Cicli ORC

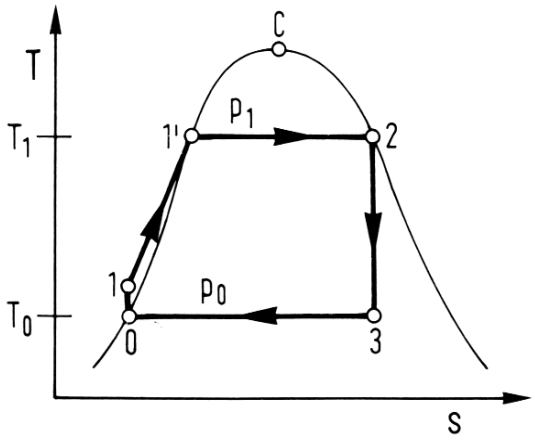
Energetica Applicata

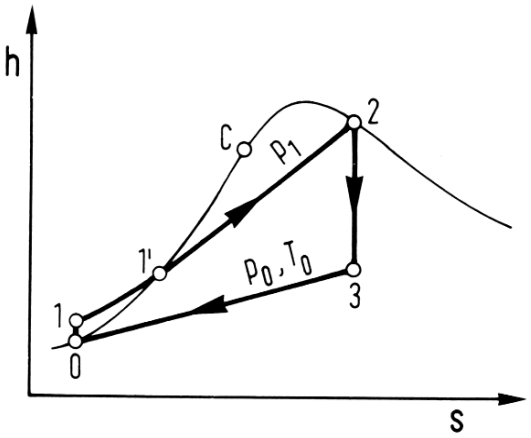
Il ciclo Rankine

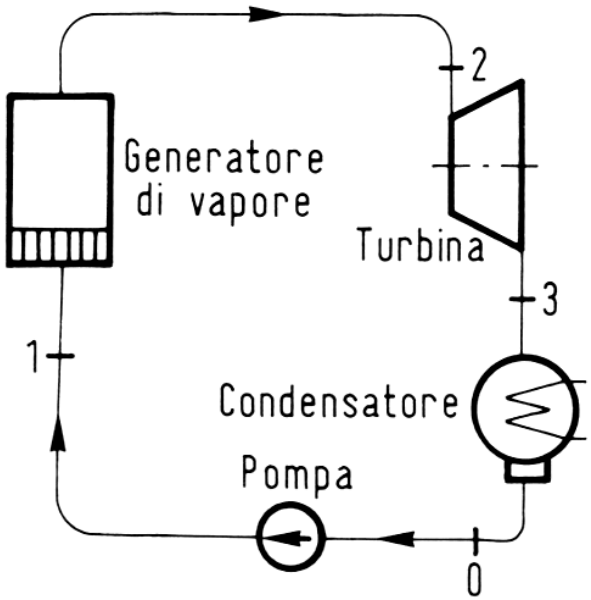
Il ciclo Rankine in tutte le sue varianti, è uno dei cicli più diffusi nella generazione di energia elettrica.

È un ciclo che avviene per la maggior parte all'interno della campana dei vapori saturi.

La maggior parte delle applicazioni per la produzione di energia utilizzano cicli Rankine ad acqua.





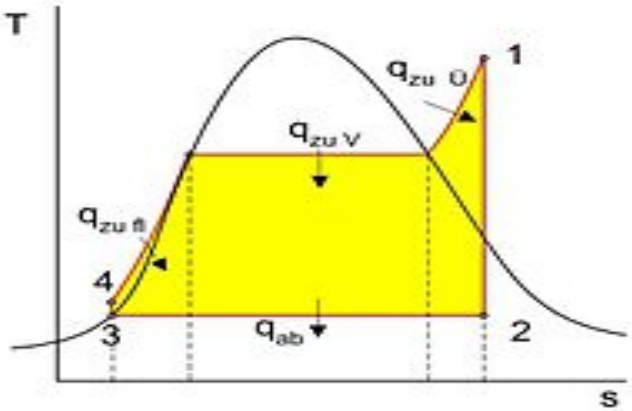


Cicli Rankine a vapore

Nelle centrali termoelettriche tradizionali (subcritiche) è necessario ottenere rendimenti di ciclo più alti possibile. Si tende ad operare ad alte pressioni di saturazione per incrementare l'efficienza di ciclo.

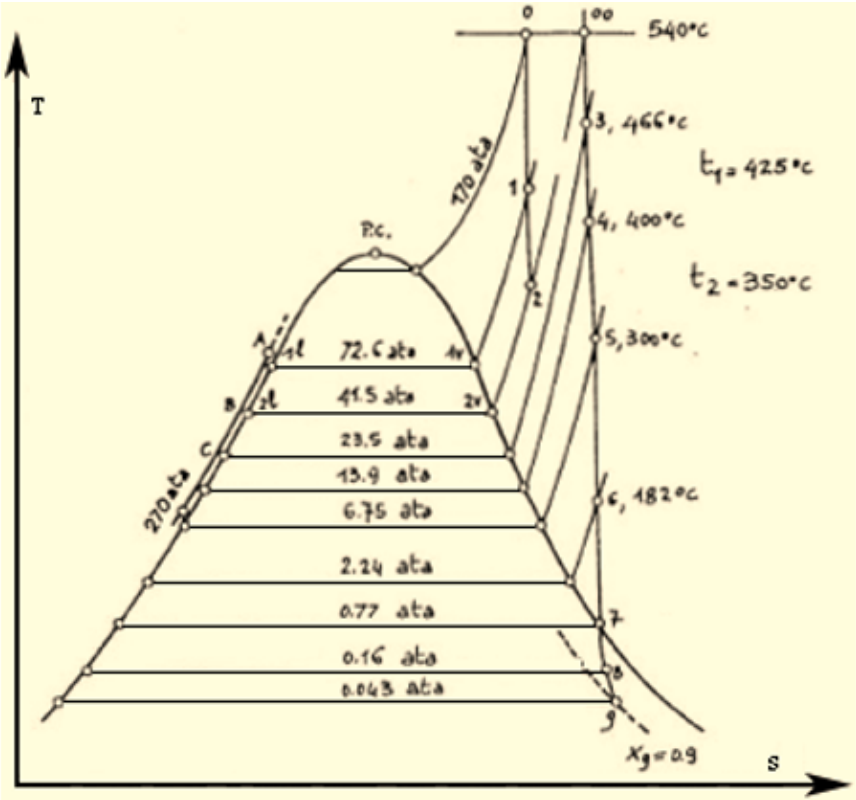
Incrementare la pressione superiore del ciclo significa essere obbligati a effettuare uno o addirittura due surriscaldamenti per evitare la formazione di condensato negli ultimi stadi della turbina a vapore.

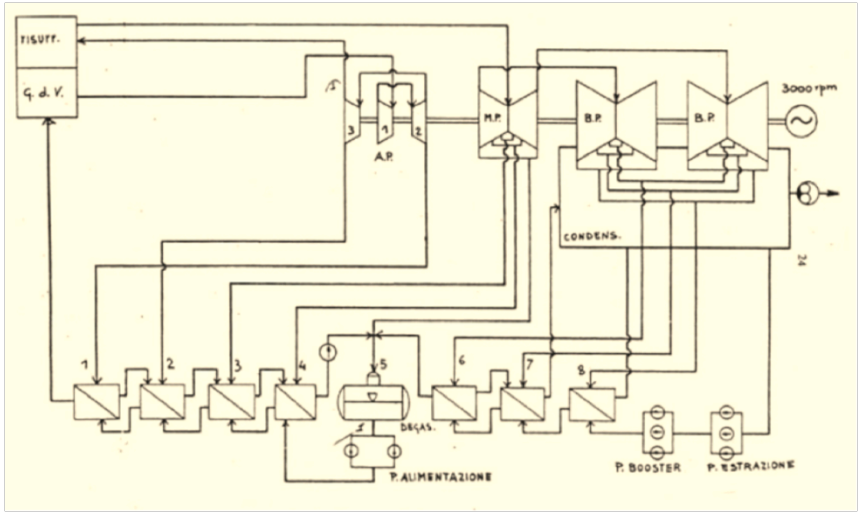
Per i cicli a vapore il surriscaldamento, ha un effetto benefico sul rendimento in quanto va ad incrementare la temperatura media di introduzione del calore



Cicli Rankine a vapore

Un'altra strada seguita per migliorare l'efficienza è quella di effettuare la rigenerazione termica tramite spillamenti di vapore, in modo da ridurre la quantità di calore introdotto nel ciclo ed incrementare l'efficienza

