

MACCHINE TERMICHE

UNA MACCHINA TERMICA È

UN SISTEMA TERMODINAMICO

CHE CICLICAMENTE

PASSA ATTRAVERSO GLI STESSI

STATI TERMODINAMICI

SISTEMI ENERGETICI

= SISTEMI DI PRODUZIONE DI ENERGIA (ELETTRICA ; CALORE)

{
A VAPORE
A GAS
[...]

TRAMITE MACCHINE
CHE TRASFORMANO IL CALORE IN → LAVORO MECCANICO

TERMOLOGIA

STUDIO DEI FENOMENI TERMICI LEGATI AL CALORE

JOULE (1847) → ESPERIMENTI

$$\text{CALORE} = \text{LAVORO}$$

«MULINELLO DI
JOULE»

- Quando si mettono a contatto 2 corpi a \neq temperatura, il calore fluisce dal corpo piú caldo al corpo piú freddo.

- Si può trasferire Energia da un sistema all'altro:

CALORE = DIFFERENZA DI ENERGIA

$$Q = \Delta E$$

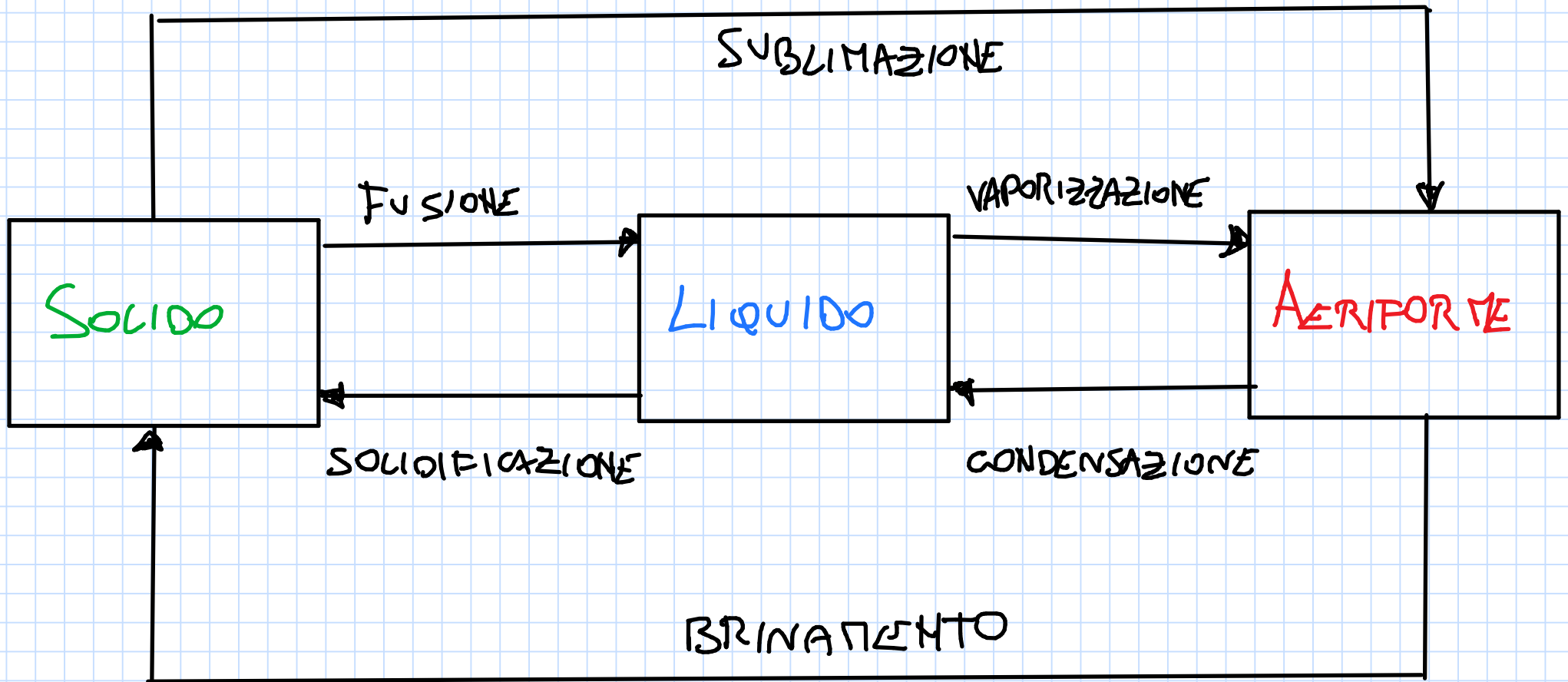
nota CALORE \neq TEMPERATURA!

TRASFERIMENTO DI ENERGIA FRA 2

SISTEMI ASSOCIATO AD UNA DIFFERENZA
DI TEMPERATURA (E NON AD UN LAVORO!)

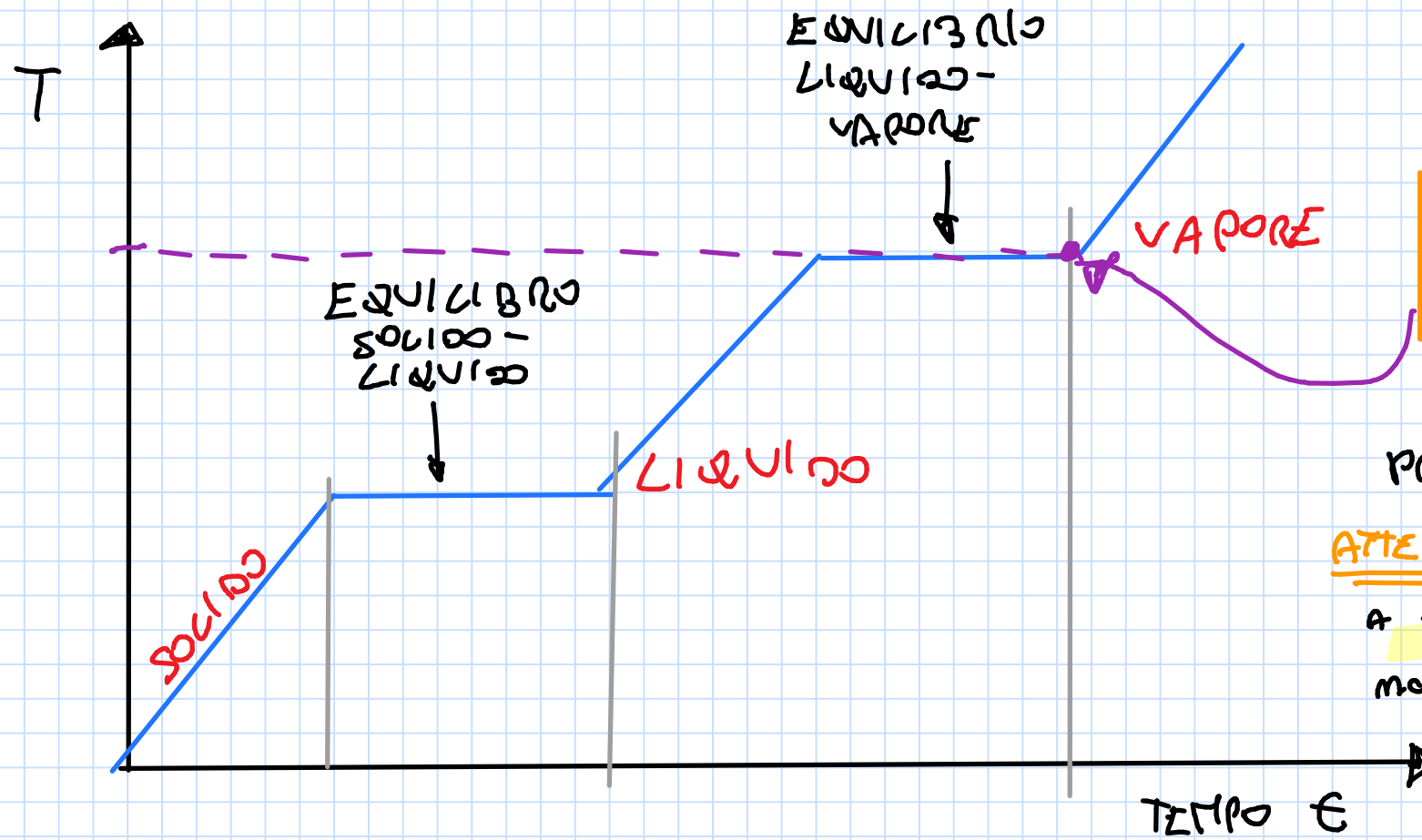
→ PROPRIETÀ
CHE INDICA
LO STATO
TERMICO DI UN
CORPO

PASSAGGI DI FASE



PASSAGGI DI FASE : DIAGRAMMA

TEMPERATURA



LIVELLO DI EBOLLIZIONE

dipende da
PRESSIONE ESTERNA

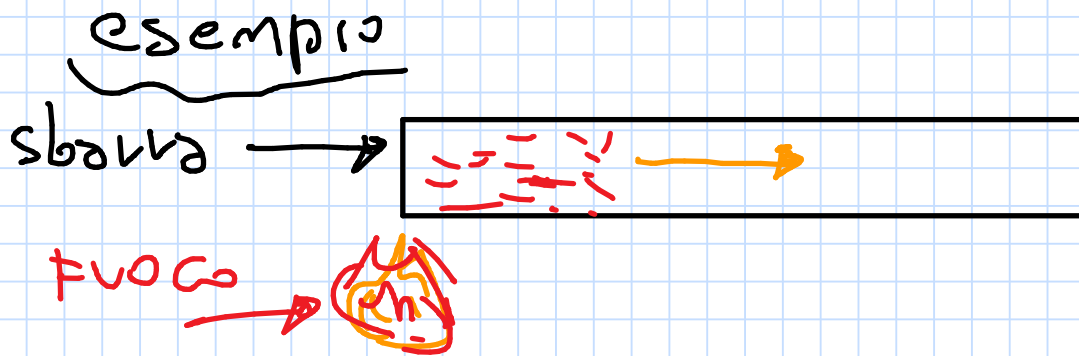
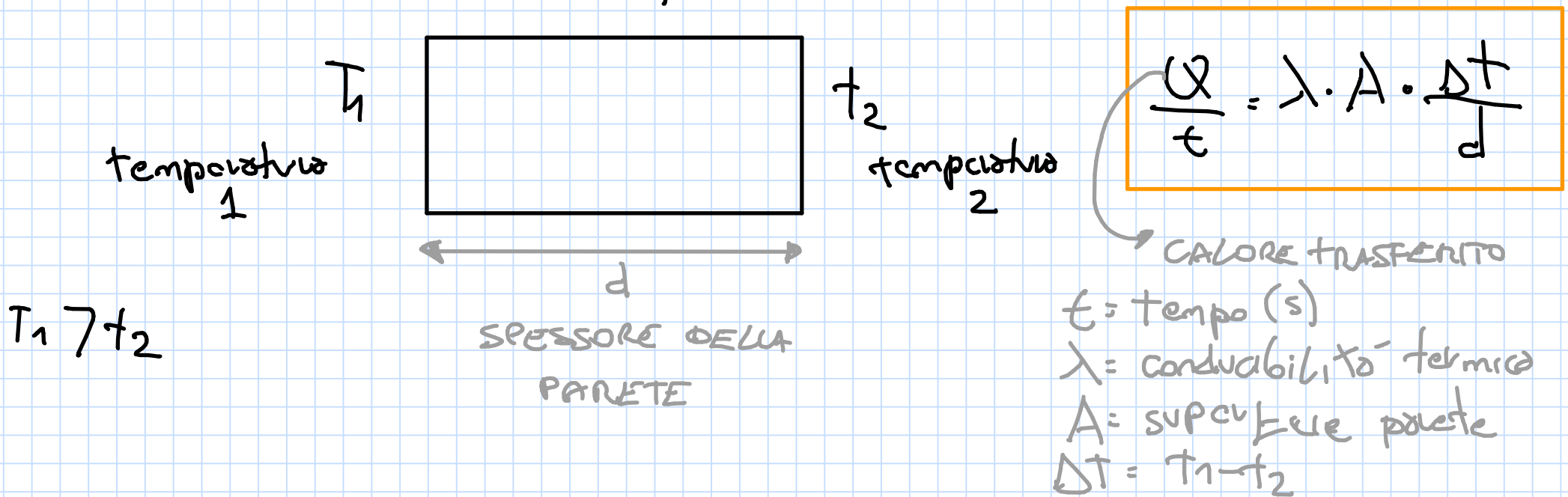
ATTENZIONE: L'ACQUA BOLLE
A 100°C SOLO A LIVELLO DEL MARE
mentre ad es. in montagna bolle
prima perché c'è
↳ Pressione
ATMOSFERICA
(es. 3000m → 70°C)

TRASMISSIONE DEL CALORE

FRA 2 CORPI A TEMPERATURE \neq IN 3 MODI:

[da CALDO \rightarrow a FREDDO]

- ① CONDUZIONE = trasmissione di calore in un corpo (SOLIDO, LIQUIDO o AERIFORME)

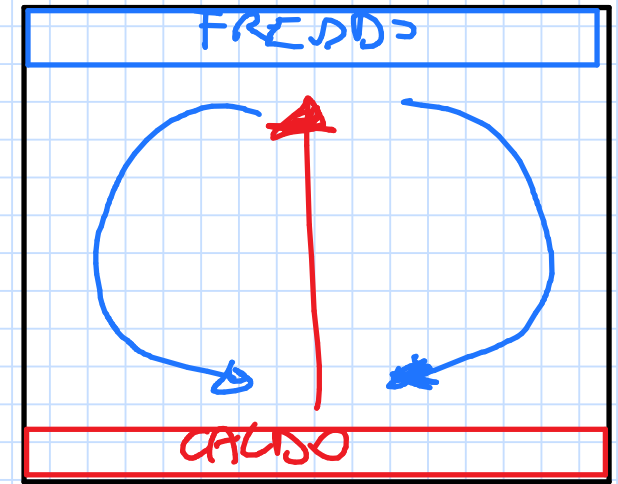


IL CALORE
SI PROPAGA
IL CORPO
ATTRAVERSO

(oscillazione
delle
MOLECOLE)

② CONVEZIONE (per i FLUIDI)

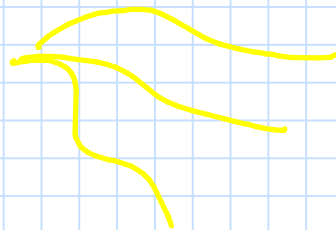
Si producono dei MOTI CONVETTIVI



③ IRRAGGIAMENTO

INDIPENDENTE da presenza di MATERIA → tramite RADIAZIONI

ELETTROMAGNETICHE



PRINCIPI DELLA TERMODINAMICA

PRINCIPIO ZERO

SE UN CORPO A È IN EQUILIBRIO TERMICO CON UN CORPO C, E UN ALTRO CORPO B È IN EQUILIBRIO TERMICO CON C, ALLORA A E B SONO IN EQUILIBRIO TERMICO FRA LORO.

PRIMO PRINCIPIO

LA SOMMA ALGEBRICA DEI FLUSSI DI LAVORO (CALORE E LAVORO) CHE ATTRAVERSANO LA SUPERFICIE CHE DELIMITA IL SISTEMA È PARI ALLA VARIAZIONE DEL CONTENUTO ENERGETICO DEL SISTEMA.

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

$$E = \frac{1}{2} m v^2 + m g z + U$$

OPPURE:

= "L'ENERGIA INTERNA DI UN SISTEMA TERMODINAMICO
ISOLATO È COSTANTE"

= "L'ENERGIA NON SI CREA NÈ SI DISTRUGGE,
MA SI TRASFORMA"

SECONDO PRINCIPIO

□ ENUNCIATO DI CLAUSIUS

"IL CALORE NON PUO' PASSARE SPONTANEAMENTE DA UN CORPO PIU' FREDDO AD UNO PIU' CALDO."

□ ENUNCIATO DI KELVIN-PLANCK

"NON E' POSSIBILE REALIZZARE UNA TRASFORMAZIONE IL CUI UNICO RISULTATO SIA QUELLO DI ASSORBIRE CALORE DA UN SERBATOIO CALDO E CONVERTIRLO COMPLETAMENTE IN LAVORO"

= "OGNI SISTEMA TENDE ALLA MASSIMA ENTROPIA"

= "L'ENTROPIA DI UN SISTEMA TENDE AD AUMENTARE NEL TEMPO"

TERZO PRINCIPIO

L'ENTROPIA DI UN CRISTALLO PURO, ALLA TEMPERATURA
DI 0 GRADI K, È PARI A ZERO.

↓
"ZERO ASSOLUTO"

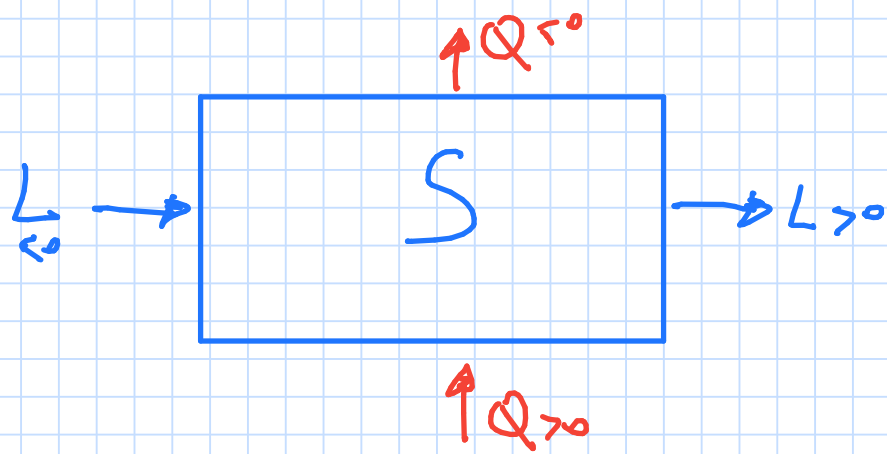
↓
-273,15 °C

↓
L'ENERGIA È ASSENTE E PERTANTO
GLI ATOMI SONO IMMOBILI

☒ Sistemi

Termodinamici

SISTEMA TERMODINAMICO



porzione di spazio separata dall'esterno [...] in cui avvengono TRASFORMAZIONI INTERNE e SCAMBI di $\begin{cases} \text{MATERIA} \\ \text{ENERGIA} \end{cases}$ con ambiente esterno

SISTEMA	○ APERTO	permette scambio di MASSA e ENERGIA	}	CON ESTERNO
	○ CHIUSO	" " di sola MASSA		
	○ ISOLATO	<u>NON</u> permette " di MASSA e ENERGIA		
	○ ADIABATICO	<u>NON</u> scambio CALORE		

STATO TERMODINAMICO

↳ STATO del SISTEMA in un particolare istante,

↳ insieme delle **VARIABILI di STATO**

○ INTENSIVE

○ ESTENSIVE

(dipendenti dalla MASSA)
= ESTENSIONE

In termodinamica

○ PRESSIONE p (BAR)

○ VOLUME $V = \frac{1}{\rho}$ VOL. SPECIFICO $\left(\frac{m^3}{kg}\right) \rightarrow$ DENSITA' ρ $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

○ TEMPERATURA (K, °C)

↑
"RHO"

$$\times \text{VOLUME SPECIFICO} = \frac{V}{m} \quad \frac{\text{volume}}{\text{massa}}$$

FUNZIONE DI STATO

funzione che definisce la VARIAZIONE tra 2 STATI DEL SISTEMA
(stato iniziale - stato finale)

funzioni di stato:

□ ENERGIA INTERNA [U] = $E_{TOTALE} - (E_{CINETICA} + E_{POTENZIALE})$

• misurata in JOULE [J] ← forma ESTENSIVA

• la forma INTENSIVA

(= NON dipendenti da massa)

è $\left[\frac{J}{kg} \right]$ [u] = $\frac{U}{m}$ ← MASSA

□ ENTALPIA [H] = $E_{interna} + PRESSIONE \cdot VOLUME$

$H = U + p \cdot V$

• misurata in JOULE [J]

• la forma INTENSIVA

(= NON dipendenti da massa)

↳ GRANDEZZE SPECIFICHE

è $h = u + p \cdot \frac{V}{m}$ $\left[\frac{J}{kg} \right]$
Entalpia specifica

□ ENTROPIA $[S]$ = trasformazione irreversibile $\left[\frac{J}{kg} \right]$

$$\Delta S = \frac{Q_{REV}}{T} \quad \leftarrow \text{CALORE SCAMBIATO IN MODO REVERSIBILE}$$

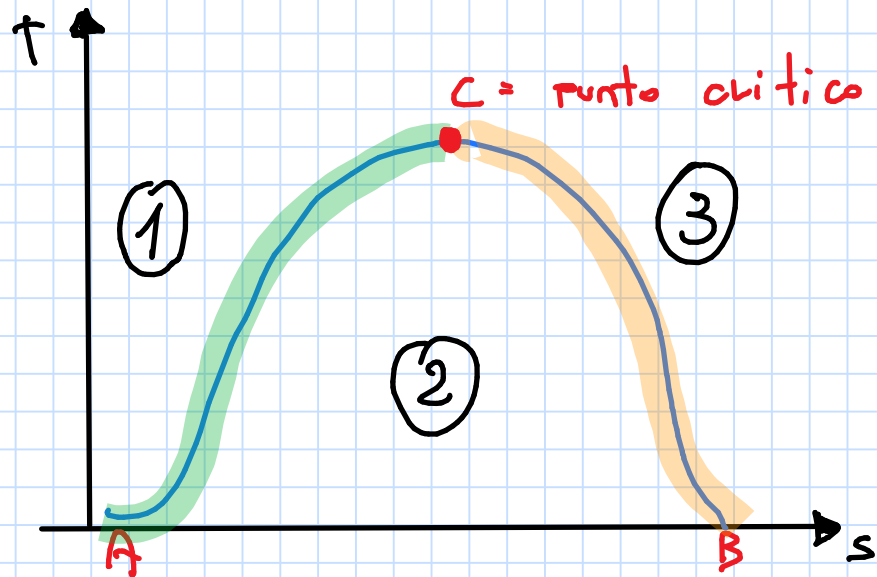
\leftarrow temperatura

• Entropia specifica $\Delta s = \frac{\Delta S}{m} = \frac{Q_{REV}}{m \cdot T} = \frac{q_{REV}}{T} \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$

☒ Diagrammi Termodinamici

DIAGRAMMI TERMODINAMICI

DIAGRAMMA ENTROPICO ($T-s$) DEL VAPORE D'ACQUA



AC = CURVA LIMITE INFERIORE

CB = CURVA LIMITE SUPERIORE

T = TEMPERATURA

s = ENTROPIA

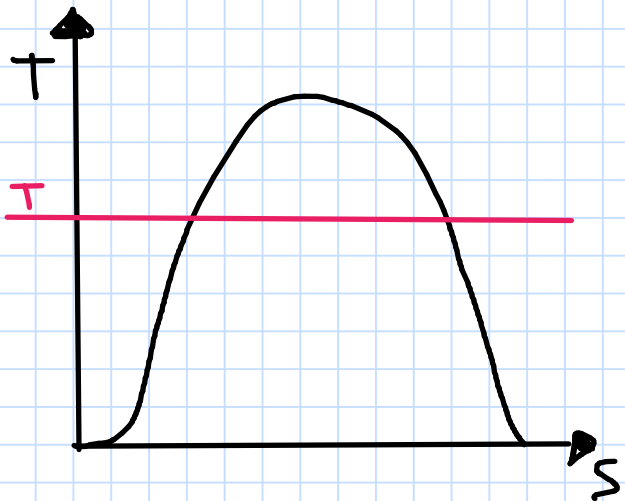
① ZONA LIQUIDO (sottoraffreddato)

② ZONA di EQUILIBRIO FRA LIQUIDO e VAPORE

③ ZONA VAPORE RISCALDATO

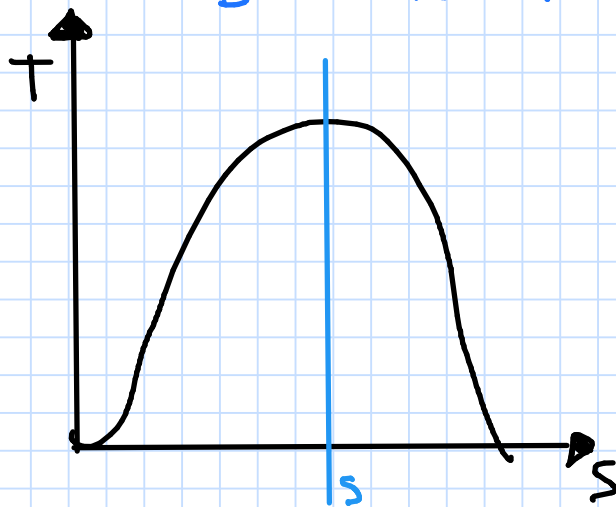
ISOTERMA

$T = \text{TEMPERATURA}$



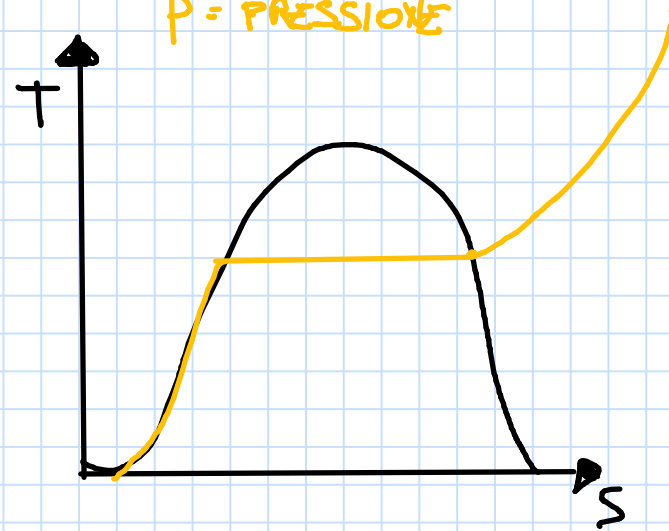
ISOENTROPICA

$S = \text{ENTROPIA}$



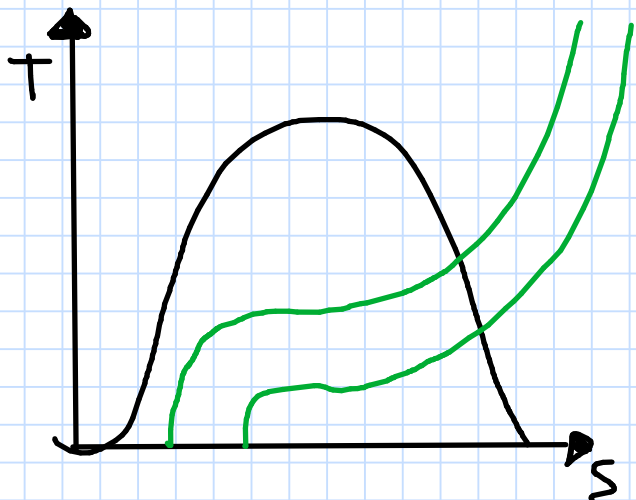
ISOBARA

$P = \text{PRESSIONE}$



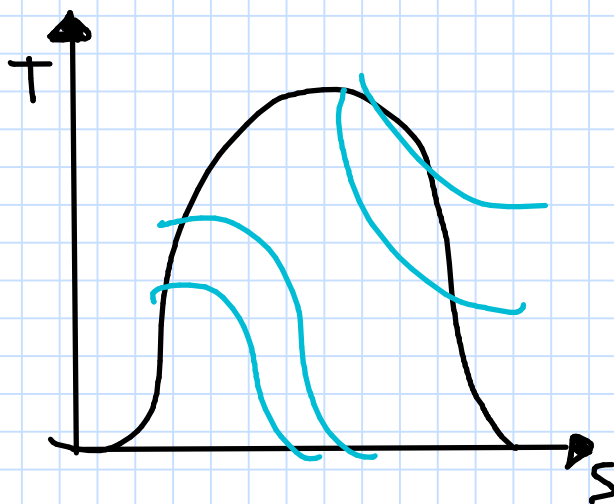
ISOCORA

$V = \text{VOLUME}$



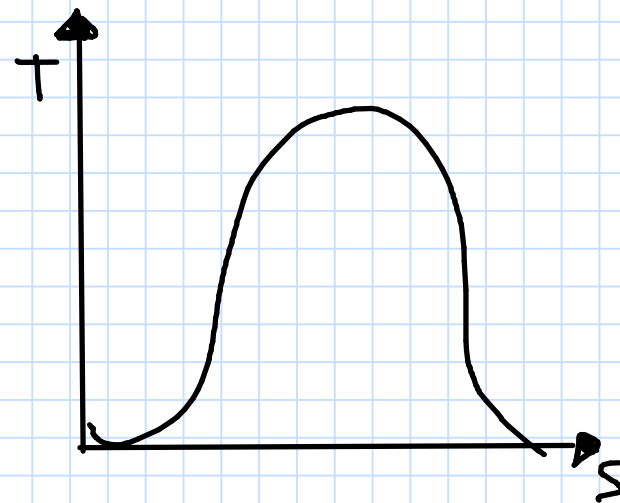
ISOENTALPICA

$h = \text{ENTALPIA}$



ISOTITOLO

$x = \text{TITOLO}$



□ Nello studio delle **MACCHINE** il DIAGRAMMA ENTROPICO permette la **LETTURA IMMEDIATA** della **QUANTITÀ DI CALORE SCAMBIATA** lungo qualsiasi TRASFORMAZIONE REVERSIBILE

NOTE

TITOLO DI VAPORE

= FRAZIONE (IN MASSA) DI VAPORE, IN UNA MISCELA LIQUIDO - VAPORE

TITOLO DI LIQUIDO

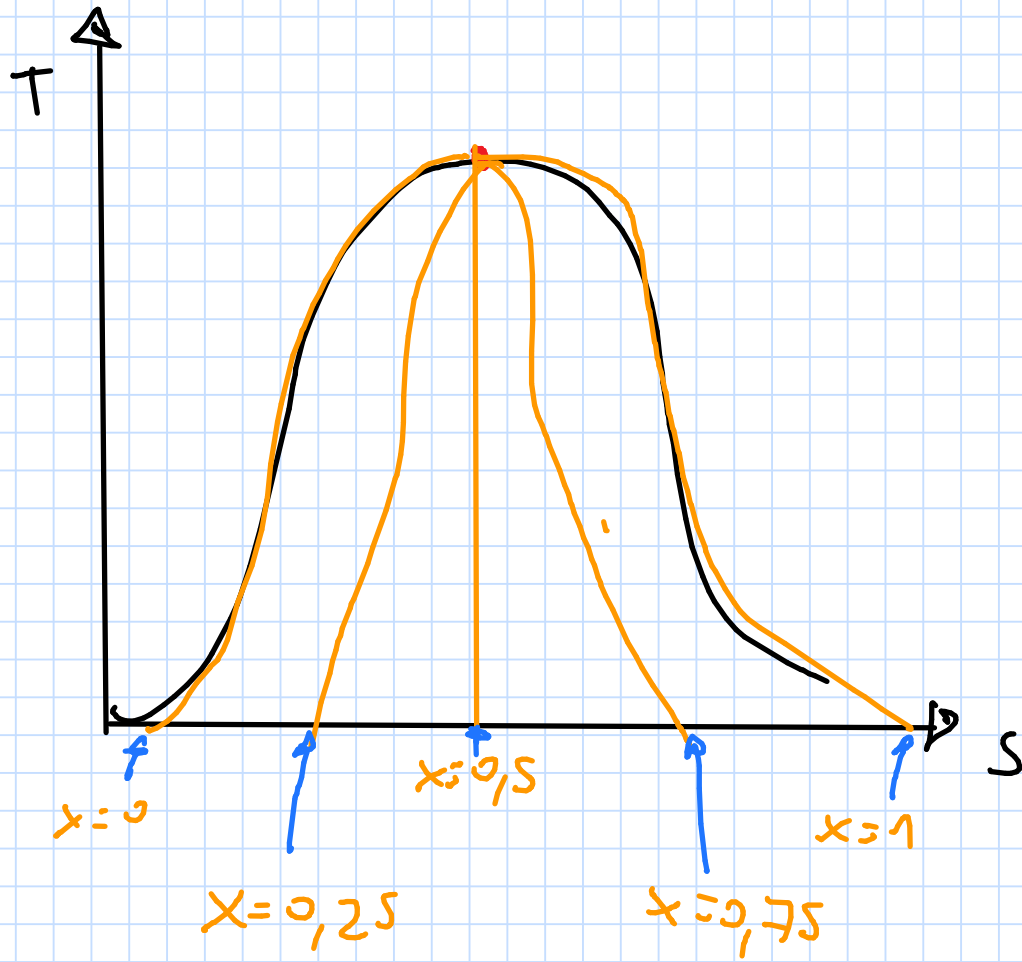
= FRAZIONE (IN MASSA) DI LIQUIDO, IN UNA MISCELA LIQUIDO - VAPORE

IL TITOLO è un valore **ADIMENSIONALE**

TITOLO DI VAPORE

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

m_v = massa di vapore saturo
 m_l = massa del liquido



CAPACITÀ TERMICA

= quantità di Energia che serve ad innalzare di 1 grado K la temperatura di un corpo

$$C = \frac{\Delta E}{\Delta T} \quad \left[\frac{J}{K} \right]$$

CALORE SPECIFICO

= quantità di CALORE necessario per innalzare (o diminuire) la temperatura dell' unità di massa di 1 grado Kelvin (K)
↳ (o 1 grado Celsius °C)

$$c = \frac{C}{m} \quad \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$$

$$C_P = C_V + \bar{R}$$

oppure

$$C_P - C_V = \bar{R}$$

CALORE SPECIFICO

A **PRESSIONE**
CONSTANTE

CALORE SPECIFICO

A **VOLUME**
CONSTANTE

COSTANTE UNIVERSALE DEI GAS $8,314 \frac{\text{J}}{\text{Kmol}}$

esempi:

$$C_P \text{ ACQUA} = 4,186$$

$$C_P \text{ ALCOL} = 2,432$$

$$C_P \text{ ORO} = 0,129$$

$$C_P \text{ ARIA (273°K)} = 1,025$$

$$C_P \text{ GHACCIO (273°K)} = 2,093$$

$$C_P \text{ IDROGENO (273°K)} = 14,3$$

$$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$$

PER GLI AERIFORMI (non hanno un VOLUME proprio)^{one}

↳ si deve tenere o **PRESSIONE COSTANTE**
o **VOLUME COSTANTE**

$$C_V \text{ OSSIGENO} = 0,64$$

$$C_V \text{ ARIA (r 300°c)} = 0,71$$

$$C_V \text{ VAPORE (r 100°c)} = 1,5$$

posso scrivere:

