

ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

Sede di Forlì

Corso di Laurea in INGEGNERIA MECCANICA

Classe L-9

ANALISI DI UN CICLO FRIGORIFERO CON
RISPARMIO DI ENERGIA SPESA GRAZIE ALL' USO
DI UN TURBOCOMPRESSORE E UNO SCAMBIATORE
DI CALORE

**Elaborato finale di Laurea in
SISTEMI ENERGETICI**

**Candidato:
GIORDANO MORELLI**

**Relatore:
Chiar.mo Prof.
DAVIDE MORO**

**Anno Accademico
2017/2018**

Sommario

L'obiettivo di questa tesi è quello di mostrare i miglioramenti ottenibili applicando una tecnologia innovativa nel ciclo frigorifero tradizionale analizzando in particolare due casi limite.

Attraverso un'interfaccia grafica è possibile selezionare vari parametri, come il tipo di fluido refrigerante che circola nell'impianto, la pressione di vaporizzazione e di condensazione, i rendimenti interni di espansione e di compressione del turbocompressore e del compressore principale, la potenza termica da asportare dalla cella a temperatura inferiore a quella dell'ambiente e la differenza di temperatura minima che devono avere le due portate di fluido sia in uscita che in entrata nello scambiatore di calore data dai limiti tecnologici dello stesso.

Attraverso un pacchetto software denominato *CoolProp.PropsSI* vengono calcolate varie grandezze necessarie allo studio del ciclo frigorifero come entalpia, entropia, temperatura e pressione, dando come input sei argomenti: come primo argomento la grandezza da calcolare, poi i valori di due tra quelle sopra elencate anticipate dalla corrispondente grandezza, e infine il tipo di fluido refrigerante. Si è calcolata la frazione di massa da spillare e la pressione di fine espansione tenendo conto rispettivamente del bilancio dello scambiatore di calore e del turbocompressore. Facendo variare poi la pressione della portata di fluido in ingresso nella turbina tra la pressione di vaporizzazione e quella di condensazione, analizzando così le condizioni che portano a un maggiore incremento dell'efficienza del ciclo. Vengono confrontati i casi limite per cui il vapore inviato in turbina sia nella condizione di massimo surriscaldamento ottenibile o si trovi nello stato fisico relativo alla curva limite superiore.

L'università di Bologna per la redazione di una tesi richiede pagine con un numero di righe compreso tra 32 e 35.

Indice

1 Introduzione.....	3
1.1 La trasmissione del calore.....	3
1.1.1 La conduzione termica.....	3
1.1.2 La convezione termica.....	4
1.1.3 L'irraggiamento.....	5
2 Gli scambiatori di calore.....	7
2.1 I diversi tipi di scambiatore.....	7
2.1.1 Scambiatori tubo-in-tubo.....	7
2.1.2 Scambiatori tubo alettati.....	8
2.1.3 Scambiatori tubo-mantello.....	9
2.1.4 Scambiatori a piastre.....	11
2.2 Il coefficiente globale di scambio termico.....	12
2.3 Dimensionamento di uno scambiatore di calore.....	13
2.4 Efficienza di uno scambiatore di calore.....	18
3 Gruppo frigorifero a compressione.....	23
3.1 Introduzione.....	23
3.2 Ciclo frigorifero a compressione semplice.....	25
3.3 Fluidi frigoriferi.....	28
4 La sovralimentazione.....	31
4.1 La tecnica della turbo-sovralimentazione.....	31
4.1.1 La turbo-sovralimentazione a pressione costante.....	32
4.1.2 La turbo-sovralimentazione ad impulsi.....	34
4.2 Il turbocompressore nel ciclo frigorifero.....	37
4.2.1 Il serbatoio.....	37
4.2.2 La turbina.....	40
4.2.3 Il compressore.....	40
4.2.4 Il diffusore.....	41
4.2.5 Il corpo centrale.....	43
5 Gruppo frigorifero innovativo.....	46
6 Interfaccia principale del programma e riassunto operazioni svolte.....	50
6.1 Introduzione.....	50

6.2 Analisi dei casi limite di surriscaldamento.....	50
6.3 CoolProp.PropsSI.....	52
6.4 Il codice.....	52
6.4.1 Valori da inserire all'avvio del programma.....	52
6.4.2 Calcolo dei valori caratteristici del ciclo.....	53
6.4.3 Valutazione dei miglioramenti.....	58
6.4.4 Diagrammi implementati dal codice.....	60

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Trasmissione del calore

Con l'analisi termodinamica si può determinare la quantità di calore trasferito per un qualunque sistema e un qualunque processo, poiché la termodinamica si occupa della quantità di calore scambiato da un sistema con l'ambiente nel passaggio da uno stato di equilibrio a un altro, scambio termico che deve avvenire nel rispetto del principio della conservazione dell'energia.

La trasmissione del calore può essere definita come la forma di energia che si trasferisce da un sistema a un altro a seguito di una differenza di temperatura tra i due sistemi.

Alla base di essa ci sono i principi della termodinamica: il primo principio secondo il quale la quantità di calore trasferito in un sistema eguaglia l'entità dell'incremento di energia del sistema; il secondo principio secondo il quale il calore si propaga nella direzione delle temperature decrescenti da una regione ad alta temperatura a un'altra regione a temperatura inferiore.

Quindi il requisito essenziale della trasmissione del calore è l'esistenza di una differenza di temperatura, che costituisce per la trasmissione del calore la forza motrice. L'entità dello scambio termico in una certa direzione dipende dalla grandezza del gradiente termico in quella direzione; più grande è la differenza di temperatura, maggiore è la potenza scambiata.

Il calore si può trasferire in tre modi diversi: conduzione, convezione e irraggiamento.

1.1.1 La conduzione termica

La conduzione termica si verifica per effetto dell'iterazione delle particelle di una sostanza dotate di maggiore energia con quelle adiacenti dotate di minore energia. Essa può avvenire nei solidi, nei liquidi o nei gas; nei gas e nei liquidi è dovuta alle collisioni tra le molecole durante il loro moto casuale; nei solidi è dovuta alle vibrazioni delle molecole all'interno del reticolo e al trasporto di energia da parte degli elettroni liberi.

Facendo riferimento alla figura 1.2, la potenza termica trasmessa per conduzione attraverso uno strato di spessore costante Δx è proporzionale alla differenza di temperatura attraverso lo strato a all'area A

della superficie normale alla direzione della trasmissione del calore ed è inversamente proporzionale allo spessore dello strato. La costante di proporzionalità λ è la conducibilità termica del materiale, che misura la capacità del materiale a condurre calore.

$$\dot{Q} = \lambda A \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

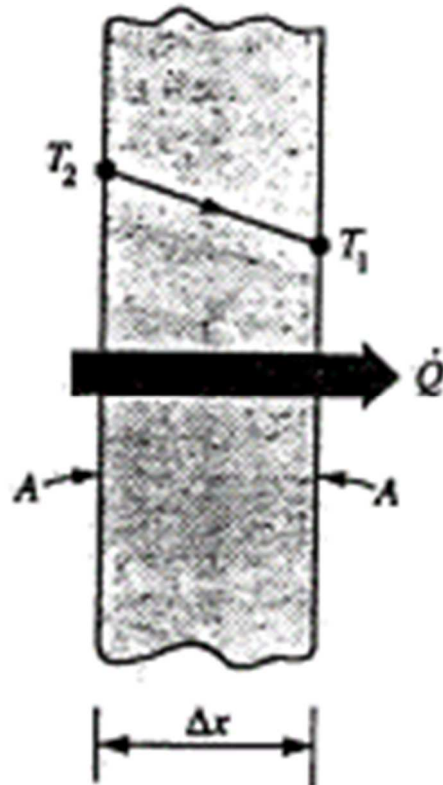


Figura 1.1: Conduzione di calore attraverso un'ampia parete piana di spessore Δx e area A .