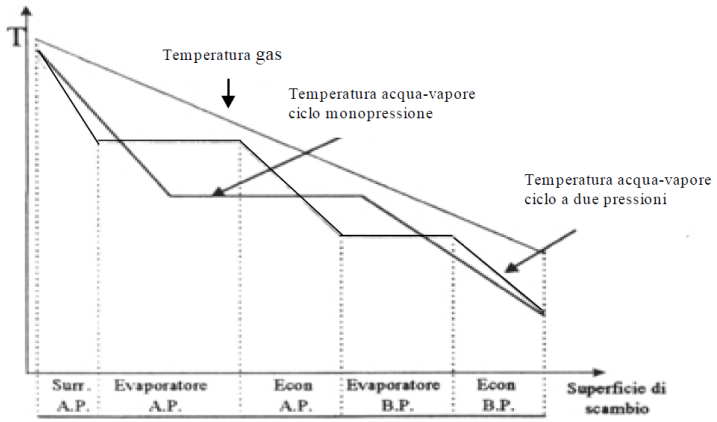


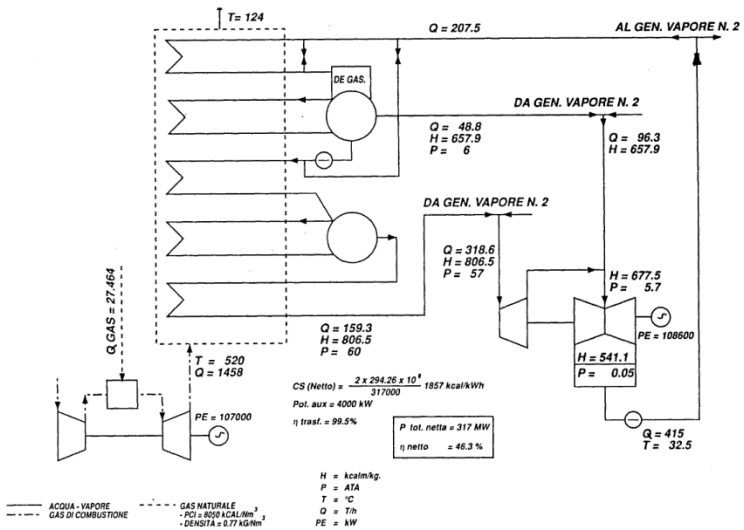


Cicli Rankine a vapore

Cicli a più livelli di pressione:

- Sono utilizzati nei cicli combinati di grande potenza;
- L'utilizzo di più livelli di pressione consente di avvicinare le curve di scambio, riducendo le perdite di exergia dello scambio termico e la perdita di exergia dovuta al calore residuo dei fumi





Cicli Rankine a vapore

Sono adatti per impianti di grande potenza e alta temperatura:

- Temperatura critica elevata; (373,9°C);
- Alta densità del liquido e quindi basse perdite di pompaggio, nonostante le grosse differenze tra le pressioni di condensazione e evaporazione;
- Alti rendimenti, grazie alla possibilità di effettuare numerosi spillamenti e ottenere un elevato grado di rigenerazione;
- Costo bassissimo del fluido di lavoro;
- Stabilità chimica del fluido di lavoro;
- Non tossicità;
- Nessun problema di tipo ambientale.

Cicli Rankine a vapore

Risulta essere svantaggioso l'utilizzo del vapore per applicazioni a bassa temperatura in quanto:

1. Richiedono tubi e scambiatori di elevato volume (v_g molto alto, volumi dei tubi e degli scambiatori elevati per limitare le perdite di carico) e quindi apparecchiature molto costose, che risultano essere antieconomiche per i valori di efficienza che si riescono a raggiungere;
2. Il salto entalpico a cavallo della turbina è molto elevato e di conseguenza la turbina deve essere suddivisa in più stadi.
3. Bassa densità del vapore alla fine dell'espansione: richiede macchine con pale molto lunghe negli stadi di bassa pressione.
4. Necessità di surriscaldare o di proteggere le pale delle turbine, a causa dell'umidità del vapore a fine espansione. Entrambi gli accorgimenti fanno lievitare i costi d'impianto.
5. Pressione di condensazione minore della pressione ambiente alle normali temperature di condensazione, con infiltrazioni d'aria e necessità di degassare l'impianto.

Cicli ORC

- Utilizzano fluidi «bassobollenti», ovvero fluidi il cui la temperatura di ebollizione normale è inferiore a quella dell'acqua;
- Sono chiamati organici in quanto i fluidi utilizzati sono di natura organica. In generale però rientrano nell'insieme degli ORC tutti i cicli Rankine che adoperano fluidi bassobollenti, anche inorganici;
- Il ciclo base è lo stesso ciclo Rankine;
- Le loro proprietà sono tali da consentire un costo abbastanza basso dell'impianto, tale da renderli economicamente convenienti anche alle basse temperature.
- Sono stati studiati negli anni '70, ma poi abbandonati fino all'inizio del nuovo millenio;
- Dagli anni 2000 sono stati ripresi in considerazione, legati anche alla fortissima diffusione delle energie rinnovabili.

Cicli ORC un po' di storia

- La prima applicazione di un ciclo Rankine con fluido organico risale al 1883 da parte di **Frank Ofeldt**, che progettò un sistema di propulsione per le barche di piccola taglia utilizzante nafta anziché vapore.
- Alla fine degli anni 70 al Politecnico di Milano vengono condotti i primi studi su cicli ORC, da parte dei prof. Angelino, Macchi e Gaia (quest'ultimo fondatore di Turboden, ditta specializzata nella costruzione dei moduli ORC), applicati alla geotermia e al solare termodinamico.
- Sempre negli anni '70 studi rilevanti sull'utilizzo di cicli rankine ad ammoniaca per la rerigerazione a secco degli impianti nucleari. Questo studio merita un particolare approfondimento

Studi sul recupero di calore dal condensatore degli impianti nucleari

- Negli anni '70, sia negli USA che in Francia, furono condotti studi sull'utilizzo di un ciclo di bottoming da inserire al ciclo Rankine degli impianti nucleari;
- Gli impianti nucleari BWR funzionano tramite un ciclo Rankine a vapore non surriscaldato. Hanno bassa efficienza e il calore riversato al condensatore è elevato: sono richieste ingenti portate d'acqua, che pongono dei limiti alla collocazione geografica degli impianti;
- Non avendo surriscaldamento, si hanno forti problemi di titolo negli ultimi stadi delle turbine, che richiedono quindi un rivestimento particolarmente oneroso;
- Per cercare di incrementare l'efficienza si cerca di ridurre il più possibile la temperatura di condensazione: i volumi specifici del liquido sono molto alti: pale molto lunghe negli ultimi stadi della turbina di bassa presione.

Studi sul recupero di calore dal condensatore degli impianti nucleari

- L'utilizzo di un ciclo di bottoming permetteva di incrementare la pressione di condensazione, evitando tutti i problemi precedenti;
- In questo modo si incrementa l'efficienza di ciclo e si sfrutta il dry cooling, con la possibilità di svincolarsi dalla presenza di corsi d'acqua;
- La temperatura di condensazione del ciclo di bottoming può ridursi durante l'inverno e consentire di sfruttare il maggiore salto di pressione

Studi sul recupero di calore dal condensatore degli impianti nucleari

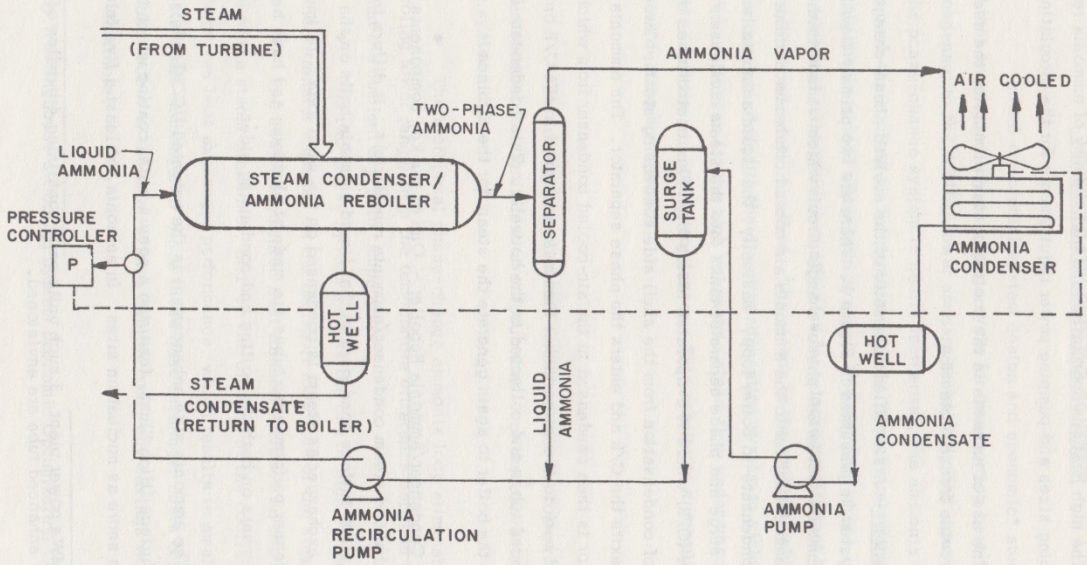


FIGURE I- ADVANCED DRY COOLING FLOW SCHEMATIC

Studi sul recupero di calore dal condensatore degli impianti nucleari

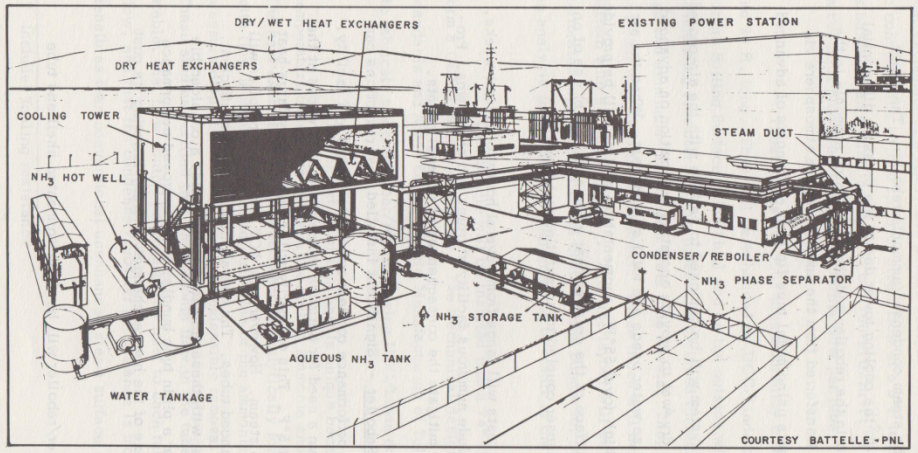


FIGURE 6 – ADVANCED CONCEPTS TEST FACILITY AT THE P.G.&E. KERN POWER STATION

Studi sul recupero di calore dal condensatore degli impianti nucleari

Particolarmente interessante il criterio di scelta del fluido. La scelta si è basata su due parametri di merito:

- $\Delta h/v_g$; Δh=calore latente; v_g=vol. sp. vapore;
- $\Delta h/v_l$; vl=vol. sp. liquido;

Inoltre:

- Elevato calore latente, per limitare la portata;
- Non tossicità;

Studi sul recupero di calore dal condensatore degli impianti nucleari

FIGURES OF MERIT FOR SEVERAL STANDARD REFRIGERANTS AT 150°F

FLUID			FIGURE OF MERIT	
ASHRAE REFRIGERANT NUMBER	CHEMICAL NAME/ FORMULA	SATURATION PRESSURE PSIG	h_{fg}/v_g BTU/FT^3	h_{fg}/v_f BTU/FT^3
R-717	Ammonia	420	456	13900
R-22	CH CR F_2	382	616	3540
R-1270	Propylene	396	426	2630
R-11	C Cl_3 F	37.7	85	6020
R-178	Water (Vapor)	-11.0	10	61700

h_{fg} = latent heat of vaporization
v_g = specific volume of gas
v_f = specific volume of liquid

Ammoniaca: Miglior compromesso fra i due parametri di merito: costo d'impianto limitato

I cicli ORC oggi

Riscoperti alla fine degli anni ’90 e ampiamente studiati fino ad oggi. Le realizzazioni hanno visto una forte crescita.

- Geotermia a bassa entalpia (cicli binari);
- Solare termodinamico (basse potenze e/o basse concentrazioni);
- Biomasse;
- Waste Heat Recovery.

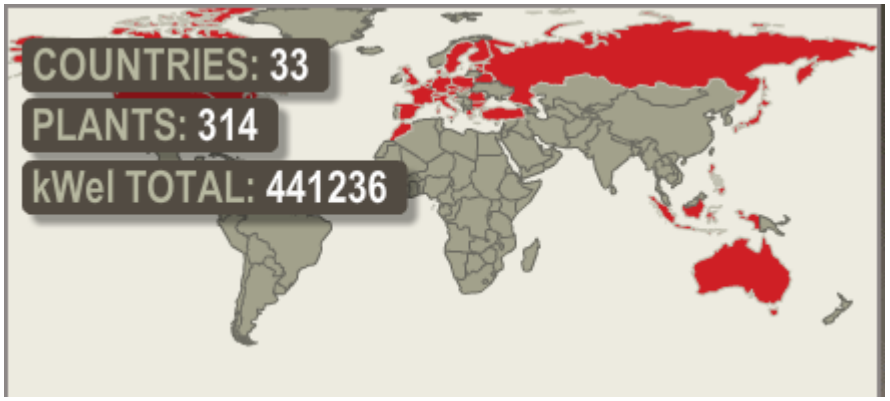
Produttori

I principali produttori che hanno fatto la storia dei cicli ORC:

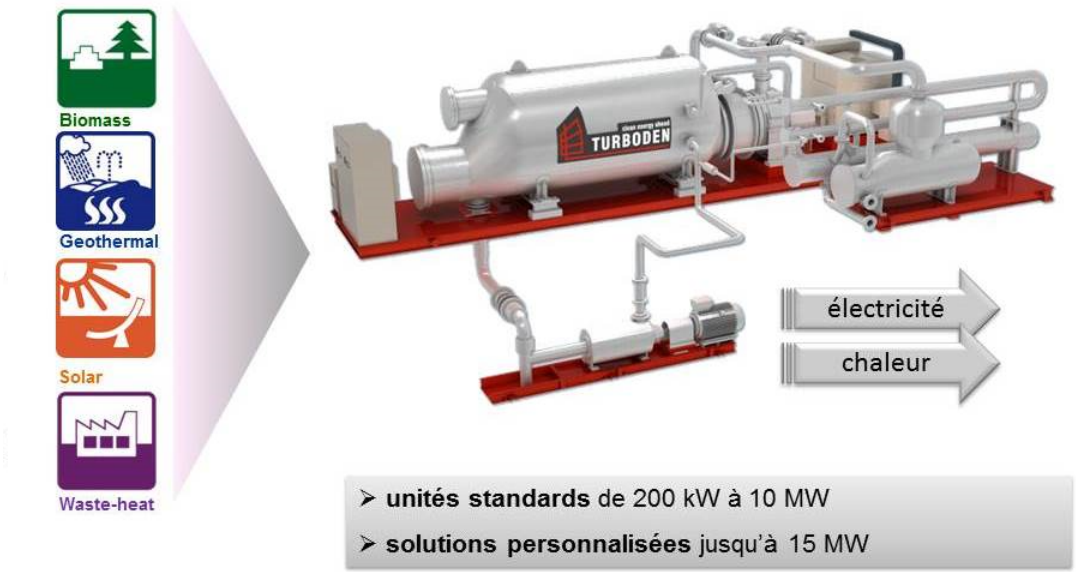
clean energy ahead
TURBODEN®
a group company of MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.

ORMAT®

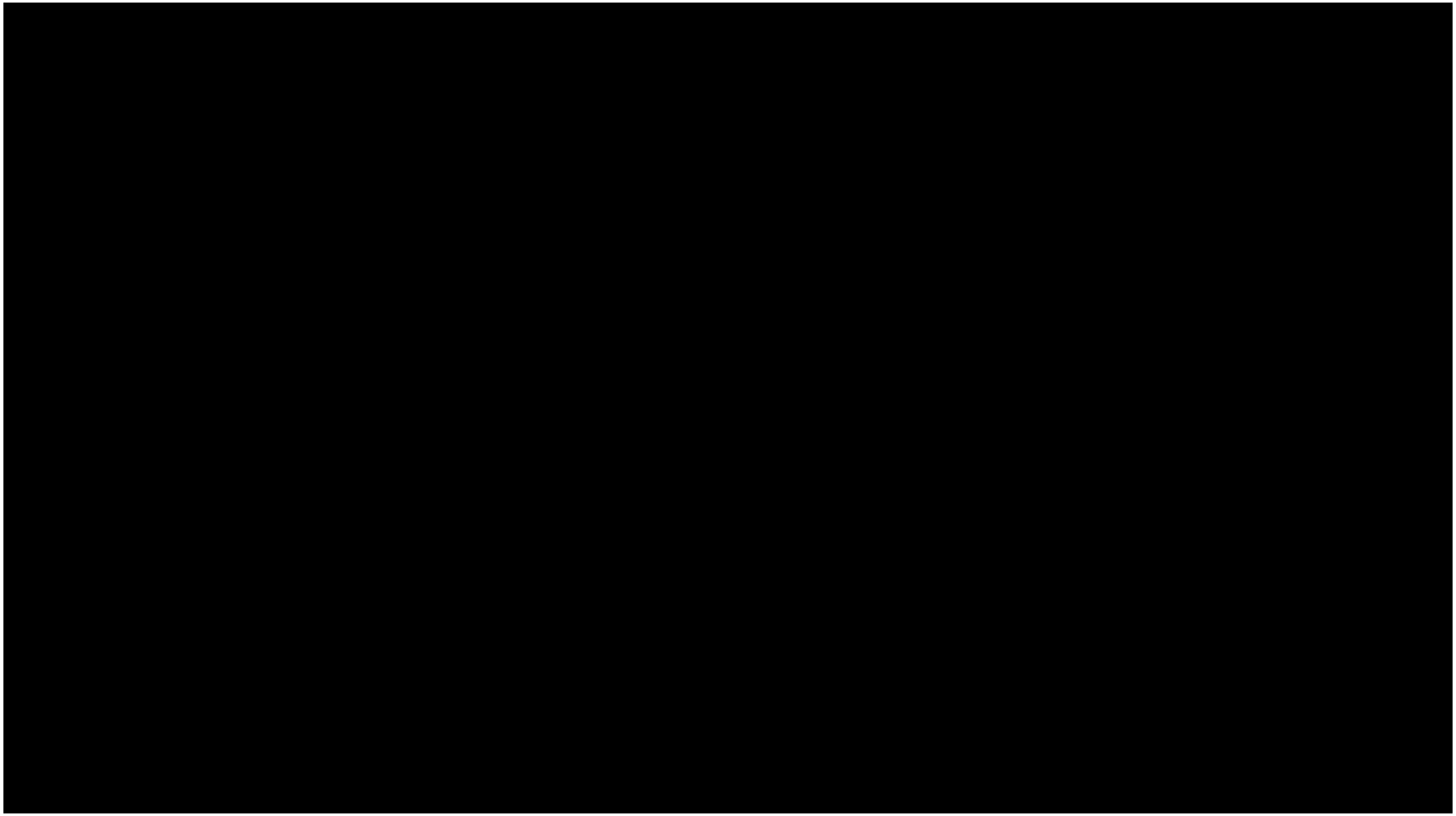
Moduli Turboden



- Moduli standardizzati in grado di operare con sorgenti termiche diverse fra loro;
- Possibilità di cogenerazione