VARIAZIONE DI ENTALPIA SPECIFICA (dh)

$$dh = c_p \cdot dT$$

↓
CALORE
SPECIFICO

A **PRESSIONE** COSTANTE

↘ VARIAZIONE
DI TEMPERATURA

$$\left[\frac{J}{kg} \right]$$

VARIAZIONE DI ϵ INTERNA (du)

$$du = c_v \cdot dT$$

↓
CALORE SPECIFICO

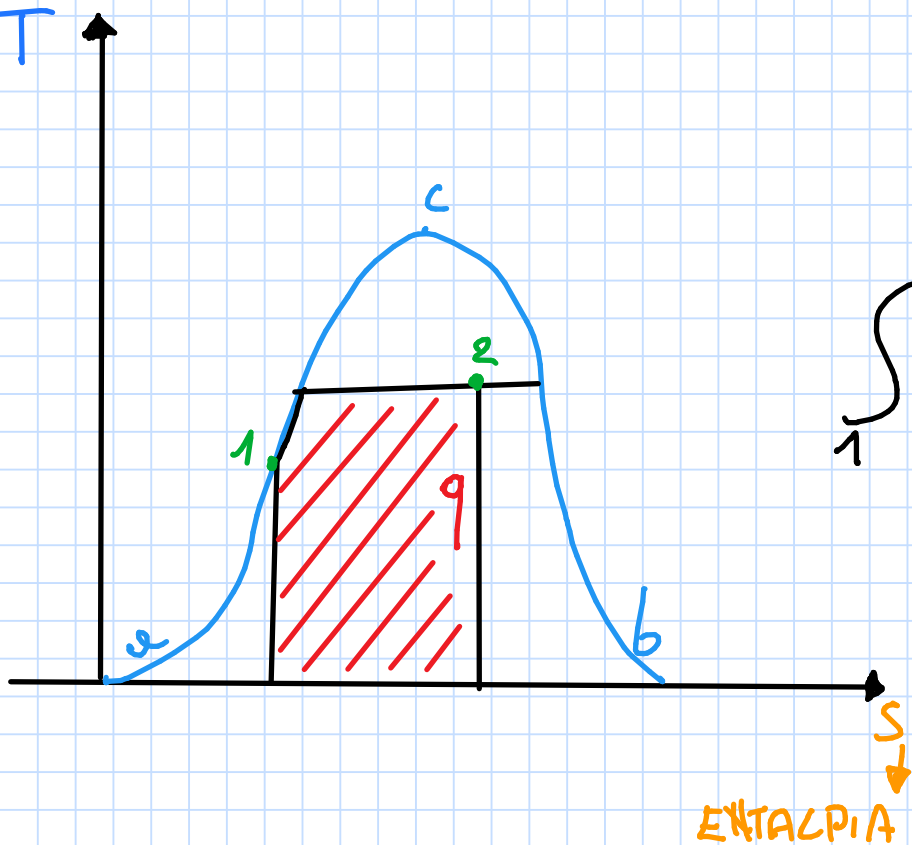
A **VOLUME** COSTANTE

$$\left[\frac{J}{kg} \right]$$

CALORE SCAMBIATO IN UNA TRASFORMAZIONE A PRESSIONE COSTANTE

$$dq = T \cdot ds$$

$$[dh = c_p \cdot dt]$$



$$\int_1^2 dq = h_2 - h_1 = c_p (t_2 - t_1) + r \cdot X_2$$

CALORE SPECIFICO
A PRESSIONE
COSTANTE

Δ DI
TEMPERATURA

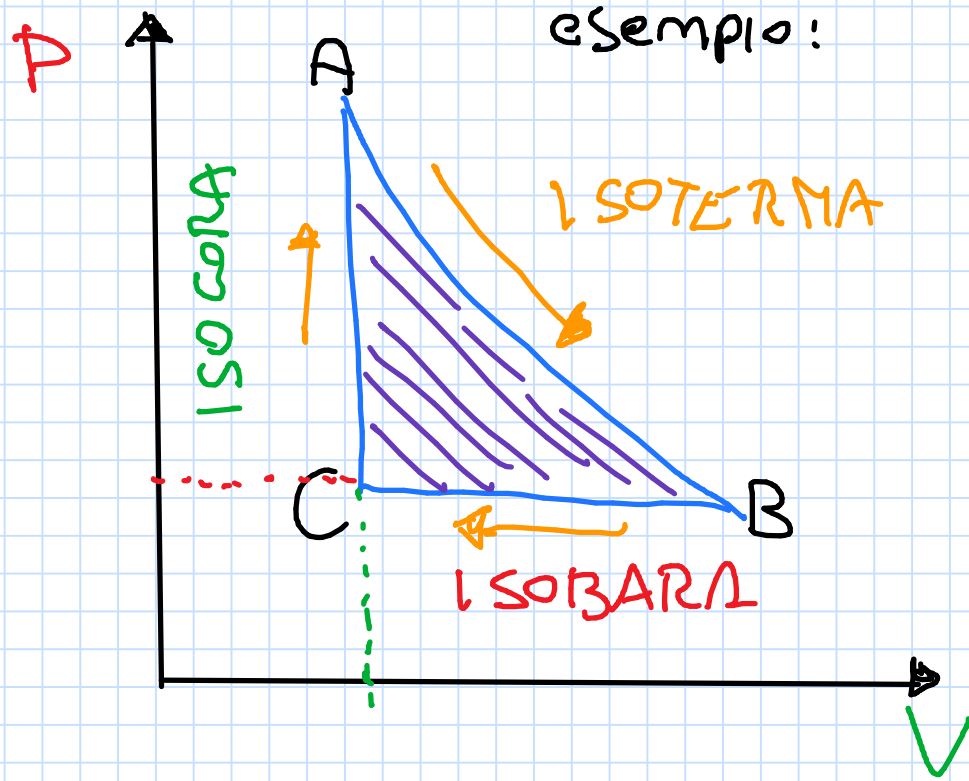
CALORE
LATENTE DI
VAPORIZZAZIONE

$\frac{r}{X_2}$

ALTRI TIPI DI DIAGRAMMI

DIAGRAMMA DINAMICO PRESSIONE-VOLUME

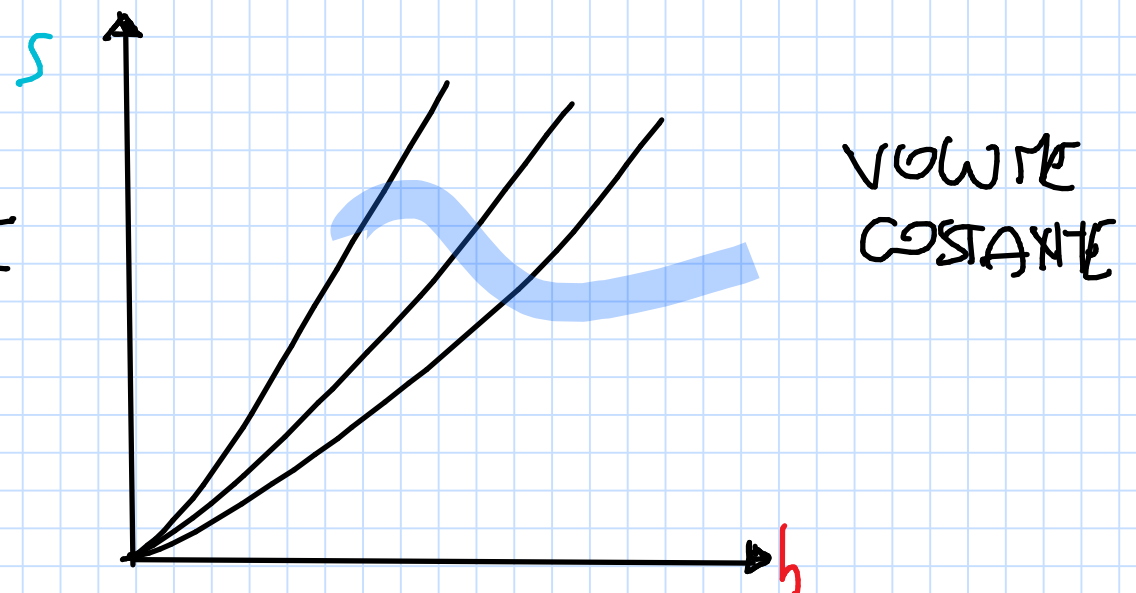
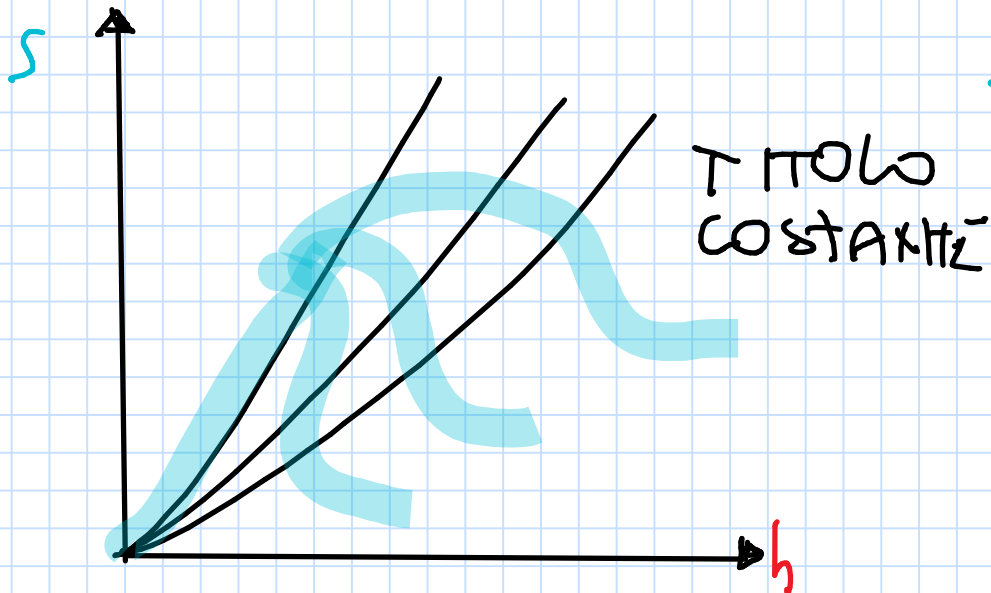
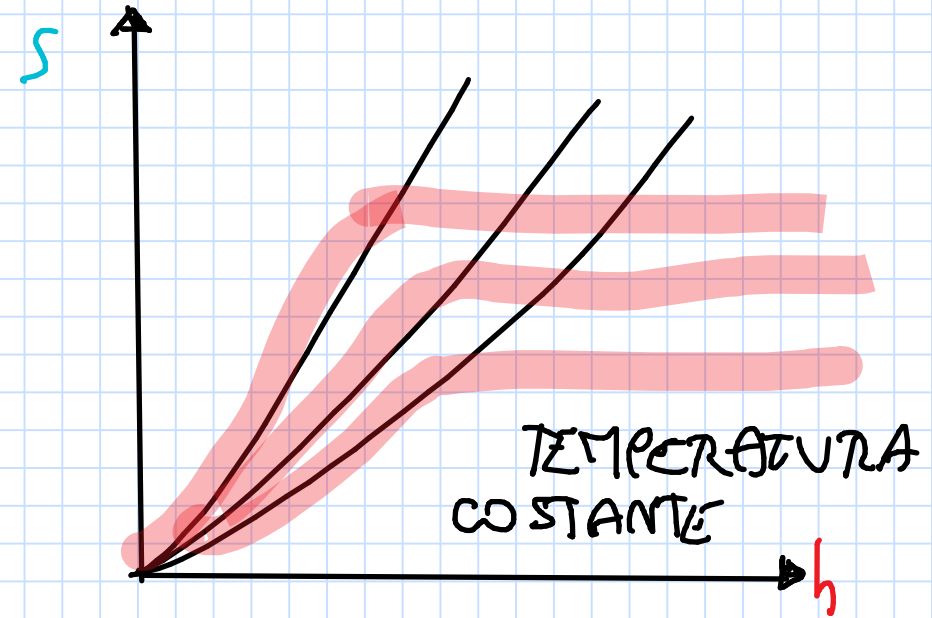
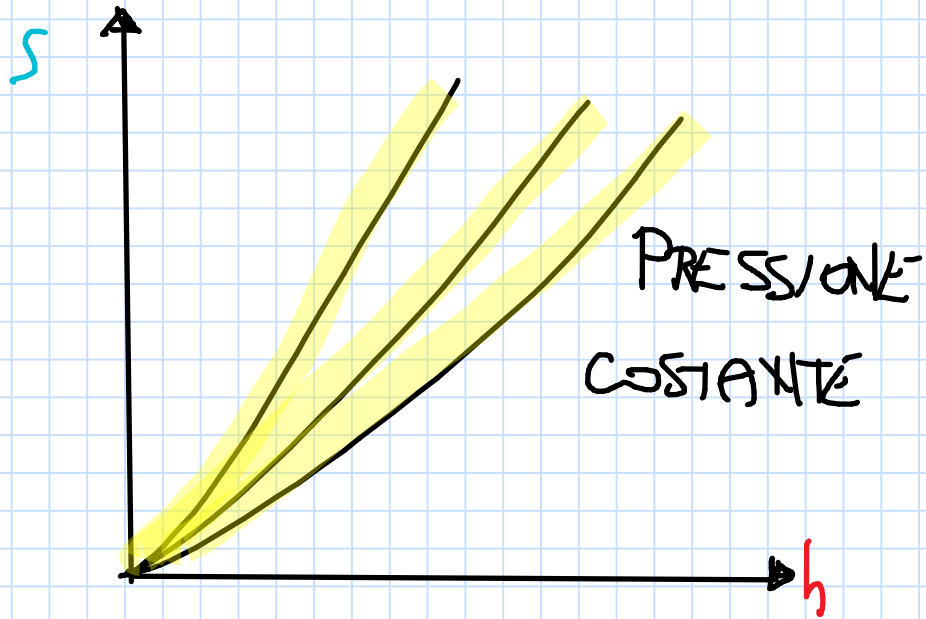
P-V



- Serve per analizzare le variazioni di **PRESSIONE** in funzione del **VOLUME**
- Utile per valutare il LAVORO, in quanto $AREA = LAVORO$ ($L = \int_1^2 v dp$)

DIAGRAMMA ENTALPICO (di Mollier)

h - s
 h = ENTALPIA
 s = ENTROPIA



☒ Cicli

Termodinamici

CICLI TERMODINAMICI

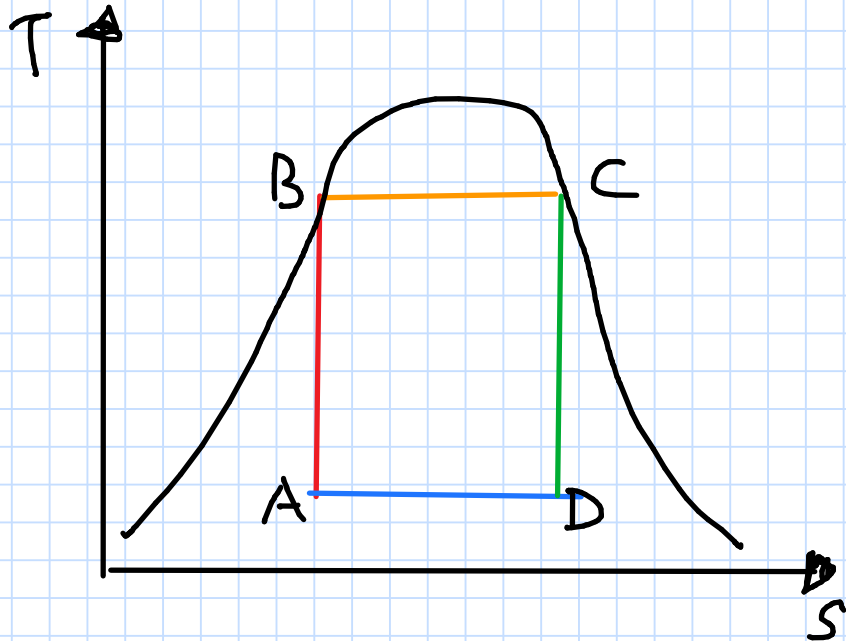
USATI COME MODELLI DI STUDIO : DA modello IDEALE • COEFFICIENTI
→ si ottengono modelli REALI

DAI principi della TERMODINAMICA: \boxed{I} $E_{TERMICA} = E_{MECCANICA}$
 \boxed{II} ci sono dei LIMITI nella TRASFORMAZIONE

↳ parte del CALORE viene trasformato in $E_{meccanica}$

CICLO di CARNOT

"Perfetto, ideale"



AB COMPRESIONE

BC RISCALDAMENTO → ASSORBE CALORE

CD ESPANSIONE

AD CONDENSAZIONE

↳ CEDE CALORE

→ ISOENTROPICHE (= stessa entropia)

→ ISOTERMA (= stessa temperatura)

II°
PRINCIPIO
TERMODINAMICA

IL LAVORO MECCANICO è dato dalla DIFFERENZA tra
CALORE DATO AL FLUIDO (q_1) e il CALORE CEDUTO DAL FLUIDO (q_2)

$$L = q_1 - q_2$$

LAVORO CALORE RICEVUTO CALORE CEDUTO

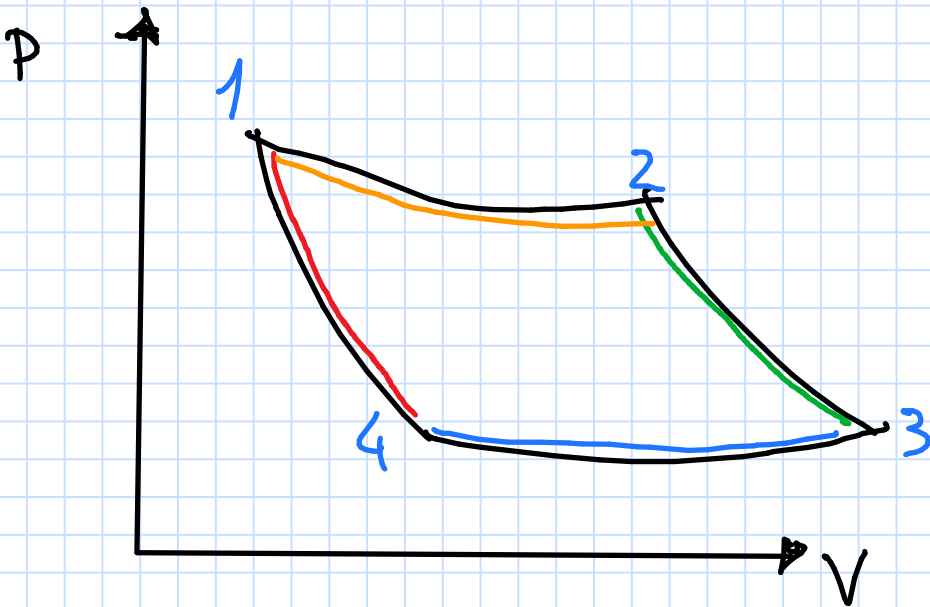
RENDIMENTO
TERMODINAMICO

= rapporto fra $\frac{\text{LAVORO UTILE}}{\text{E SPESA PER OTTENERLO}}$

ETA $\leftarrow \eta_{TH} = \frac{L}{q_1} \rightarrow = \frac{q_1 - q_2}{q_1} \rightarrow 1 - \frac{q_2}{q_1}$

$$= 1 - \frac{T_A \cdot \Delta S}{T_B \cdot \Delta S} \rightarrow 1 - \frac{T_A}{T_B}$$

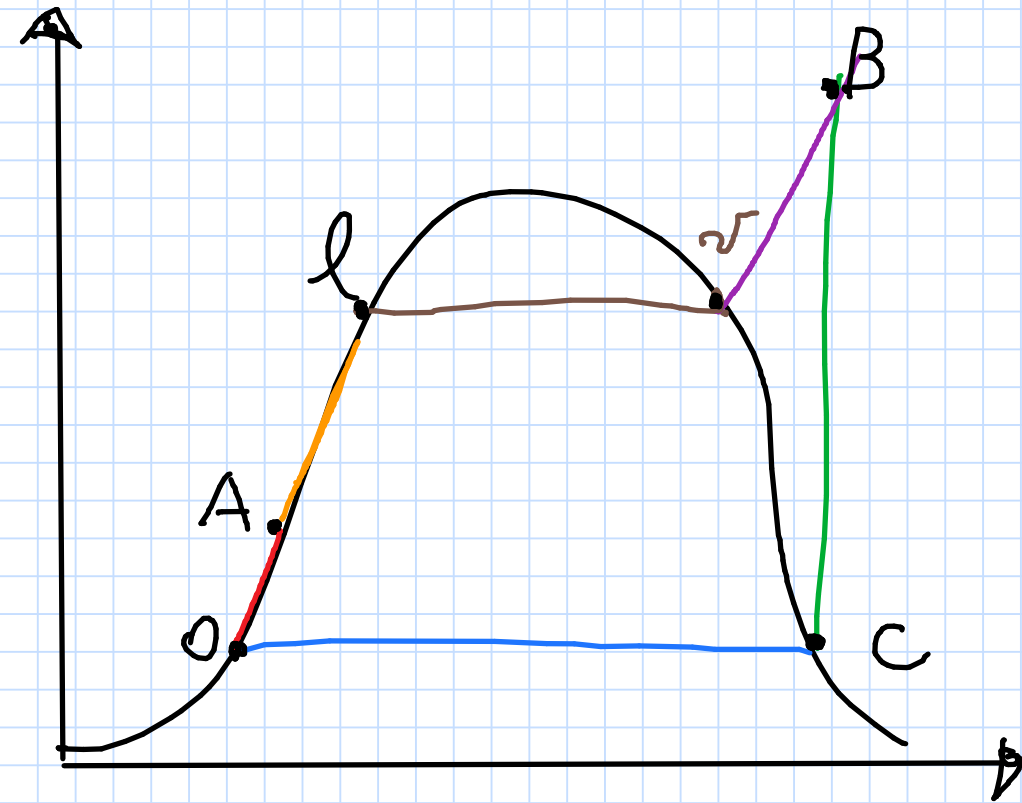
CICLO DI CARNOT IN DIAGRAMMA P-V



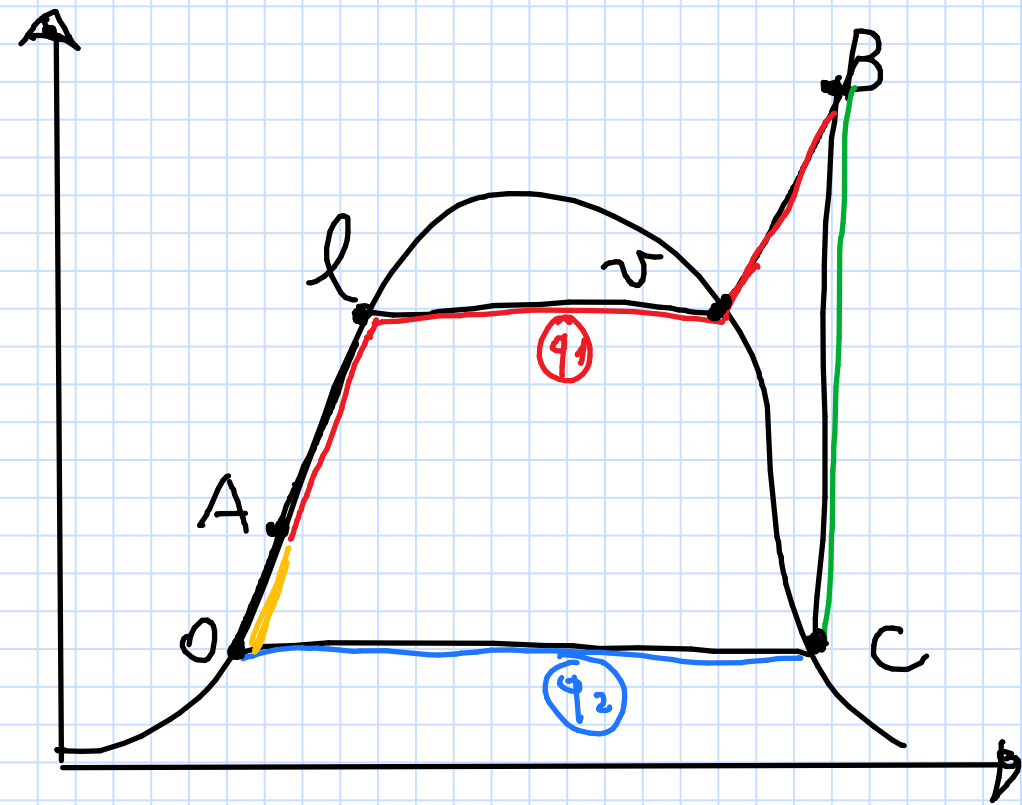
- | | | | |
|----|---------------------|------------|---------------------|
| 12 | <u>ESPANSIONE</u> | ISOTERMA | } VOLUME AUMENTA |
| 23 | <u>ESPANSIONE</u> | ADIABATICA | |
| 34 | <u>COMPRESSIONE</u> | ISOTERMA | } VOLUME DIMINUISCE |
| 41 | <u>COMPRESSIONE</u> | ADIABATICA | |

↓
= senza scambio di calore

CICLO TERMODINAMICO GENERICO



- OA COMPRESSIONE ($h_a - h_o$)
 - Al RISCALDAMENTO
 - lv VAPORIZZAZIONE
 - vB SURRISCALDAMENTO
 - BC ESPANSIONE ($h_b - h_c$)
 - CO CONDENSAZIONE
- q_1
 $(h_b - h_a)$
- q_2
 $(h_c - h_o)$



$$L = \varphi_1 - \varphi_2$$

$$= \underbrace{(h_B - h_A)}_{\text{red}} - \underbrace{(h_C - h_O)}_{\text{blue}}$$

SI PUÒ RISCRIVERE:

$$= \underbrace{(h_B - h_C)}_{\text{green}} - \underbrace{(h_A - h_O)}_{\text{yellow}}$$

ESPANSIONE

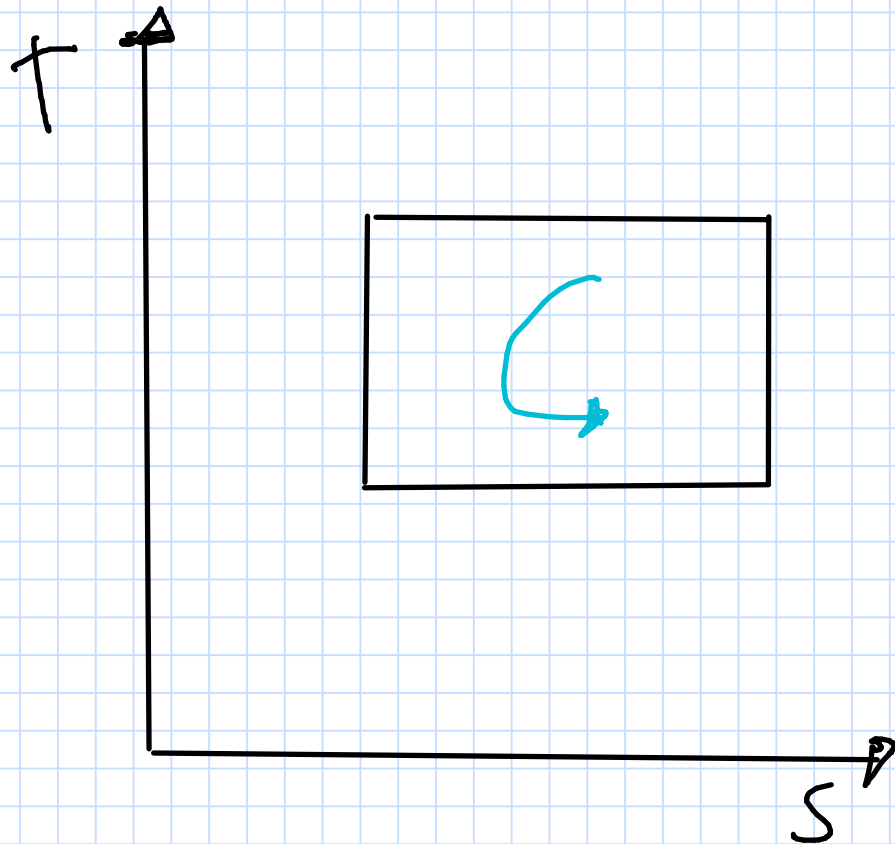
COMPRESSIONE

☒ Ciclo frigorifero

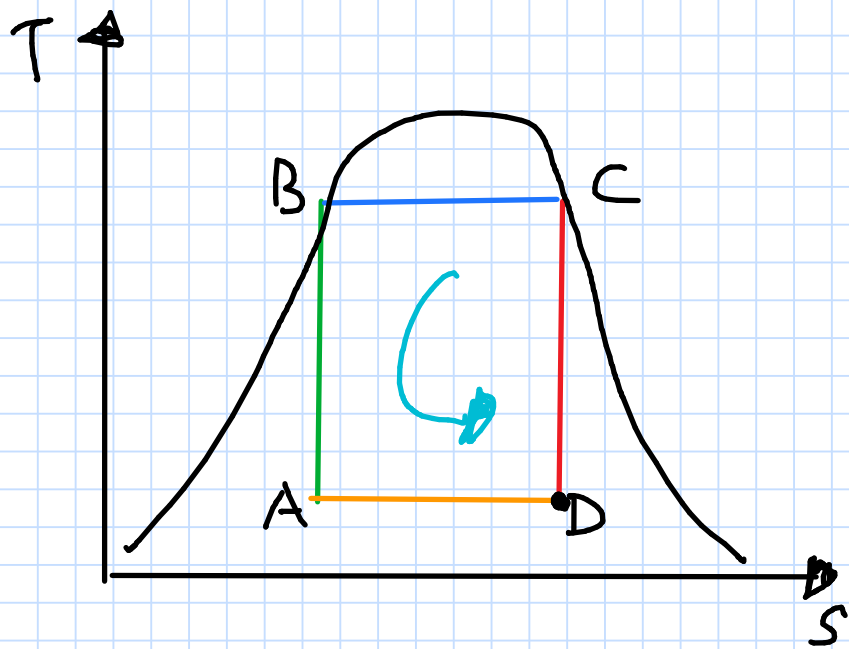
CICLO FRIGORIFERO

È UN CICLO "INVERSO" → quantità NEGATIVA DI CALORE

Ciclo in senso ANTIORARIO



CICLO FRIGORIFERO

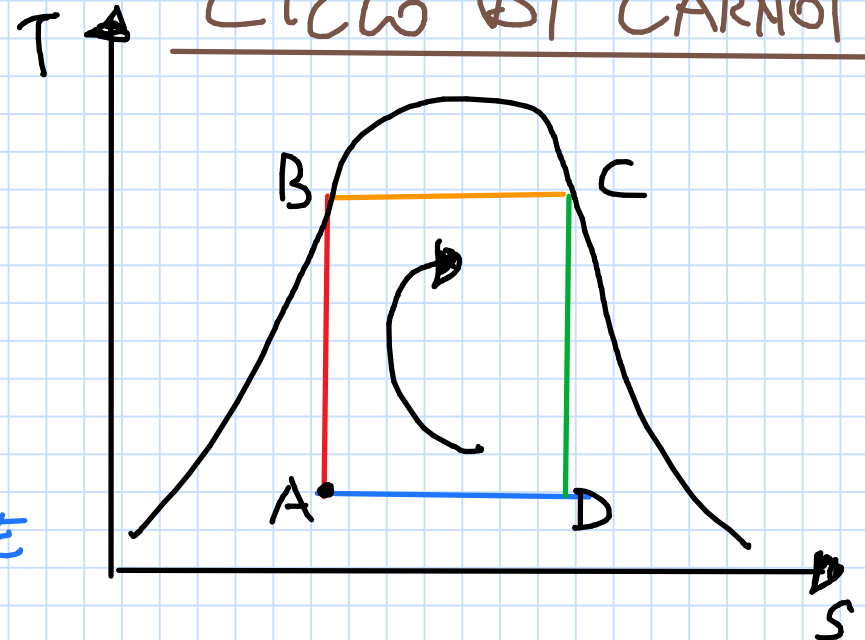


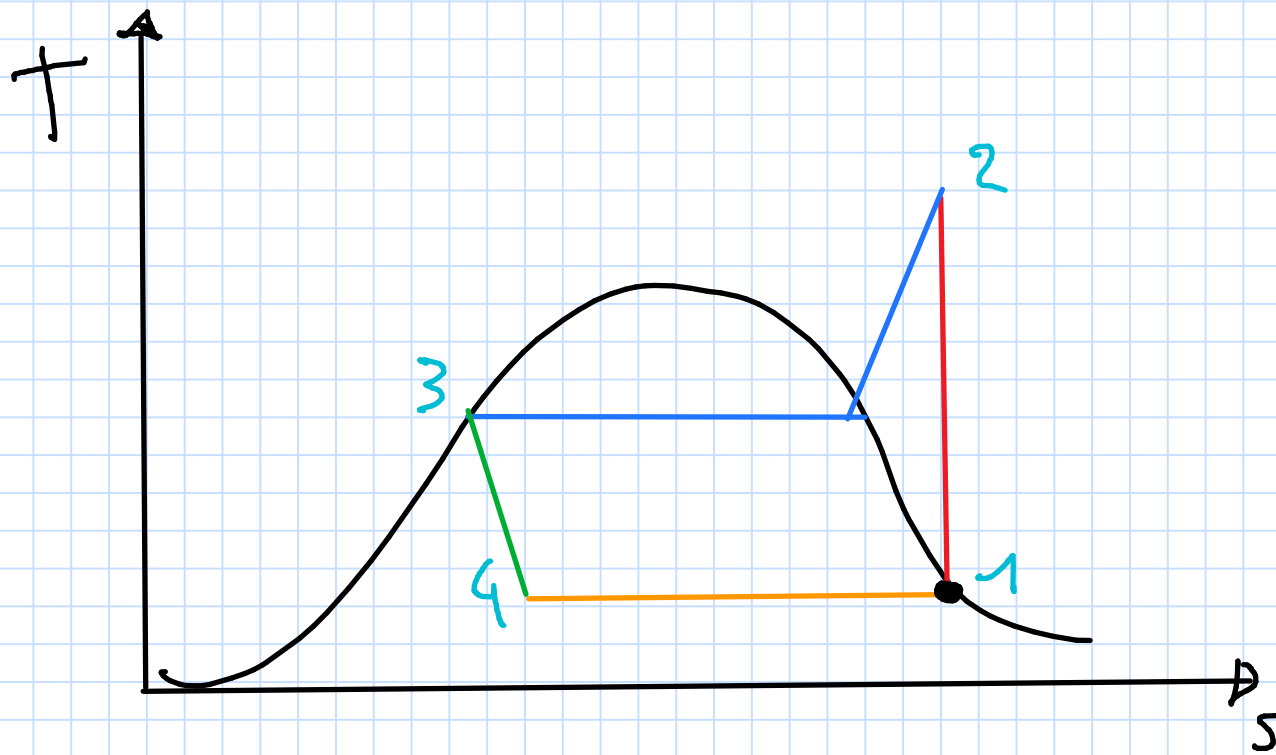
- DC COMPRESSIONE
- CB CONDENSAZIONE
- BA ESPANSIONE
- AD EVAPORAZIONE

A CONFRONTO:

- COMPRESSIONE
- RISCALDAMENTO
- ESPANSIONE
- CONDENSAZIONE

CICLO DI CARNOT

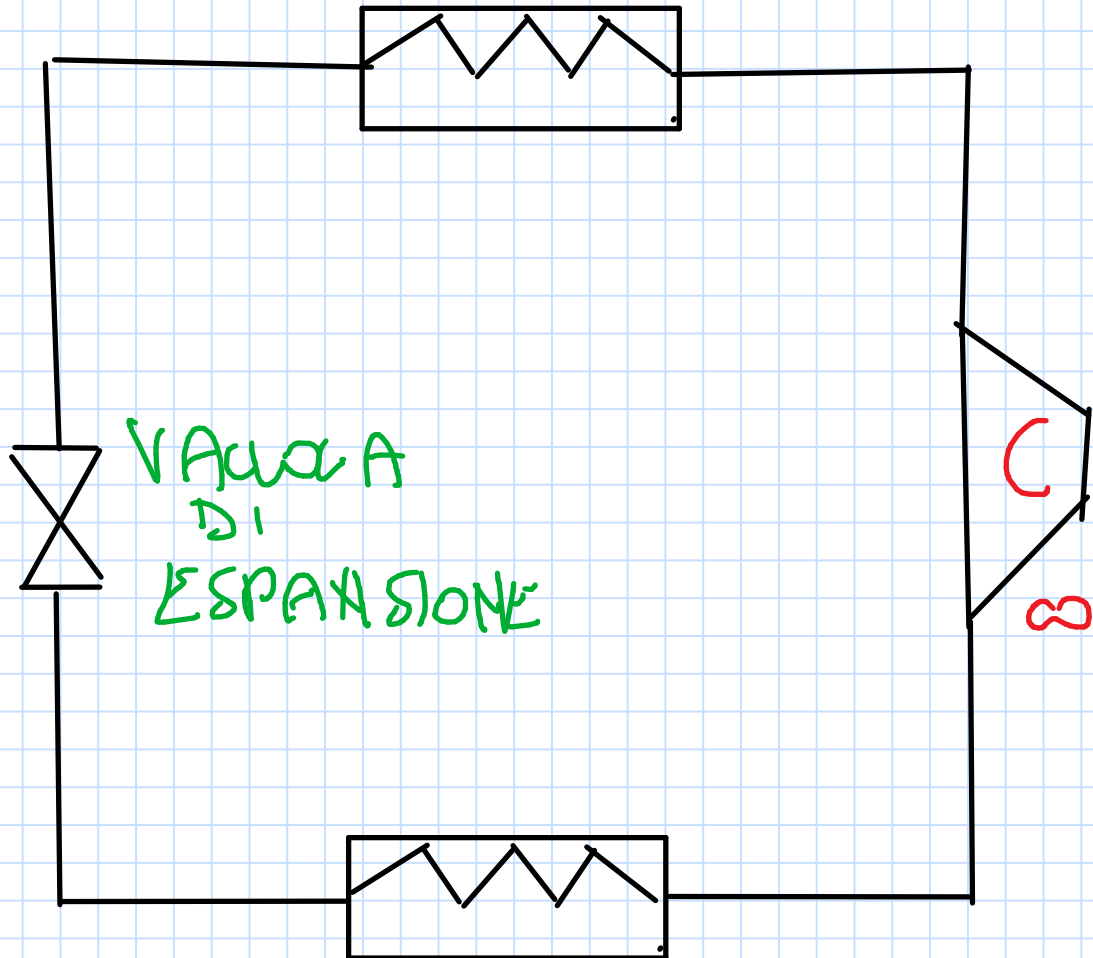




COMPRESSIONE
 CONDENSAZIONE
 ESPANSIONE
 EVAPORAZIONE

È un ciclo H12M eseguito al continuo,
 con la VALVOVA DI ESPANSIONE (EVAPORATORE)
 al posto della POMPA.

CONDENSATORE



VALVOLA
DI
ESPANSIONE

EVAPORATORE

COMPRESSORE

IMPIANTO FRIGORIFERO

$c =$ alla POMPA DI CALORE

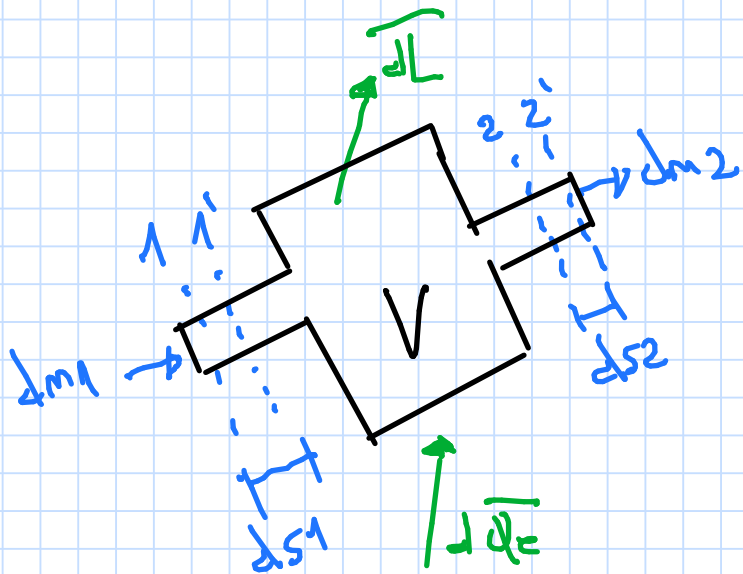
cambia solo l'utilizzo:

- ① IMPIANTO FRIGORIFERO
 - mantenere la temperatura di un sistema al di sotto della TEMPERATURA AMBIENTE
- ② POMPA DI CALORE
 - CEDE CALORE AD UN AMBIENTE

☒ Moto dei fluidi

EQUAZIONE GENERALIZZATA DEL MOTO DEI FLUIDI

SISTEMA TERMODINAMICO



ipotesi

- sistema APERTO (= scambia materia con esterno)
- proprietà costanti su sezioni 1, 2 e V omne

dL = lavoro meccanico
 dQ_e = Energia termica

} scambiati dal sistema con ESTERNO

dm_1 = massa in ENTRATA in sezione 1

dm_2 = massa in USCITA in sezione 2

ds_1, ds_2 = spostamento masse

massa {

- En. cinetica
- En. interna (v)
- En. di posizione (gz)

 = CONTENUTO ENERGETICO SPECIFICO

EQ. DEL BILANCIO ENERGETICO

$$\Delta E = \overbrace{d\dot{Q}_e}^{\text{variazione del contenuto energetico}} - \overbrace{d\dot{L}}^{\text{CALORE SCAMBIATO}} + \overbrace{dm_1}^{\text{massa entrante}} \left(\frac{C_1^2}{2} + g_{z1} + U_1 \right) - \overbrace{dm_2}^{\text{massa uscente}} \left(\frac{C_2^2}{2} + g_{z2} + U_2 \right) + p_1 A_1 ds_1$$

Lavoro di compressione massa entrante

$$- p_2 A_2 ds_2$$

Lavoro di ESPANSIONE massa uscente

- C = Energia cinetica
- g_z = En. potenziale "di quota"
- U = En. interna specifica
- p = Pressione

poche'

$$A_i \cdot ds_i =$$

area
genetica

m^2

genetica
spostamento

m

=

$$dV_i$$

variazione
di
volume

m^3

$$= dm_i \cdot v_i$$

massa
della
sezione

volume
specifico

$$\text{AREA} \cdot \text{SPOSTAMENTO} = \text{VOLUME}$$

↳ sostituiamo

$$p_1 \underbrace{A_1 ds_1}$$

$$p_1 \cdot dm_1 \cdot v_1$$

$$p_2 \underbrace{A_2 ds_2}$$

$$p_2 \cdot dm_2 \cdot v_2$$

$$\bullet dE = dQ_e - dL + \underline{dm_1} \left(\frac{c_1^2}{2} + gz_1 + U_1 \right) - \underline{dm_2} \left(\frac{c_2^2}{2} + gz_2 + U_2 \right)$$

$$+ \underline{dm_1} \cdot p_1 \cdot v_1 - \underline{dm_2} \cdot p_2 \cdot v_2$$

→ raddoppio dm_1 e dm_2

$$h = U + p \cdot v$$

$$\bullet dE = dQ_e - dL + dm_1 \left(\frac{c_1^2}{2} + gz_1 + \underbrace{U_1 + p_1 \cdot v_1}_{h_1} \right) - dm_2 \left(\frac{c_2^2}{2} + gz_2 + \underbrace{U_2 + p_2 \cdot v_2}_{h_2} \right)$$

$$\bullet dE = dQ_e - dL + dm_1 \left(\frac{c_1^2}{2} + gz_1 + h_1 \right) - dm_2 \left(\frac{c_2^2}{2} + gz_2 + h_2 \right)$$

↳ poiché siamo in REGIME STAZIONARIO

OVERO
 • massa
 • contenuto energetico
 COSTANTI

$$dE = 0$$

$$dm = dm_1 = dm_2$$

DIVIDIAMO TUTTO PER dm

$$\emptyset = \frac{dQ_E}{dm} - \frac{dL}{dm} + \frac{C_1^2}{2} + g z_2 + h_1 - \left(\frac{C_2^2}{2} + g z_2 + h_2 \right)$$

\downarrow Q_E \downarrow L

$$\emptyset = Q_E - L + \underbrace{\frac{C_1^2}{2} - \frac{C_2^2}{2}}_{\text{E cinetica}} + \underbrace{g z_1 - g z_2}_{\text{E potenziale di posizione}} + \underbrace{h_1 - h_2}_{\text{Entalpia}}$$

RISCRIVIAMO:

$$\frac{C_2^2}{2} - \frac{C_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + h_2 - h_1 = Q_E - L$$

IN FORMA DIFFERENZIALE

$$c dc + g dz + dh + dL = dQ_e$$

FORMA TERMICA

Eq. generalizzata del moto dei fluidi in FORMA "TERMICA"
o "TERMODINAMICA" perché contiene L' ENTHALPIA SPECIFICA h
come "rappresentante" del CALORE

DA FORMA TERMICA A FORMA MECCANICA

$$cdc + g dz + dh + dl = dge$$

variazione di
E cinetica

var. di
E di quota

ENTALPIA

CALORE SPECIFICO
RICEVUTO DALL'ESTERNO

LAVORO SPECIFICO
FORNITO ALL'ESTERNO

→ Q_E = E termica specifica (scambiata con esterno)

q = E termica TOTALE: tiene conto del CALORE SCAMBIATO con esterno + E meccanica DISSIPATA in calore (R)

$$c dc + g dz + dh + dl = dge$$

ENTALPIA

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

FORMA DIFFERENZIALE

PER DEFINIZIONE
DI ENTALPIA
 $h = u + p \cdot v$

$$dq = du + p dv$$

che è a sua
volta anche

$$dq = dge + dR$$

PERDITE

CALORE SCAMBIATO IN
MODO REVERSIBILE
DURANTE LA TRASFORMAZIONE

↳ posso riscrivere dh come : $dh = dge + dR + v dp$

$$cdc + g dz + dh + dl = dge$$

$$cdc + g dz + \cancel{dge} + dR + v dp + d = \cancel{dge}$$

$$cdc + g dz + dR + v dp + d = \emptyset$$

EQ. GENERALIZZATA DEL MOTO DEI FLUIDI IN FORMA

MECCANICA*

(* perché sono "SCOMPARI" - in apparenza - i RIFERIMENTI legati al CALORE → sono rimasti solo i termini relativi al LAVORO)

□ L'EQ. GEN. ha anche qualche forma PARTICOLARE, es.

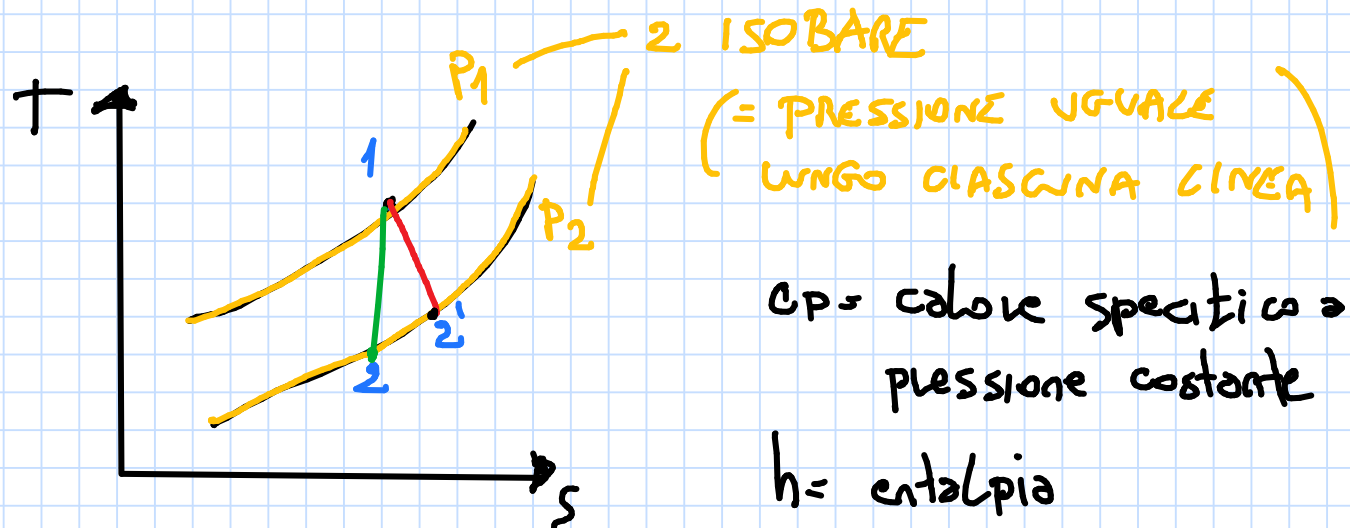
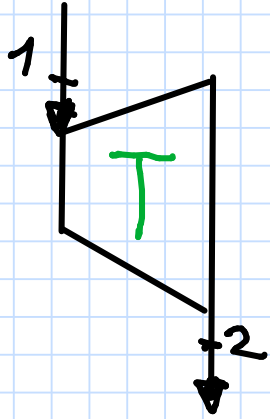
EQ. DI BERNOULLI

$$\frac{c^2}{2} + gz + \frac{p}{\rho} = \text{const.}$$

[caso di FLUIDO PERFETTO (= no attrito), incompressibile che non compie lavoro]

☒ Espansione
nelle turbine

ESPANSIONE: TURBINE



LAVORO REALE

$$L_R = \frac{h_1 - h_{2'}}{c_p (t_1 - t_{2'})}$$

LAVORO IDEALE (ISOENTROPICO)

$$L_{IS} = \frac{h_1 - h_2}{c_p (T_1 - t_2)}$$

$$L_R < L_{IS}$$

RENDIMENTO INTERNO TURBINE

considera le PERDITE INTERNE della macchina

$$\eta_I = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2}$$

$$= \frac{L_{REALE}}{L_{IDEALE}} = \frac{L_R}{L_{IS}}$$

RENDIMENTO MECCANICO

considera le PERDITE MECCANICHE per rotazione della girante

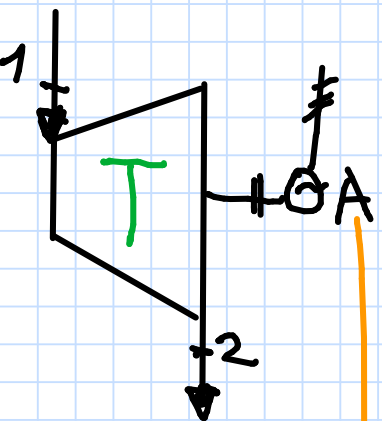
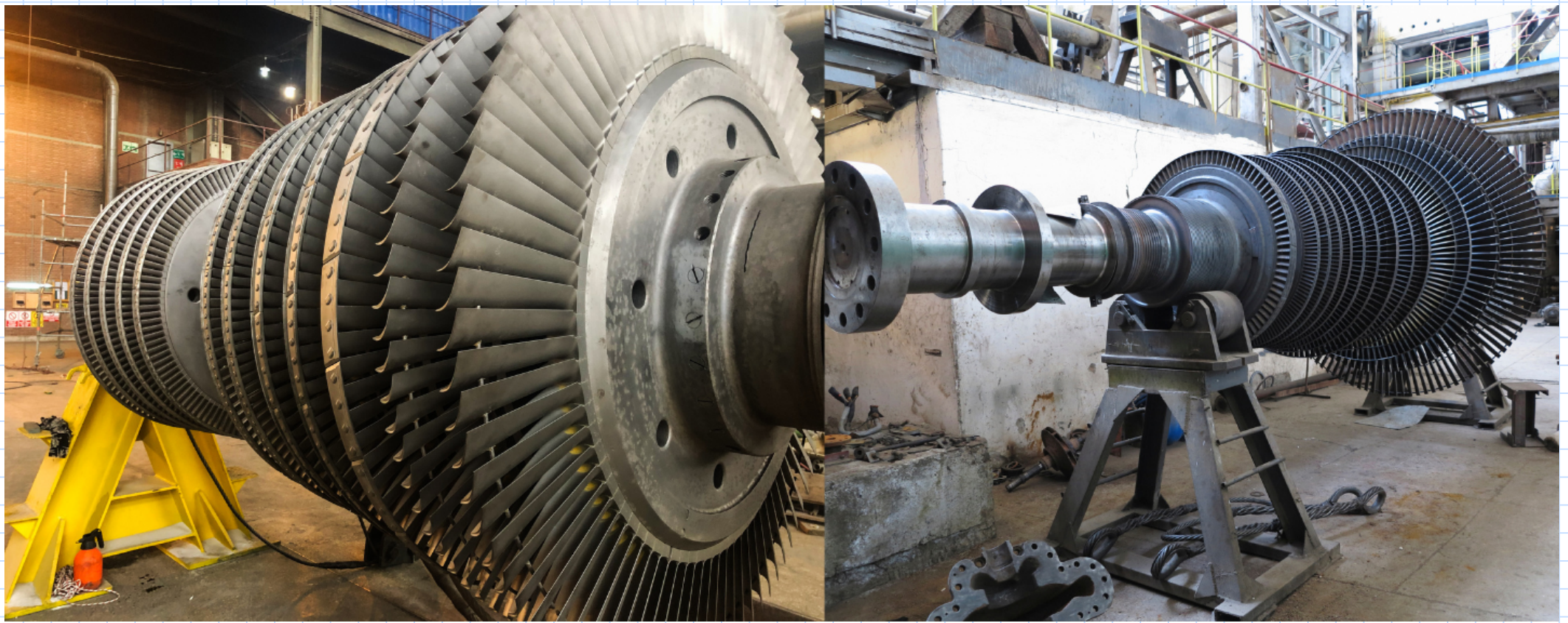
η_M

$$\eta_I = \frac{L_R}{L_{IS}}$$

$$L_R = L_{IS} \cdot \eta_I$$

RENDIMENTO TOTALE

$$\eta_{TOT} = \eta_M \cdot \eta_I$$



ALTERNATORE

La SEZIONE è **CRESCENTE** per MINIMIZZARE LE
PERDITE: se la sezione fosse sempre uguale,
 ci sarebbe 7 velocità e 7 E cinetica
 che non sarebbe poco utilizzabile

□ se vogliamo considerare le VARIAZIONI DI VELOCITA'

$$L_{15} = h_1 - h_2 + \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2}$$

$$= \underline{h_{R1}} - \underline{h_{R2}}$$

$$h_R = h + \frac{c^2}{2}$$

ENTALPIA DI RISTAGNO

□ se vogliamo considerare anche il CALORE CEDUTO ALLE PARETI

$$L_{15} = \underline{h_{R1}} - \underline{h_{R2}} - \underline{Q_E}$$

LAVORO UTILE

L_{ut}

$$L_{ut} = \eta_{tot} \cdot (h_1 - h_2)$$

$$= \eta_{tot} \cdot L_{is}$$

$$= \eta_M \cdot \frac{\eta_F \cdot L_{is}}{\eta_F}$$

$$= \eta_M \cdot \underline{L_R}$$

$$L_R = L_{is} \cdot \eta_F$$

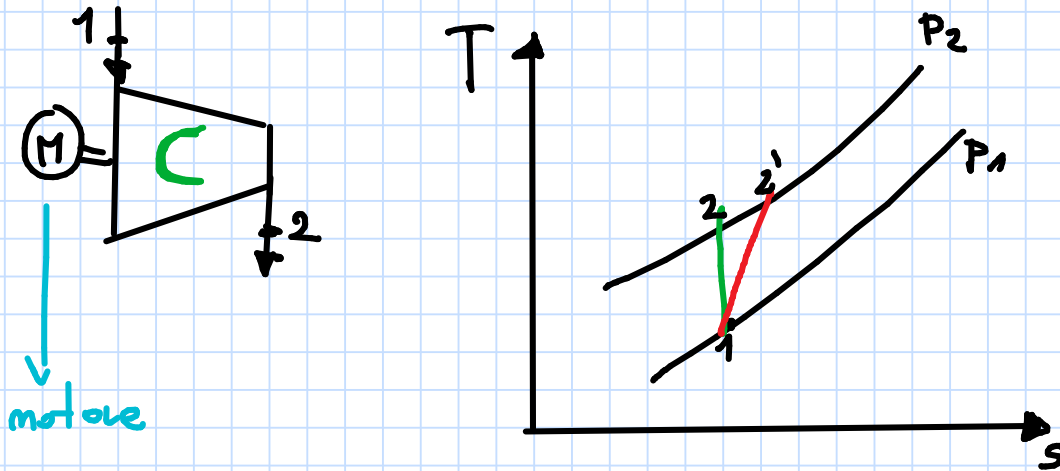
POTENZA
UTILE

$$P_u = L_{ut} \cdot \dot{m}$$

PORTATA IN MASSA DEL
FLUIDO CHE ATTRAVERSA
LA TURBINA

☒ Compressione nei
compressori

COMPRESSIONE: COMPRESSORI



cambio di segno e
convenzione

$$h_2 - h_1 = -l$$

↓

$$h_2 - h_1 = l_{15}$$

LAVORO REALE

$$L_R = \frac{h_{2'} - h_1}{c_p (t_{2'} - t_1)}$$

LAVORO IDEALE (ISOENTROPICO)

$$L_{15} = \frac{h_2 - h_1}{c_p (T_2 - t_1)}$$

$$L_R < L_{15}$$

RENDIMENTO INTERNO

considera le PERDITE INTERNE della macchina

$$\eta_I = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{L_{IDEALE}}{L_{REALE}} = \frac{L_{IS}}{L_R}$$

RENDIMENTO MECCANICO

considera le PERDITE MECCANICHE per rotazione della grande

η_M

$$\eta_I = \frac{L_{IS}}{L_R}$$

$$L_{IS} = L_R \cdot \eta_I$$

RENDIMENTO TOTALE

$$\eta_{TOT} = \eta_M \cdot \eta_I$$

LAVORO SPECIFICO DEL COMPRESSORE

l_c

$$= \frac{h_2 - h_1}{\eta_{tot}}$$

$$= \frac{L_{is}}{\eta_{tot}}$$

$$\eta_{tot} = \eta^m \eta^F$$

L_{is}

η^F

η^m

$$\eta^F = \frac{L_{is}}{L_R}$$

L_{is}

L_{is}

η^m

L_R

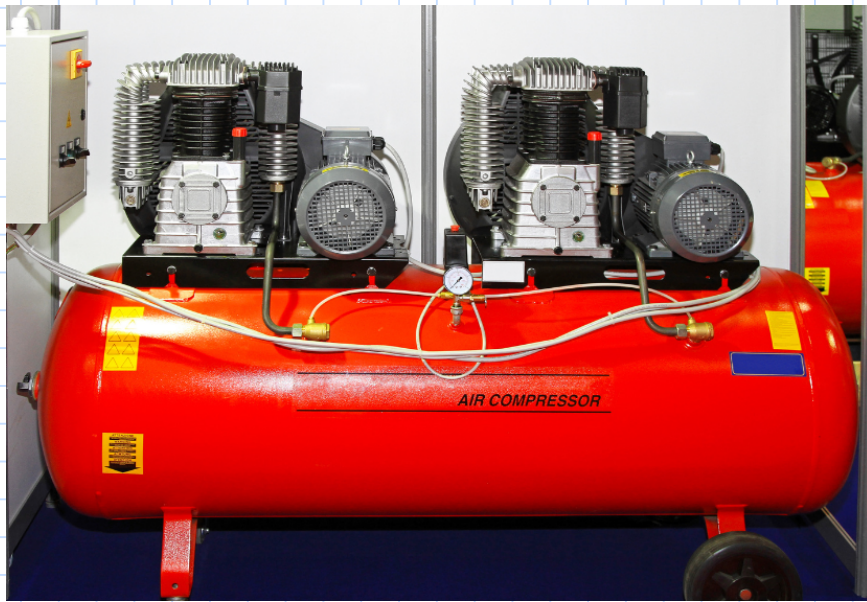
L_R

η^m

$$P_c = l_c \cdot \dot{m}$$

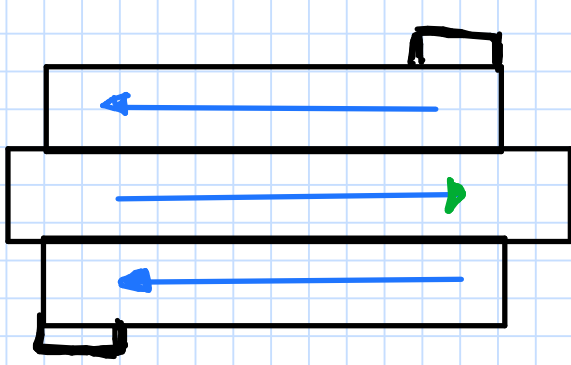
POTENZA UTILE DEL COMPRESSORE

PORTATA IN MASSA DEL FLUIDO CHE ATTRAVERSA IL COMPRESSORE

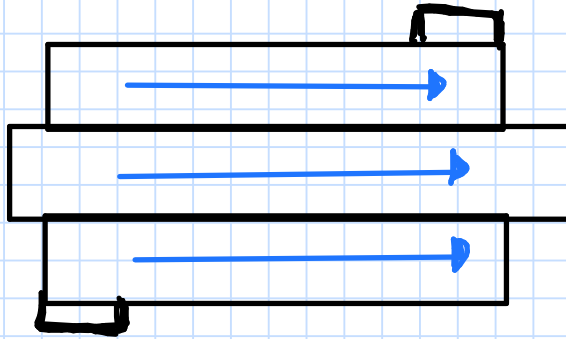


☒ Scambiatori di calore

SCAMBIATORI DI CALORE A SUPERFICIE UNIDIREZIONALI



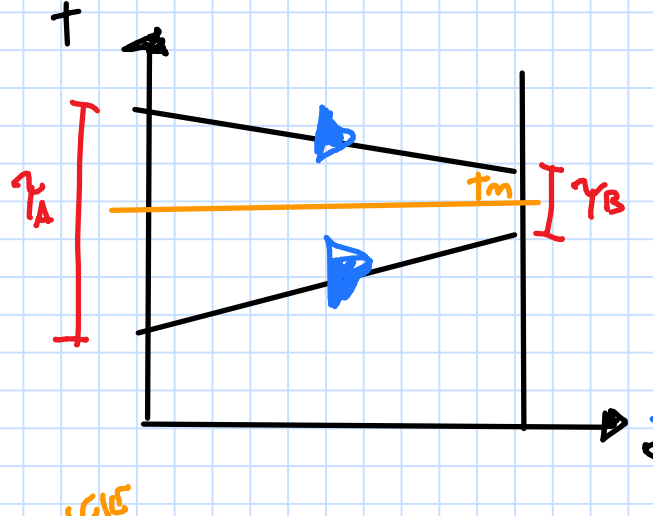
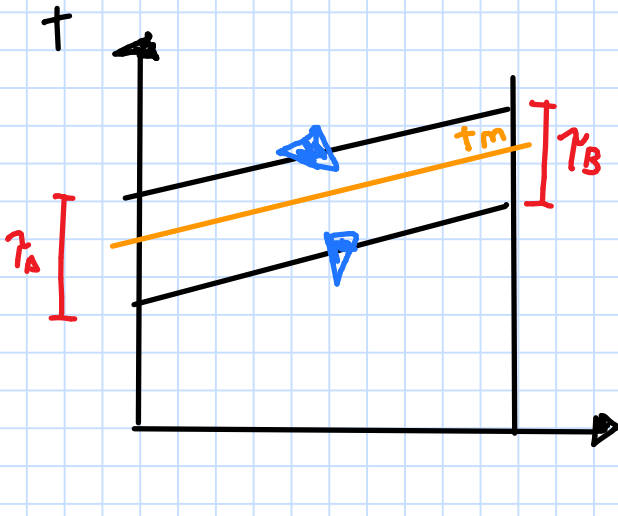
CONTROCORRENTE



EQUICORRENTE

TRASMISSIONE DI CALORE tra 2 FLUIDI che si muovono in modo concorde (equicorrente) o discorde (controcorrente)

- q = potenza scambiata
- γ = SAGTO DI TEMPERATURA
- T_M = temperatura media



INFINITESIMA

$$dq = k \cdot \gamma \cdot dA$$

↳ SAGTO DI TEMP.

