 3) le exergie chimiche di N₂, O₂, CO₂ e H₂O (sia allo stato gassoso che liquido) sono considerate nulle, mentre la variazione di energia libera di Gibbs della reazione di ossidazione completa del metano è -801 MJ/kmol.

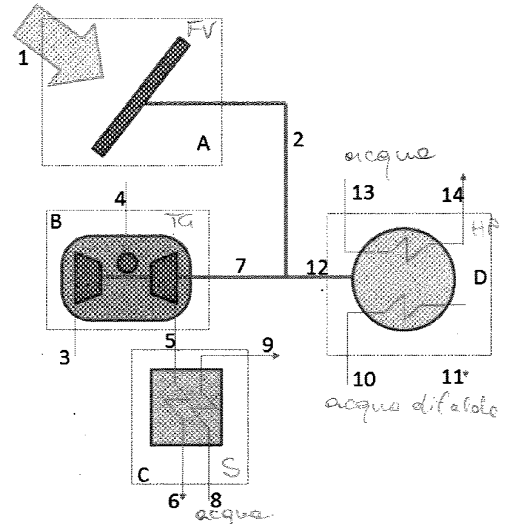


Figura 5.1: Sistema di produzione di acqua calda.

Mi innamoravo solo se
prendi un vent'otto e st'azome
ma se allo fine ti no mole
ma a combinars o bere

(non tutti facciano di sistema)
no di prima = cl

ESERCITAZIONE 6

Esercizi introduttivi pinch analysis

Questa prima esercitazione ha l'obiettivo di familiarizzare con le procedure relative al calcolo della temperatura di pinch point e alla realizzazione degli accoppiamenti.

ESERCIZIO 6.1

Scopo di questo esercizio è quello di definire ed analizzare una configurazione della rete di scambiatori di calore corrispondente al minimo fabbisogno di energia di un impianto industriale. Le caratteristiche dei fluidi presenti in tale impianto sono riportate in tabella 6.1 in termini di temperatura di ingresso T_{in} , temperatura di uscita T_{out} e prodotto della portata in massa per il calore specifico G_c . Si consideri una differenza di temperatura minima pari a 20°C .

n° flusso	tipo	T_{in}	T_{out}	T_{in}^*	T_{out}^*	G_{cp}
-	-	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$			kW/K
1	caldo	135	100	125	90	2
2	caldo	165	65	135	55	4
3	freddo	80	160	90	170	6
4	freddo	40	135	50	105	2,5

Tabella 6.1 Caratterizzazione dei flussi dell'impianto

RICHIESTE

- 1) Calcolo della temperatura di pinch point.
- 2) Calcolo dei fabbisogni minimi e massimi.
- 3) Tracciamento di una possibile configurazione corrispondente al fabbisogno minimo.

ESERCIZIO 6.2

Si consideri un impianto industriale caratterizzato da 4 flussi. Le temperature di ingresso e uscita di 3 di questi fluidi sono riportate in tabella 6.2, mentre il quarto è un liquido saturo a temperatura di 250°C che è fatto evaporare, assorbendo una potenza termica 360 kW . Si imponga una differenza di temperatura minima di 20°C .

n° flusso	tipo	T_{in}	T_{out}			G_{cp}
-	-	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$			kW/K
1	caldo	520	120	510	110	2,4
2	caldo	80	15	30	5	1,2
3	freddo	30	250	40	260	3
4	freddo	250	251	260	261	360

Tabella 6.2 Dati dei flussi presenti nell'impianto

RICHIESTE

- 1) Calcolo della temperatura di pinch point.
- 2) Calcolo dei fabbisogni minimi e massimi.
- 3) Tracciamento di una possibile configurazione corrispondente al fabbisogno minimo.