Moduli Turboden



Fluidi potenzialmente utilizzabili nei cicli ORC

SHRAE number	Name
R-21	Dichlorofluoromethane
R-22	Chlorodifluoromethane
R-23[a]	Trifluoromethane
R-32	Difluoromethane
R-41[a]	Fluoromethane
R-116[a]	Hexafluoroethane
R-123	2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroethane
R-124	2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane
R-125	Pentafluoroethane
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoroethane
R-141b	1,1-Dichloro-1-fluoroethane
R-142b	1-Chloro-1,1-difluoroethane
R-143a	1,1,1-Trifluoroethane
R-152a	1,1-Difluoroethane
R-170[a]	Ethane
R-218	Octafluoropropane
R-227ea	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane
R-236ea	1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane
R-245ca	1,1,2,2,3-Pentafluoropropane
R-245fa	1,1,1,3,3-Pentafluoropropane
HC-270	Cyclopropane
R-290	Propane
R-C318	Octafluorocyclobutane
R-3-1-10	Decafluorobutane
FC-4-1-12	Dodecafluoropentane
R-600	Butane
R-600a	Isobutane
R-601	Pentane
R-717	Ammonia
R-718	Water
R-744[a]	Carbon dioxide
R-1270	Propene
	Propyne
	Benzene
	Toluene

A questa lista è necessario aggiungere i fluidi siliconici (silossani), la cui denominazione è MM, MDM, MD2M, MD3M e MD4M, con alta temperatura critica e adatti per fonti termiche a più alta temperatura (250-350°C)

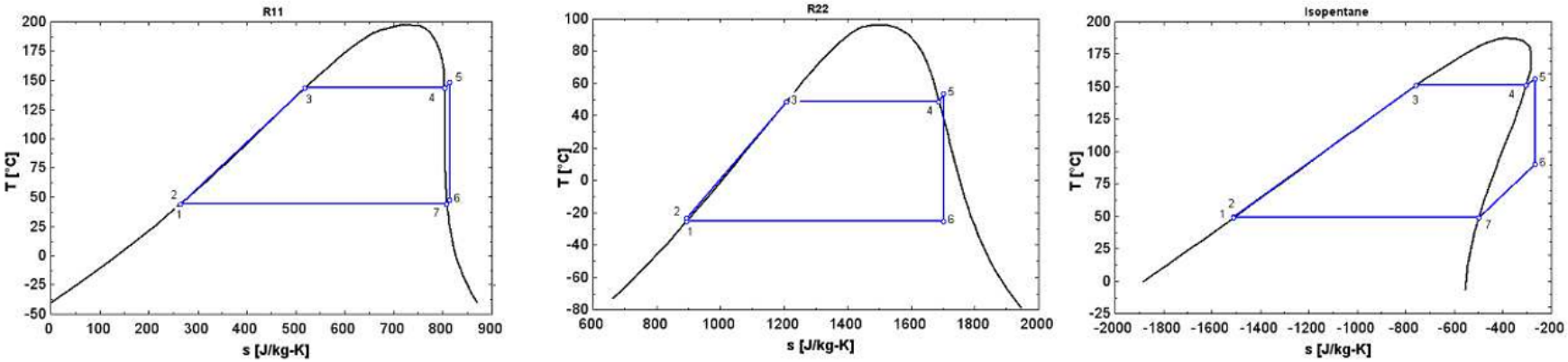
Architettura di cicli ORC

I fluidi organici hanno proprietà diverse da quelle dell'acqua che hanno influenza sull'architettura di ciclo;

- Date le basse temperature, le basse potenze in gioco e i bassi rendimenti, il ciclo deve essere il più semplice possibile;
- Assenza di rigenerazione con spillamenti di vapore (nella maggiorparte dei casi);
- No surriscaldamento o comunque surriscaldamento limitato e accuratamente valutato;
- Assenza di degassatore per l'estrazione degli incondensabili.

Proprietà dei fluidi
Pendenza della curva limite superiore

L'architettura dipende molto dal tipo di diagramma T-s dei fluidi:



- Fluidi isentropici: pendenza della curva limite superiore verticale ($\zeta = ds/dT = 0$);
- Fluidi bagnati (wet): pendenza della curva limite superiore negativa (come l'acqua): espandendo isentropicamente si entra all'interno della campana, con formazione di condensato ($\zeta = ds/dT < 0$);
- Fluidi asciutti (dry); pendenza della curva limite superiore positiva: espandendo isentropicamente si arriva nella zona dei vapori surriscaldati ($\zeta = ds/dT > 0$);

Proprietà dei fluidi
Pendenza della curva limite superiore
Influenza sul ciclo

- Fluidi bagnati: avendo una campana simile a quella dell'acqua è necessario tener presente la formazione di condensa negli ultimi stadi di espansione. Solitamente i fluidi bagnati hanno anche una temperatura critica piuttosto modesta per cui è necessario lavorare con pressioni di evaporazione molto alte.

Titolo a fine espansione elevato: è necessario surriscaldare. Il rendimento di ciclo aumenta lievemente con il surriscaldamento, tuttavia i costi di impianto subiscono un forte incremento.

Considerare che il coefficiente di scambio lato vapore surriscaldato < $5x10^2$ W/(m2K)

Proprietà dei fluidi
Pendenza della curva limite superiore
Influenza sul ciclo

- Fluidi asciutti e isentropici: al termine dell'espansione si rientra nella zona dei vapori surriscaldati: non è necessario surriscaldare.

È possibile recuperare parte del calore sensibile residuo nel vapore per poter rigenerare e incrementare il rendimento del ciclo termodinamico.

Non è possibile recuperare

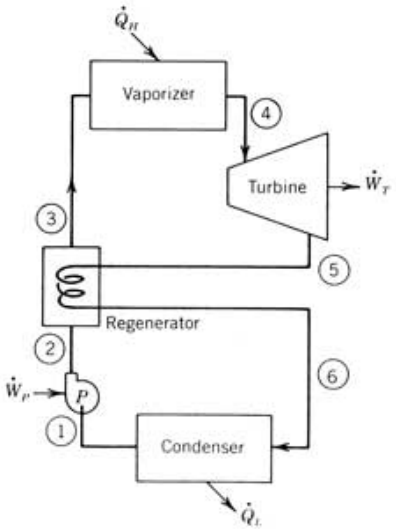
Tutto il calore sensibile

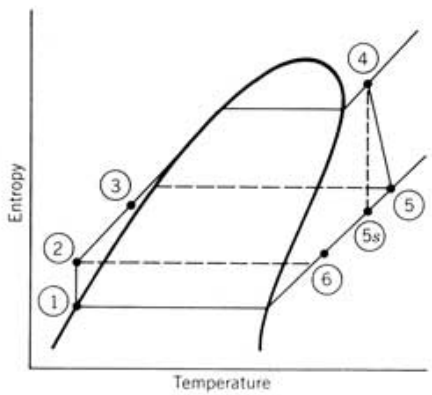
5-6 a causa del riscaldamento

dovuto alla pompa e alle

superfici finite di scambio del

recuperatore.



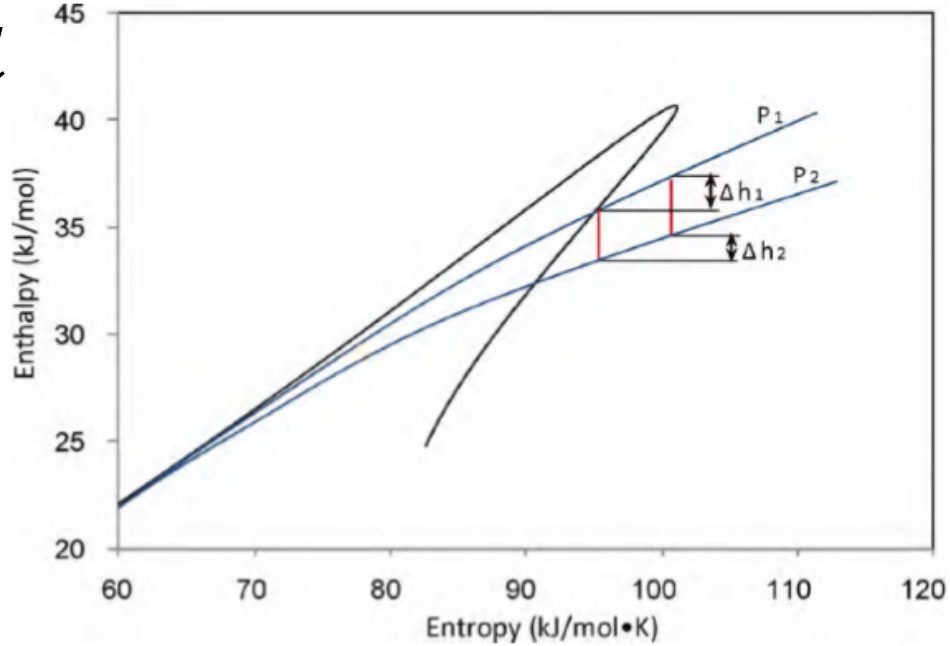


Proprietà dei fluidi
Pendenza della curva limite superiore
Influenza sul ciclo

- La presenza del rigeneratore aumenta l'efficienza del ciclo ma comporta un costo aggiuntivo;
- Non è detto che l'introduzione del rigeneratore comporti un effettivo beneficio: infatti tende a incrementare la temperatura di uscita del fluido termovettore e potrebbe addirittura ridurre il rendimento globale dell'impianto.
- È necessario prestare particolare attenzione alla sua progettazione.
- In impianti di taglia molto piccola spesso non viene utilizzato.