COSTANTE DI TRASMISSIONE DEL CALORE

CALCOLO DELLA POTENZA TERMICA SCAMBIATA (dq)
 ATTRAVERSO LA SUPERFICIE INFINITESIMA dA
 COMPRESA IN UNA SEZIONE GENERICA DELLO SCAMBIATORE
 DOVE C'È UNA TEMPERATURA T E UNA SEZIONE ADIACENTE CON $T + dT$

$$dq = k \cdot \gamma \cdot dA$$

Poiché q $\propto T$ PROPORZIONALE
(quindi varia linearmente)
si può scrivere:

$$\frac{dq}{d\gamma} = \frac{q}{\gamma_B - \gamma_A}$$

q = DERIVATA PRIMA
DELLA POTENZA
TERMI di SANGUATO

o DERIVATA 2^a
DEL CALORE
 q

Integrando:

$$\frac{k(\gamma_B - \gamma_A) A}{i} = \ln\left(\frac{\gamma_B}{\gamma_A}\right)$$

AREA DI SUPERFICIE DI SANGUATO

$$\frac{k \cdot \gamma \cdot dA}{d\gamma} = \frac{q}{\gamma_B - \gamma_A}$$

UNENDO
LE
2
EQUAZIONI

SACCO TERMICO
INFINITESIMO

$$\frac{k(\gamma_B - \gamma_A) dA}{i} = \frac{d\gamma}{\gamma}$$

↳ Introducendo il

SALTO DI TEMPERATURA MEDIO

T_m

con ipotesi di scambio termico tra 2 fluidi a temperatura costante, uguale propria a T_m



$$\dot{q} = k \cdot T_m \cdot A$$

È UN PARAMETRO UTILE
PER LA SCELTA DELLO
SCAMBIATORE

• si nota che conviene operare a T_m più alta possibile perché a parità di potenza termica diminuisce la superficie di scambio (con riduzione dei costi per la costruzione dello scambiatore)

→ COSTI MAGGIORI

nella REAGTA:
soluzioni
MISTE

→ La soluzione in **CONTROCORRENTE**
ha un rendimento $>$ della **EQUICORRENTE**
perché ha $T_m >$

→ unendo le 2 EQUAZIONI:

$$\frac{K(\gamma_B - \gamma_A)A}{K \cdot T_M \cdot A} = \ln\left(\frac{\gamma_B}{\gamma_A}\right) \longrightarrow \ln\left(\frac{\gamma_B}{\gamma_A}\right) = \frac{(\gamma_B - \gamma_A)}{T_M}$$

da cui si ricava

SAPO
LOGARITMICO
MEDIO

$$T_M = \frac{\gamma_B - \gamma_A}{\ln(\gamma_B/\gamma_A)}$$

□ nel caso in cui $\gamma_B \approx \gamma_A$

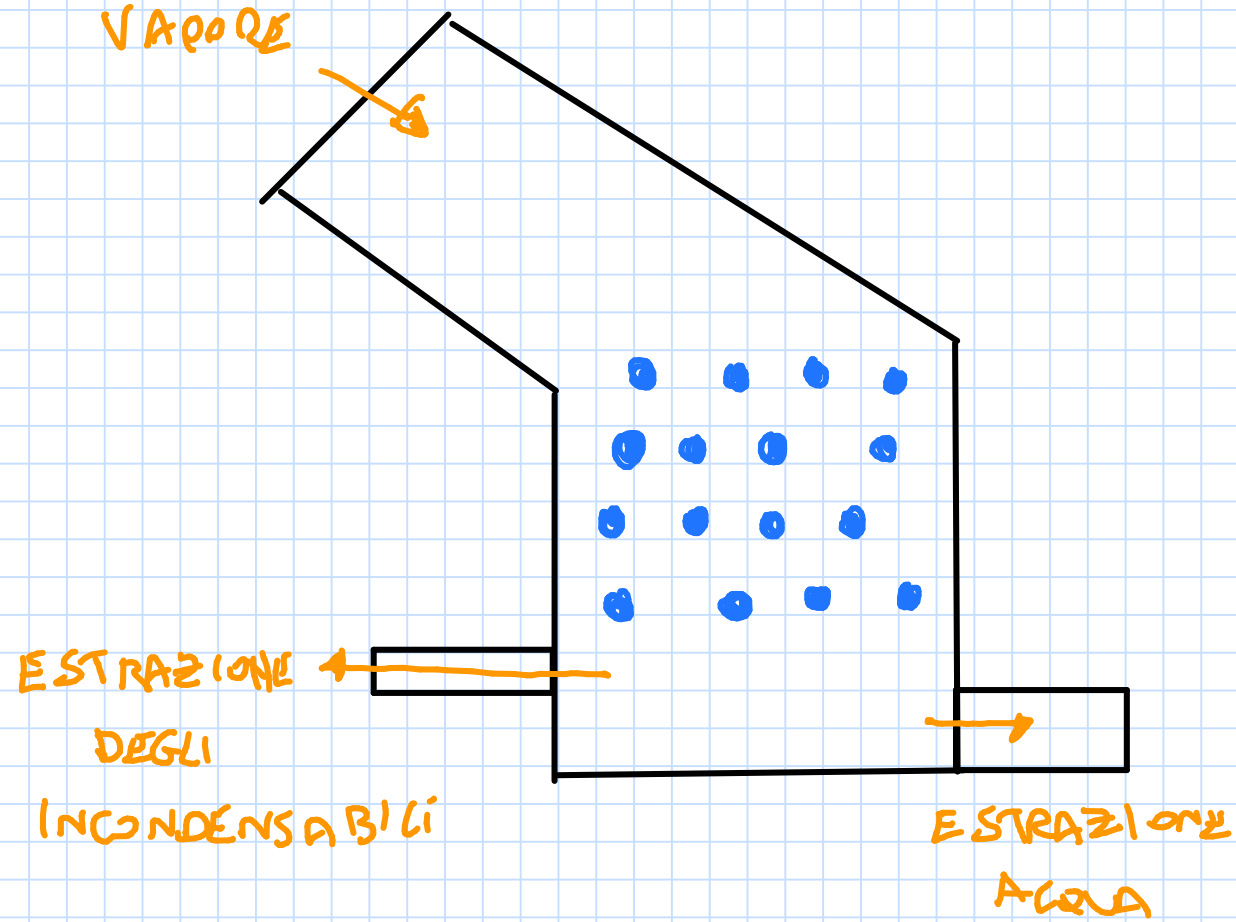
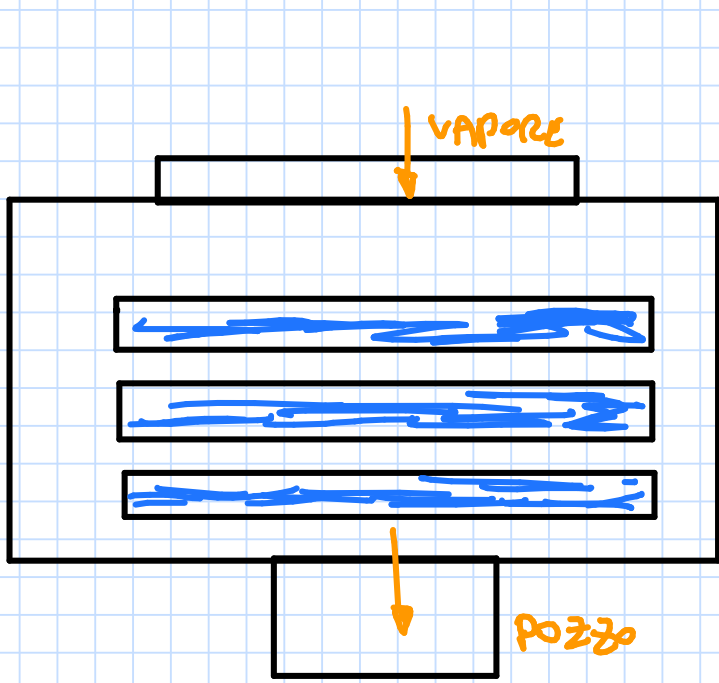
$$T_M = \frac{\gamma_A + \gamma_B}{2}$$



☒ Condensatori

CONDENSATORI

IL CONDENSATORE È UNO SCAMBIATORE DI CALORE A SUPERFICIE IN CONTROCORRENTE. IL VAPORE TOCCA I TUBI DENTRO I QUALI SCORRE IL FLUIDO REFRIGERANTE → SI CONDENSA → L'ACQUA VIENE RACCOLTA IN UN "POZZO".



VAPOR



FUSSO TERMICO DEL CONDENSATORE

$$\dot{Q}_{\text{COND}} = \dot{m}_V \cdot v \cdot x$$

↓
portata in massa
del vapore

↓
CALORE
LATENTE
DI
CONDENSAZIONE

↓
TITOLO DEL
VAPORE ALLO SCARICO
DELLA TURBINA

QUESTO CALORE DEVE ESSERE DISSIPATO DAL CONDENSATORE

$$\dot{Q} = k S (T_{\text{VAPORE}} - T_{\text{ACQUA}})$$

↓
COEFFICIENTE
DI
SCAMBIO

↓
SUPERFICIE DI SCAMBIO TERMICO

IL CALORE DEVE RIFI ESSERE CEDUTO ALL' ACQUA REFRIGERANTE

$$\dot{m}_a \cdot c \cdot (T_{USCITA} - T_{INGRESSO})$$

portata in massa
dell'acqua

CALORE SPECIFICO
DELL'ACQUA

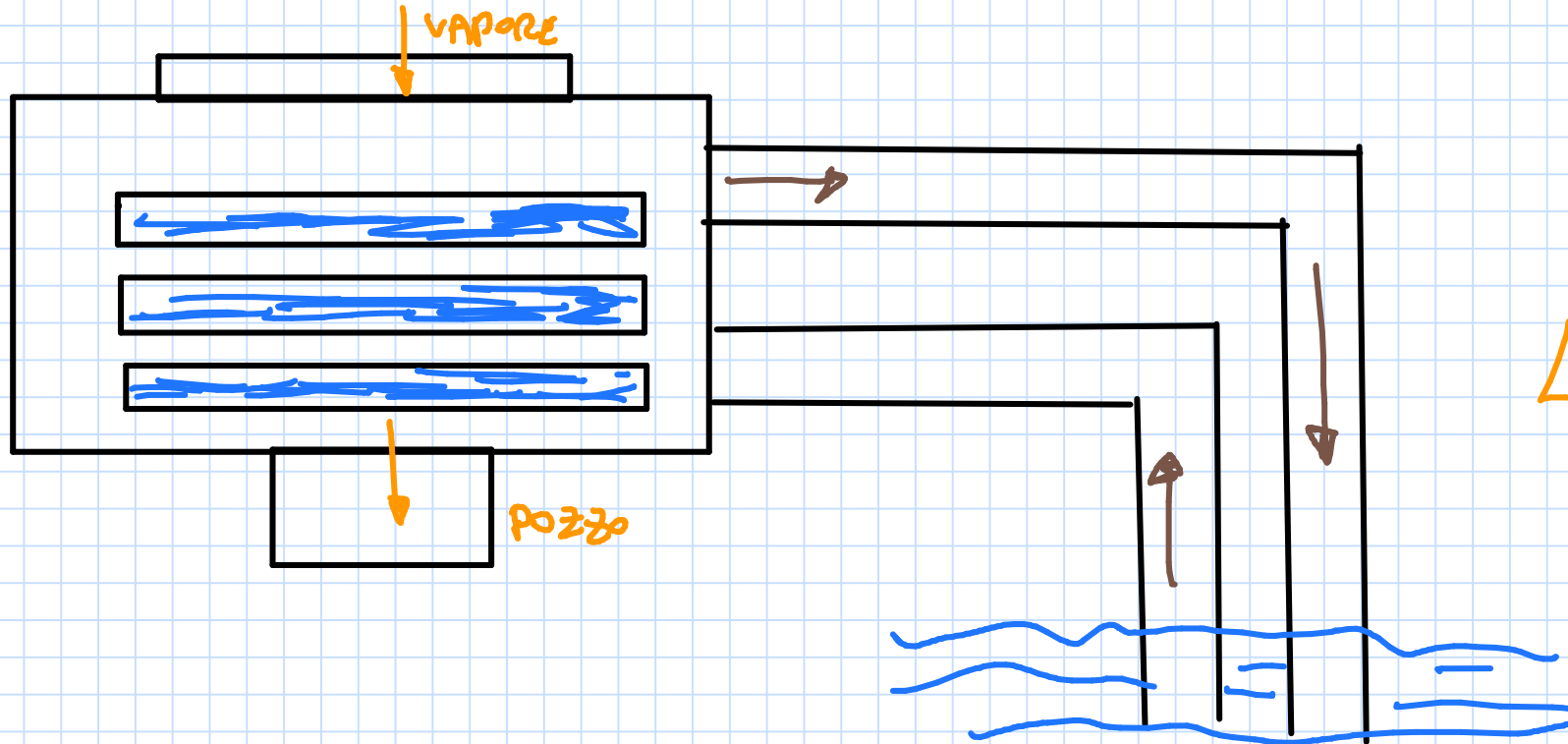
$$4,187 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

BILANCIO TERMICO DEL CONDENSATORE

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_v} = \frac{v \cdot x}{c (T_{USCITA} - T_{INGRESSO})}$$

ACQUA DI RAFFREDDAMENTO: CICLO APERTO / CHIUSO

CICLO APERTO



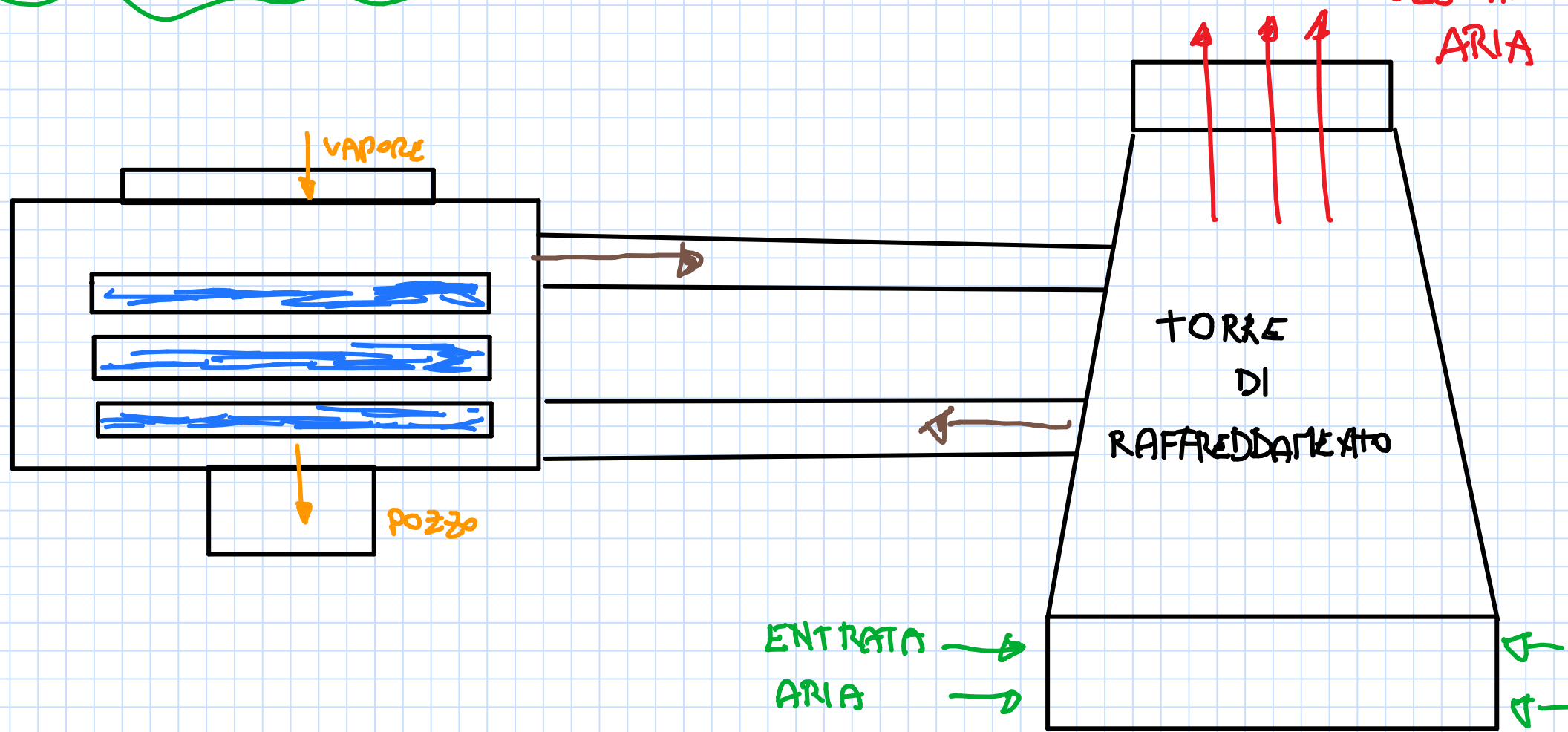
L'acqua viene prelevata
da MARI o FIUMI.

La Temperatura
di INGRESSO
dipende dall'ambiente.

La T di USCITA
per LEGGE deve
essere $< 8^{\circ}\text{C}$
(evitare danni
ambientali)

La potenza dell'impianto
è determinata dal
CONDENSATORE,
a partire da $T_{\text{H}_2\text{O}}$ di CONDENSAZIONE

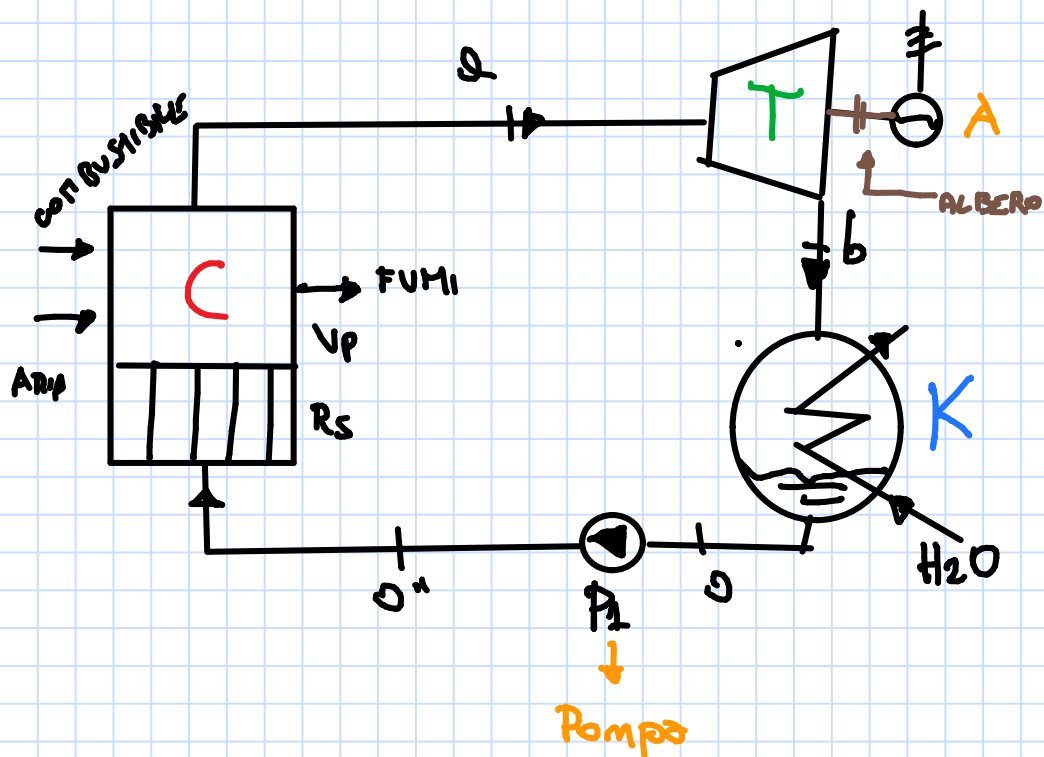
CICLO CHIUSO (tramite TORRI DI RAFFREDDAMENTO)



☒ Sistemi a vapore
d'acqua con ciclo a
condensazione

SISTEMI A VAPORE D'ACQUA CON CICLO A CONDENSAZIONE

CICLO DI RANKINE



C = CALDAIA.

Entrano aria + combustibile, si
scalda il fluido.

2 FASI
 ↳ RISCALDAMENTO RS
 ↳ VAPORIZZAZIONE VP

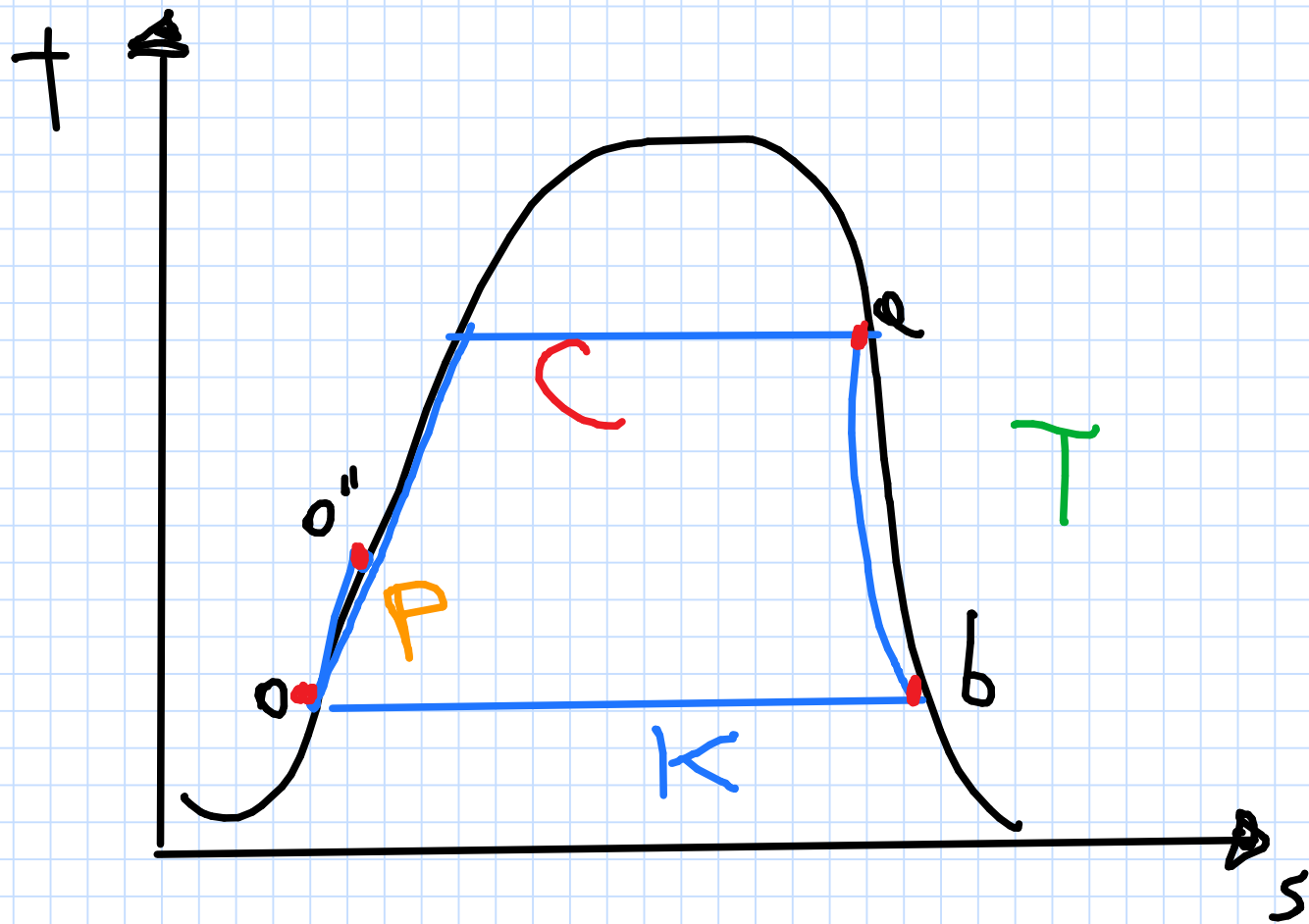
T = TURBINA

fase di ESPANSIONE

↳ **A** = ALTERNATORE (produzione
E elettrica)

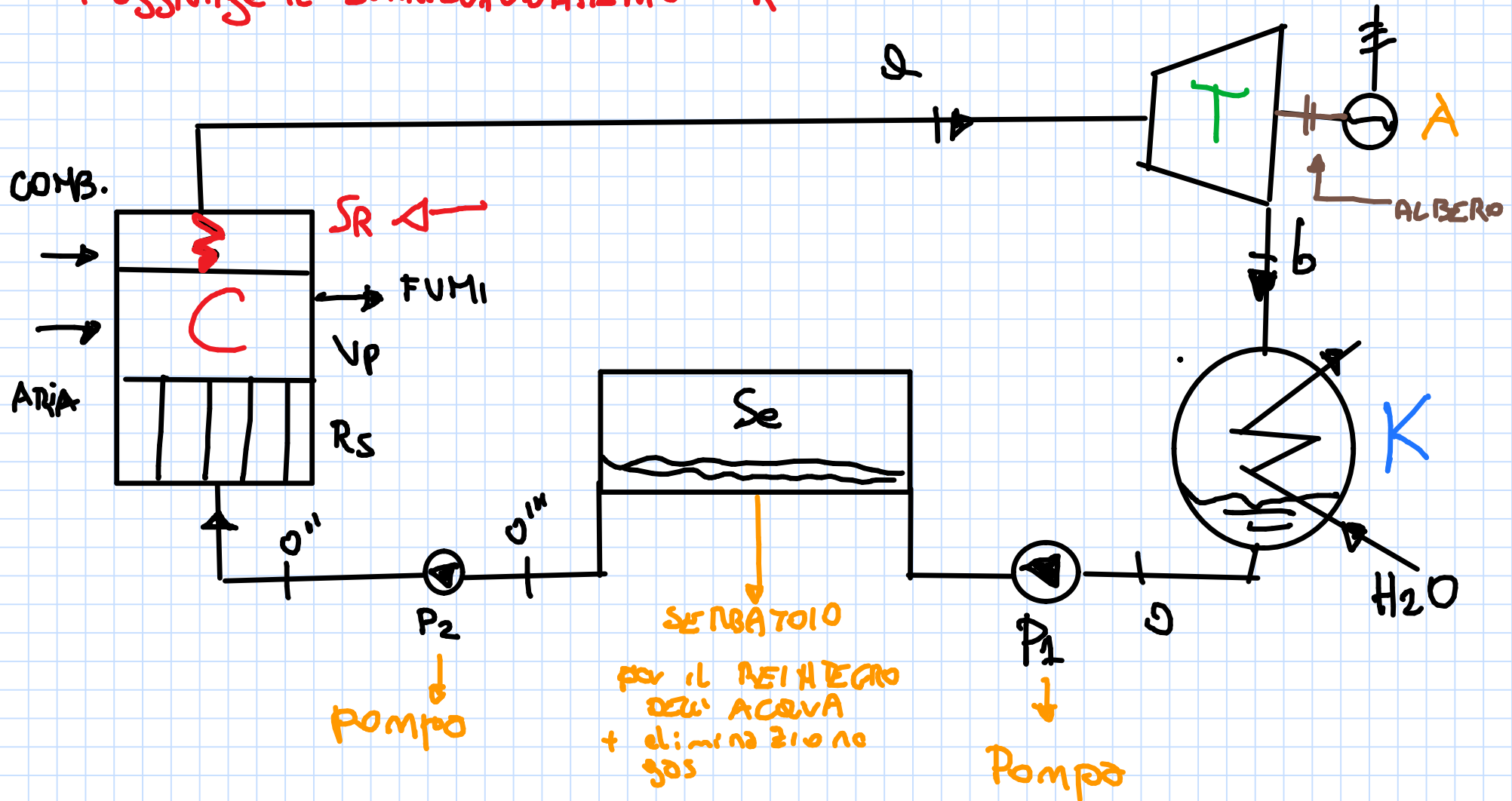
K = CONDENSATORE
(scambiatore di calore)

il vapore viene condensato
→ liquido

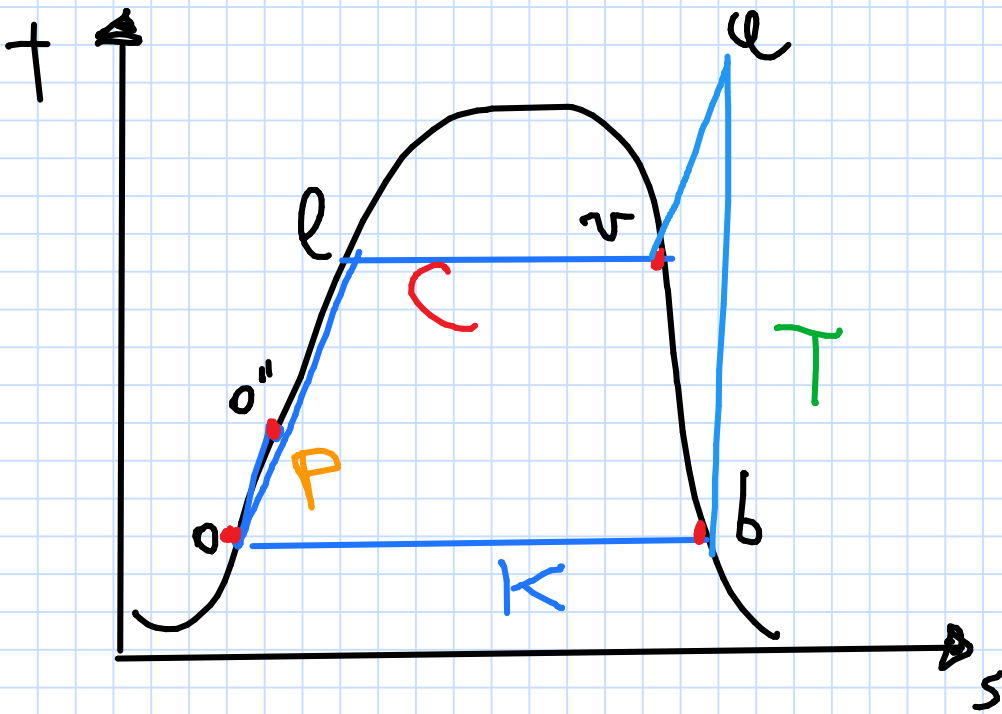


IMPIANTO A VAPORE D'ACQUA CON SURRISCALDAMENTO H/RN

Si aggiunge il SURRISCALDAMENTO SR



AGGIUNTO ANCHE IL DETTAGLIO DEL SERBATOIO



l = stato liquido
 v = stato vapore

tutto $\overline{0-0''}$

↳ TRASCURABILE

(solo messo nel RENDIMENTO DEGLI AUSILIARI) (CIRCA 2% DISSIPAZIONE)

C = CACCIA.
 Entrano aria + combustibile, si scada il fluido.