1.1.2 La convezione termica

La convezione è il trasferimento di energia tra una superficie solida e il liquido o gas adiacente in movimento e implica gli effetti combinati di conduzione e trasporto di massa. Può essere “forzata” se il fluido è forzato a fluire sulla superficie da dispositivi esterni come un ventilatore, o “naturale” se il movimento del fluido è causato da forze ascensionali indotte da differenza di densità legate alle variazioni di temperatura nel fluido. La potenza termica trasmessa per convezione è direttamente proporzionale alla differenza di temperatura:

$$\dot{Q} = hA(T_s - T_\infty)$$

con coefficiente di trasmissione del calore per convezione h [W/(m²K)], superficie A attraverso cui avviene la trasmissione, temperatura della superficie T_s e temperatura del fluido T_∞ a distanza sufficientemente grande dalla superficie, come mostrato in figura 1.2. h dipende dalla geometria della superficie, dalla natura del moto, dalla velocità e dalle proprietà del fluido.

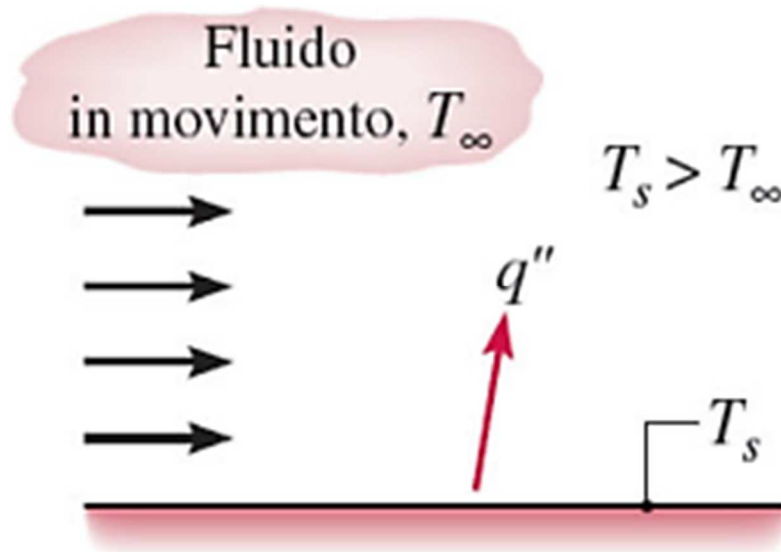


Figura 1.2: Trasmissione di calore per convezione tra un fluido in movimento a temperatura T_∞ e una superficie piana a temperatura T_s .

1.1.3 L'irraggiamento

L'irraggiamento è l'energia emessa da una sostanza sotto forma di onde elettromagnetiche come risultato delle modificazioni nelle configurazioni elettroniche degli atomi o delle molecole. Esso non richiede la presenza di un mezzo interposto e avviene alla velocità della luce e non subisce attenuazioni nel vuoto. Nel caso di due superfici, separate da un gas che non interferisce con la radiazione, di cui un'ha emissività ε e area A , a temperatura assoluta T_s , completamente contenuta dall'altra di area molto più grande, a temperatura assoluta T_c , la potenza termica netta scambiata per irraggiamento è data dalla relazione:

$$\dot{Q}_{irr} = \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_c^4)$$

Con σ definita la costante di Stefan-Boltzmann:

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$$

Capitolo 2

Scambiatori di calore

Uno scambiatore di calore è un apparato tecnico progettato allo scopo di trasferire energia sotto forma di calore tra due o più fluidi, liberi o meno di mescolarsi tra loro (nel primo caso si parla più frequentemente di miscelatori). Gli scambiatori di calore sono molto diffusi sia nell'industria che nelle applicazioni civili e domestiche, dai grandi impianti chimici alle applicazioni nelle microscale e sono presenti in numerose tipologie, spesso anche significativamente differenti tra di loro.

2.1 I diversi tipi di scambiatori

Esistono molti tipi differenti di scambiatori di calore, che si differenziano per geometria costruttiva, il meccanismo di scambio termico, la direzione del flusso e il processo di contatto. Gli scambiatori più utilizzati sono: scambiatori tubo-in-tubo; scambiatori a tubo alettati; scambiatori tubo-mantello; scambiatori a piastre.

2.1.1 Scambiatori tubo-in-tubo

Lo scambiatore tubo-in-tubo consiste in due tubi concentrici di diametri differenti, dove un fluido scorre nel tubo di diametro inferiore e l'altro nel condotto anulare tra le due tubazioni. I due fluidi possono scorrere in senso concorde (scambiatori equicorrente), come in figura 2.1, o discorde (scambiatori controcorrente). Gli scambiatori tubo-in-tubo sono indicati quando uno o entrambi i fluidi sono a pressioni elevate e hanno generalmente aree superficiali di scambio ridotte (sotto i 50 m²). Possono essere disposti in serie o in parallelo a seconda delle esigenze di scambio termico e di caduta di pressione.

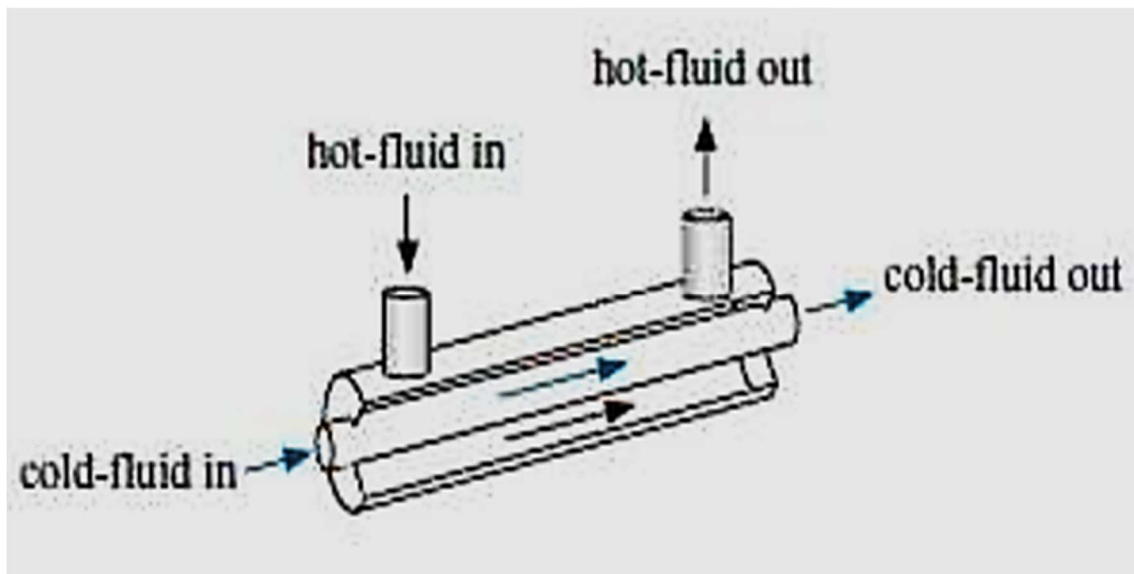


Figura 2.1: scambiatore tubo-in-tubo equicorrente

2.1.2 Scambiatori tubo alettati

Gli scambiatori a tubo alettati hanno una elevata superficie di scambio che permette di trasferire grandi quantità di calore tra due gas oppure tra un gas e un liquido anche in presenza di un basso valore del coefficiente di convezione nel gas, come avviene nei radiatori delle automobili (figura 2.2). Generalmente i due fluidi fluiscono in direzioni perpendicolari, infatti questo tipo di scambiatori vengono denominati “a flussi incrociati”.



Figura 2.2: Radiatore, tipo di scambiatore tubo alettato, utilizzato per raffreddare il motore di un'automobile.