Proprietà dei fluidi
Pendenza della curva limite superiore
Influenza sul ciclo

- L'efficacia del surriscaldamento sull'efficienza di ciclo, è determinata da un parametro definito efficienza del surriscaldamento.
- $\eta\uparrow = \Delta w / \Delta q = \Delta h\downarrow$



Affinché il surriscaldamento sia efficace l'efficienza incrementale deve essere maggiore dell'efficienza del ciclo con vapore saturo senza surriscaldamento.

Proprietà dei fluidi
Pendenza della curva limite superiore

- Si dimostra che per i fluidi bagnati il surriscaldamento incrementa l'efficienza del ciclo.
- Per i fluidi asciutti invece il surriscaldamento riduce il rendimento del ciclo termodinamico, se il ciclo non è dotato di rigeneratore.
- Per i fluidi asciutti il rendimento aumenta con il surriscaldamento solo se si utilizza il rigeneratore, in quanto il surriscaldamento incrementa la temperatura di uscita dalla turbina e incrementa il calore sensibile scambiabile nel rigeneratore. Si riduce in questo modo la fase di economizzazione, e quindi la molteplicità delle sorgenti.
- Il fatto che il surriscaldamento incrementi l'efficienza del ciclo **non significa che vada ad incrementare l'efficienza globale!!**

Proprietà dei fluidi
Temperatura critica

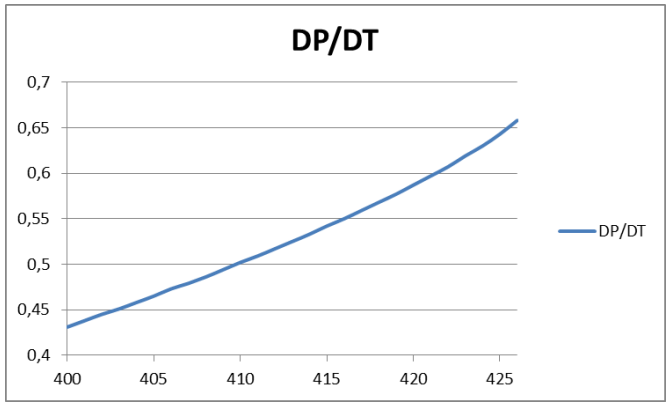
- La temperatura critica è un parametro chiave per la scelta preliminare del fluido di lavoro.
- È necessario che la temperatura critica dei non sia troppo inferiore rispetto a quella della sorgente termica per due motivi:

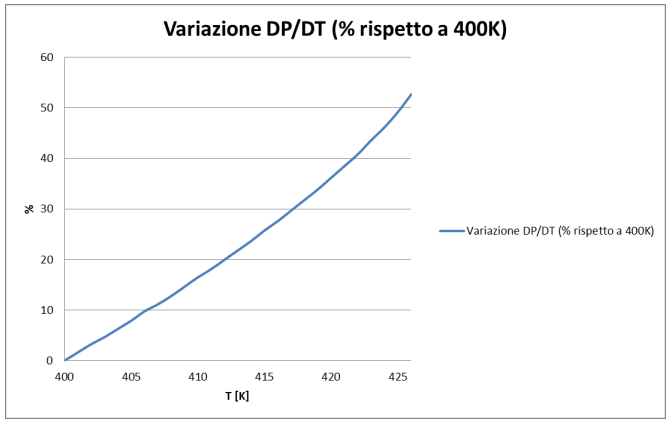
1. Produzione di entropia a causa della grossa distanza fra le curve di scambio;
2. Limitatezza del rendimento termodinamico del ciclo a causa delle temperature di evaporazione troppo bassa rispetto alla temperatura massima teorica raggiungibile con quella fonte.

Proprietà dei fluidi
Temperatura critica

- Solitamente la pressione di evaporazione del ciclo non si avvicina mai troppo alla pressione critica. Infatti vicino al punto critico le proprietà subiscono forti variazioni: una fra tutte la pressione.

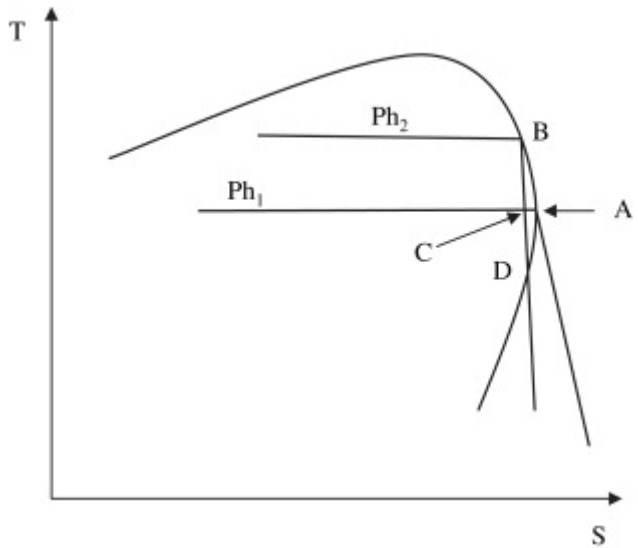
- Vicino al punto critico, per piccole variazioni di temperatura ho delle forti variazioni di pressione che rendono il sistema instabile.





Proprietà dei fluidi
Temperatura critica

- Per i fluidi asciutti inoltre, per pressioni di evaporazione molto vicine a quella critica, si corre il rischio di entrare all'interno della campana addirittura appena si inizia ad espandere.
- Alcuni autori consigliano di operare con pressioni di 10 bar inferiori rispetto a quella critica;
- Altri consigliano invece di operare a 10-15°C al di sotto della temperatura critica;
- Altri ancora si basano sulla pendenza della curva limite superiore per valutare la massima pressione del ciclo.



Proprietà dei fluidi
Calore latente di evaporazione

Dall'equazione di Clausius-Clapeyron, per i fluidi bifase si ha:

- $dP/dT = Q_L/T\Delta v$:

dP/dT =pendenza della curva di coesistenza; delle fasi in un diagramma P-T;

Q_L =calore latente di evaporazione;

T =temperatura assoluta;

Δv=variazione del volume durante la transizione di fase.

- Poiché $v_{gas} >> v_{liq}$, si può dire che $\Delta v = v_{gas}$.
- Utilizzando l'approssimazione di gas perfetto
- $v_{gas} = RT/P$ sostituendo nell'equazione precedente, si ottiene:
- $\ln P_{out}/P_{in} = Q_L/R\,[1/T_{in} - 1/T_{out}]$;

Da cui deriva che il rapporto di pressione dipende dal calore latente, una volta fissate le temperature di inizio e fine espansione;

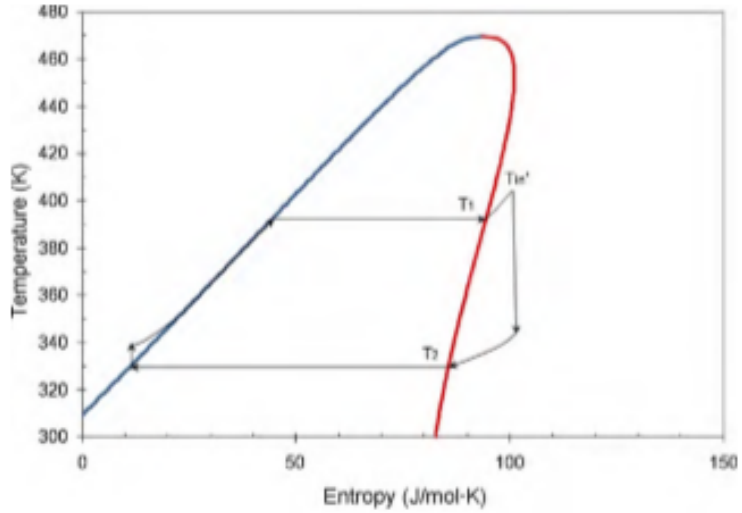
Il salto entalpico isentropico a cavallo della turbina è:

- $\Delta h = kRT_{in}/(k-1)\,[1-(P_{out}/P_{in})^{(k-1)/}$

Proprietà dei fluidi
Calore latente di evaporazione

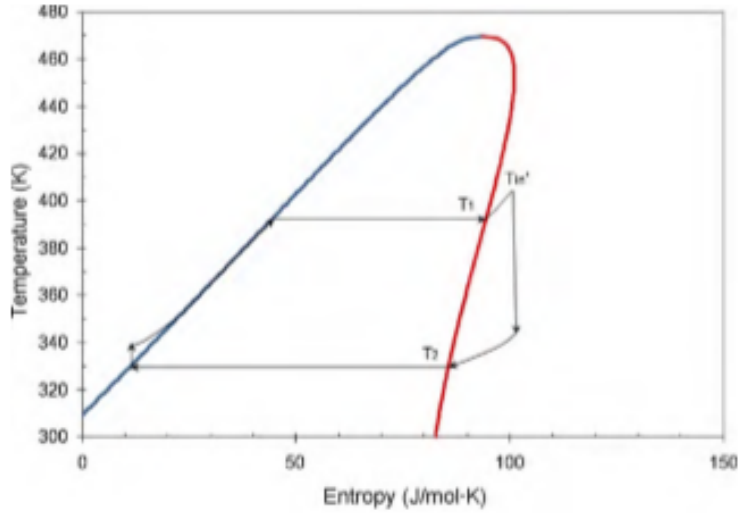
- L'influenza del calore latente sul lavoro di turbina è anche visibile dall'analisi del ciclo sul diagramma T-s. Maggiore è la distanza fra le curve limiti superiore e inferiore, maggiore è il calore latente del fluido, maggiore è l'area del ciclo.
- Nel T-s l'area del ciclo è l'integrale di linea del calore scambiato con l'esterno $A=\oint dQ$ e per il primo principio della termodinamica $\oint dQ=\oint dL$.
- Quindi maggiore è il calore latente maggiore è il lavoro specifico prodotto minore è la portata massica (la portata volumetrica e quindi le sezioni di passaggio dipendono dalla densità).