3 FASI

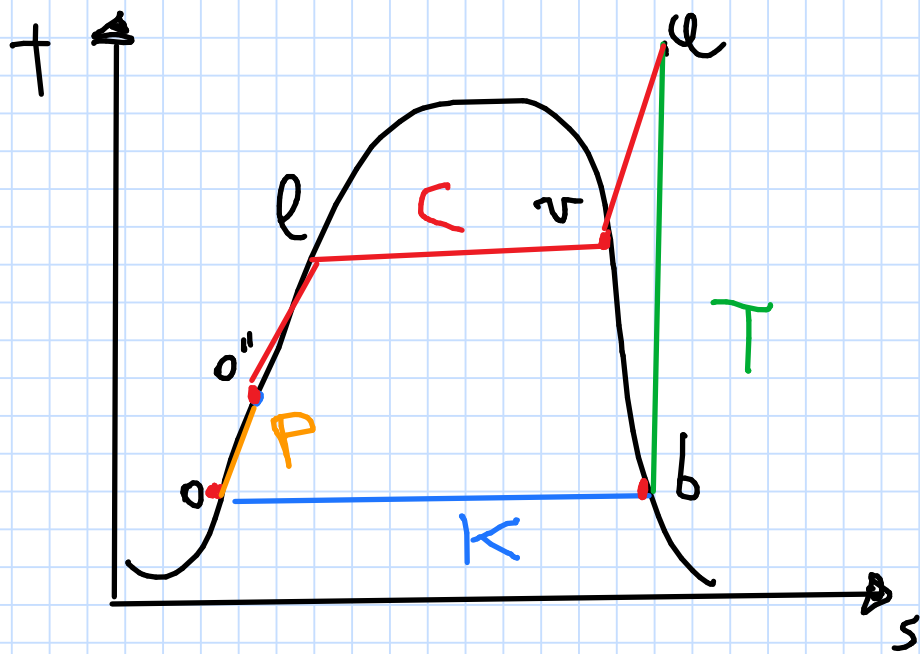
- o RISCALDAMENTO (KS)
- o VAPORIZZAZIONE (Vp)
- o SURRISCALDAMENTO (S)

↳ "CONVERSIONE"

T = TURBINA
 fase di ESPANSIONE

↳ A = ALTERNATORE (produzione E elettrica)

K = CONDENSATORE
 (= scambiatore di calore)
 il vapore viene condensato → liquido



$(P) = 00''$ trascurabile

$(C) = \frac{h_e - h_o}{\dots} = q_1$

$(T) = \frac{h_e - h_b}{\dots} = l_{15}$ (LAVORO IDEALE) - ISOENTROPICO

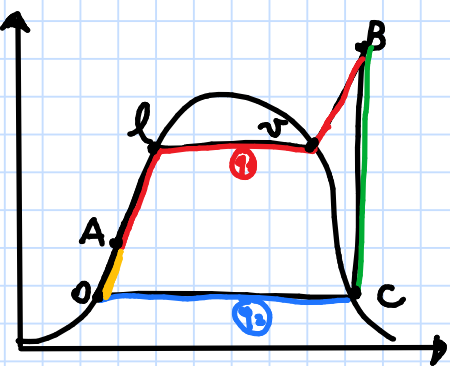
$(K) = \frac{h_b - h_o}{\dots} = q_2$

CI RICORDIAMO:

$L = q_1 - q_2$

LAVORO CALORE RICEVUTO CALORE CEDUTO

$L = q_1 - q_2$

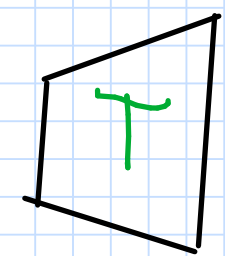


$= (h_B - h_A) - (h_C - h_o)$
 SI PUO' RI SCRIVERE:
 $= (h_B - h_C) - (h_A - h_o)$
 ESPANSIONE COMPRESSIONE

RENDIMENTO TERMODINAMICO

$\eta_{TH} = \frac{l_{15}}{q_1} = \frac{h_e - h_b}{h_e - h_o}$

POTENZA SVILUPPATA DALLA TURBINA



$$P_T = \dot{m}_v \cdot L_R \cdot \eta_{M,T}$$

\dot{m}_v → portata in massa di vapore
 L_R → lavoro REALE
 $\eta_{M,T}$ → rendimento meccanico della TURBINA

ci ricordiamo che nelle TURBINE:

$$L_R = L_{IS} \cdot \eta_I$$

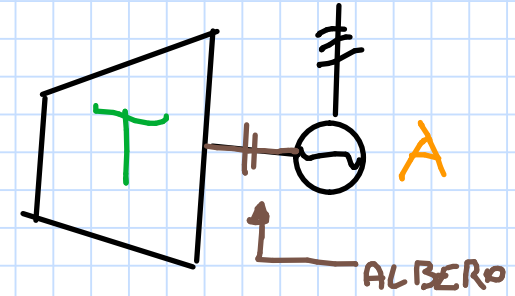
$$P_T = \dot{m}_v \cdot L_{IS} \cdot \eta_{I,T} \cdot \eta_{M,T}$$

$\eta_{I,T}$ → rendimento interno della TURBINA

• POTENZA ELETTRICA SVILUPPATA DALL' ALTERNATORE
(POTENZA UTILE)

$$P_E = P_T \cdot \eta_{AUX} \cdot \eta_{ACT}$$

η_{AUX} → RENDIMENTO DEGLI AUSILIARI (pompe, ...)
 η_{ACT} → RENDIMENTO DELL' ALTERNATORE (generatore di corrente elettrica)



$$P_E = \dot{m} \cdot v \cdot \underline{g_{15}} \cdot \eta_{F,T} \cdot \eta_{M,T} \cdot \eta_{AUX} \cdot \eta_{ACT}$$

□ POTENZA TERMICA FORNITA AL CICLO Q_1

$$Q_1 = \dot{m}_v \cdot q_1$$

↓
portata in
massa di vapore

↘
 $h_a - h_o$

□ POTENZA TERMICA SVILUPPATA DALLA CALDAIA C

$$P_C = \frac{Q_1}{\eta_g} = \frac{\dot{m}_v \cdot q_1}{\eta_g} = \dot{m}_c \cdot k_c$$

↓
PORTATA IN
MASSA DEL
COMBUSTIBILE

↓
POTERE
CALORIFICO DEL
COMBUSTIBILE

↳ RENDIMENTO DEL GENERATORE
DI VAPORE

RENDDIMENTO DELL'IMPIANTO

RENDDIMENTO TERMODINAMICO

$$\eta_{TH} = \frac{L_{US}}{q_1} = \frac{h_a - h_b}{h_a - h_o}$$

$$\eta_{imp}$$

$$= \frac{P_E}{P_C}$$

$$= \frac{\cancel{\dot{m}v} \cdot L_{US} \cdot \eta_{I,T} \cdot \eta_{M,T} \cdot \eta_{AUX} \cdot \eta_{ACT}}{\cancel{\dot{m}v} \cdot q_1}$$

$$\eta_{imp}$$

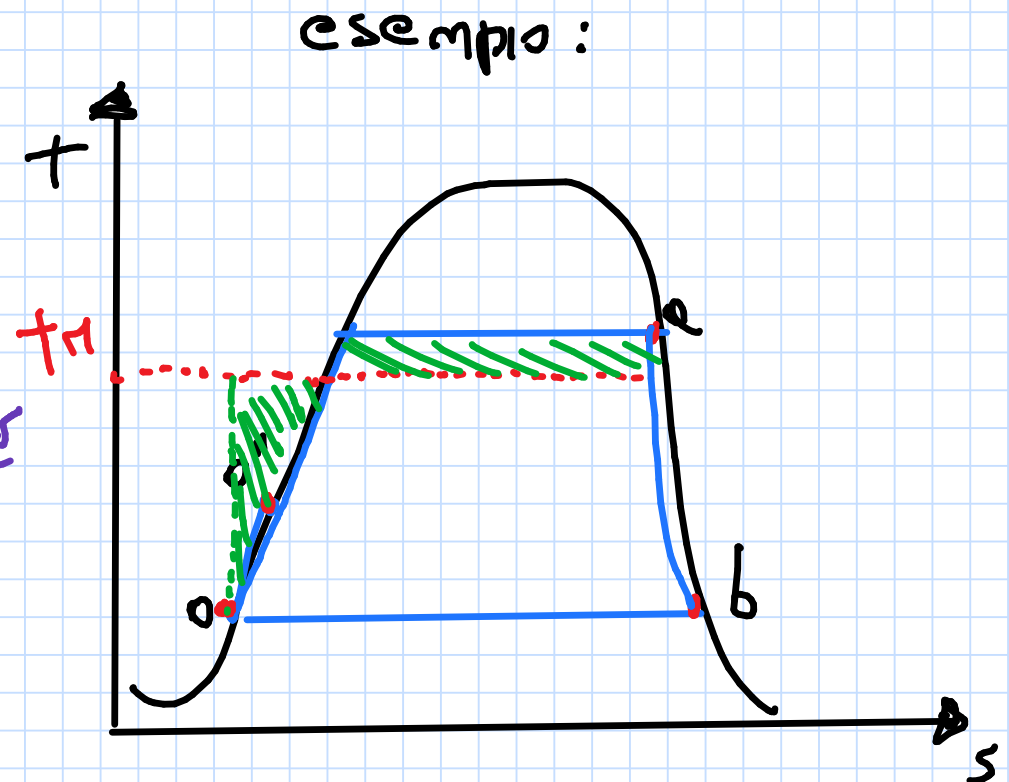
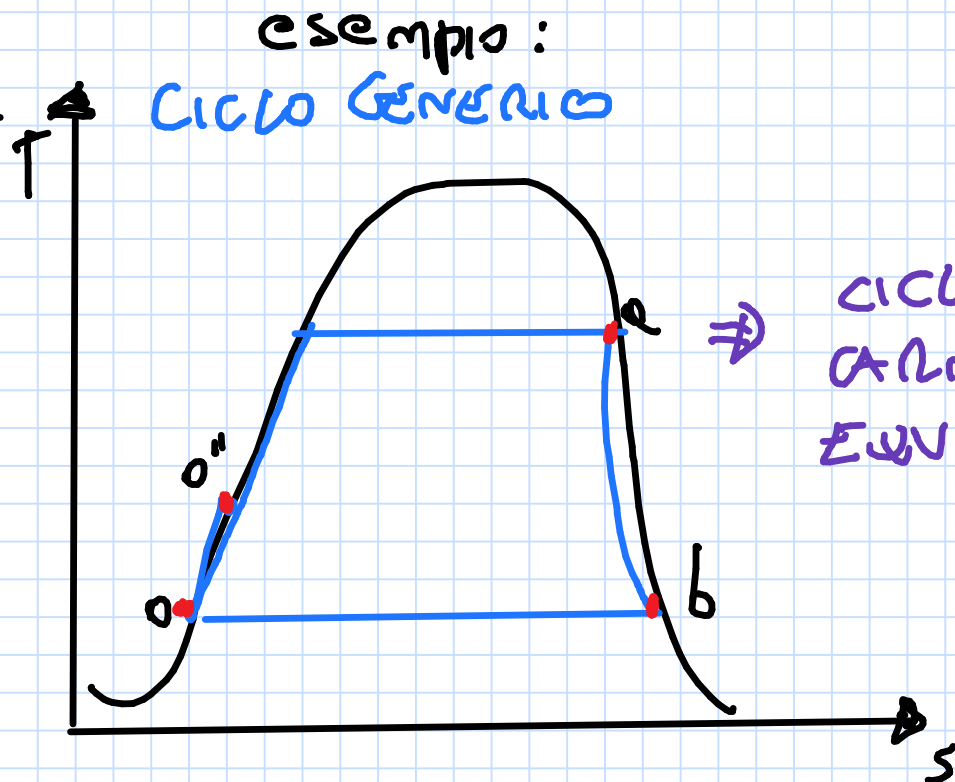
$$= \eta_s \cdot \eta_{TH} \cdot \eta_{I,T} \cdot \eta_{M,T} \cdot \eta_{AUX} \cdot \eta_{ACT}$$

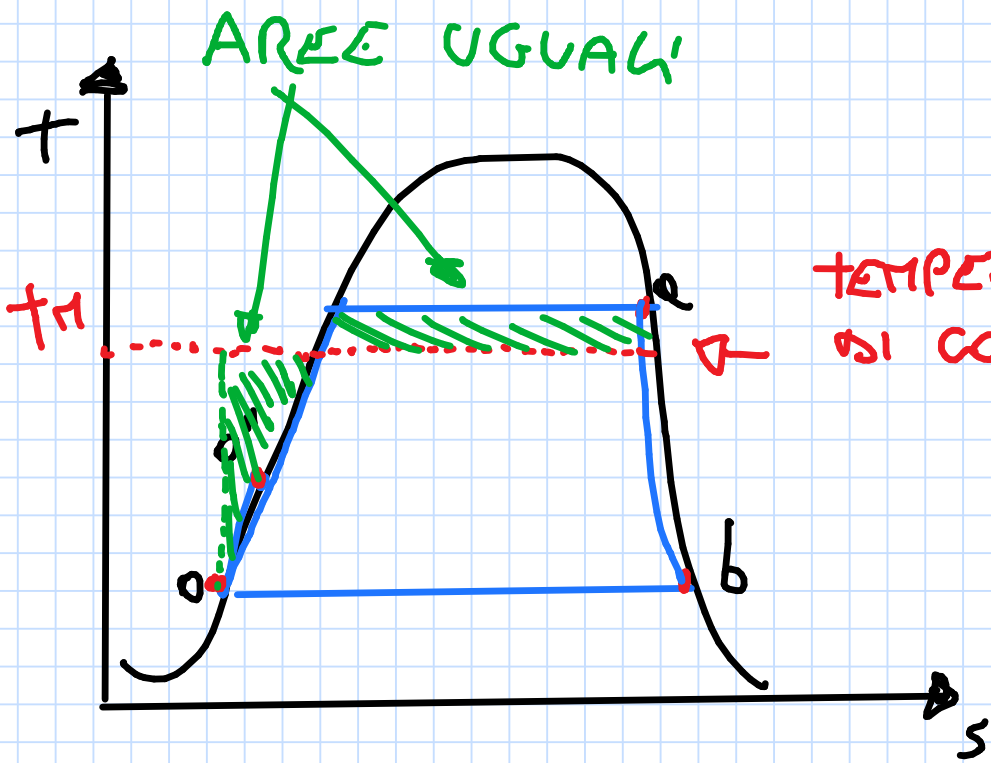
1. CONVIENE AGGIUNGERE IL SURRISCALDAMENTO?

PREMESSA - STRUMENTO

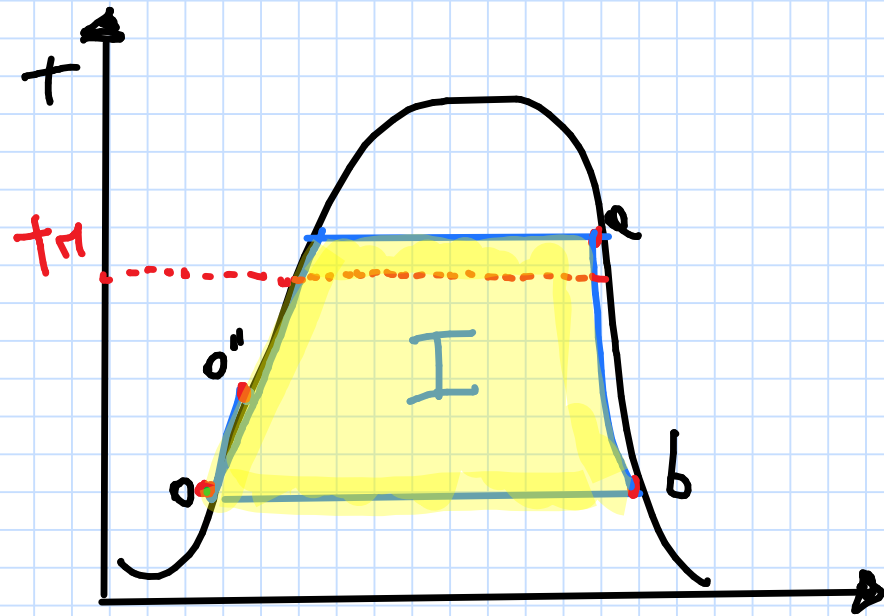
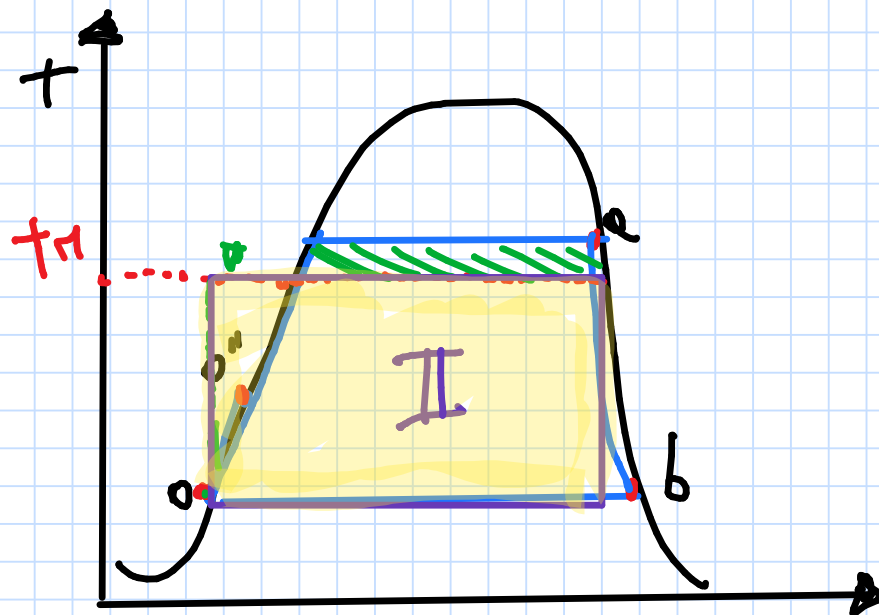
□ Introduciamo lo strumento di **CICLO DI CARNOT EQUIVALENTE**,

si crea un ciclo di CARNOT UGUALE ad un ciclo generico usando le **ORDINATE di COMPENSO** T_H (temperatura di compenso) e le **AREE SOTTESI**



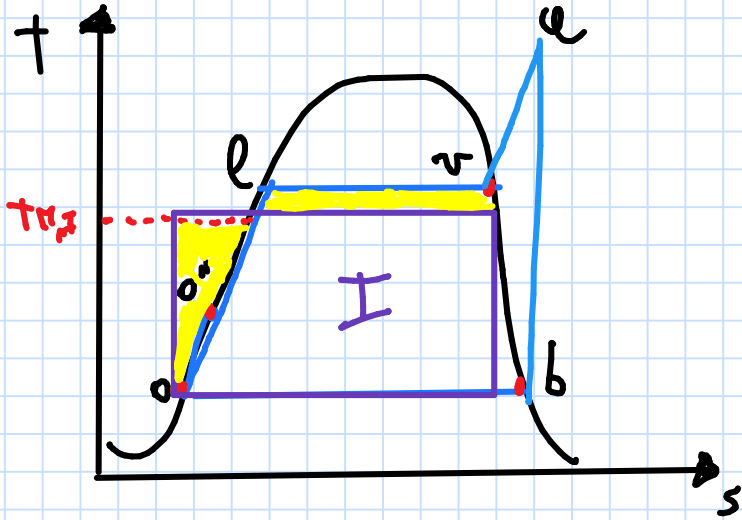


→ AREA DI
II
è equivalente all'area di I

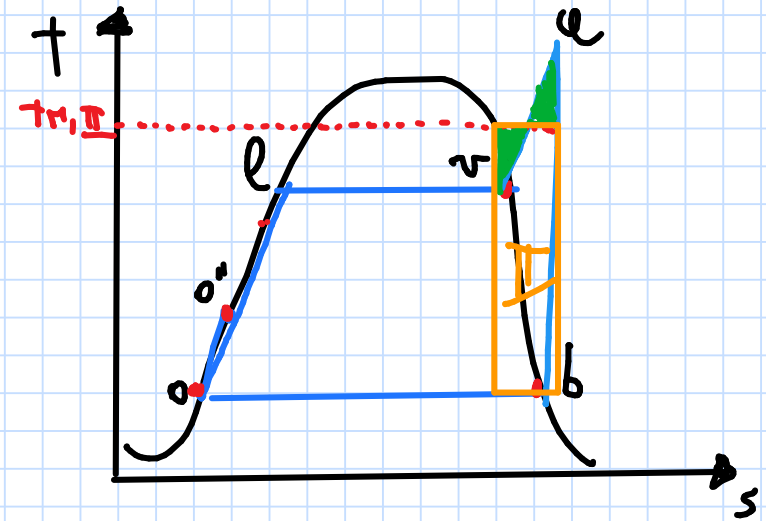


Fatta questa premessa, analizziamo i due cicli (RANKINE = senza surriscaldamento, e HIRN = con surriscaldamento)

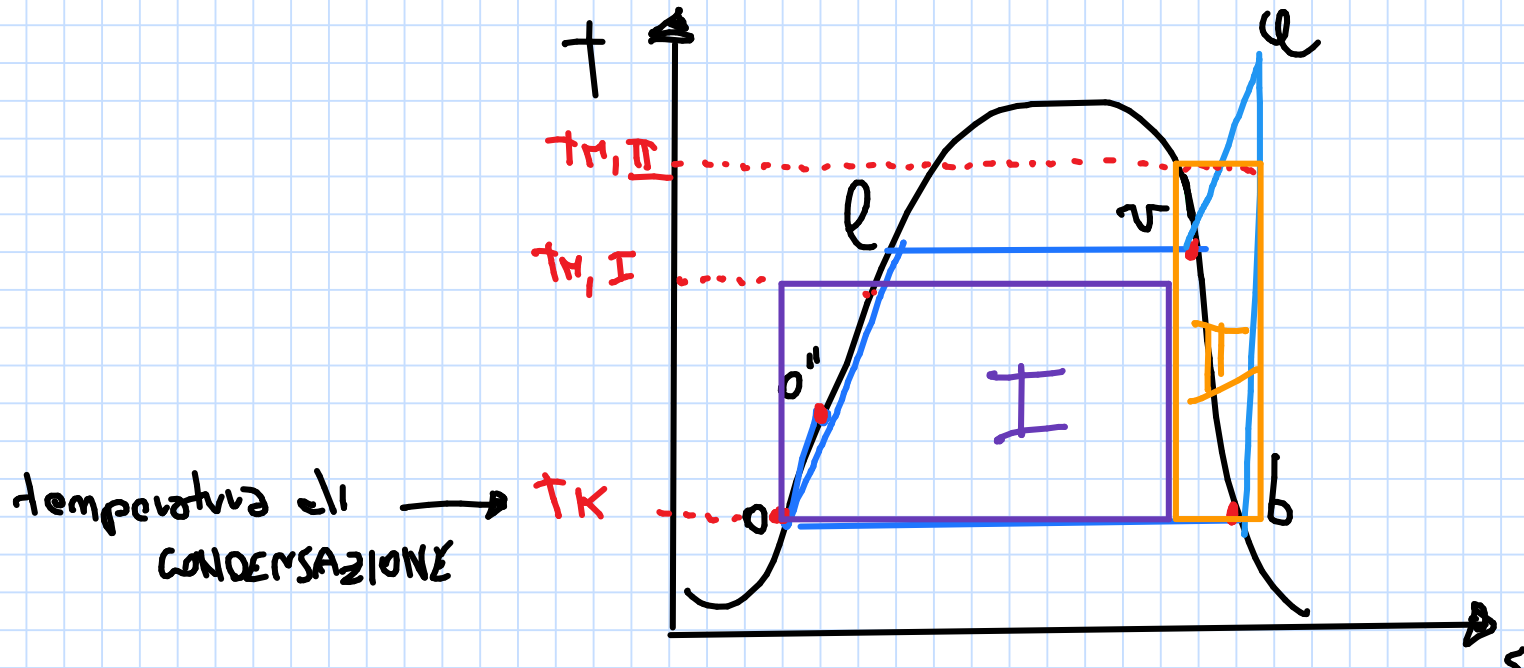
RANKINE

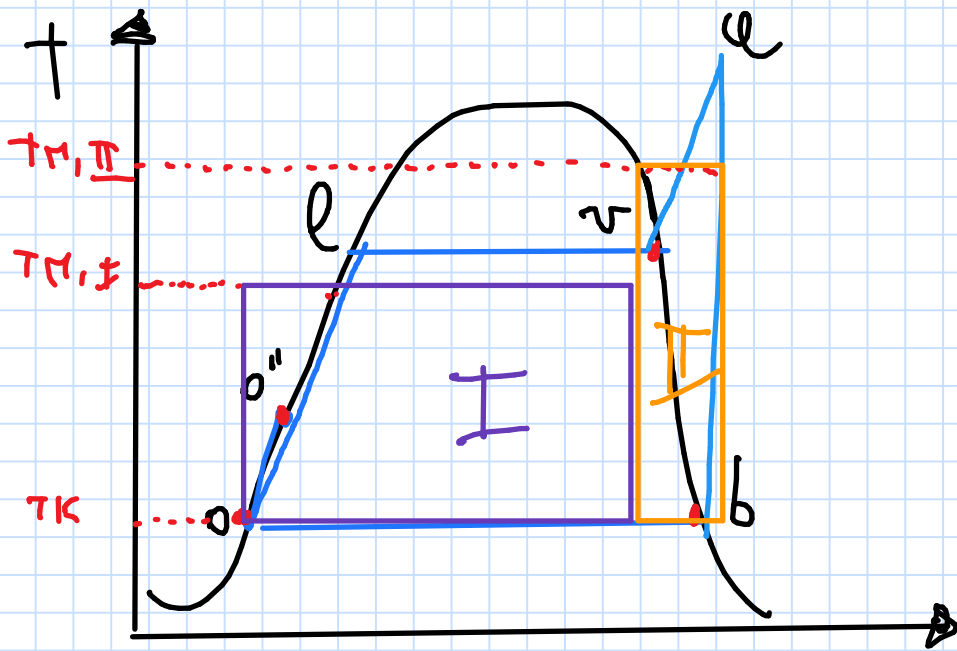


HIRN



messi assieme:





$$\eta_I = 1 - \frac{T_K}{T_{M,I}}$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{T_K}{T_{M,II}}$$

poiché la temperatura $T_{M,II}$ è
sempre più alta di $T_{M,I}$

- perché è in uno stato di surriscaldamento -

il ciclo II sarà sempre $\eta >$ del ciclo I

$$\eta_{II} > \eta_I$$

→ quindi aggiungere il surriscaldamento
conviene sempre

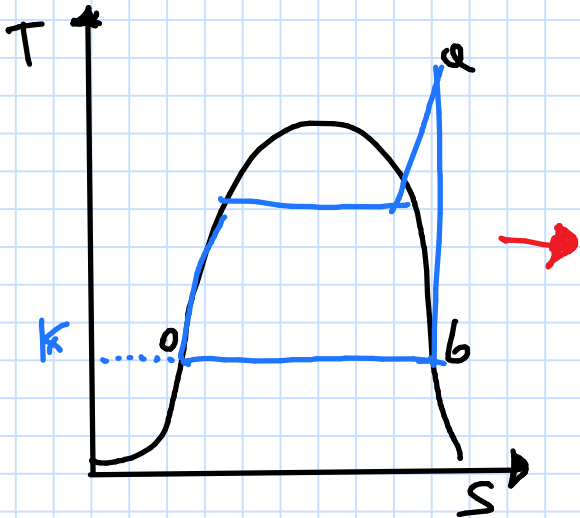
Approfondimento: (RENDIMENTO DI TUTTO
IL CICLO I + II)

$$\eta = \frac{L_I + L_{II}}{q_{1,I} + q_{1,II}} \rightarrow \frac{\eta_I \cdot q_{1,I} + \eta_{II} \cdot q_{1,II}}{q_{1,I} + q_{1,II}}$$

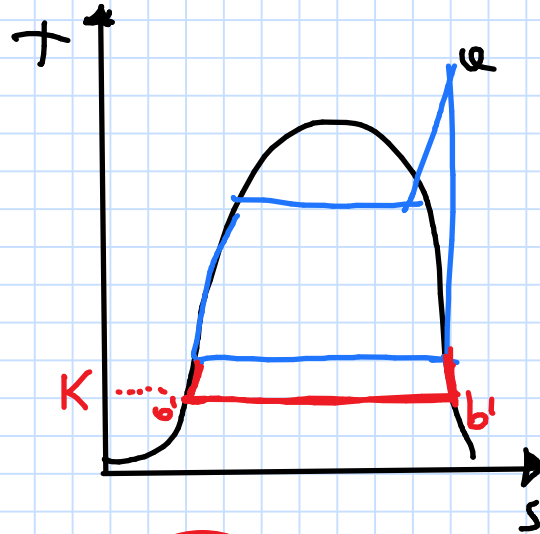
↓
OTTIMIZZAZIONE
DEL
RENDIMENTO

ALTRI METODI PER AUMENTARE IL RENDIMENTO

2 ABBASSARE LA PRESSIONE DI CONDENSAZIONE



$$\eta_{TH} = \frac{L}{q_1}$$

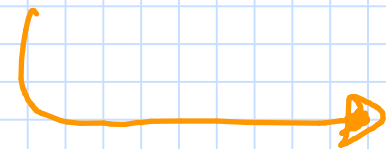


$$\eta_{TH}' = \frac{L + \Delta L}{q_1 + \Delta q}$$

QUANDO IL SECONDO CICLO
è > del primo?

$$\eta_{TH}' > \eta_{TH}$$

$$\frac{L + \Delta L}{q_1 + \Delta q} > \frac{L}{q_1}$$



$$\frac{L + \Delta L}{q_1 + \Delta q_1} \rightarrow \frac{L}{q_1}$$

$$\frac{(L + \Delta L)}{(q_1 + \Delta q_1)} \cdot \frac{L}{L}$$
$$\frac{(q_1 + \Delta q_1)}{(q_1 + \Delta q_1)} \cdot \frac{q_1}{q_1}$$

posso moltiplicare
e dividere per
una stessa quantità

$$\frac{L \left(1 + \frac{\Delta L}{L}\right)}{q_1 \left(1 + \frac{\Delta q_1}{q_1}\right)} \rightarrow \frac{\frac{L}{q_1} \cdot \left(1 + \frac{\Delta L}{L}\right)}{\left(1 + \frac{\Delta q_1}{q_1}\right)} \rightarrow \frac{q_1 \cdot \left(1 + \frac{\Delta L}{L}\right)}{\left(1 + \frac{\Delta q_1}{q_1}\right)}$$

QUINDI:

$$\frac{L + \Delta L}{q_1 + \Delta q_1} > \frac{L}{q_1} \quad \eta_{TH}$$

$$\cancel{\eta_{TH}} \cdot \frac{\left(1 + \frac{\Delta L}{L}\right)}{\left(1 + \frac{\Delta q_1}{q_1}\right)} > \cancel{\eta_{TH}}$$

$$\frac{1 + \frac{\Delta L}{L}}{1 + \frac{\Delta q_1}{q_1}} > 1$$

$$\cancel{1 + \frac{\Delta L}{L}} > \cancel{1 + \frac{\Delta q_1}{q_1}}$$

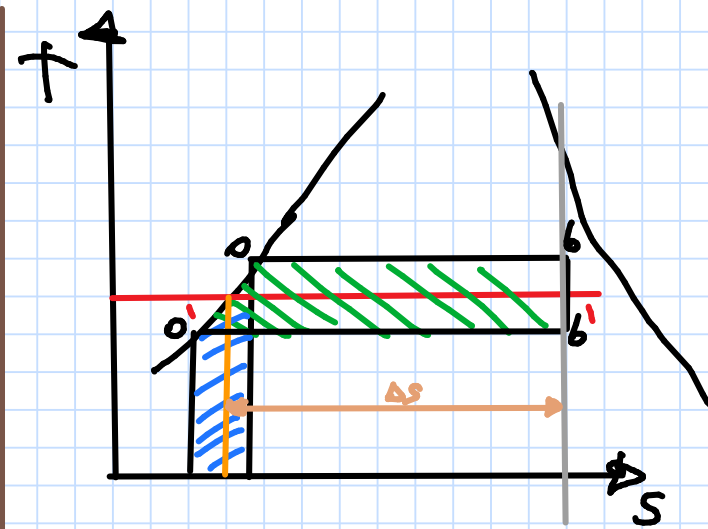
$$\frac{\Delta L}{L} > \frac{\Delta q_1}{q_1}$$

$$\frac{\Delta L}{\Delta q_1} > \frac{L}{q_1}$$

$$\frac{\Delta L}{\Delta q_1} > \eta_{TH}$$

DIMOSTRAZIONE
GRAFICA

$\Delta L =$ AREA DEL
TRAPEZIO
oo'bb'



= AREA RETTANGOLO
con altezza

$$h = T_0 - T_0'$$

e base

$$b = \Delta S$$

$$\Delta L = \Delta S \cdot (T_0 - T_0')$$

$$\Delta q = h_0 - h_0' = c_p (T_0 - T_0')$$

$$\frac{\Delta l}{\Delta q} = \frac{\Delta s \cdot (T_0 - T_0')}{c_p \cdot (T_0 - T_0')}$$

$$\frac{\Delta s}{c_p}$$

$$\Delta s = \frac{r \cdot X}{T_m}$$

= variazione di Entropia specifica subita dal fluido per cambiare stato, con titolo X , T_m = media delle 2 temperature T_0 e T_0' ed r = CALORE LATENTE di VAPORIZZAZIONE a temp = T_m

SI PUO' FARE UNA STIMA:

$r \approx 2500 \frac{kJ}{kg}$

c_p = CALORE SPECIFICO ACQUA = 4,187 kJ

$X \approx 0,85$ (in quel punto)

T_m = in l'ITA, pressione tipica 0,05 bar
 → CORRISPONDE una temperatura $\approx 300^\circ C$

$$\frac{\Delta s}{c_p} \approx \frac{r \cdot X}{c_p \cdot T_m} \rightarrow \frac{2500 \cdot 0,85}{4,187 \cdot 300} = \frac{2125}{1256,1} \rightarrow \underline{1,69} \quad (> 1)$$

c'è maggiore di 1

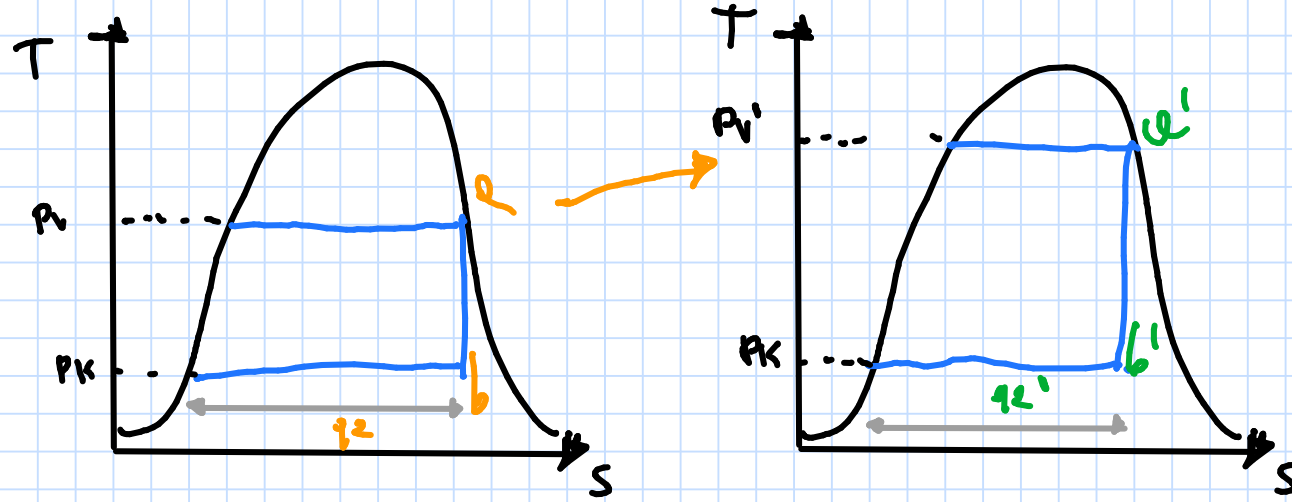
concluso: il rapporto del 2° ciclo η' , con la pressione di condensazione abbassata, assume valori di circa $\approx 1,69$, sempre $>$ di un qualsiasi rendimento del ciclo η di partenza

Nota In paesi più freddi (es. Finlandia) la pressione di condensazione è inferiore alla nostra es. 0,04 bar perché le temperature dell'acqua sono mediamente + fredde

Nota 2 Per LEGGE il **SALTO TERMICO** deve essere $\geq 8^\circ\text{C}$ per evitare **DANNI AMBIENTALI**

3

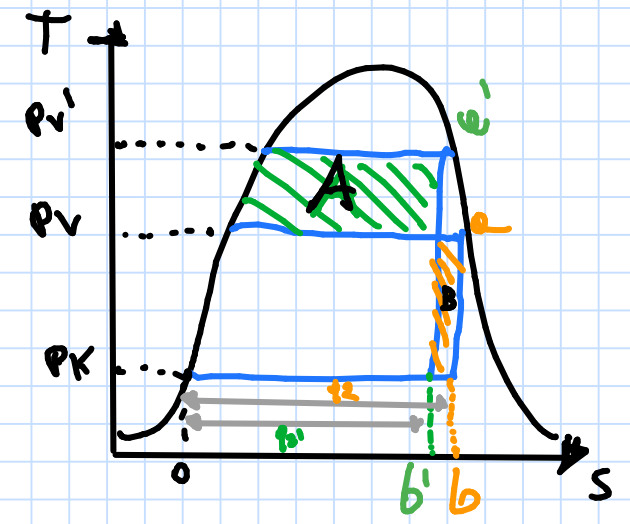
AUMENTARE LA PRESSIONE DI VAPORIZZAZIONE



VISIVAMENTE
 AREA A > AREA B
 ↓ (AREA = CALORE)

① $L' > L$

② Inoltre $\overline{ob'} < \overline{ob}$
 $\hookrightarrow q_2'$ è minore di q_2



RENDIMENTO

$$\eta_{TH} = \frac{L}{q_1} \rightarrow \text{poiche } L = q_1 - q_2 \rightarrow q_1 = L + q_2$$

$$= \frac{L}{L + q_2}$$

$$= \frac{1}{1 + \frac{q_2}{L}}$$

poiche'

$$q_2' < q_2$$

$$\eta_{TH}' > \eta_{TH}$$

(VALORI CASUALI)

es $q_2' = 0,5 ; q_2 = 0,7 ; L = 5$

$$\eta_{TH}' = \frac{1}{1 + \frac{0,5}{5}} = 0,509$$

$$\eta_{TH}' > \eta_{TH}$$

$$\eta_{TH} = \frac{1}{1 + \frac{0,7}{5}} = 0,877$$

NOTA: conviene solo per

pressioni di 10-20 bar.