2.1.3 Scambiatori tubo-mantello

In questo tipo di scambiatori una serie di tubi sono collocati all'interno di un recipiente(mantello): un fluido

scorre all'interno dei tubi, mentre l'altro li lambisce esternamente, compiendo un percorso obbligato creato da una serie di setti. I tubi e il mantello hanno gli assi paralleli gli uni all'altro.

Il percorso dei fluidi all'interno degli scambiatori tubo-mantello può essere molto vario, partendo dalla configurazione a singolo passaggio (ciascun fluido compie il proprio percorso senza mai invertire la propria direzione) di figura 2.3 a quella a passaggi multipli sia sul lato mantello che sul lato tubo, come lo scambiatore 1-T/2-M di figura 2.4, con due passaggi sul lato mantello e uno sul lato tubo. Particolare attenzione va allo scambiatore 2-T/1-M, figura 2.5, che è molto utilizzato come condensatore negli impianti.

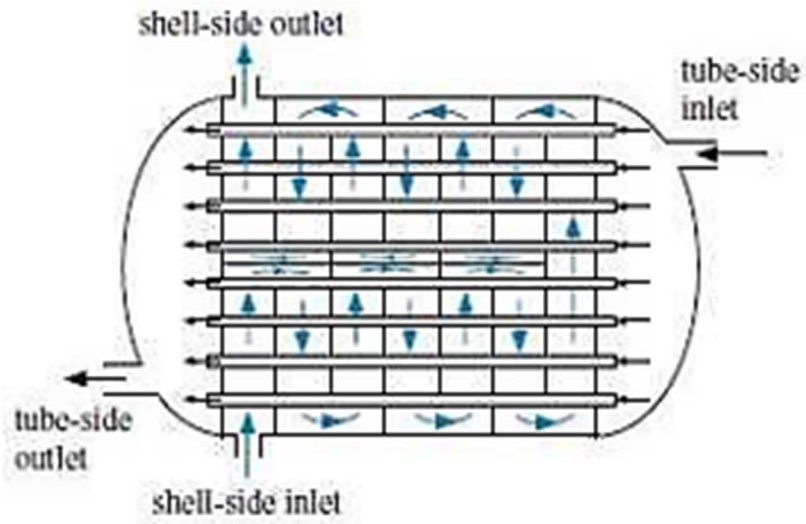


Figura 2.3: Schema di uno scambiatore a singolo passaggio su tubo (1-T) e mantello(1-M).

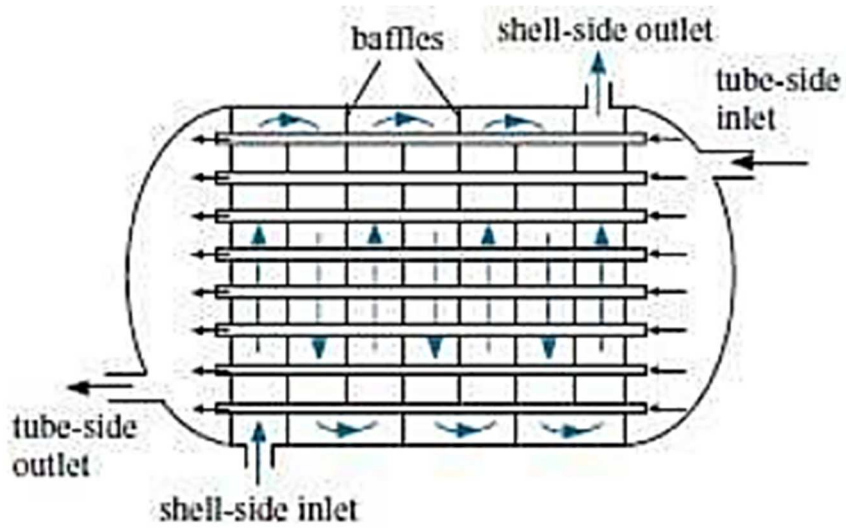


Figura 2.4: Schema di uno scambiatore 1-T/2-M.

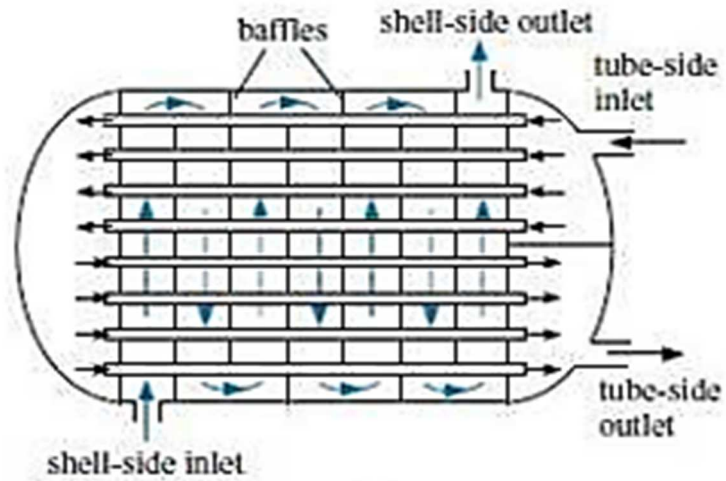


Figura 2.5 (a): Schema di uno scambiatore 2-T/1-M.

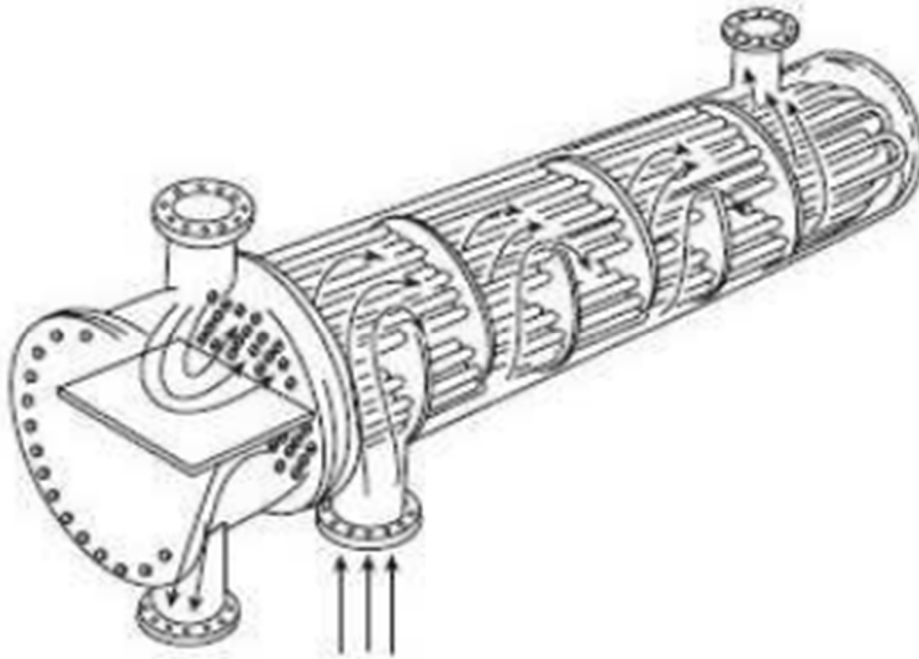


Figura 2.5 (b): Struttura di uno scambiatore 2-T/1-M.

La loro pulizia è semplice, di solito per apertura delle testate, e sono gli scambiatori più versatili, utilizzati moltissimo in ambiente industriale.

2.1.4 Scambiatori a piastre

Lo scambiatore a piastre è costituito da piastre corrugate in modo da formare piccoli condotti per il passaggio del fluido, come si vede nella figura 2.6. Questa tipologia è ideale per lo scambio tra due liquidi, purchè questi siano grosso modo alla stessa pressione.

Le piastre sono separate da guarnizioni e tenute assieme da testate imbullonate con tiranti. In alcune realizzazioni più compatte e per pressioni più elevate le piastre sono brasate o saldate tra loro.

Sono tra i primi tipi di scambiatori compatti, e pesano circa il 25 % in meno degli scambiatori tubomantello di uguale capacità.