A parità di potenza meccanica prodotta i fluidi con maggior calore latente richiedono turbine con un numero di stadi maggiori.



Proprietà dei fluidi
Calore latente di evaporazione

- L'influenza del calore latente sul lavoro di turbina è anche visibile dall'analisi del ciclo sul diagramma T-s. Maggiore è la distanza fra le curve limiti superiore e inferiore, maggiore è il calore latente del fluido, maggiore è l'area del ciclo.
- Nel T-s l'area del ciclo è l'integrale di linea del calore scambiato con l'esterno $A=\oint dQ$ e per il primo principio della termodinamica $\oint dQ=\oint dL$.
- Quindi maggiore è il calore latente maggiore è il lavoro specifico prodotto.

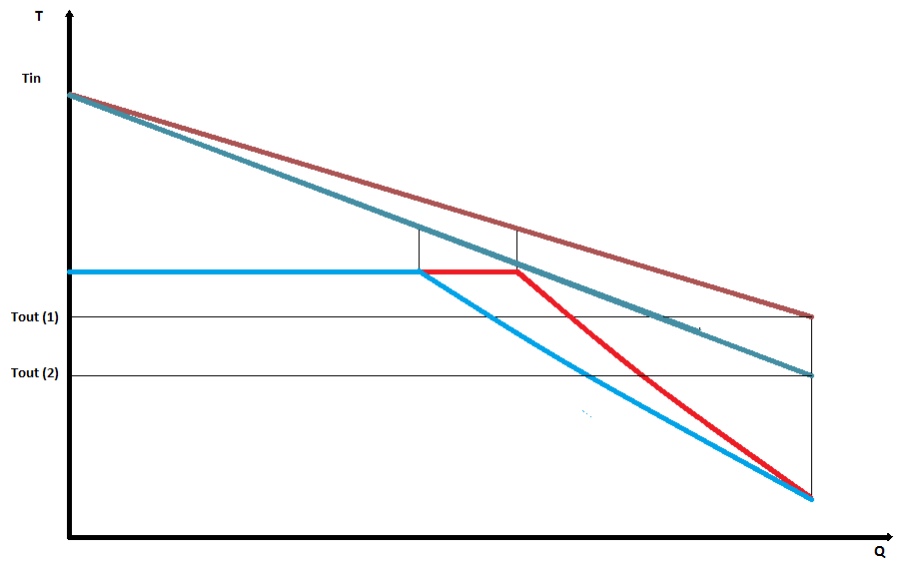


Calore latente elevato implica quindi l'utilizzo di turbine con un numero maggiore di stadi (maggiore salto entalpico).

Proprietà dei fluidi
Calore latente di evaporazione

È necessario anche considerare l'influenza del calore latente sul calore scambiato:

- A parità di calore scambiato, il fluido che minimizza il prodotto $m\,\Delta h$, riduce la temperatura di uscita del fluido termovettore.
- Lo scambio termico a temperatura costante produce entropia (curve di scambio lontane).



Proprietà dei fluidi
Peso molecolare

Il peso molecolare influenza la dimensione e l'efficienza degli espansori.
Il lavoro di espansione (isentropico), paragonando i fluidi a un gas perfetto è:

$$L=kRT_{in}/k-1\,[1-(P_{out}/P_{in})^{k-1/k}]=k/k-1\,R_o/P.M.\,T_{in}\,[1-(P_{out}/P_{in})^{k-1/k}]$$

- Per una dato rapporto di pressione una elevata massa molecolare mi permette di contenere il lavoro di espansione per unità di massa. Per una turbina assiale infatti si ha:
- $L=u(c_{t1}-c_{t2})=uc_{t1}$. Uguagliando le due espressioni, e sapendo che $c_{t1}\propto u$
- $u^2\propto k/k-1\,R_o/P.M.\,T_{in}\,[1-(P_{out}/P_{in})^{k-1/k}]/(c_{t1}-c_{t2})$ Il quadrato della velocità periferica della girante è inversamente proporzionale al peso molecolare: con fluidi a peso molecolare alto è possibile ridurre il numero di stadi (addirittura turbine monostadio).
- A parità di potenza prodotta, macchine funzionanti con fluidi ad elevato peso molecolare richiedono un numero minore di stadi, ma palettature più alte, a causa della maggiore portata fluente nella macchina
- A causa della maggiore portata fluente nella macchina, le perdite per trafilamento sono inferiori (i giochi fra girante e cassa proporzionalmente pesano meno su pale più alte) e il rendimento della turbina è maggiore per fluidi ad alto peso molecolare.

Proprietà dei fluidi
Densità del liquido e del vapore

- Alte densità del liquido comportano limitate perdite di pompaggio. Parametri molto importanti per la valutazione delle perdite di pompaggio sono il Backwork Ratio e il Total Backwork Ratio:

$$B.R.=L\downarrow p\ /L\downarrow u\ ;\quad T.B.R.=L\downarrow p\ /L\downarrow t$$

dove $L\downarrow p$ è il lavoro richiesto dalla pompa, $L\downarrow u$ è il lavoro utile. Questi due parametri devono essere i più bassi possibile. Per alcuni fluidi e in determinate configurazioni si possono raggiungere valori del 5-10%.

- La densità del vapore al contrario deve essere la più alta possibile per ridurre le perdite di carico negli scambiatori, e le dimensioni delle macchine.

Proprietà dei fluidi
Viscosità

La viscosità influenza sia lo scambio termico che le perdite di carico nei tubi:

- Il numero di Nusselt per un tubo è esprimibile tramite la correlazione di Dittus-Boelter

$Nu=0{,}023 Re^{0{,}8} Pr^{n}$ ($n=0{,}4$ riscaldamento, $n=0{,}3$ raffreddamento) ⇒

$$Nu=0{,}023(\rho c D_i/\mu)^{0{,}8}(\mu C_p/k)^{n}$$

$$h=0{,}023(\rho c D_i/\mu)^{0{,}8}(\mu C_p/k)^{n}\, k/D_i \propto (1/\mu)^{0{,}4}$$ (riscaldamento)

Minore è la viscosità maggiore è il coefficiente di scambio termico.

Allo stesso modo, le perdite di carico in un tubo sono esprimibili

$$\Delta P=fL/D_i\,\rho\Delta c^2/2 \qquad f=2\|\mu\nabla c\|/\rho c^2$$

Proprietà dei fluidi
Pressione di evaporazione e condensazione

- La pressione di evaporazione deve essere contenuta entro valori accettabili al fine di limitare gli spessori dei tubi, ridurre l'entità delle fughe di fluido e non dovere utilizzare particolari accorgimenti per le guarnizioni.

- Per quanto riguarda la pressione di condensazione sarebbe auspicabile avere una sovrapressione rispetto all'ambiente in modo da evitare le infiltrazioni d'aria nell'impianto.

- Le infiltrazioni d'aria devono essere evitate in quanto non è possibile utilizzare degassatori.

- Per impianti di piccola taglia è possibile utilizzare fluidi con una pressione di condensazione inferiore rispetto a quella ambiente, in quanto per piccoli impianti è possibile garantire una tenuta quasi perfetta ad un costo abbastanza limitato (in modo simile a quanto avviene per i circuiti dei frigoriferi o dei chiller nel condizionamento, il cui evaporatore può lavorare sottovuoto). Eventualmente si può pensare di utilizzare una pompa a vuoto, ma è necessario tener conto che parte del fluido viene estratto e emesso nell'ambiente.

Proprietà dei fluidi
Stabilità chimica del fluido e compatibilità con i materiali.

- Diversamente dall'acqua i fluidi organici soffrono il problema della stabilità chimica ad alta temperatura.

- Altra problematica è la stabilità dei fluidi a contatto con le pareti solide dei componenti dell'impianto

Proprietà dei fluidi
Tossicità e infiammabilità

- Molti dei fluidi di lavoro utilizzati negli ORC hanno un certo grado di tossicità e di infiammabilità.
- La tossicità e l'infiammabilità possono diventare problematiche in caso di fughe di fluido verso l'esterno. Per quanto riguarda l'infiammabilità (tipica dei fluidi appartenenti alla classe degli idrocarburi) è necessario utilizzare apparecchiature a norma ATEX. Per quanto riguarda la tossicità è necessario mantenere una buona ventilazione dei locali.
- Lo standard ASHRAE 34 classifica i refrigeranti in vari gruppi di sicurezza e può essere utilizzata per la valutazione dei fluidi in merito alla sicurezza e all'infiammabilità.