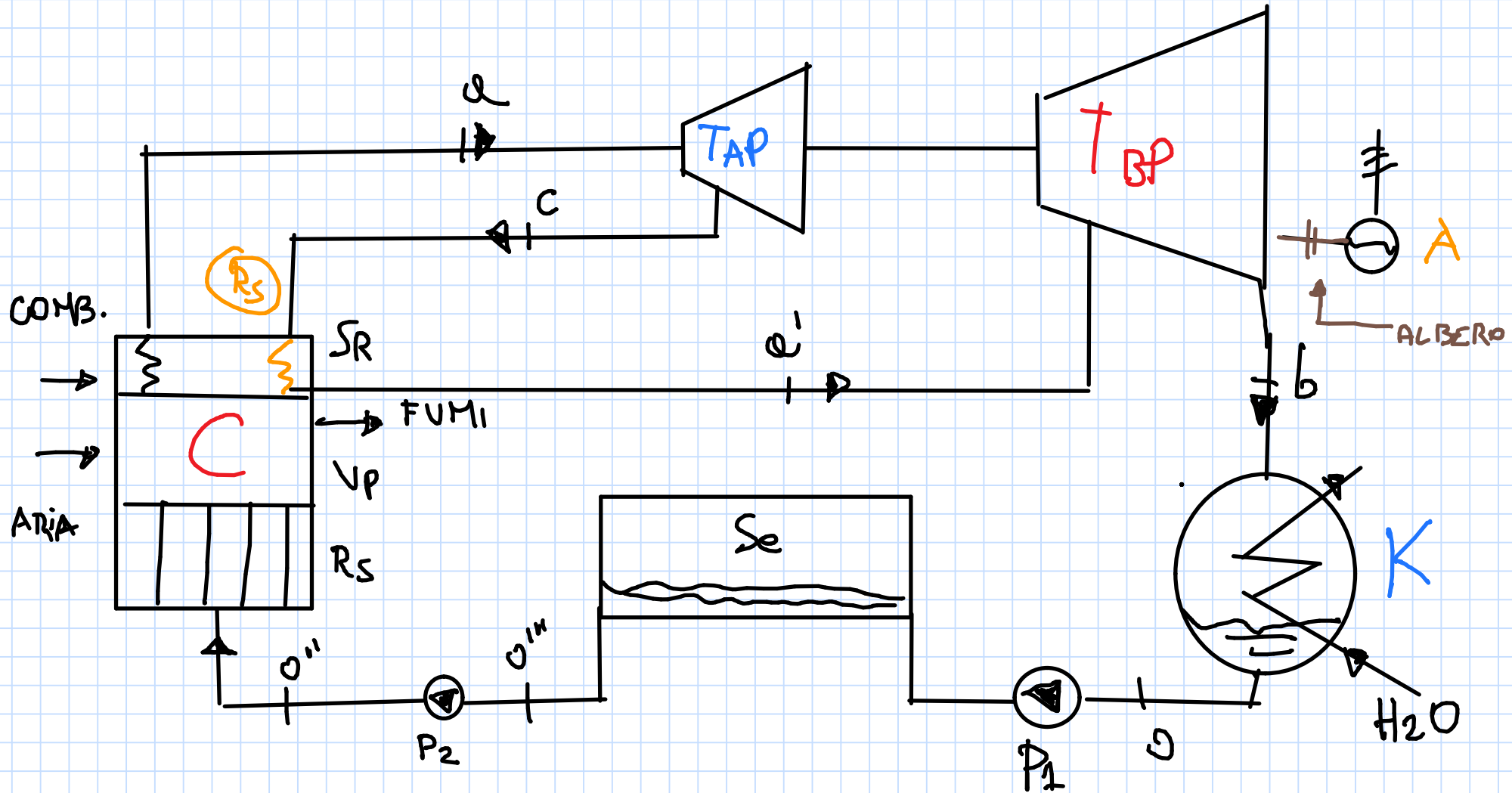
Per cicli a pressione + alta \rightarrow SURRISCALCAMENTO

4 AUMENTARE LA TEMPERATURA di FUOCO

Chiaramente aumentare la TEMPERATURA MASSIMA di IMPIANTO
aumenta il rendimento,
tuttavia il **COSTO** dei materiali resistenti a temperature
troppo alte potrebbe incidere sui costi di impianto
e quindi si tende ad utilizzare soluzioni "standard".

5 SURRISCALDAMENTO INTERMEDIO (MODIFICA DEL LAYOUT DI IMPIANTO)

IL LAYOUT DELL'IMPIANTO VIENE MODIFICATO IN QUESTO MODO:



TAP = TURBINA AD ALTA PRESSIONE

TBP : TURBINA A BASSA PRESSIONE

RS = SCAMBIATORE

Perché SURRISCALDAMENTO INTERMEDIO?

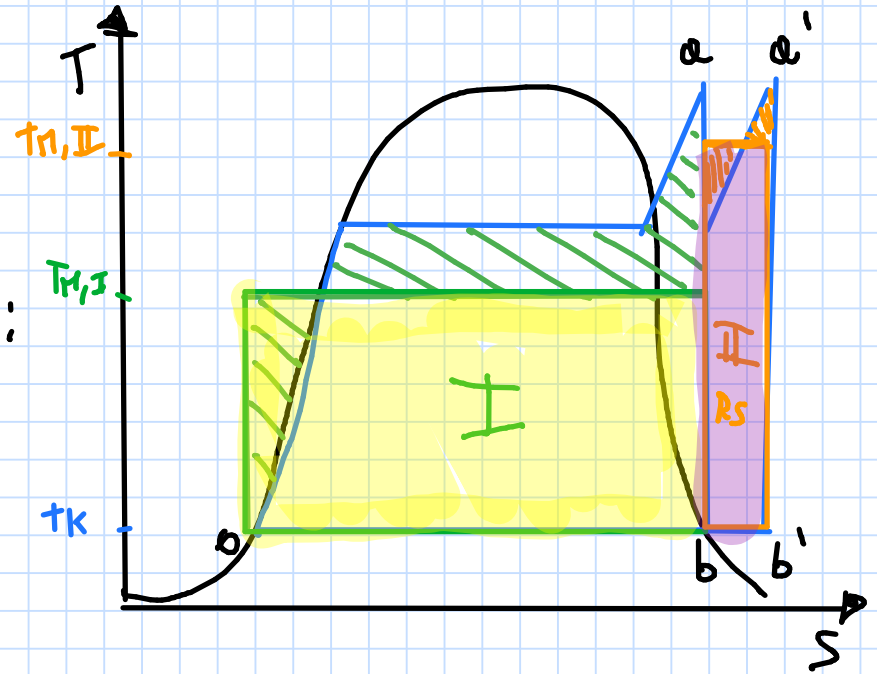
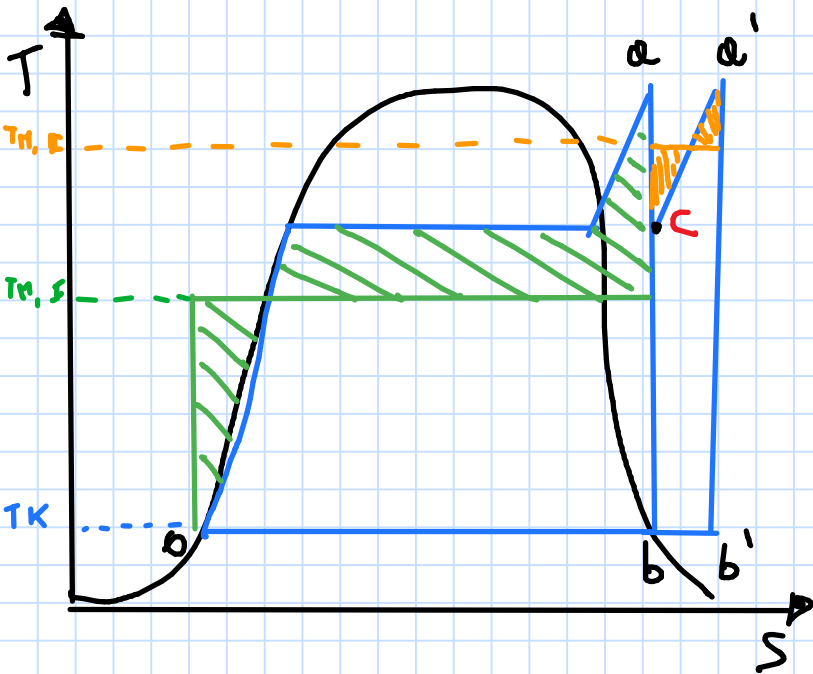
Perché allo scivolo della TURBINA il titolo è basso ($\tau < 0,8$)

→ si formano delle goccioline che ERODONO la GIRANTE

ANALIZZIAMO

i DUE
CICLI
DI
CARNOT

EQUIVALENTI:



$$\eta^I = 1 - \frac{T_K}{T_{M,I}}$$

$$\eta^{RS} = 1 - \frac{T_K}{T_{M,II}}$$

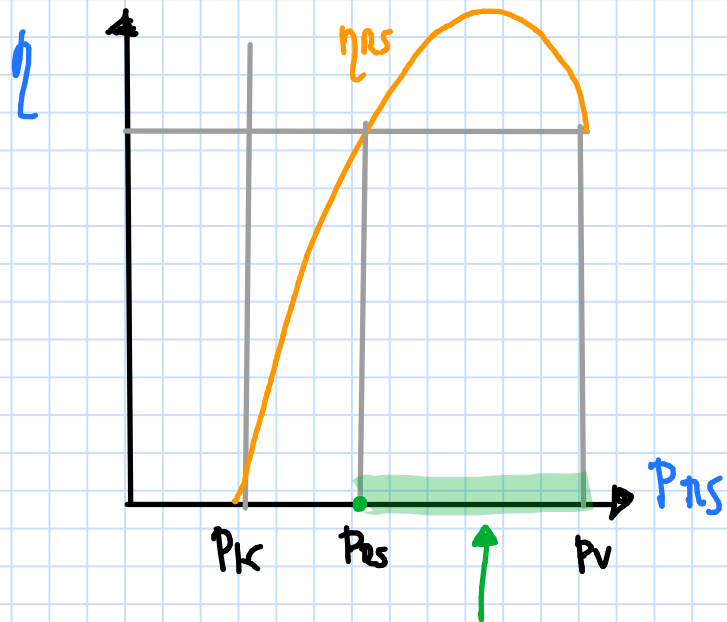
$$\eta^{RS} > \eta^I$$

↳ se $T_{M,II} > T_{M,I}$

non è sempre vero,
dipende da P_{RS}

(pressione intermedia di SURRISCALDAMENTO)

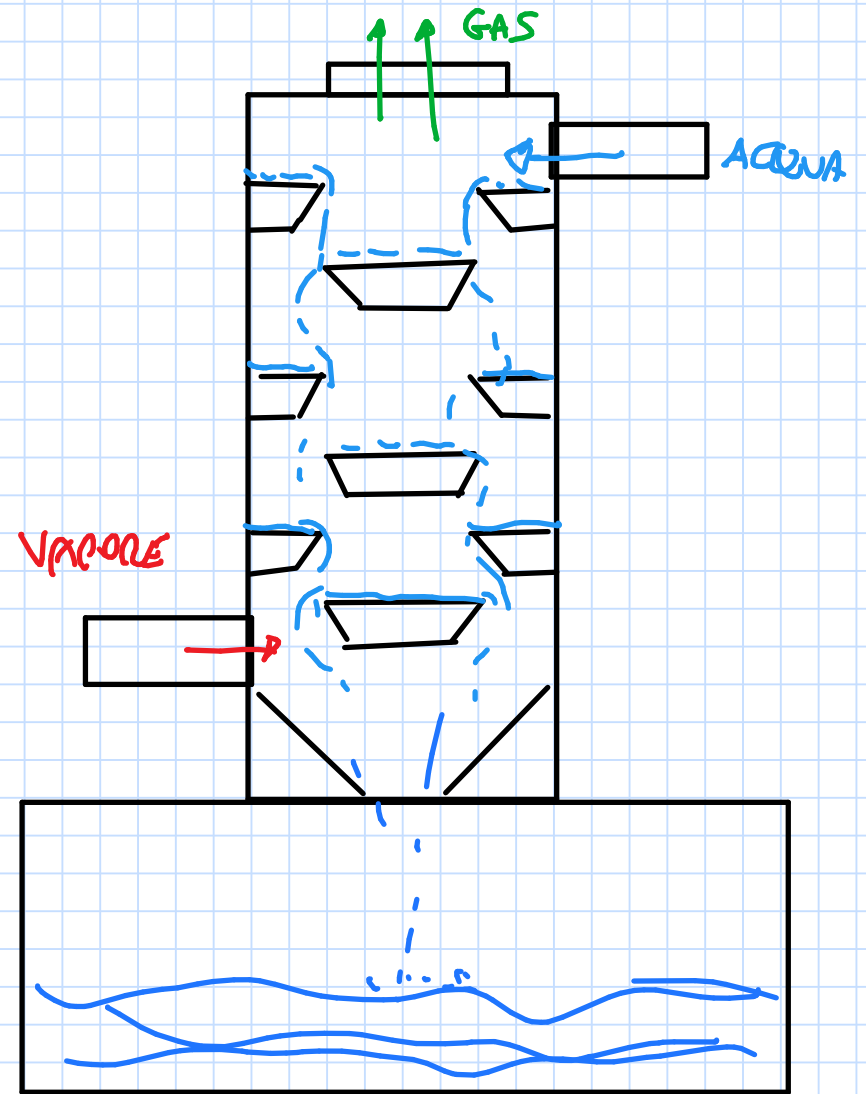
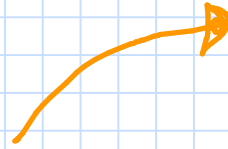
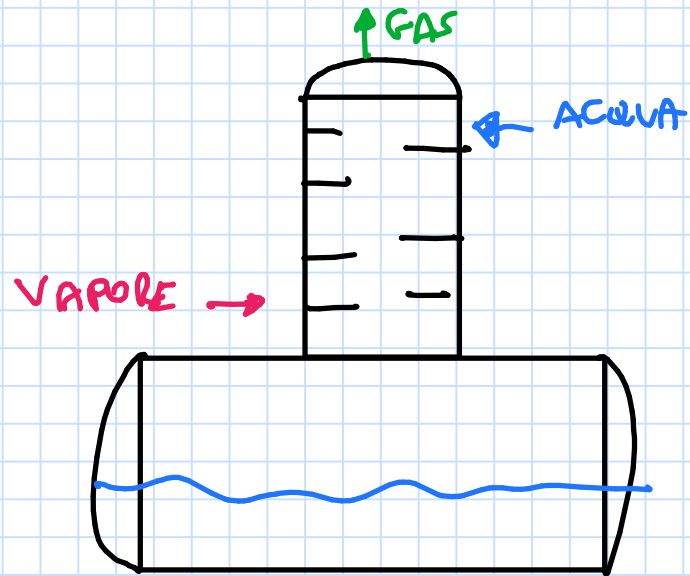
ma è vero solo quando P_{RS} supera
determinati valori:



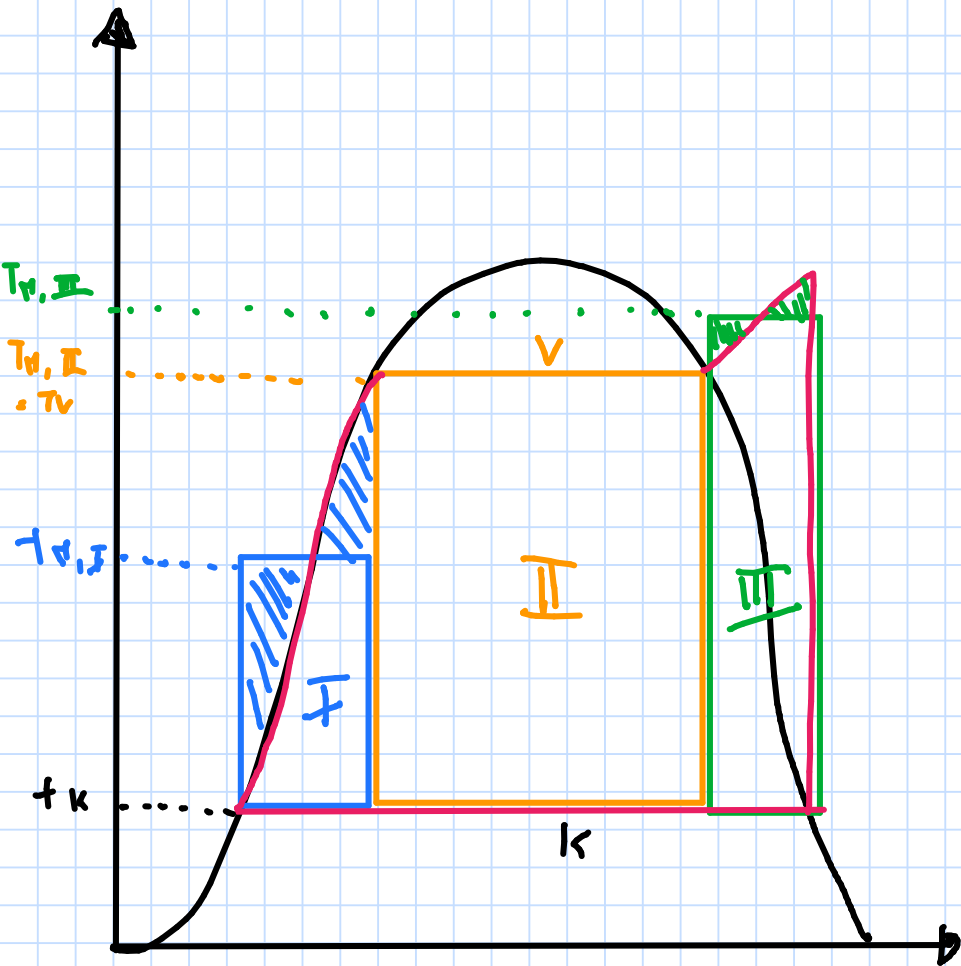
• inoltre, il valore massimo del
rendimento di RS (η^{RS}_{MAX})
si ha quando

$$T_{M,I} \approx T_C$$

RIGENERATORE A MISCELA



Il ciclo può essere scomposto in 3 cicli:



Ciclo I

$$\eta_I = 1 - \frac{T_K}{T_{H,I}}$$

Ciclo II

$$\eta_{II} = 1 - \frac{T_K}{T_V}$$

→ è un ciclo di CARNOT: max rendimento possibile

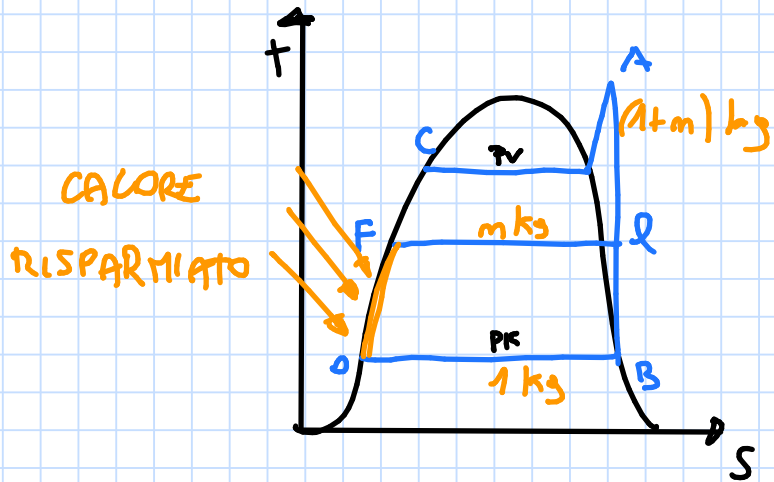
Ciclo III

$$\eta_{III} = 1 - \frac{T_K}{T_{H,III}}$$

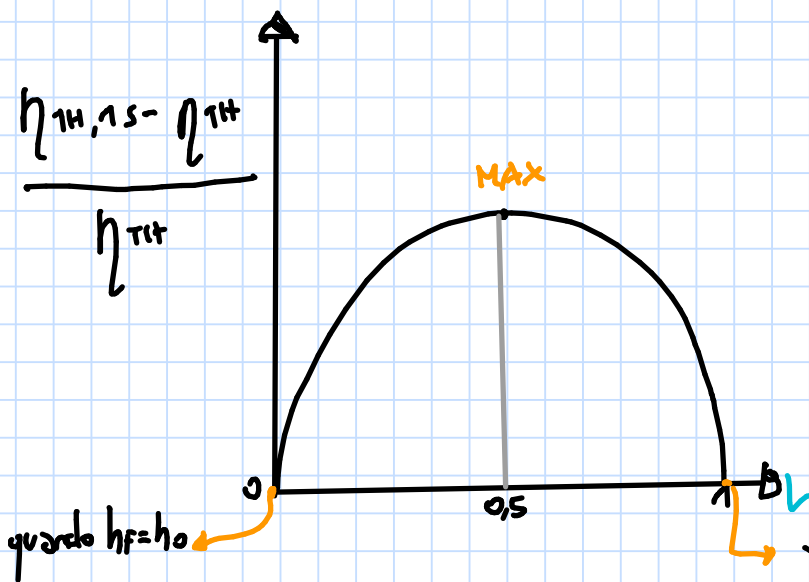
Il ciclo I è quello che PENALIZZA il η_{tot} complessivo.
 (perché l'ordinata di compenso è $< T_V$)
 temperatura di vaporizzazione

→ si usa quindi la massa, che viene prelevata "SPIGATA" per fare il PRE-RISCALDAMENTO, in R, uno SCAMBIATORE A MISCELA (pre-riscaldatore) che

↳ innalza la temperatura con cui il fluido entra in CALDAIA



SCELTA DELLA PRESSIONE DI SPILLAMENTO



$v = \text{GRADO DI RIGENERAZIONE}$

$$v = \frac{(h_f - h_o)}{(h_c - h_o)}$$

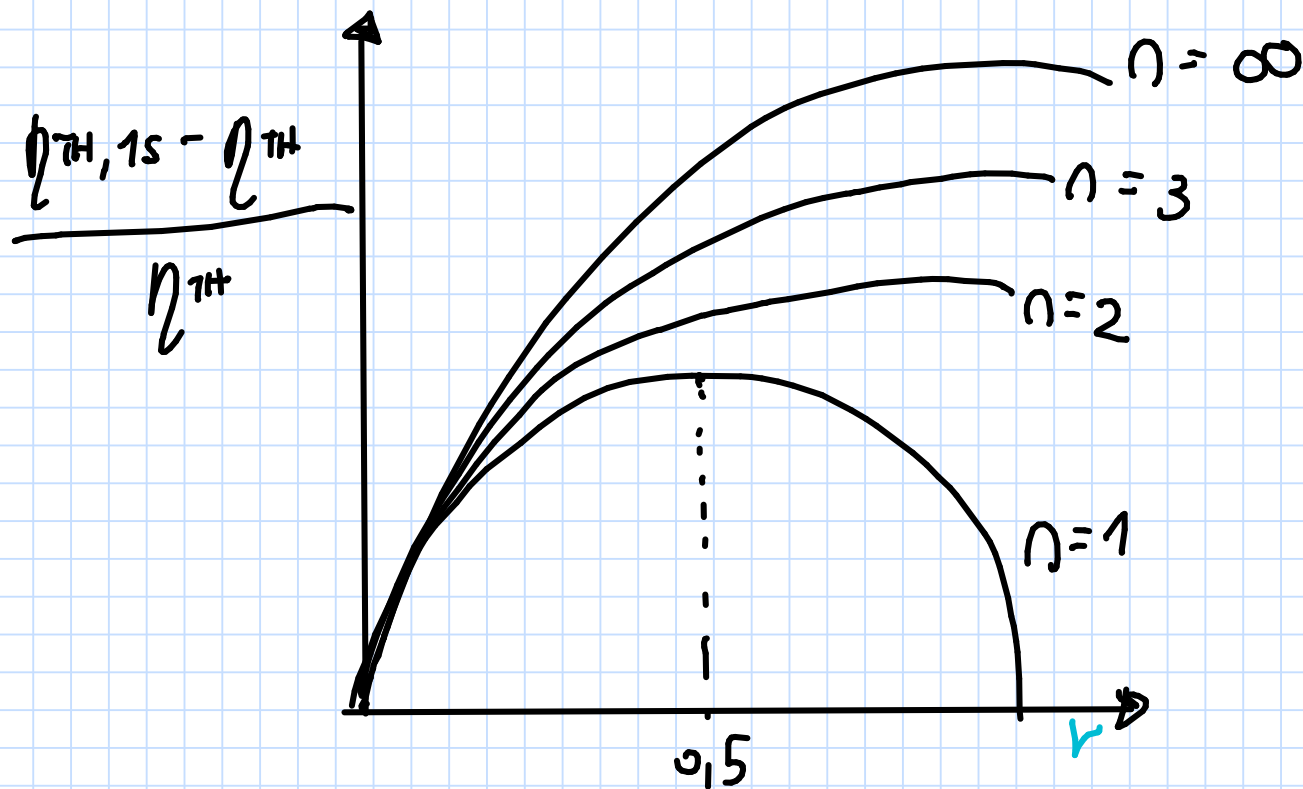
$\eta_{TH, 1.5P} \text{ MAX PCV}$

$$v = \frac{h_c + h_o}{2} = 0.5$$

$$v = \frac{t_c + t_o}{2} = 0.5$$

CICLO RIGENERATIVO AD n SPILLAMENTI

$$\eta_{TH, ns} = \frac{(h_e - h_b) + \sum_{i=1}^n (h_e - h_i)}{(h_e - h_o) + \sum_{i=1}^n (h_e - h_i)}$$



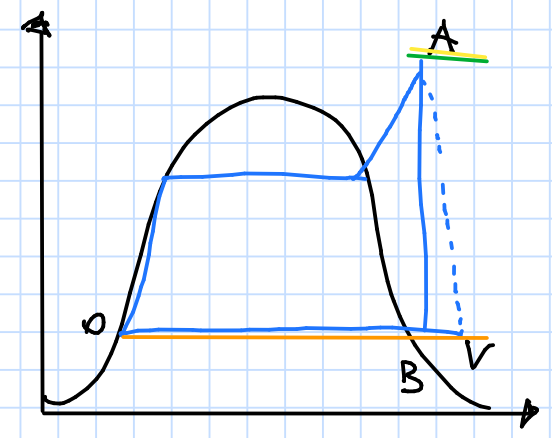
⊠ ESERCIZI

P_{VAP}

P_K

$T_{VAP MAX}$

HIRN



	T	P	h	s	x
0	1	P_K	2	3	0
A	<u>$T_{VAP MAX}$</u>	P_{VAP}	6	7	/
B	1	P_K	h_b	8	x_b
V	1	P_K	4	5	1

$$x_b = \frac{(s_b - s_0)}{(s_v - s_0)}$$

$$h_b = h_0 + (h_v - h_0) \cdot x_b$$

TABELLA 1

- ① $t_0 = t_b = t_v$
- ② h_0
- ③ s_0
- ④ h_v
- ⑤ s_v

TABELLA 2

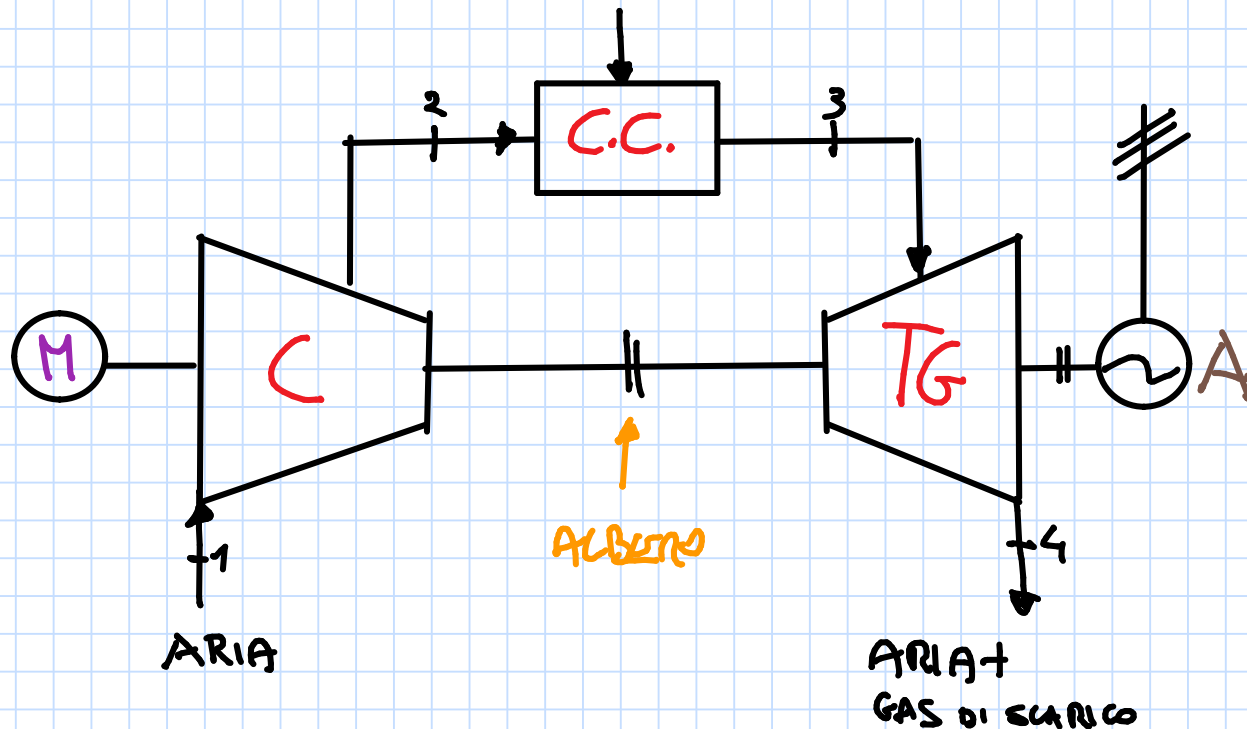
- ⑥ $T_{VAP MAX} + P_{VAP} \rightarrow h_e$
- ⑦ ⑧ " " $\rightarrow s_e = s_b$

RENDIMENTO APPROSSIMATIVO

$$\eta_{TH} = \frac{h_e - h_b}{h_e - h_0}$$

☒ Sistemi con
turbina a gas

GRUPPO TURBO-GAS



C COMPRESSORE
aspira l'aria, aumenta la
pressione

C.C. CAMERA DI COMBUSTIONE
l'aria si riscalda (con
combustione di combustibile)
e aumenta di volume
(rapporto aria/combustibile: 1/50 - 1/100)

TG TURBINA A GAS
il fluido si espande

A ALTERNATORE
converte E meccanica
in E elettrica

M MOTORE DI LANCIO

in fase di AVVIAMENTO,

fino al raggiungimento della

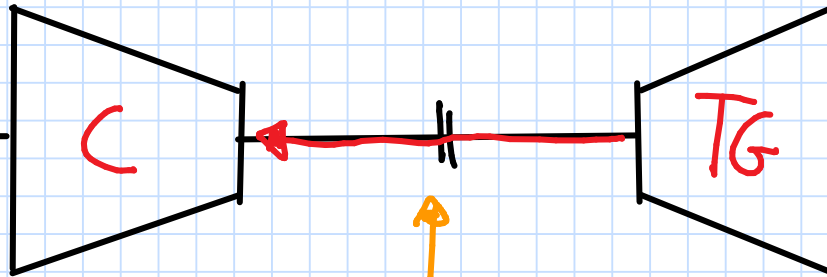
CONDIZIONE di AUTOSUFFICIENZA → C.A. quando $L_e > L_c$

C.A.