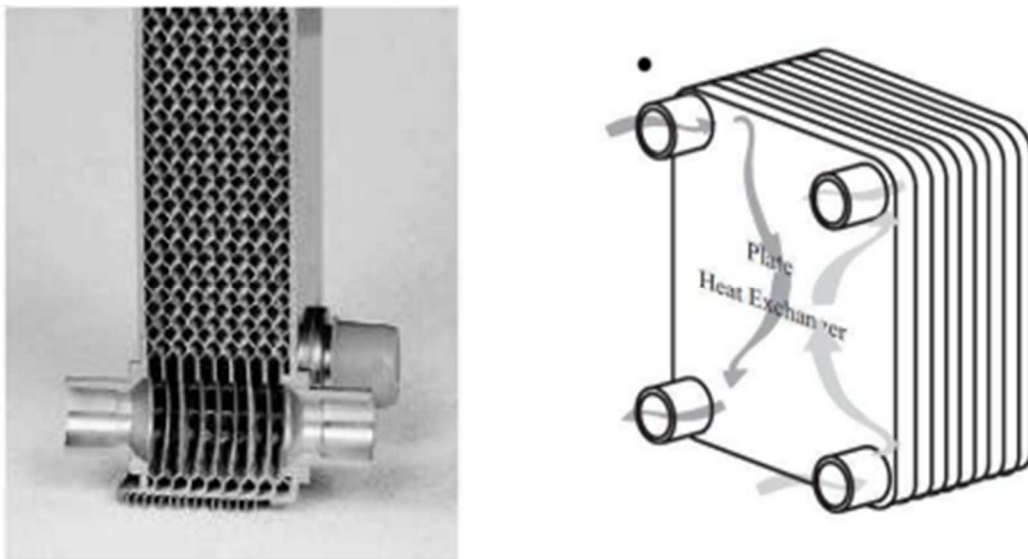


Figura 2.6: Scambiatore di calore a piastre

2.2 Il coefficiente globale di scambio termico

Il calore viene trasferito prima dal fluido caldo alla parete per convezione, poi attraverso la parete per conduzione, ed infine dalla parete al fluido freddo ancora per convezione. Considerando lo scambiatore tubo-in-tubo di figura 2.7, la sua resistenza termica totale è:

$$R = R_{tot} = R_i + R_{parete} + R_e = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{h_e A_e}$$

Dove A_i è la superficie interna del tubo interno, A_e quella esterna, λ la conducibilità termica del materiale di cui è composta la parete del tubo e L la sua lunghezza.

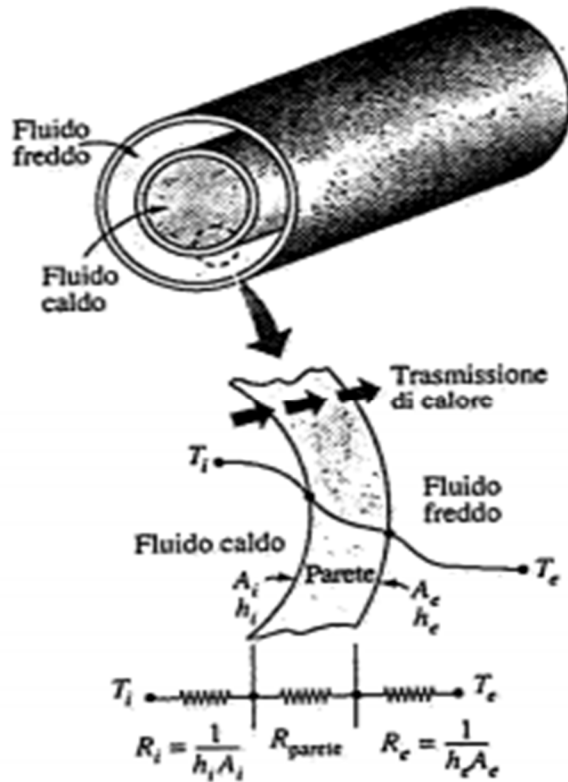


Figura 2.7: Scambio di calore tra due fluidi attraverso un'ampia parete cilindrica, nello schema di uno scambiatore tubo-in-tubo.

In uno scambiatore di calore la potenza termica scambiata tra i due fluidi può essere espressa dalla relazione:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_e A_e \Delta T$$

Dove U rappresenta il coefficiente globale di scambio termico [W/(m²K)] e si ottiene dalla relazione:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{h_e A_e}$$

UA è la conduttanza di uno scambiatore, cioè l'inverso della resistenza termica globale tra i due fluidi. Quando non vi è un significativo cambio di temperatura nelle correnti la conduttanza basta per determinare la potenza scambiata.

2.3 Dimensionamento di uno scambiatore di calore

Gli scambiatori di calore utilizzati vengono scelti tra quelli in commercio in modo tale da ottenere determinati salti termici note le portate dei fluidi. A tale scopo si utilizza il metodo LMTD (log-mean temperature difference), che esprime la potenza trasmessa in uno scambiatore come

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml}$$

dove si deve definire la temperatura media logaritmica ΔT_{lm} poiché le temperature di entrambe le correnti cambiano sostanzialmente e in modo differente nell'attraversamento dello scambiatore. La variazione di temperatura dipende dalla direzione del flusso, quindi si avranno due formulazioni differenti per gli scambiatori in controcorrente o in equicorrente.

Considerando il bilancio differenziale per un elemento infinitesimo di uno scambiatore controcorrente (figura 2.8), per il lato fluido caldo, nel caso adiabatico verso l'esterno e regime stazionario:

$$(\dot{m}_H h_H)_{x+\Delta x} = (\dot{m}_H h_H)_x + \frac{d(\dot{m}_H h_H)}{dx} dx + d\dot{Q}$$

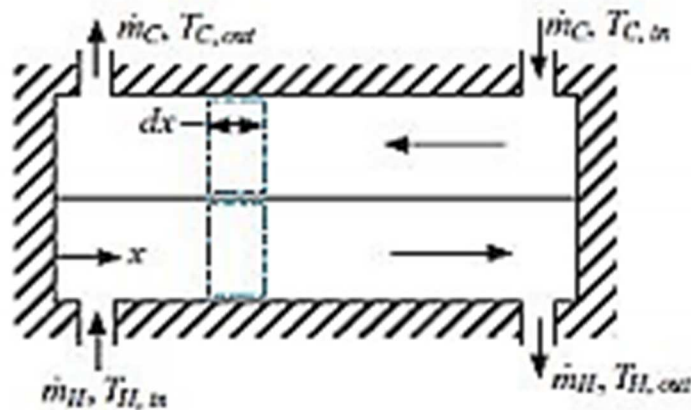


Figura 2.8 (a): Schema scambiatore di calore controcorrente.

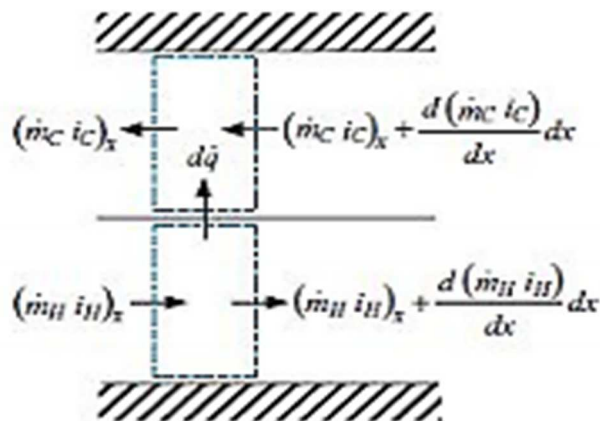


Figura 2.8 (b): Volume infinitesimo di uno scambiatore di calore controcorrente.