Figure 1. Refrigerant Safety Group Classification

Safety Group

Higher Flammability	A3	B3
Lower Flammability	A2	B2
No Flame Propagation	A1	B1
	Lower Toxicity	Higher Toxicity

Increasing Flammability

Increasing Toxicity

Proprietà dei fluidi
ODP e GWP

- Per ODP e GWP si intende la capacità dei fluidi di distruggere lo strato di ozono che si trova negli strati più alti dell'atmosfera (ODP) e la capacità dei fluidi di contribuire a incrementare il surriscaldamento globale (GWP).
- L'ODP è misurato in rapporto al fluido R-11, a cui viene attribuito il valore di 1. I fluidi CFC hanno valori elevati di ODP e pertanto sono stati banditi dal commercio. I fluidi HCFC invece, meno reattivi con l'ozono, ma anch'essi contenenti un atomo di cloro saranno banditi dal commercio entro il 2020.
- Il GWP è calcolato in base al GWP della CO_2, a cui è attribuito il valore unitario. Sebbene alcuni refrigeranti possano raggiungere anche valori di GWP pari a 1000, non vi è ancora alcuna restrizione a riguardo.

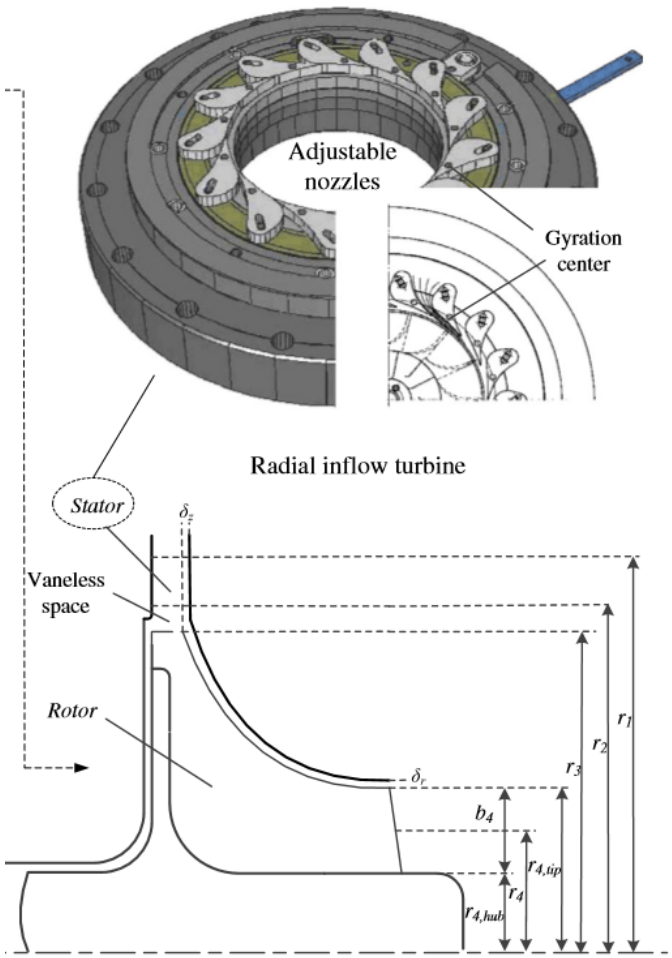
Proprietà dei fluidi
Temperatura di congelamento

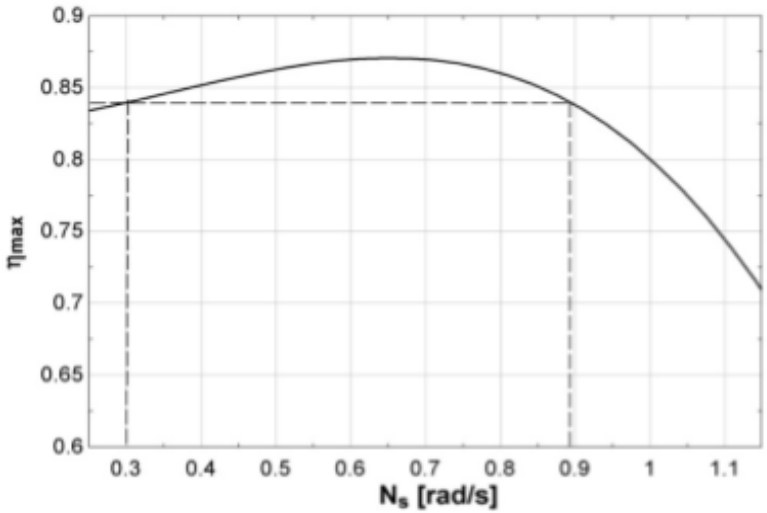
- La temperatura di congelamento deve essere la più bassa possibile per evitare il congelamento del fluido nell'impianto durante l'inverno.

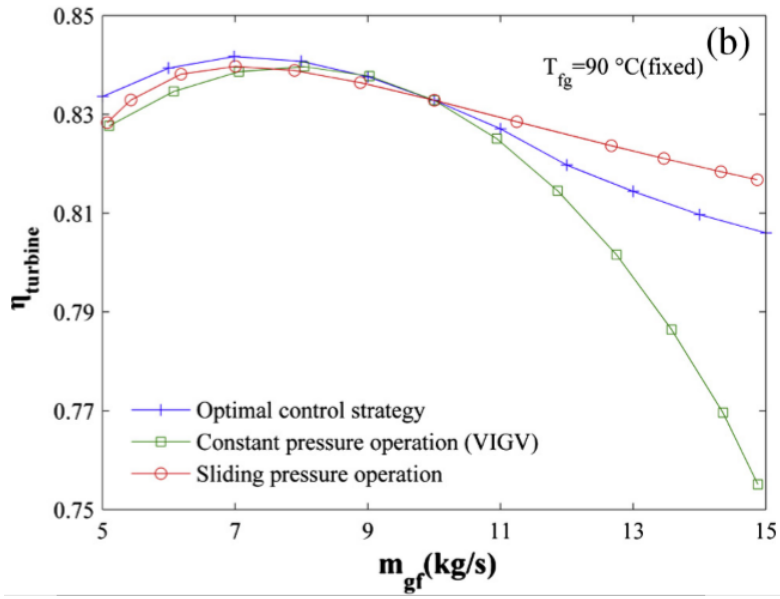
Cicli ORC
Espansori

- A causa dei minori salti entalpici dei fluidi organici rispetto al vapore, le turbine hanno un numero minore di stadi e risultano molto compatte.
- Solitamente nei cicli ORC le turbine non hanno un numero di stadi superiori a 3.
- Inoltre si tendono ad utilizzare turbine radiali dotate di distributore a geometria variabile VIGV, che risultano essere maggiormente flessibili rispetto alle turbine assiali.

Cicli ORC
Espansori







Cicli ORC
Espansori

- I fattori limitanti le prestazioni delle turbine sono:
- La velocità periferica u (u_1, nel caso delle turbine radiali). Il valore di u1 può essere ricavato, note le condizioni di massimo rendimento per una data macchina, tramite il rapporto u_1/c_1, dove $c_1 = \sqrt{2\Delta h}$;
- Altro fattore chiave è il numero di Mach a cavallo del rotore: è necessario evitare che a cavallo del rotore si raggiungano le condizioni soniche: ciò comporterebbe il bloccaggio del flusso attraverso la macchina. Questo problema si verifica nei pressi della sezione di uscita della macchina in cui la temperatura è più bassa. I fluidi ad alto peso molecolare sono maggiormente suscettibili a questo problema:

$$Ma_2 = w_2 / c^* = w_2 / \sqrt{kRT_2} = w_2 / \sqrt{kR_0 T_2 / P.M.} = w_2 / \sqrt{k R_0 T_2 / P.M.}$$

(k è circa 1 per questi fluidi, ma può variare fortemente)

- La velocità di efflusso dal distributore non deve eccedere il valore di 1,8, in modo da non allontanarsi troppo dalle condizioni di massimo rendimento, dettate dalla massima velocità periferica (370 m/s) e dal valore ottimale dell'angolo α_1 formato fra la velocità assoluta e la velocità di trascinamento.