LAVORO di ESPANSIONE > LAVORO di COMPRESSIONE

PRIMA

MOTORE
di
LANCIO



Poi

C.A. } La turbina tramite l'ALBERO
alimenta il compressore

□ Temperatura di fuoco in TG

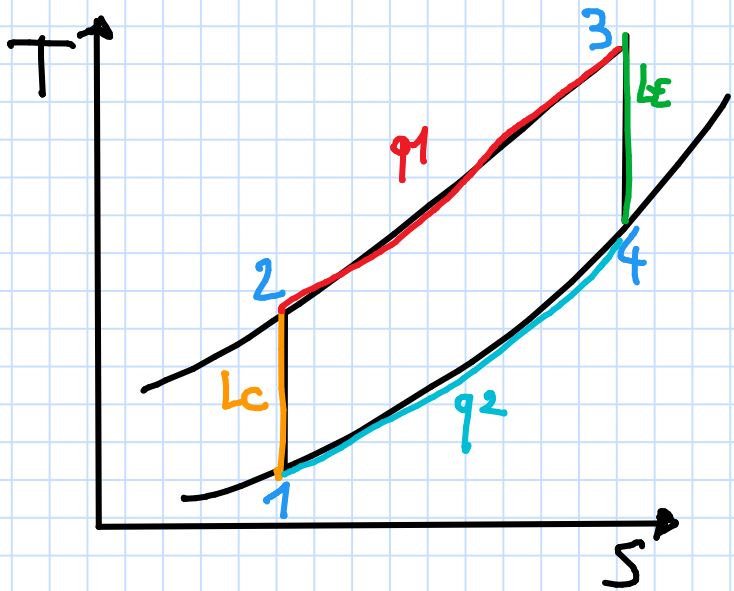
rispetto a T a vapore, le T sono + alte (1200-1000 °C) rispetto a T vapore
(500-600 °C)

CICLO DI BRAYTON

Per analizzare i sistemi con turbina a gas si utilizza il ciclo di Brayton, con alcuni "accorgimenti" - ipotesi:

- ① IL FLUIDO percorre un CICLO CHIUSO:
nonostante non sia effettivamente così, se consideriamo l'AMBIENTE ATMOSFERA, è come se il ciclo fosse chiuso
- ② IL FLUIDO è solo ARIA:
nonostante ci sia anche del GAS COMBUSTO, il rapporto è talmente piccolo in % che si può trascurare
- ③ tutte le VARIAZIONI si svolgono in modo ESTREMAMENTE LENTO
- ④ COMBUSTIONE, CESSIONE DI CALORE in ATMOSFERA → Pressione cost.
- ⑤ COMPRESSIONE, ESPANSIONE → ISENTROPICHE

IDEALE



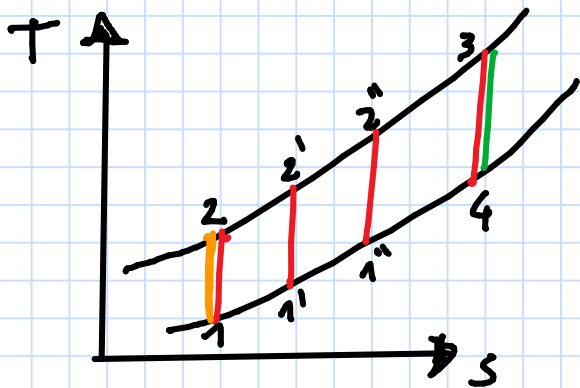
$$L_C = h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1)$$

$$L_E = h_3 - h_4 = c_p (T_3 - T_4)$$

$$q_1 = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2)$$

$$q_2 = h_4 - h_1 = c_p (T_4 - T_1)$$

C.A. : nel caso di lavoro ideale il ciclo è sempre **AUTOSUFFICIENTE**,
 è sempre verificato perché le **ISOBARE** sono **DIVERGENTI** in verticale



$$T_2 - T_1 < T_3' - T_1' < T_2'' - T_1'' < T_3 - T_4$$

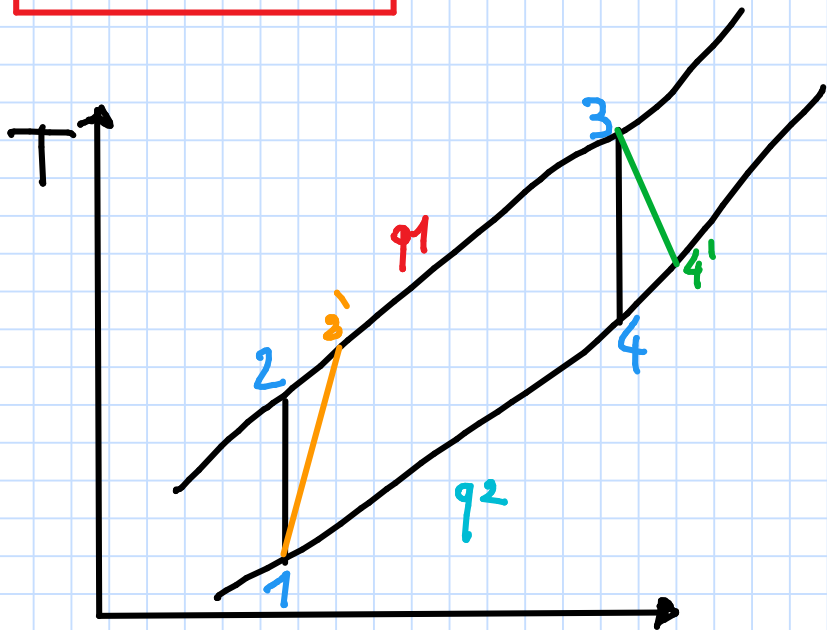
quindi L_E è sempre $>$ L_C
 (mentre nel **REALE** NON È SEMPRE VERO!)

$$\begin{aligned}
 L_u &= L_E - L_C \\
 &= \underline{c_p (T_3 - T_4)} - \underline{c_p (T_2 - T_1)} \\
 &= \underline{c_p [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]}
 \end{aligned}$$

Nota: con le centrali a vapore
 usavamo solo i **SALTI DI ENTALPIA**
 perché c'è una **MESCOLTA DI**
STATI FISICI. Invece al ciclo di
BRYTON il presupposto è che ci
 sia 1 solo STATO FISICO
 ↳ $c_{p,aria} = c_p \text{ GAS COMBUSTI}$
 $c_{p,A} = c_{p,C}$

$$\begin{aligned}
 \eta_{TH,B} &= \frac{L_u}{q_1} \\
 &= \frac{c_p [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]}{c_p (T_3 - T_2)} \\
 &= \frac{\underline{(T_3 - T_4)} - \underline{(T_2 - T_1)}}{\underline{(T_3 - T_2)}}
 \end{aligned}$$

REALE



$$L_{C,R} = h_2' - h_1 = c_p (t_2' - t_1) \rightarrow \frac{c_p (t_2 - t_1)}{\eta_{I,C}}$$

$$L_{E,R} = h_3 - h_4' = c_p (t_3 - t_4') \rightarrow c_p (t_3 - t_4) \eta_{I,TG}$$

$$q_1 = h_3 - h_2 = c_p (t_3 - t_2)$$

$$q_2 = h_4 - h_1 = c_p (t_4 - t_1)$$

$$L_{U,R} = L_E - L_C$$

$$= \frac{c_p (t_3 - t_1) \cdot \eta_{I,TG}}{\eta_{I,C}} - \frac{c_p (t_2 - t_1)}{\eta_{I,C}}$$

se $L_u > 0 \downarrow$

CONDIZIONE DI AUTOSUFFICIENZA

IDEALE

C.A. : $L_E > L_C$

$$= c_p (T_3 - T_4) \gg c_p (T_2 - T_1)$$

$$= (T_3 - T_4) \gg (T_2 - T_1)$$

REALE

C.A. : $L_{E,R} > L_{C,R}$

$$= L_{E,R} \cdot \eta_{I,TG} \gg \frac{L_{C,R}}{\eta_{I,C}}$$

$$= c_p (T_3 - T_4) \cdot \eta_{I,TG} \gg \frac{c_p (T_2 - T_1)}{\eta_{I,C}}$$

$$= (T_3 - T_4) \gg \frac{(T_2 - T_1)}{\eta_{I,TG} \cdot \eta_{I,C}}$$

CONSIDERAZIONI

⑥ $K = \gamma$ è il rapporto fra $\frac{C_p}{C_v}$

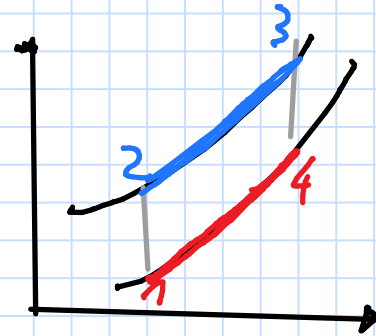
⑥ $P \cdot v^K = \text{COSTANTE}$
↓ pressione → volume specifico

⑥ $T \cdot v^{K-1} = \text{COSTANTE}$

⑥ $T \cdot p^{\frac{1-K}{K}} = \text{COSTANTE}$

⑥ C_p, C_v sono COSTANTI

⑥ i valori lungo le ISOBARE sono =



$$P_2 = P_3$$

$$P_1 = P_4$$

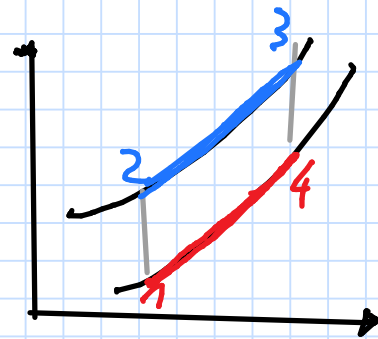
↓
per le trasformazioni ISOENTROPICHE → si possono risolvere alcune equazioni

$$T_3 \cdot P_3^{\frac{1-k}{k}} = T_4 \cdot P_4^{\frac{1-k}{k}}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

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

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



$$P_2 = P_3$$

$$P_1 = P_4$$

sono uguali.

quindi
sono uguali
anche

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

→ possiamo risolvere l'Eq. dalla condizione di
AUTOSUFFICIENZA

$$= (T_3 - T_4) \eta_{I, TG} \cdot \eta_{I, C} \cdot \frac{(T_2 - T_1)}{\eta_{I, TG} \cdot \eta_{I, C}}$$

$$\hookrightarrow T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) \eta_{I, TG} \cdot T_2 \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right) \cdot \frac{1}{\eta_{I, TG} \cdot \eta_{I, C}}$$

poiché:

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

$$T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) \eta_{I, TG} \cdot T_2 \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right) \cdot \frac{1}{\eta_{I, TG} \cdot \eta_{I, C}}$$

\hookrightarrow

$$T_3 \eta_{I, TG} \cdot T_2 \cdot \frac{1}{\eta_{I, TG} \cdot \eta_{I, C}}$$

C.A. (2)
condizione di
autosufficienza (2)

$$= \left(\frac{\bar{I}_3}{T_1} - \frac{t_4}{T_1} \right) \eta_{I, TG} - \left(\frac{t_2}{T_1} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{I, C}}$$

Poids:

$$\frac{I_4}{T_3} = \frac{T_1}{\bar{I}_2}$$

$$\frac{t_4}{T_1}$$

$$\frac{t_4}{T_1} \cdot \frac{t_3}{T_3} \rightarrow \frac{t_4}{T_3}$$

$$\frac{t_4}{T_3}$$

$$\frac{t_1}{t_2} - 1 \rightarrow \frac{\delta}{\alpha}$$

$$\frac{\delta}{\alpha}$$

$$w^*$$

$$= \left(\delta - \frac{\delta}{\alpha} \right) \eta_{I, TG} - \left(\alpha - 1 \right) \frac{1}{\eta_{I, C}}$$

q1

$$\begin{aligned}
 q1 &= c_p (t_3 - t_2') \\
 &= c_p [t_3 - t_1 + t_1 - t_2'] \\
 &= c_p [(t_3 - t_1) - (t_2' - t_1)] \\
 &= c_p [(t_3 - t_1) - (t_2 - t_1) \frac{1}{\eta_{t,c}}]
 \end{aligned}$$

q1^s

$$= \frac{q1}{c_p t_1} = \frac{\cancel{c_p}}{\cancel{c_p}} \left[\left(\frac{t_3}{t_1} - 1 \right) - \left(\frac{t_2}{t_1} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{t,c}} \right]$$

$$q1^s = \frac{(\delta - 1) - (\alpha - 1)}{\eta_{t,c}}$$

MASSIMO LAVORO UTILE

$$w^*$$

$$\left(\gamma - \frac{\gamma}{\alpha} \right) \eta_{I, TG} - \left(\alpha^{-1} \right) \frac{1}{\eta_{I, C}}$$

$$\gamma \left(1 - \frac{1}{\alpha} \right) \eta_{I, TG} - \left(\alpha^{-1} \right) \frac{1}{\eta_{I, C}}$$

$$\gamma \left(\frac{\alpha - 1}{\alpha} \right) \eta_{I, TG} - \left(\alpha^{-1} \right) \frac{1}{\eta_{I, C}}$$

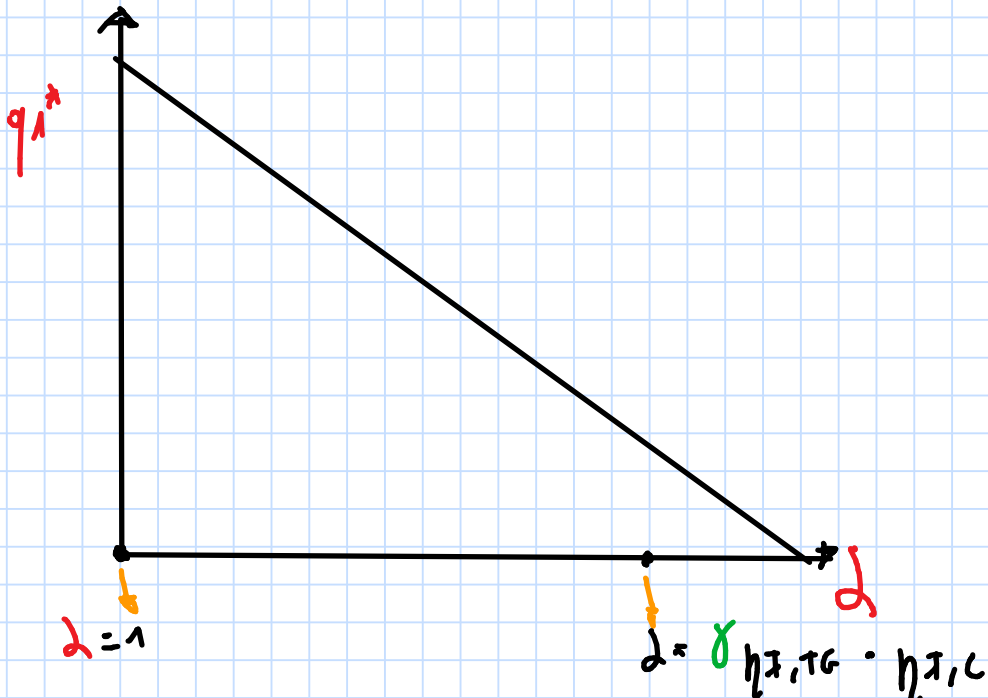
$$\left(\alpha - 1 \right) \left(\frac{\gamma}{\alpha} \eta_{I, TG} - \frac{1}{\eta_{I, C}} \right)$$

$$w^* = (\lambda - 1) \left(\frac{\gamma}{\lambda} \eta_{T, TG} - \frac{1}{\eta_{T, C}} \right)$$

HA 2 ZRi:

$$\begin{cases} \lambda = 1 \\ \frac{\gamma}{\lambda} \eta_{T, TG} = \frac{1}{\eta_{T, C}} \end{cases} \rightarrow$$

$$\begin{cases} \lambda = 1 \\ \lambda = \gamma \eta_{T, TG} \cdot \eta_{T, C} \end{cases}$$



→ se la funzione ha 2 ZERU, posso cercare il punto MIN e MAX
della funzione (analisi di funzione)

(derivata del 1° + 1° derivata del 2°)

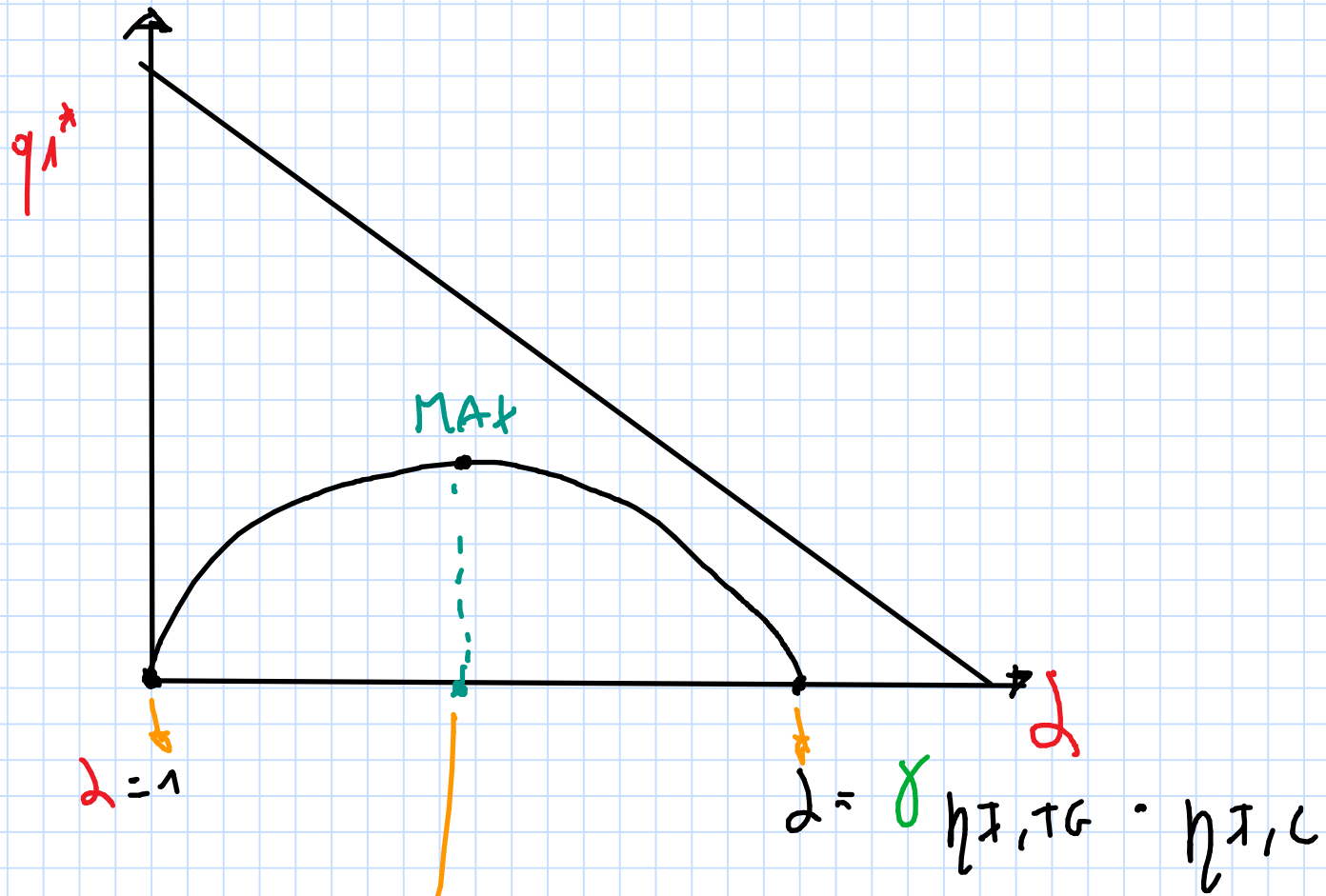
$$= 1 \cdot \left(\frac{\gamma}{d} \eta_{I, TG} - \frac{1}{\eta_{I, C}} \right) + (d - 1) \left(-\frac{\gamma}{d^2} \eta_{I, TG} \right)$$

$$= \cancel{\frac{\gamma}{d} \eta_{I, TG}} - \frac{1}{\eta_{I, C}} - \cancel{\frac{\gamma}{d} \eta_{I, TG}} + \frac{\gamma}{d^2} \eta_{I, TG}$$

$$= \frac{\gamma}{d^2} \eta_{I, TG} - \frac{1}{\eta_{I, C}} \Rightarrow \frac{dL}{dd} = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{\gamma}{d^2} \eta_{I, TG} = \frac{1}{\eta_{I, C}}$$

$$= d^2 = \gamma \eta_{I, TG} \cdot \eta_{I, C}$$

$$= d = \sqrt{\gamma \eta_{I, TG} \cdot \eta_{I, C}}$$



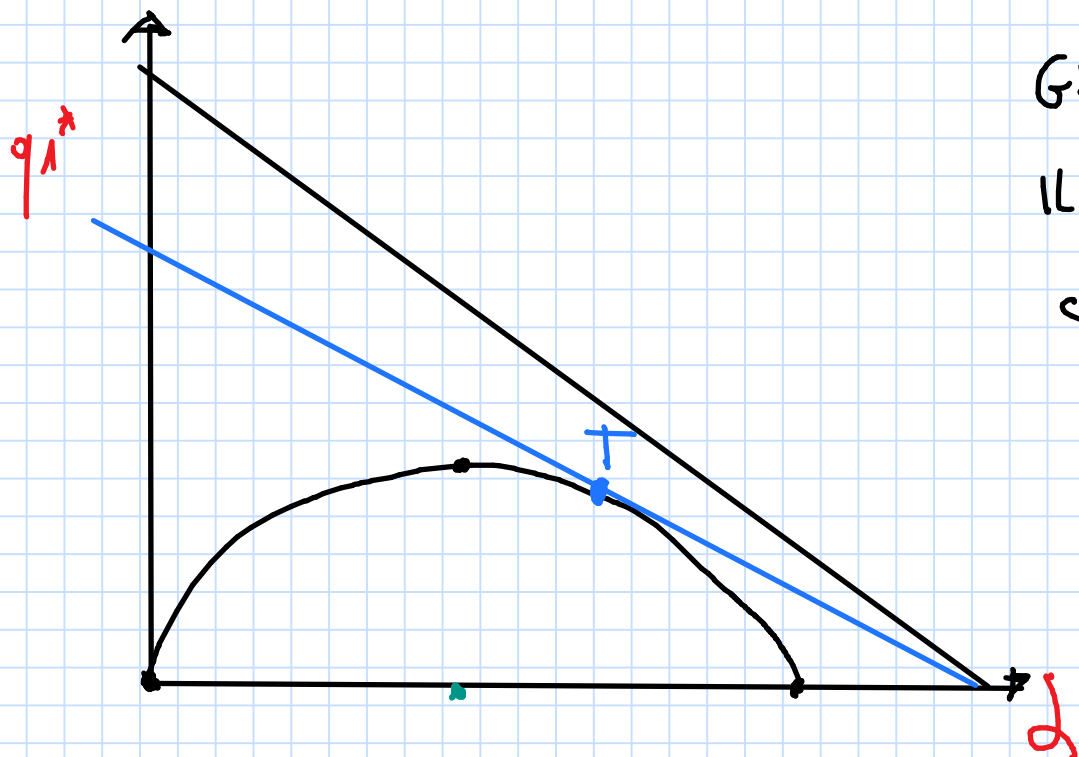
$$\alpha = \sqrt{\gamma \eta_{T, TG} \cdot \eta_{T, C}}$$

MASSIMO CALORE UTILE

CONDIZIONE DI MASSIMO RENDIMENTO

$$\eta_{TH, R} = \frac{w^*}{q_1^*} = \frac{(\alpha - 1) \left(\frac{\gamma}{\alpha} \eta_{T, TG} - \frac{1}{\eta_{T, C}} \right)}{(\gamma - 1) - \frac{(\alpha - 1)}{\eta_{T, C}}}$$

$$\eta_{TH, G} = 1 - \frac{1}{\alpha}$$



GRAFICAMENTE →

IL punto di **MASSIMO RENDIMENTO**

è IL punto \dagger di **TANGENZA**

Parametri adimensionali

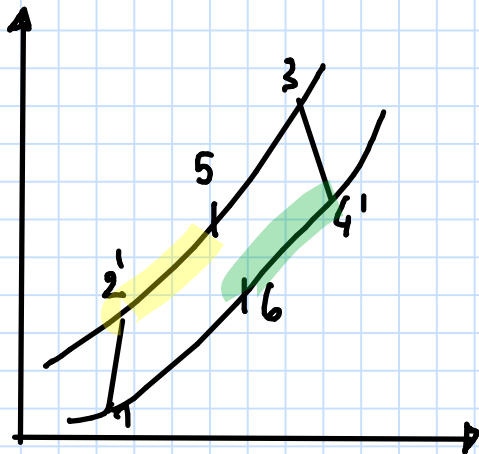
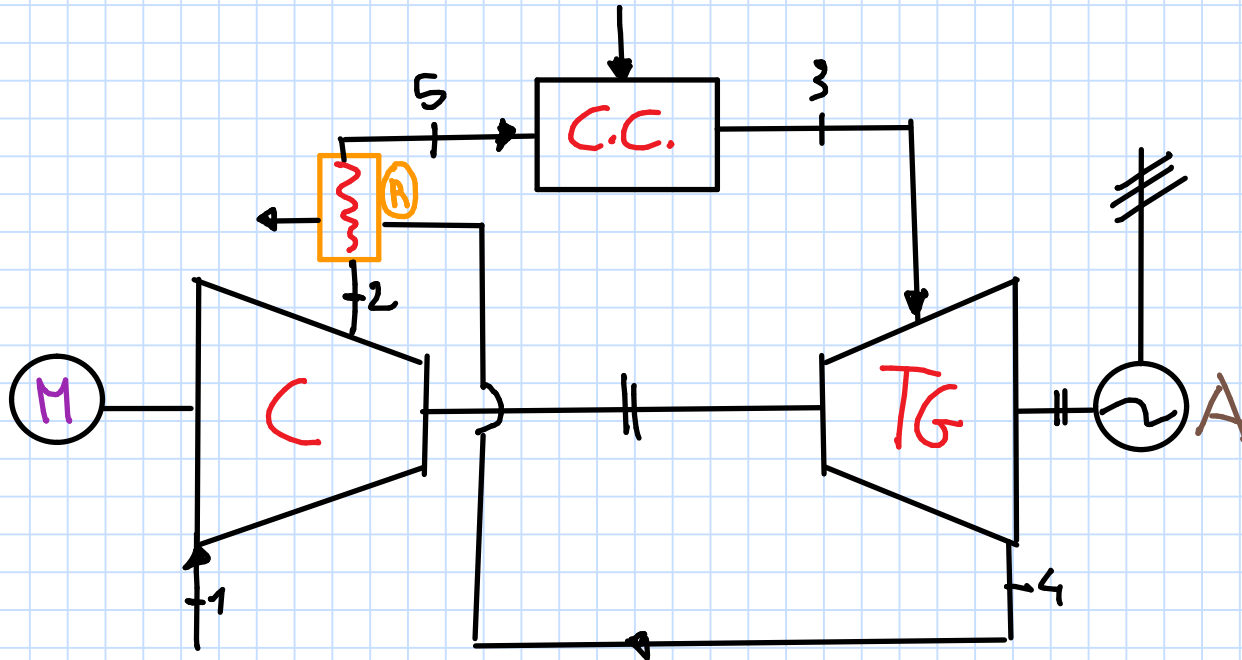
tipici :

$$\gamma = 4 \div 5 \quad (\bar{T}_3 \approx 1250^\circ\text{C})$$

$$\lambda = 1.5$$

GRUPPI TG CON RECUPERO DI CALORE

Aggiungiamo uno SCAMBIATORE DI CALORE A SUPERFICIE (o GENERATORE R)



T_4'
SALTO TERMICO
 T_2

$$T_5 - T_2' = T_4' - T_6$$

EFFICIENZA DELLO
SCAMBIO TERMICO

$$\eta = \frac{\dot{q}_s}{\dot{q}_{s, \text{IDEALE}}}$$

$$\dot{q}_s = m \cdot c_p (T_5 - t_2')$$
$$= m \cdot c_p (T_4' - T_6)$$

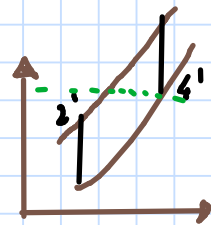
\dot{q}_s = POTENZA TERMICA SCAMBIATA

$$\dot{q}_{s, \text{IDEALE}} = m \cdot c_p (T_4' - t_2')$$

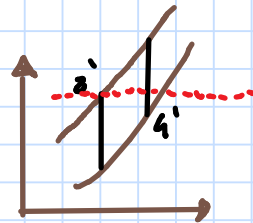
$$\eta = \frac{\dot{q}_s}{\dot{q}_{s, \text{IDEALE}}} = \frac{m \cdot c_p (T_5 - t_2)}{m \cdot c_p (T_4' - t_2')} = \frac{T_4 - T_6}{T_4' - T_2'}$$

NOTA

$\eta > 0$ solo se $t_4' > t_2'$



Se $T_2' > T_4' \rightarrow$ rendimento
NEGATIVO



REGOLAZIONE DELLA POTENZA

$$P_v = \dot{m}_a \cdot w$$

partito in massa di ARIA (DENSITA' ARIA, VELOCITA', AREA DELLA SEZIONE DI INGRESSO)

$$P_v = \rho_a \cdot C_a \cdot \Omega \cdot w$$

↑ densità ↑ velocità ↑ sezione

- tenendo conto:
- Le SEZIONI in INGRESSO hanno AREA FISSA
 - c'è un LEGAME FIDELITÀ, PRESSIONE, TEMPERATURA

↳ si può
riscrivere:

$$P_v \propto \frac{P_a}{T_a} \cdot C_a \cdot w$$

↑ PRESSIONE

↓ TEMPERATURA

DIRETTAMENTE
PROPORZIONALE

poiché la velocità ω è a sua volta PROPORZIONALE alla velocità di rotazione (n) del gruppo

↳ si può riscrivere

$$P_u \propto \frac{P_e}{T_e} \cdot n \cdot \omega$$

Questa relazione ci indica 3 possibili modi di effettuare la REGOLAZIONE di POTENZA del gruppo TG:

① RIVOLGENDO T_3

(Agendo sulla PORTATA di COMBUSTIBILE)

→ causa però una diminuzione del RENDIMENTO

Si usa solo se non ci sono alternative



② CAMBIARE LO STATO FISICO DEL FLUIDO IN INGRESSO

Agendo sulla **PRESSIONE** e sulla **TEMPERATURA** dell'ARIA

- tuttavia lo stato fisico dell'ARIA dipende dall'**AMBIENTE**, quindi è possibile usare questa tecnica solo utilizzando CICLI CHIUSI
- ma è molto raro

③ VARIARE LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE (n)

Agendo sulla portata di combustibile (m_c)