In assenza di trafilamenti si ha:

$$0 = \dot{m}_H \frac{d(h_H)}{dx} dx + d\dot{Q}$$

Se non è sensibile la dipendenza dell'entalpia dalla pressione si ha:

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_H c_H \frac{dT_H}{dx} dx$$

E per la corrente fredda:

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_C c_C \frac{dT_C}{dx} dx$$

Se si esprime la potenza termica scambiata in funzione della conduttanza si ha:

$$d\dot{Q} = (T_H - T_C) UA \frac{dx}{L}$$

Dove $(T_H - T_C)$ è la differenza di temperatura locale.

Sostituendo troviamo che:

$$(T_H - T_C) UA \frac{dx}{L} = -\dot{m}_H c_H \frac{dT_H}{dx} dx$$

$$(T_H - T_C) UA \frac{dx}{L} = -\dot{m}_C c_C \frac{dT_C}{dx} dx$$

Si ricavano ora i gradienti locali di temperatura:

$$\frac{dT_H}{dx} = -\frac{UA}{L\dot{m}_H c_H} (T_H - T_C)$$

$$\frac{dT_C}{dx} = -\frac{UA}{L\dot{m}_C c_C} (T_H - T_C)$$

Nell'ipotesi di utilizzare valori medi per le capacità termiche, se si sottrae la seconda equazione dalla prima si ha:

$$\frac{d(T_H - T_C)}{dx} = -\frac{UA}{L} (T_H - T_C) \left(\frac{1}{\dot{m}_H c_H} - \frac{1}{\dot{m}_C c_C} \right)$$

Ponendo $\theta = T_H - T_C$, si separano le variabili:

$$\frac{d\theta}{\theta} = -\frac{UA}{L} \left(\frac{1}{\dot{m}_H c_H} - \frac{1}{\dot{m}_C c_C} \right) dx$$

Integrando tra gli estremi:

$$\int_{\theta_{x=0}}^{\theta_{x=L}} \frac{d\theta}{\theta} = -\frac{UA}{L} \left(\frac{1}{\dot{m}_H c_H} - \frac{1}{\dot{m}_C c_C} \right) \int_0^L dx$$

Si ottiene:

$$\ln \frac{\theta_{x=L}}{\theta_{x=0}} = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_H c_H} - \frac{1}{\dot{m}_C c_C} \right)$$

Ovvero:

$$\ln \left[\frac{(T_{H,out} - T_{C,in})}{(T_{H,in} - T_{C,out})} \right] = -UA \left[\frac{(T_{H,in} - T_{H,out}) - (T_{C,out} - T_{C,in})}{\dot{Q}} \right]$$

Da cui si ricava la potenza termica come:

$$\dot{Q} = UA \left[\frac{(T_{H,in} - T_{H,out}) - (T_{C,out} - T_{C,in})}{\ln \left[\frac{(T_{H,out} - T_{C,in})}{(T_{H,in} - T_{C,out})} \right]} \right]$$

E pertanto si definisce la differenza media logaritmica di temperatura:

$$\Delta T_{lm,cc} = \left[\frac{(T_{H,in} - T_{H,out}) - (T_{C,out} - T_{C,in})}{\ln \left[\frac{(T_{H,out} - T_{C,in})}{(T_{H,in} - T_{C,out})} \right]} \right]$$

Se i due fluidi sono posti in equicorrente, la formula è analoga, infatti tenendo conto che $\theta_{x=L} = T_{H,in} - T_{C,in}$ e $\theta_{x=0} = T_{H,out} - T_{C,out}$ si ha:

$$\Delta T_{lm,ec} = \left[\frac{(T_{H,in} - T_{H,out}) - (T_{C,out} - T_{C,in})}{\ln \left[\frac{(T_{H,out} - T_{C,in})}{(T_{H,in} - T_{C,out})} \right]} \right] = \Delta T_{lm,cc}$$

Negli scambiatori controcorrente, entrando i due fluidi dalle estremità opposte, la temperatura di uscita del fluido freddo può superare quella di uscita del fluido caldo. Fissate le temperature di ingresso e di uscita dallo scambiatore di calore, la differenza media logaritmica nel caso di scambiatore di calore in controcorrente è sempre maggiore di quella dello scambiatore di calore in equicorrente. Poiché è sempre $\Delta T_{lm,ec} < \Delta T_{lm,cc}$, per scambiare una determinata potenza termica nel caso di scambiatore in controcorrente è sufficiente una superficie di scambio termico inferiore rispetto a quella necessaria per uno scambiatore equicorrente, è quindi più conveniente utilizzare una configurazione in controcorrente.

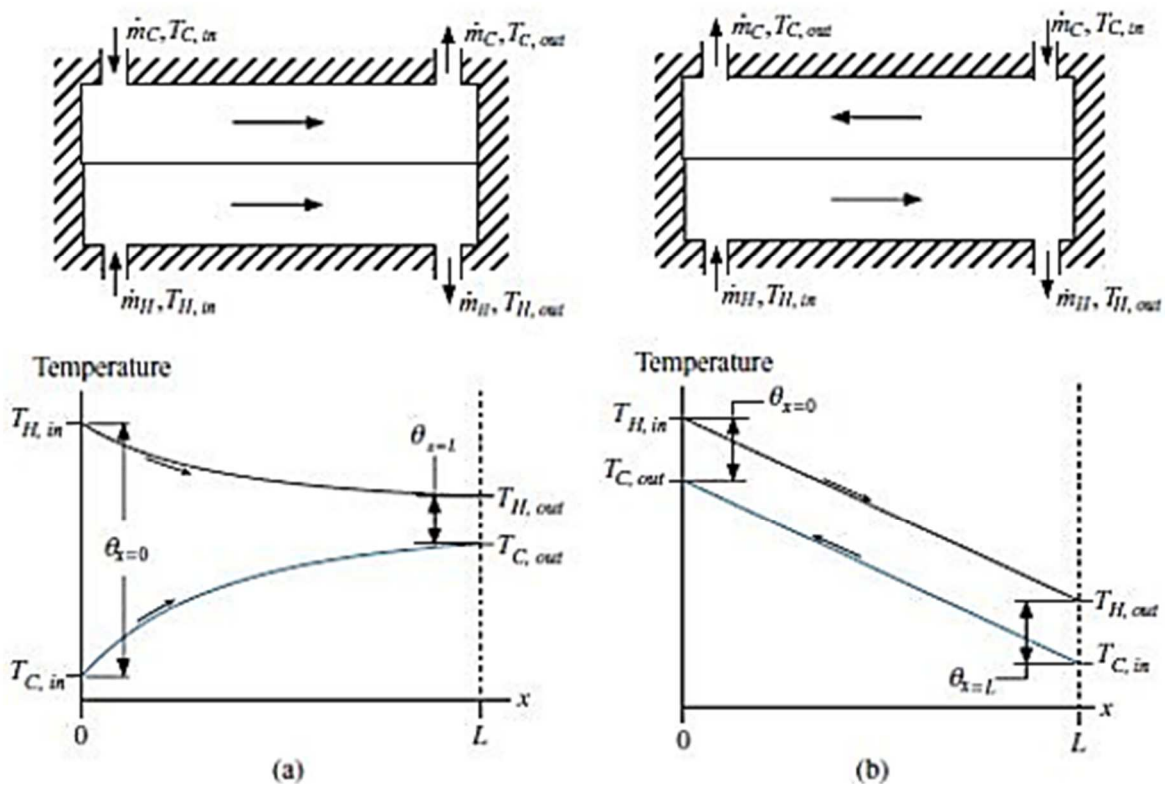


Figura 2.9: Schema e diagramma di scambio termico di uno scambiatore in configurazione equicorrente (a) e controcorrente (b).

Un condensatore o un evaporatore possono essere considerati sia come scambiatori di calore in equicorrente sia come scambiatori in controcorrente con gli stessi risultati, come si vede dalla figura 2.10. In questi tipi di scambiatore un fluido è in cambiamento di fase, e quindi la sua temperatura è costante in tutti i punti dello scambiatore.