Cicli ORC
Espansori

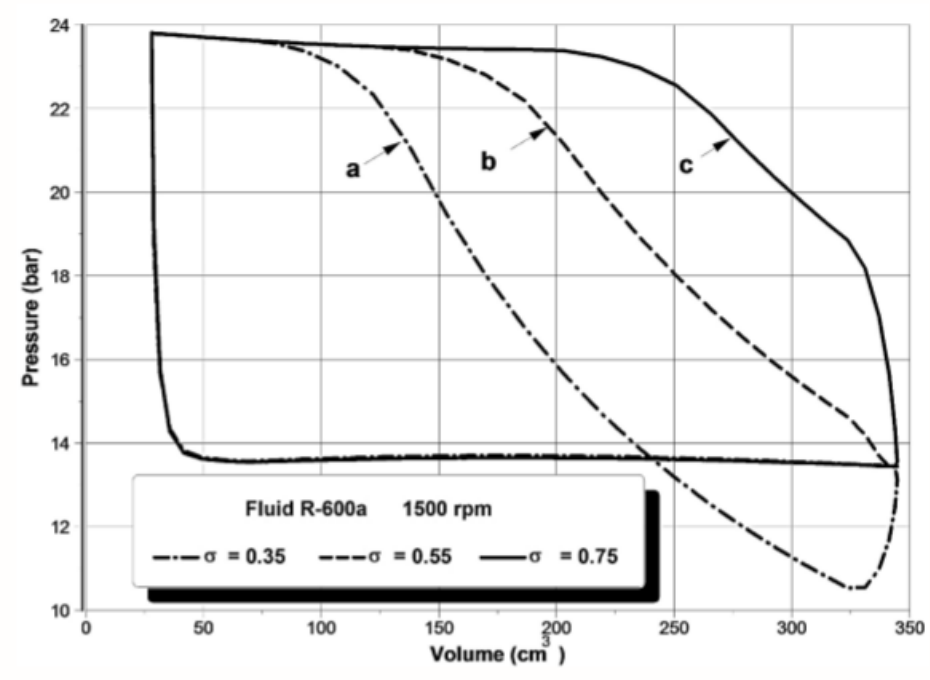
- Oltre alle turbine altri espansori utilizzati per i fluidi ORC sono gli espansori volumetrici.
- Non sono adatti al funzionamento con il vapore a causa dell'elevata variazione di densità del fluido fra ammissione e scarico, di gran lunga superiore al grado di espansione della macchina.
- Sono invece molto adatti a lavorare con i fluidi organici, in cui la variazione di densità rfa ammissione e scarico è comparabile con il grado di espansione (anzi talvolta il grado di espansione della macchina è superiore al rapporto fra le densità).

Cicli ORC
Espansori

Vantaggi espansori volumetrici rispetto alle turbine:

- Flessibilità: possono lavorare tranquillamente a diverse pressioni e velocità mantenendo il rendimento isentropico della machina quasi costante;
- Velocità di rotazione: di 1-2 ordini di grandezza inferiore rispetto a quello delle turbine, a seconda dei casi: minore probabilità di guasti.
- Più performanti nelle applicazioni a basse potenze <10 kW.
- Costo decisamente inferiore.

Cicli ORC
Espansori

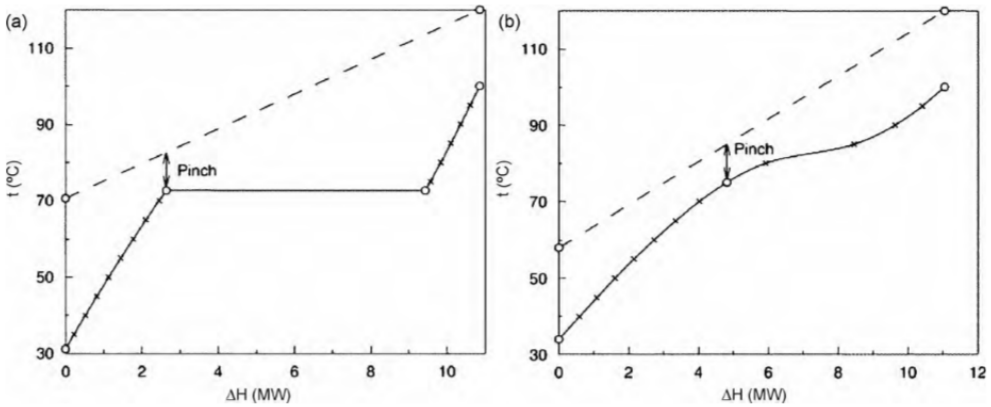


La scelta del grado di espansione deve essere accuratamente valutata per non avere fenomeni di sotto-espansione o sovra-espansione

Cicli ORC
Cicli supercritici (SORC)

Uno dei grossi problemi che limita l'efficienza dei cicli ORC è l'accoppiamento fra le curve di scambio dei fluidi.

L'utilizzo di fluidi supercritici riduce la distanza fra le curve di scambio termico e quindi l'entropia generata.

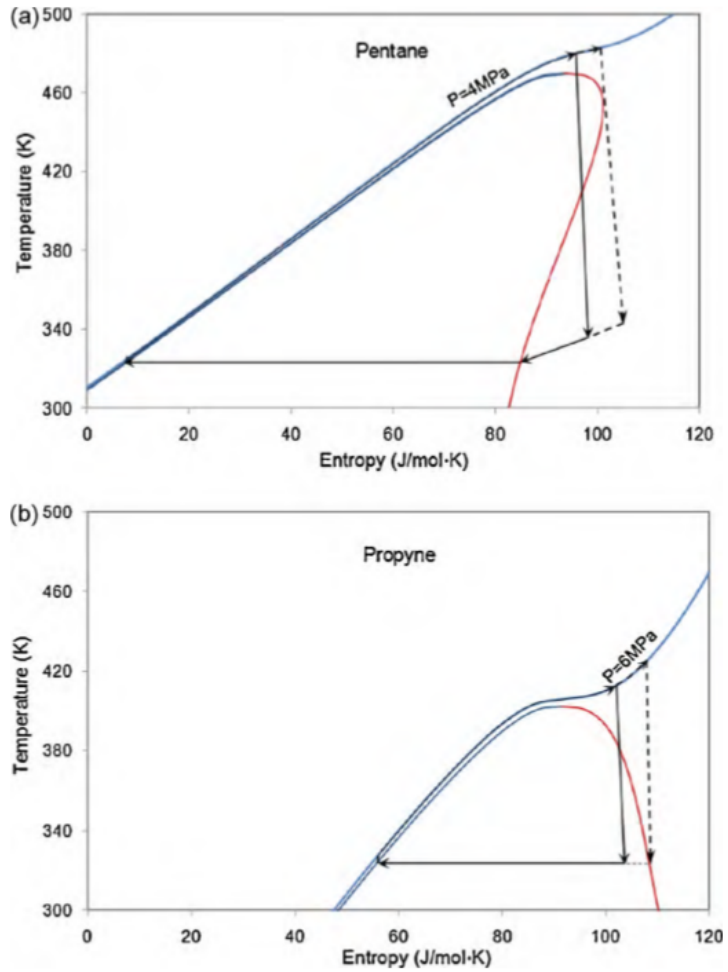


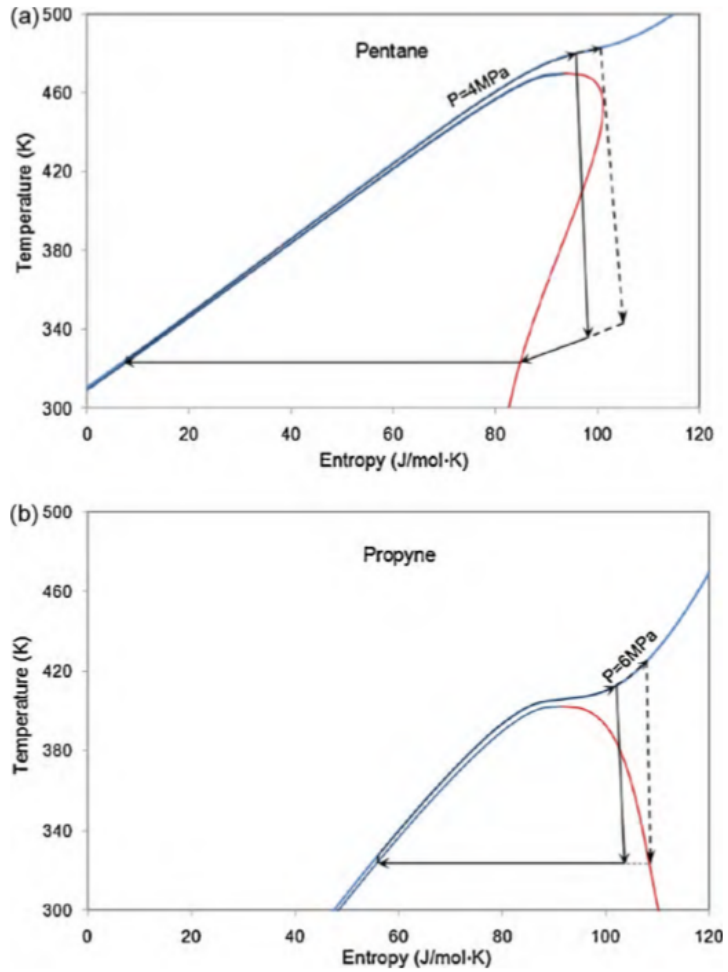
Cicli ORC
Cicli supercritici (SORC)

- È stato dimostrato che l'utilizzo di fluidi supercritici in applicazioni di recupero del calore incrementa l'efficienza del sistema.
- Come fluidi di lavoro è stata studiata l'applicabilità della CO2 e di alcuni fluidi, tra i quali R245fa, Isobutene, propano, propilene, e difluorometano.
- Non esistono studi dettagliati a riguardo dell'argomento a causa della difficoltà di operare con i fluidisupercritici.
- L'instabilità del passaggio da liquido sottoraffreddato a gas è una delle sfide della ricerca.

Cicli ORC
Cicli supercritici (SORC)

- Operando con i fluidi asciutti è salire molto di temperatura per evitare di passare nella regione bifase all'inizio dell'espansione.
- Con i fluidi asciutti il rendimento globale del ciclo aumenta notevolmente se si inserisce un rigeneratore (alta temp. di uscita dalla turbina).



Cicli ORC
Cicli supercritici (SORC)

- Operando con i fluidi asciutti è salire molto di temperatura per evitare di passare nella regione bifase all'inizio dell'espansione.
- Con i fluidi asciutti il rendimento globale del ciclo aumenta notevolmente se si inserisce un rigeneratore (alta temp. di uscita dalla turbina).