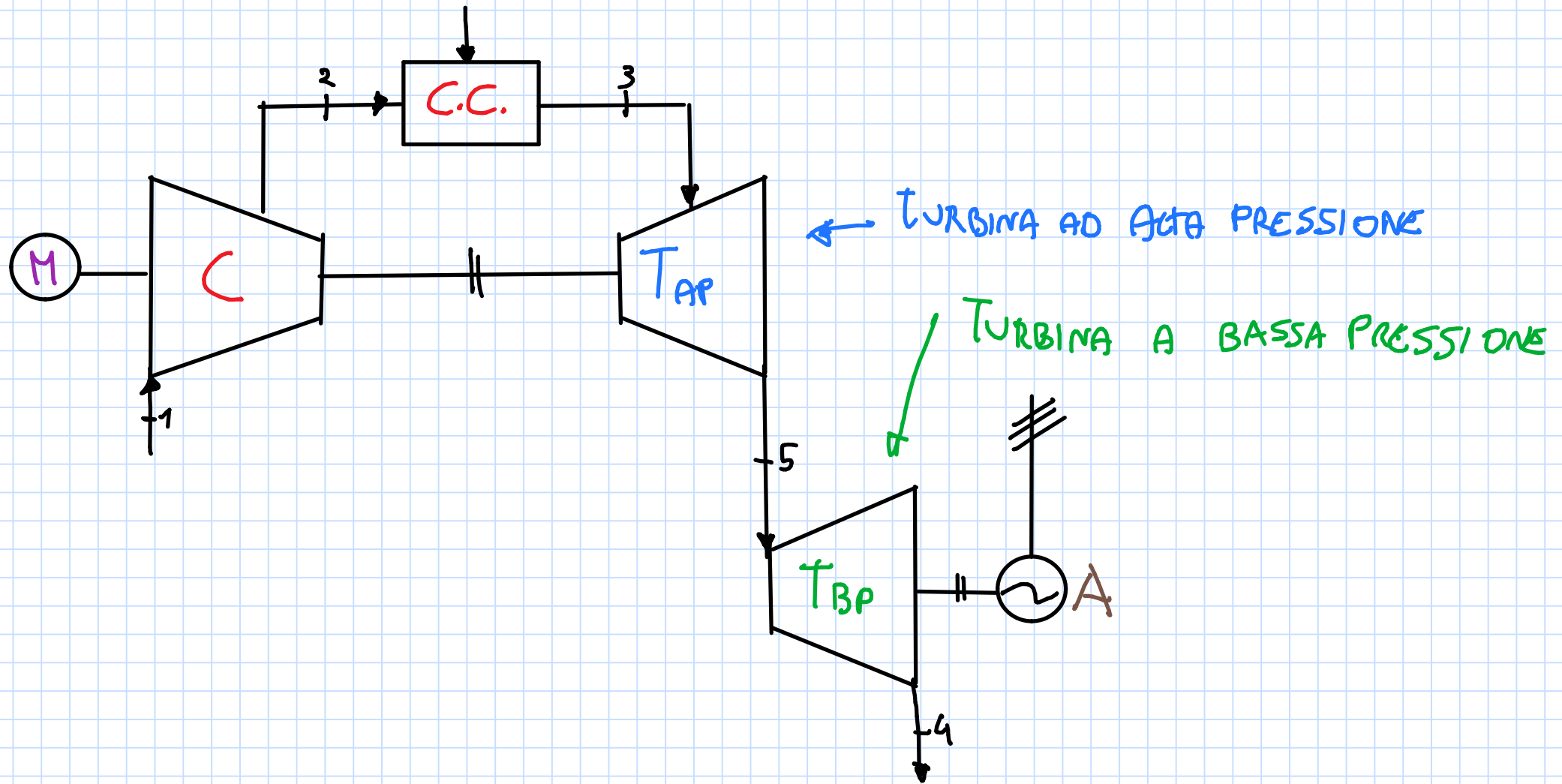
PREFERIBILE: perché ha la minore influenza sul rendimento?
infatti, lascia inalterato il rapporto **ARIA/COMBUSTIBILE**

dal quale dipendono le
TEMPERATURE DEL CICLO
(in particolare T_3)

che in questo caso rimane immutata

GRUPPI TURBOGAS a 2 ASSI

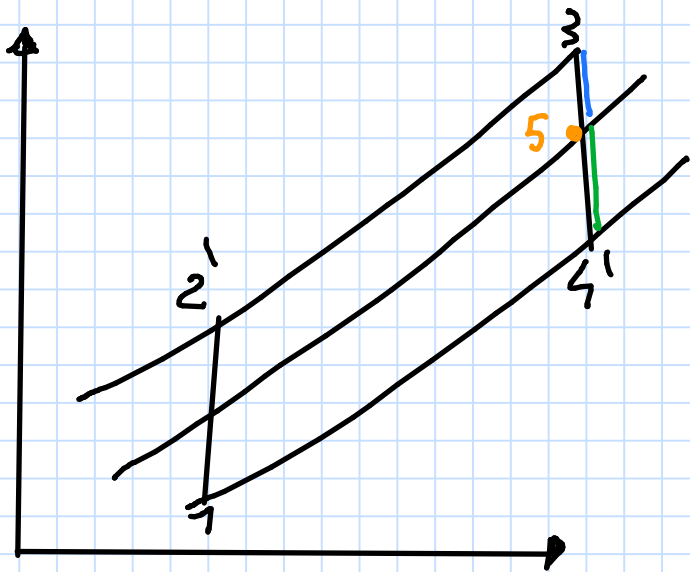
- Per avere vantaggi di **REGOLAZIONE** tramite variazione della **VELOCITA' di ROTAZIONE (n)**
→ si usa un **LAYOUT a 2 ASSI SEPARATI**



• LA TURBINA A BASSA PRESSIONE (T_{BP}) è costretta a lavorare a VELOCITÀ COSTANTE (determinata da ALTERNATORE)

• LA REGOLAZIONE si effettua modificando la velocità di rotazione (n) DELLA TURBINA AD ALTA PRESSIONE (T_{AP})

CICLO TERMODINAMICO DEL GRUPPO (BIACBERG)



Lo STATO FISICO 5 = STATO DI USCITA

DA T_{AP} , E DETERMINA LA

CONDIZIONE DI

AUTO SUFFICIENZA

$$L_{TAP} = L_C$$

$$C = A_0$$

$$L_{TAP} = L_C$$

$$= (h_3 - h_5) \eta_{M, TAP} = \frac{(h_2' - h_1)}{\eta_{M, C}}$$

- TRASCURANDO PERDITE MECCANICHE
- CONSIDERANDO $C_p \text{ ARIA} = C_p \text{ GAS COMBUSTI}$

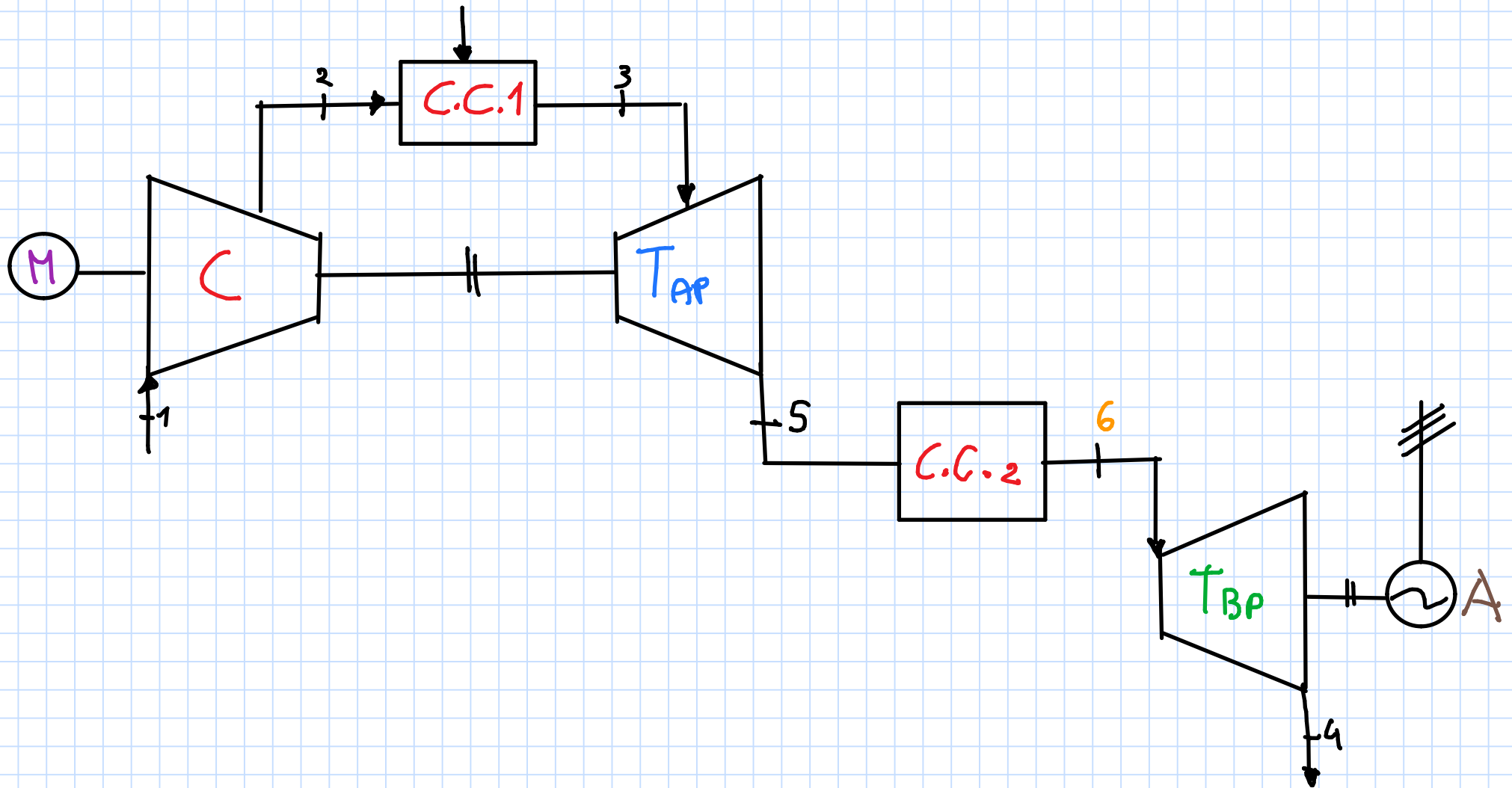
$$= \underline{(T_3 - T_5)} = \underline{(T_2' - T_1)}$$

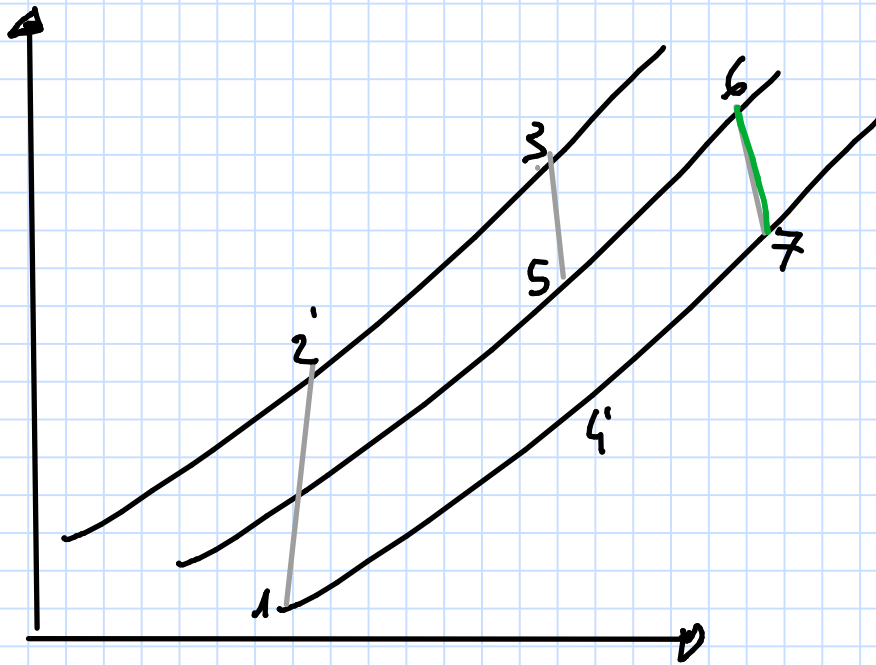
□ IL LAVORO UTILE SPECIFICO disponibile è quello FORNITO ALL'ALBERO a T_{SP}
E VALE:

$$w = c_p (T_5 - T_4') \eta_{M, TSP} \eta_{AVX}$$

CICLO TURBOGAS CON POST-COMBUSTIONE

- UNA SECONDA CAMERA DI COMBUSTIONE per riportare il fluido alla temperatura T_3 allo STATO 6 \rightarrow aumenta IL LAVORO SPECIFICO UTILE ($h_6 - h_3 > h_5 - h_4$)





$$P_u = \dot{m} \cdot c_p (T_6 - T_7')$$

CONTRO

- COSTI DI IMPIANTO
- MAGGIOR CONSUMO DI COMBUSTIBILE

→ RARAMENTE ADOTTATA (eccetto in campo AERONAUTICO)

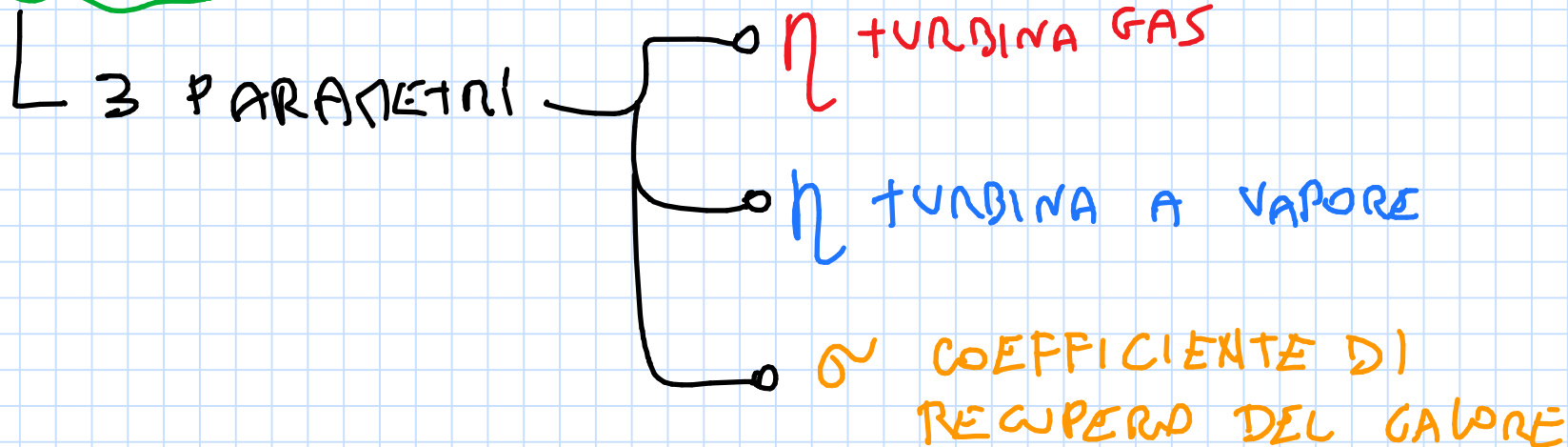
⊠ impianti
combinati

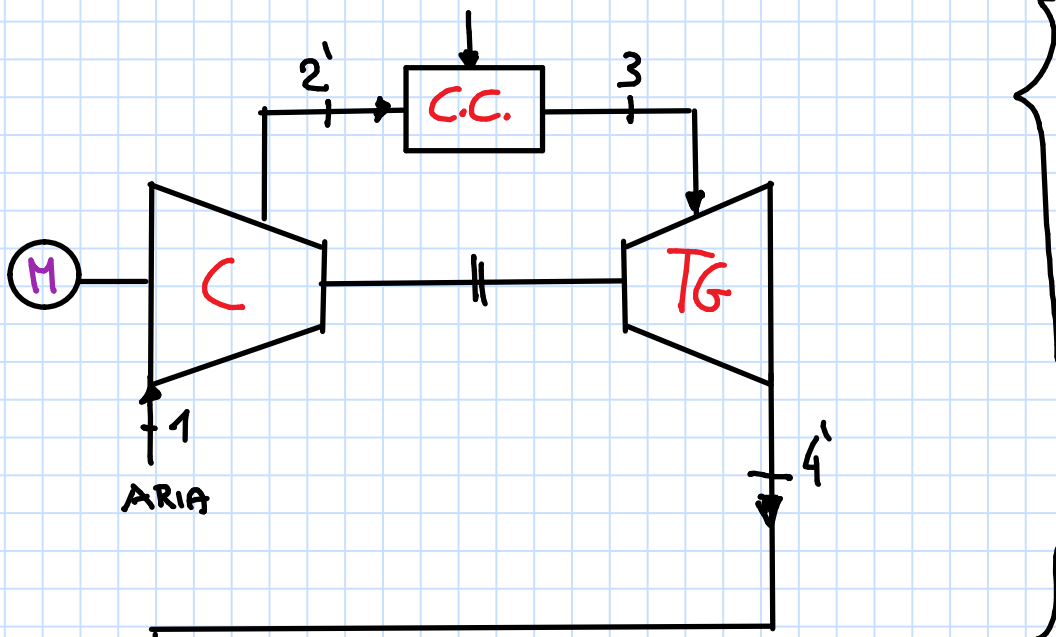
IMPIANTI COMBINATI

- Utilizzo del **CALORE DI SCARICO** del gruppo TURBOGAS (altrimenti perso)
 - ↳ nel GENERATORE DI VAPORE dell'impianto con turbina a vapore
 - si ottiene un RENDIMENTO ELEVATO (75%)

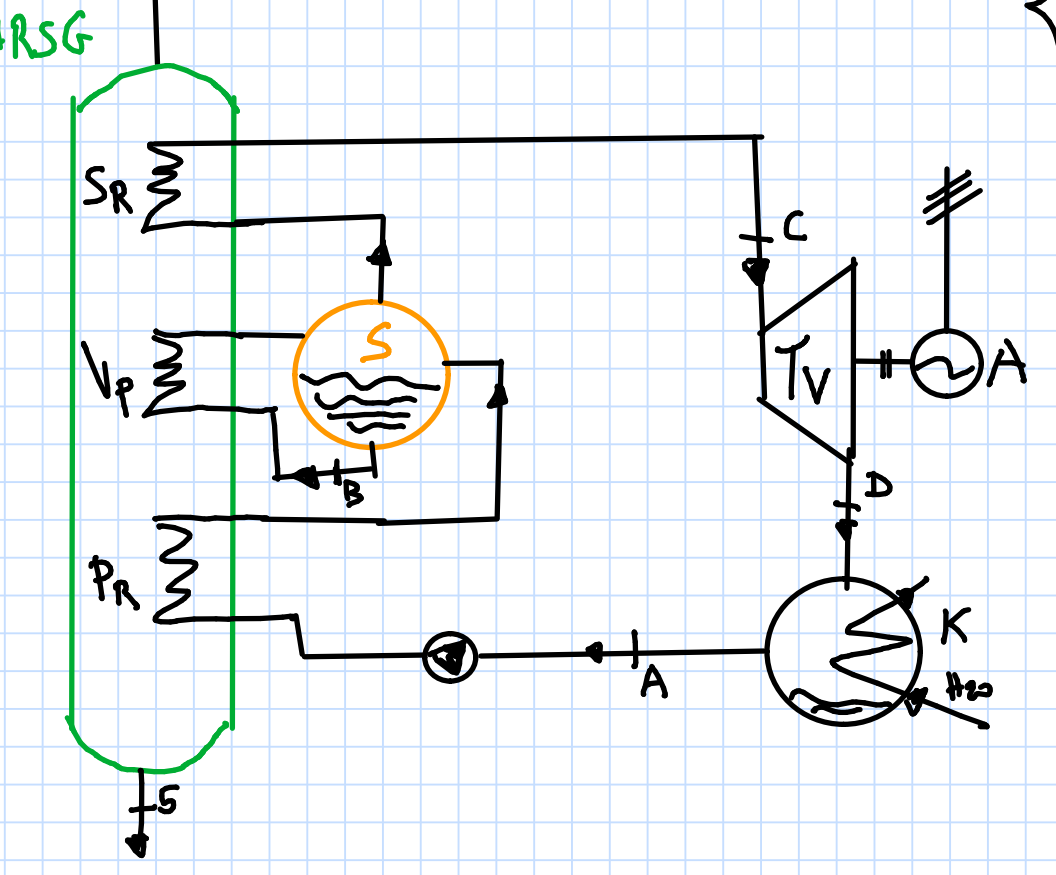
- TECNOLOGIE NUOVI MATERIALI → permettono Temperature di fuoco elevate FINO A **1300°**

RENDIMENTO





GRUPPO IN TESTA
TOPPER con TURBINA A GAS



GRUPPO A VALLE
BOTTOMER
 con TURBINA A VAPORE

HRSG (HEAT RECOVERY
 STEAM GENERATOR)
 = CALDAIA DI RECUPERO

I gas di scarico della TG CEDONO CALORE
 all'ACQUA nelle TUBATURE
 per CONVEZIONE.

All'interno dell'**HRSG** ci sono 3 fasci tubieri

① **PR** ECONOMIZZATORI

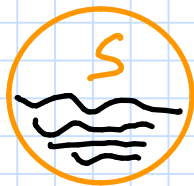
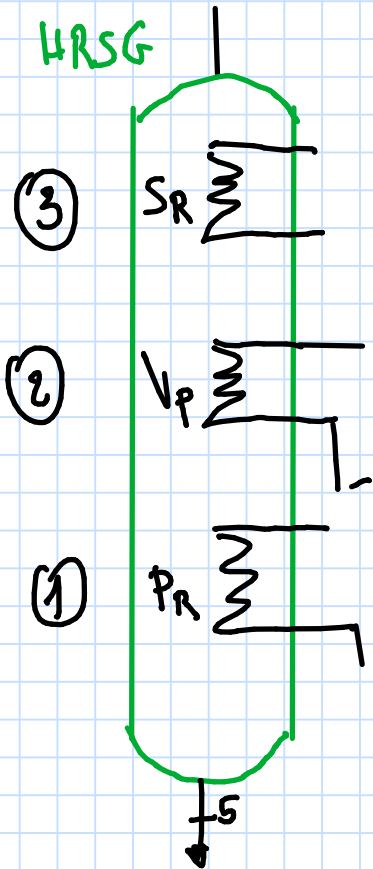
L'acqua viene PRE-RISCALDATA fino allo stato di liquido saturo

② **VP** VAPORIZZATORI

L'acqua viene trasformata in vapore

③ **SR** SURRISCALDATORI

Il vapore viene surriscaldato fino alla T desiderata

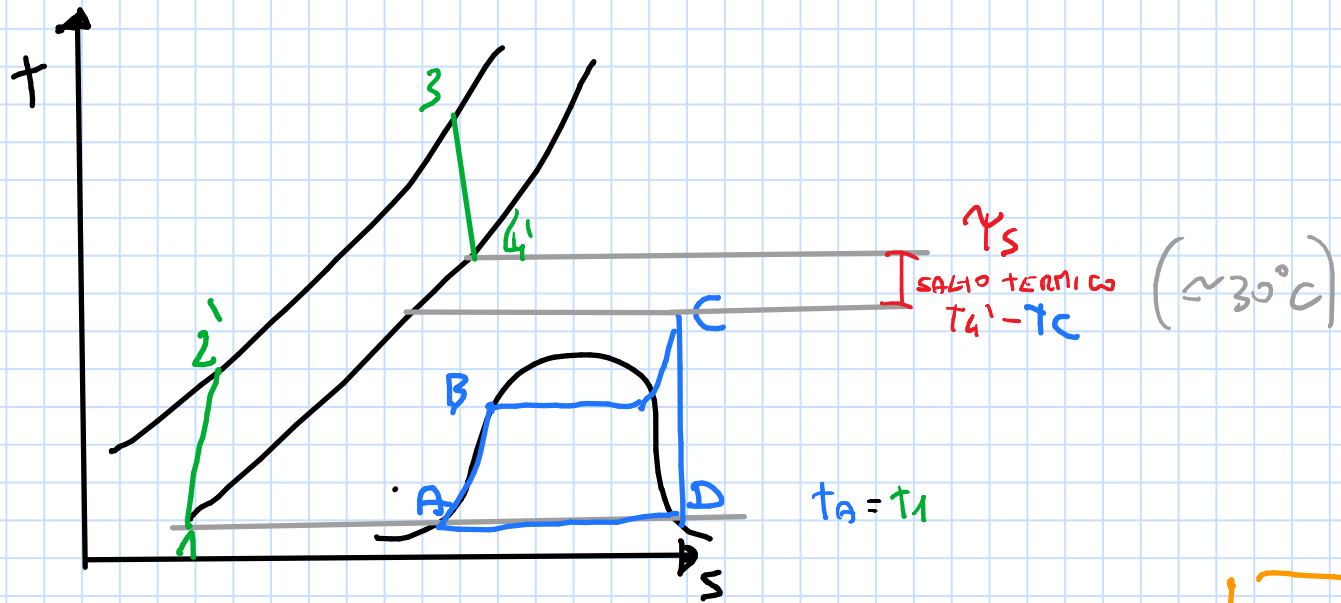


SURRISCALDATORE

qui avviene la SEPARAZIONE fra LIQUIDO SATURO / VAPORE SATURO

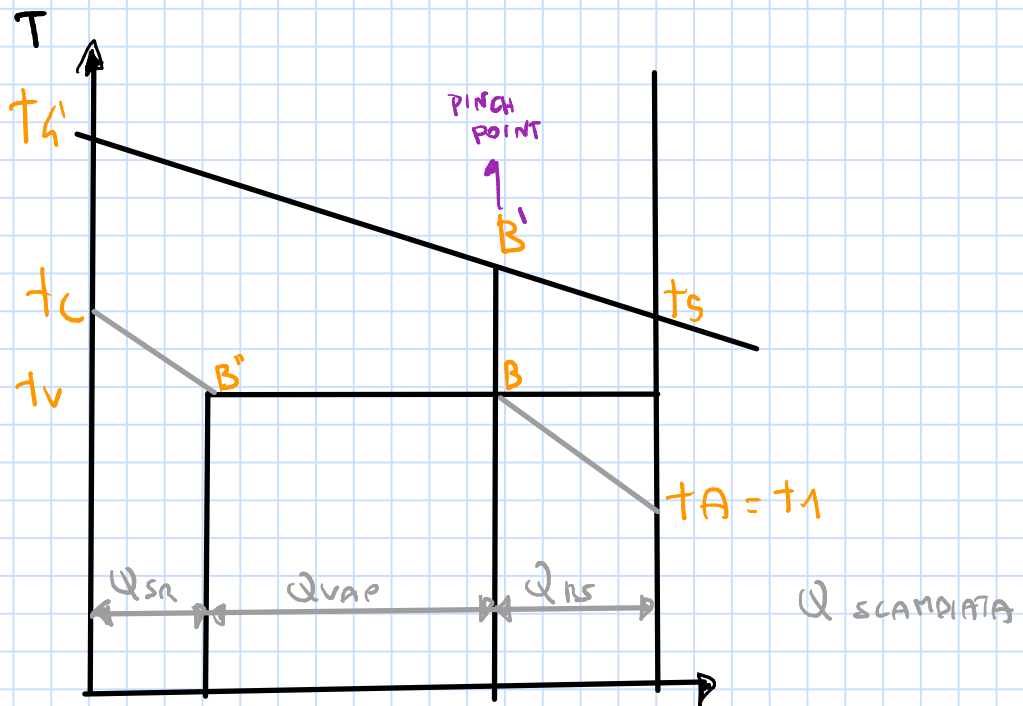
Inviato alla
TURBINA v

DIAGRAMMI TERMODINAMICI



COEFFICIENTE DI RECUPERO DEL CALORE

$$\boxed{\sigma} = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{MAX}} = \frac{\text{POTENZA TERMICA SCAMBIATA, REALE}}{\text{POTENZA TERMICA SCAMBIATA, IDEALE}}$$



$$\dot{q} = m_h \cdot c \cdot (t_{4'} - t_s)$$

$$\dot{q}_{MAX} = m_c \cdot c \cdot (t_{4'} - t_a)$$

$$\rightarrow \boxed{\sigma} = \frac{t_{4'} - t_s}{t_{4'} - t_a}$$

RENDIMENTO DEL GRUPPO COMBINATO

$$\eta_{imp} = \frac{P_E}{P_C}$$

POTENZA ELETTRICA FORNITA DALL'ALTERNATORE A

POTENZA TERMICA FORNITA DALLA CALDAIA C

$$= \frac{P_E}{\dot{m}_c \cdot k_i}$$

$$= \frac{P_G + P_V}{\dot{m}_c \cdot k_i}$$

$P_G =$ POTENZA EROGATA DALLA TURBINA A GAS

$P_V =$ POTENZA EROGATA DALLA TURBINA A VAPORE

$$\begin{aligned}
 P_G &= \underbrace{\dot{q}_{1,G}}_{= \dot{m}_c \cdot k_{\ddot{u}} \cdot \eta_{ac}} \cdot \eta_{TH, TG} \cdot \eta_{H, TG} \\
 &= \underline{\dot{m}_c \cdot k_{\ddot{u}} \cdot \eta_{ac} \cdot \eta_{TH, TG} \cdot \eta_{H, TG}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_V &= \underbrace{\dot{q}_{1,V}}_{= \sigma \cdot \dot{m}_c \cdot k_{\ddot{u}} \cdot \eta_{ac} (1 - \eta_{TH, G})} \cdot \eta_{TH, V} \cdot \eta_{H, TV} \\
 &= \underline{\sigma \cdot \dot{m}_c \cdot k_{\ddot{u}} \cdot \eta_{ac} (1 - \eta_{TH, G}) \cdot \eta_{TH, V} \cdot \eta_{H, TV}}
 \end{aligned}$$

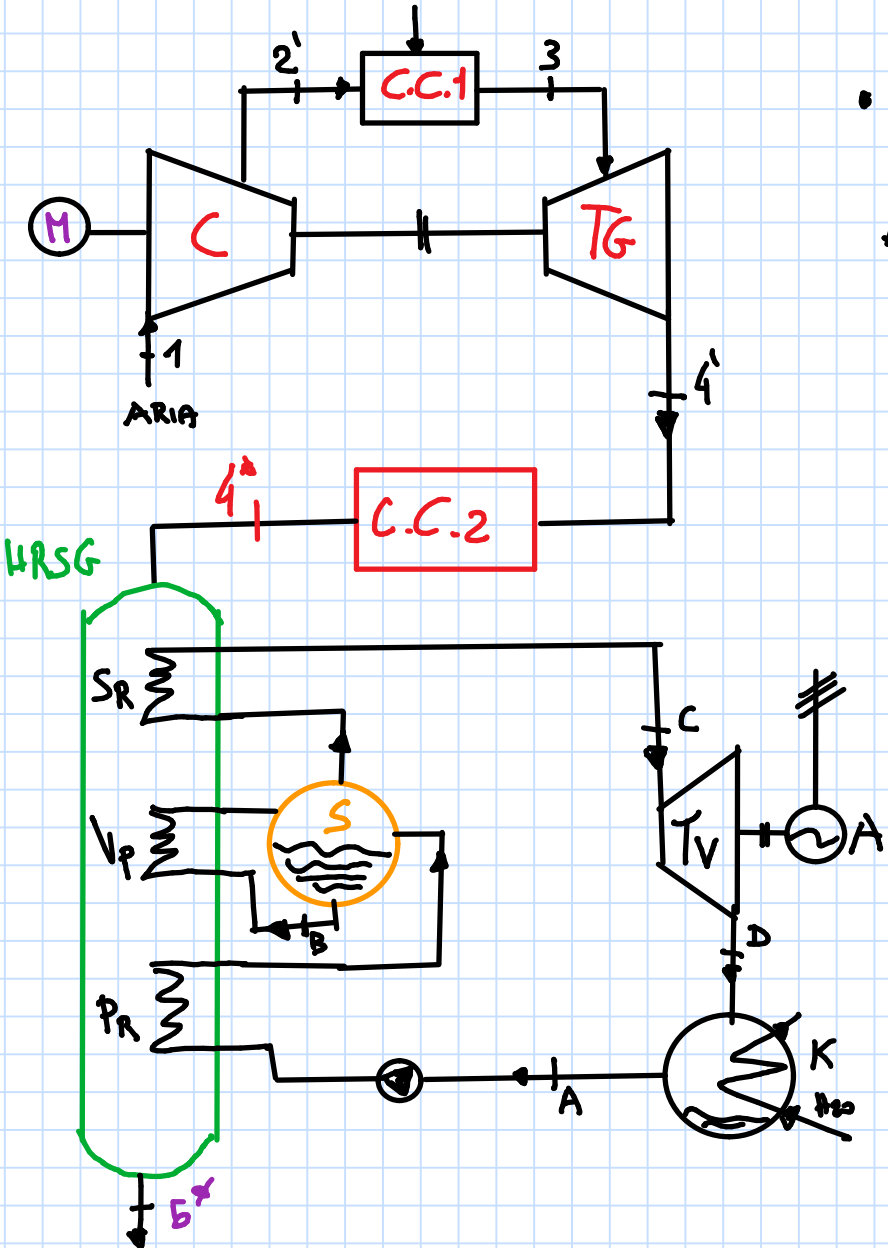
η_{imp}

$$\frac{\cancel{m_c} \cdot \cancel{k_0} \cdot \eta_{cc} \cdot \eta_{TH, TG} \cdot \eta_{M, TG} + \sigma \cdot \cancel{m_c} \cdot \cancel{k_0} \cdot \eta_{cc} (1 - \eta_{TH, G}) \cdot \eta_{TH, V} \cdot \eta_{M, TV}}{\cancel{m_c} \cdot \cancel{k_0}}$$

$$\cancel{m_c} \cdot \cancel{k_0}$$

$$= \eta_{cc} \left[\eta_{TH, G} \cdot \eta_{M, TG} + \sigma (1 - \eta_{TH, G}) \cdot \eta_{TH, V} \cdot \eta_{M, TV} \right]$$

CICLO COMBINATO CON POST-COMBUSTIONE



• Si aggiunge una 2^a camera di combustione
 ↳ aumenta Temp. del gas di scarico TG
 da $T_{4'}$ → a $T_{4''}$

NOTA
 (il η peggiora perché c'è più spesa di calore)
 ↳ tuttavia la POST-COMBUSTIONE migliora l'efficienza di scambio termico (ϕ)

→ T_B → DIMINUISCE FINO A T_{S^*}
 = 7 CALORE RECUPERATO

→ migliore η

CONTAO

• 7 COSTI DI IMPIANTO

$t_4^* < 700^\circ\text{C}$
per evitare
IRRAGGIAMENTO