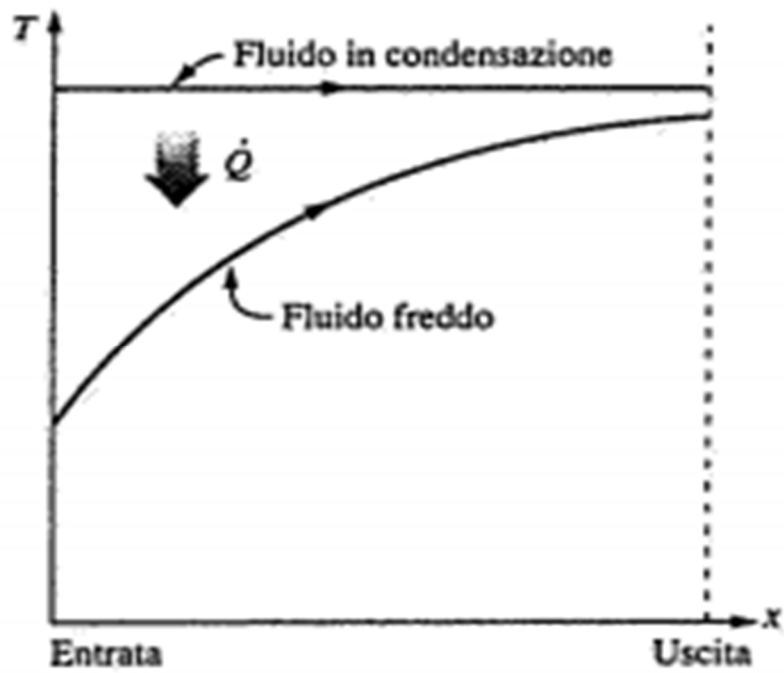


Figura 2.10 (a): Diagramma di scambio termico di un condensatore

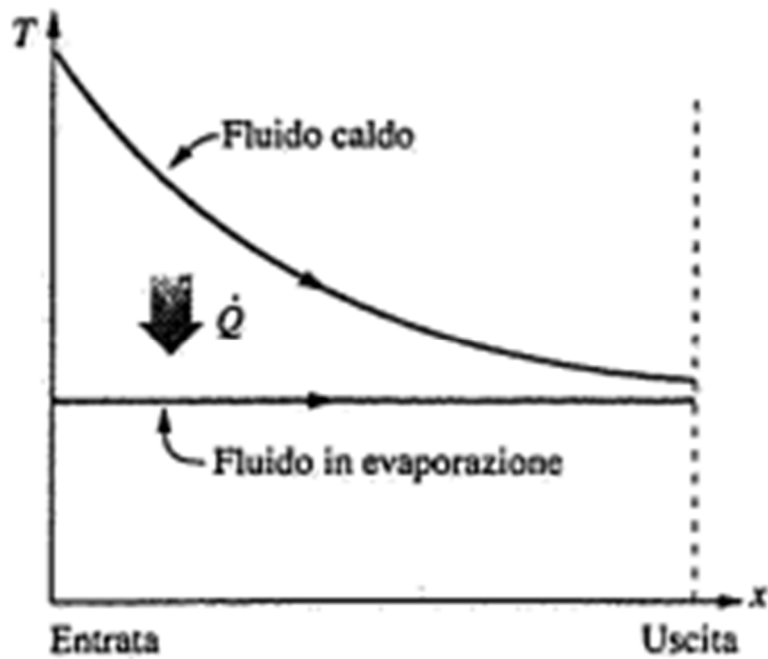


Figura 2.10 (b): Diagramma di scambio termico di un evaporatore.

2.4 Efficienza di uno scambiatore di calore

Dall' equazione della potenza termica espressa con la differenza di temperatura media logaritmica si vede che se $T_{H,in} - T_{C,in}$ o $T_{H,out} - T_{C,out}$ tendono a zero si ha che il $\ln[(T_{H,in} - T_{C,in})/(T_{H,out} - T_{C,out})]$ tende all'infinito e dunque per avere una potenza \dot{Q} scambiata finita e diversa da zero occorre che la superficie di scambio A tenda all'infinito. Viene definita efficienza dello scambiatore il rapporto tra la potenza scambiata tra i due fluidi e quella che scambierebbe se la superficie di scambio fosse infinita, cioè:

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\infty}}$$

Dove \dot{Q}_{∞} è appunto la potenza termica massima scambiabile con superficie in di scambio finita.

Ipotizzando che $T_{H,out} - T_{C,out} > T_{H,in} - T_{C,in}$, se $T_{H,in} - T_{C,in}$ tende a zero la curva di riscaldamento del freddo si modifica nel senso che partirà sempre dalla stessa temperatura $T_{C,in}$ avrà la stessa pendenza della curva del freddo che scambia \dot{Q} (le condizioni al contorno del fluido freddo e caldo e cioè portata e temperatura dei fluidi in ingresso non cambiano), ed inoltre avrà un punto in comune con la curva di raffreddamento del fluido caldo dato che $T_{H,in} - T_{C,in}$ è uguale a zero. Di conseguenza essa si modifica nella curva tratteggiata in figura 2.11 dove la $T_{C,out\infty}$ rappresenta la temperatura del fluido freddo con superficie di scambio infinita.

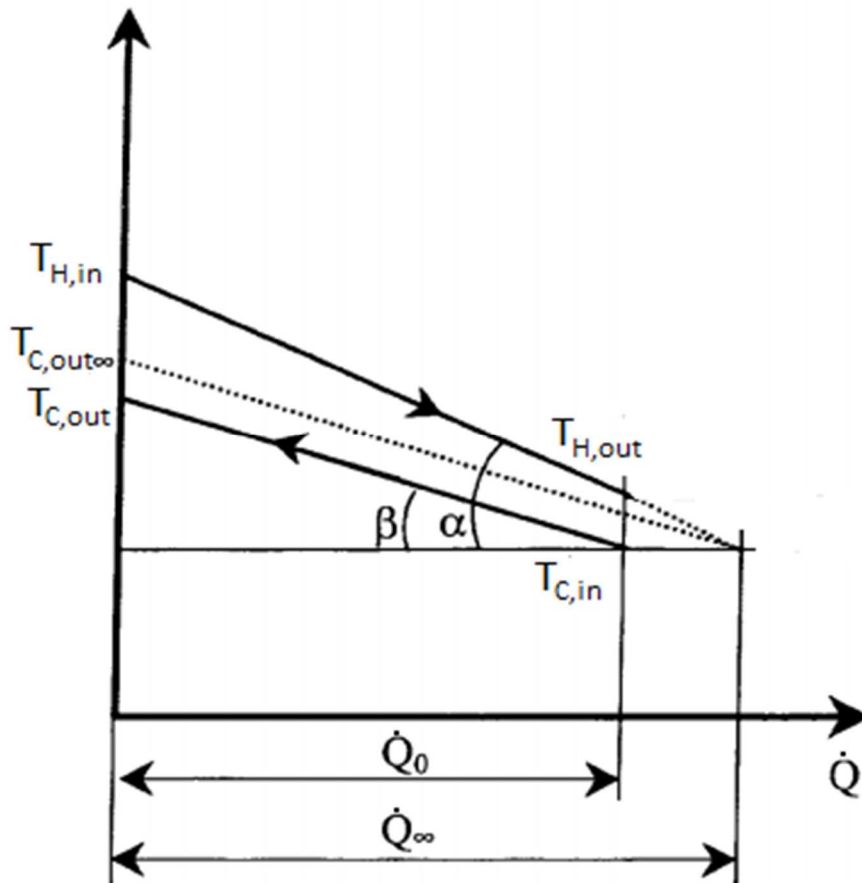


Figura 2.11: Diagramma di scambio termico di uno scambiatore controcorrente, la linea tratteggiata corrisponde al caso di superficie di scambio infinita.

Si può scrivere l'efficienza in funzione delle temperature terminali come:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_\infty} = \frac{\dot{m}_H c_H (T_{H,in} - T_{H,out})}{\dot{m}_H c_H (T_{H,in} - T_{C,in})} = \frac{(T_{H,in} - T_{H,out})}{(T_{H,in} - T_{C,in})}$$

Se si vuole mettere l'efficienza in funzione delle temperature del fluido freddo si ottiene:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_\infty} = \frac{\dot{m}_C c_C (T_{C,out} - T_{C,in})}{\dot{m}_C c_C (T_{C,out\infty} - T_{C,in})} = \frac{(T_{C,out} - T_{C,in})}{(T_{C,out\infty} - T_{C,in})}$$

Ma in questo modo compaiono due incognite, che sono la $T_{C,out}$ e $T_{C,out\infty}$, per date temperature e portate in ingresso dallo scambiatore. Di conseguenza è preferibile sempre esprimere l'efficienza facendo riferimento al lato caldo o freddo a seconda di dove compaiono meno incognite. Dipende quindi dall'inclinazione delle curve di scambio termico e cioè dal rapporto tra le capacità termiche orarie ($\dot{C}_C = \dot{m}_C c_C$).

Nel caso di scambio di calore in equicorrente (figura 2.12) il \dot{Q}_∞ che compare nella relazione dell'efficienza è sempre relativo al caso di scambio di calore in controcorrente.

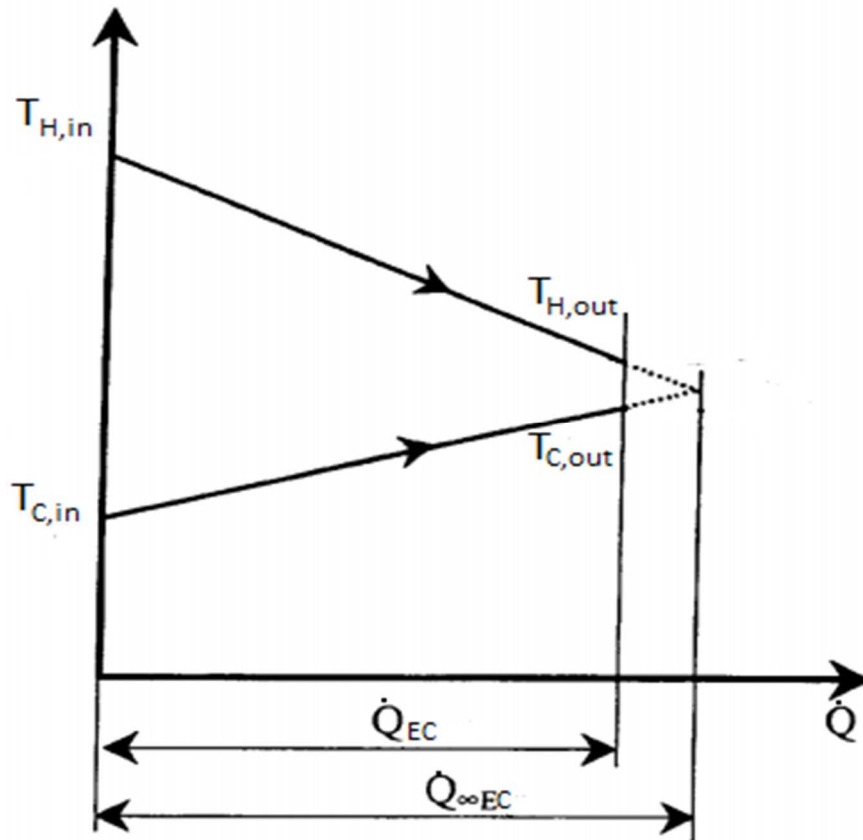


Figura 2.12: diagramma di scambio termico di uno scambiatore equicorrente, le linee tratteggiate corrispondono al caso di superficie di scambio infinita.

In questo caso la definizione di efficienza porta a:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\infty CC}} = \frac{\dot{m}_H c_H (T_{H,in} - T_{H,out})}{\dot{m}_H c_H (T_{H,in} - T_{C,in})} = \frac{(T_{H,in} - T_{H,out})}{(T_{H,in} - T_{C,in})}$$

In generale si può affermare che nel caso controcorrente a parità di capacità termica oraria dei due fluidi si ha una efficienza più elevata.

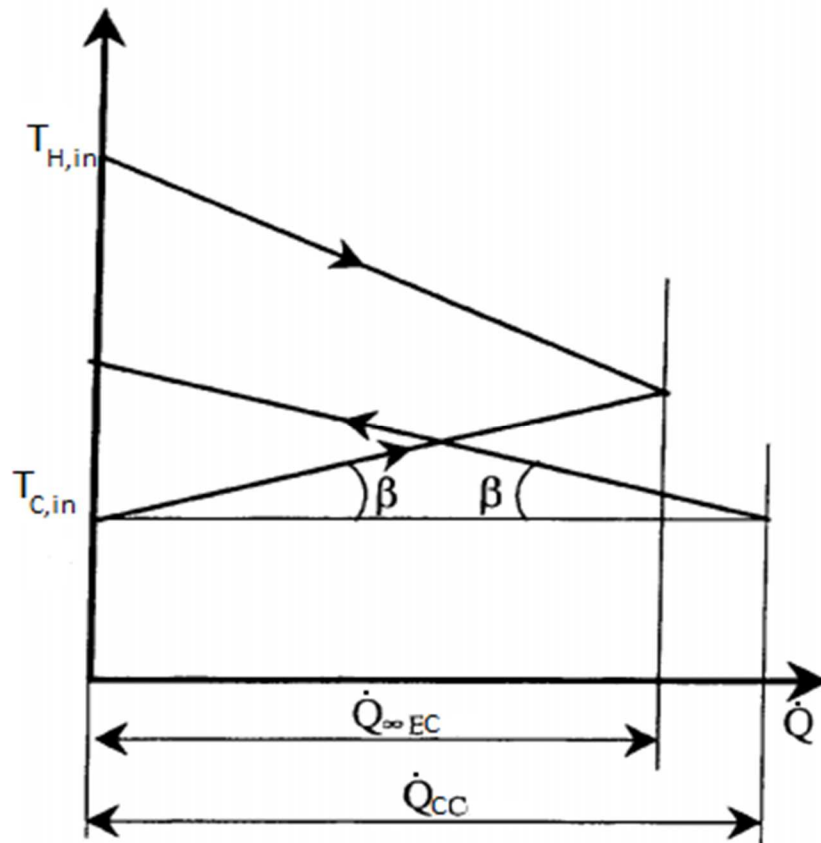


Figura 2.13: Confronto tra il diagramma di scambio termico di uno scambiatore controcorrente con il corrispettivo equicorrente.

Dal diagramma di figura 2.13 ci si rende conto che la potenza termica scambiabile nel caso equicorrente e con superfici di scambio infinite è inferiore alla potenza termica in controcorrente e con superfici di scambio finite. Inoltre, si può affermare che a parità di potenza termica scambiata e di superficie di scambio, nel caso di scambio in equicorrente, l'incremento di temperatura del fluido freddo risulta minore rispetto al caso in controcorrente. Di conseguenza la soluzione in equicorrente non viene usualmente adottata se non in quei casi in cui esiste una reale necessità di scambiare una moderata potenza termica per limitare le temperature di uscita del fluido freddo e le temperature della parete dello scambiatore.

Capitolo 3

Gruppo frigorifero a compressione

3.1 Introduzione

I gruppi frigoriferi sono dei sistemi energetici dove l'effetto utile non è la produzione di lavoro, ma la sottrazione di calore da un ambiente a bassa temperatura. Nei cicli frigoriferi a compressione vi è una conversione di energia meccanica in energia termica.

L'introduzione del calore q_i avviene a temperatura minore T_i rispetto a quella di scarico T_s . Il trasferimento di calore potrà avvenire solo a spese di un lavoro L fornito dal fluido attraverso un compressore.

In questi cicli l'effetto utile è il calore introdotto a fronte di una spesa energetica che è rappresentata dal lavoro L . Si definisce quindi l'Efficienza del ciclo frigorifero COP come:

$$COP = \frac{q_i}{L}$$

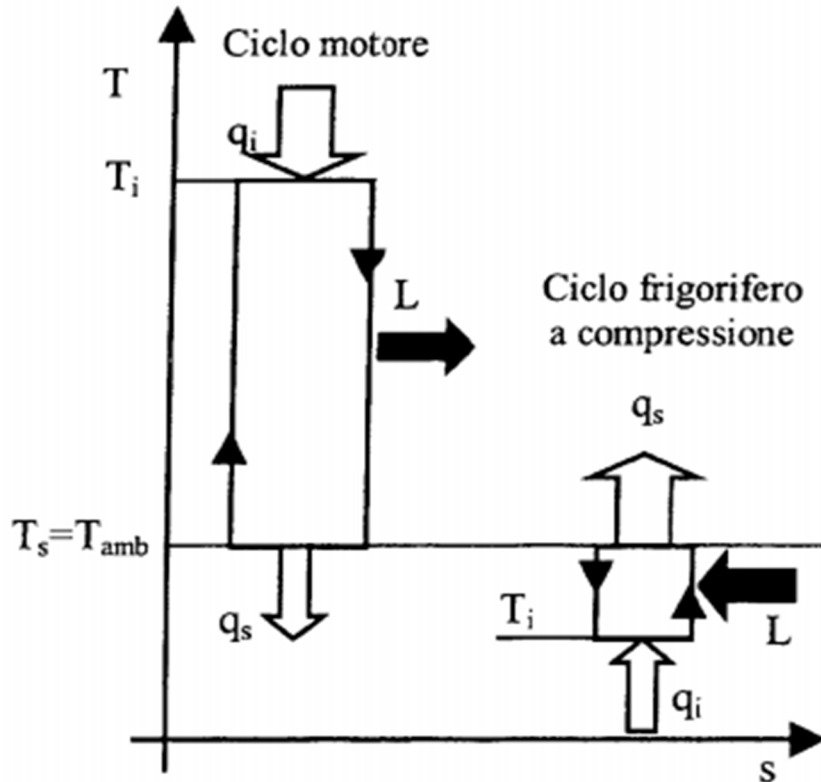


Figura 3.1: Confronto di un ciclo motore e un ciclo frigorifero per compressione entrambi di Carnot

Paragonando un ciclo frigorifero di Carnot con uno motore sempre di Carnot, quest'ultimo con un effetto utile dato dal rendimento termodinamico η definito come:

$$\eta = \frac{L}{q_i}$$

Facendo riferimento alla figura 3.1, si nota innanzi tutto che il ciclo motore è percorso in senso orario mentre quello frigorifero in senso antiorario, poi confrontando l'effetto utile

$$\eta = 1 - \frac{T_s}{T_i}$$

$$COP = \frac{1}{\frac{T_s}{T_i} - 1}$$

Il η è un numero sempre minore di 1, mentre il COP supera l'unità se il rapporto $\frac{T_s}{T_i}$ è inferiore di 2, come mostrato in figura 3.2.

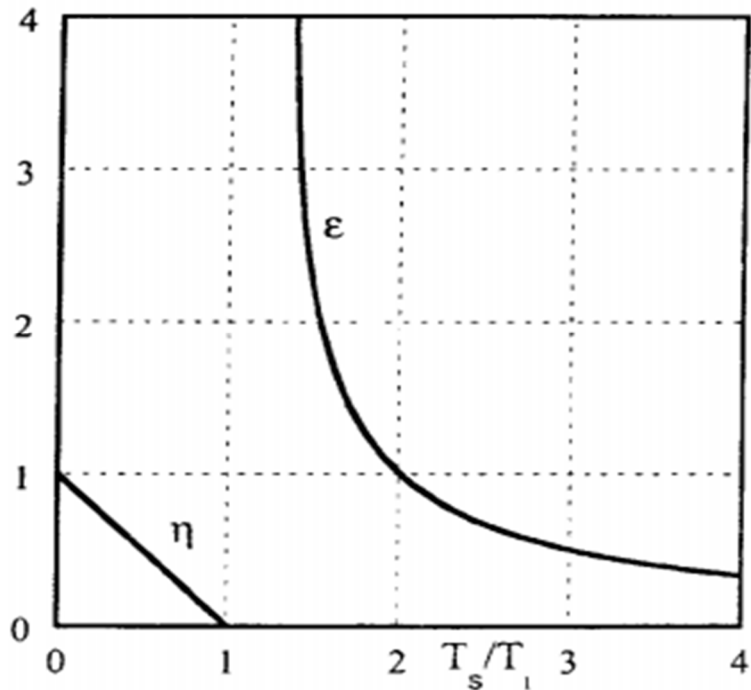


Figura 3.2: Andamento del rendimento del ciclo motore di Carnot e dell'efficienza del ciclo frigorifero di Carnot in funzione del rapporto T_s/T_l .

3.2 Ciclo frigorifero a compressione semplice

Analizziamo ora uno schema elementare di un circuito frigorifero per compressione con un sottoraffreddatore, schematizzato nella figura 3.3, e per farlo facciamo riferimento al relativo diagramma T-s (figura 3.4).

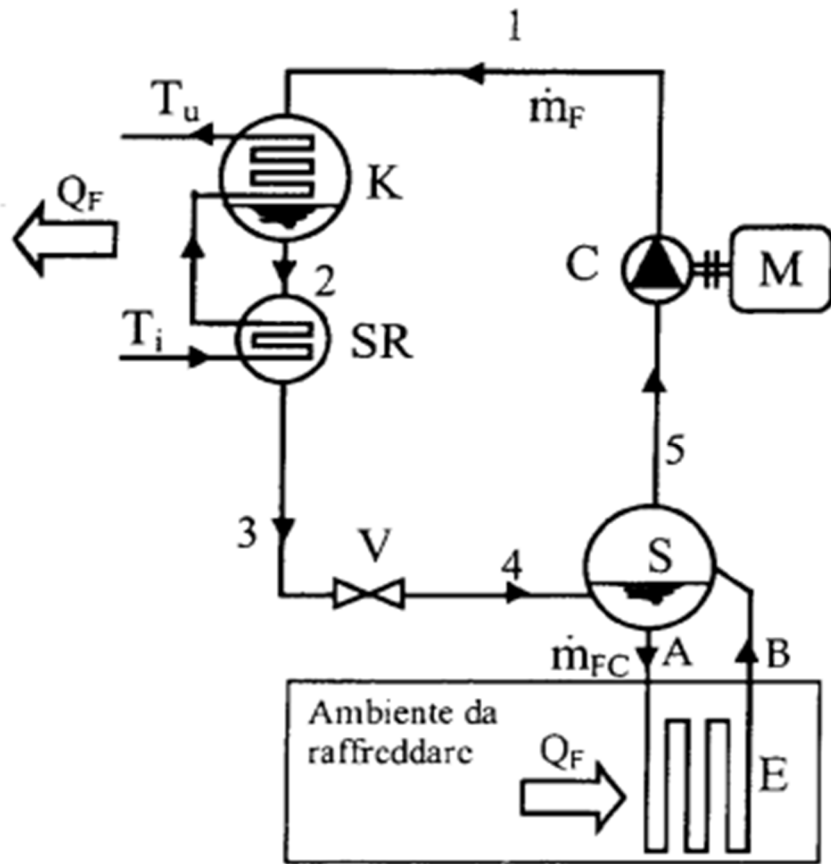


Figura 3.3: Schema di un ciclo frigorifero per compressione con sottoraffreddamento del fluido.

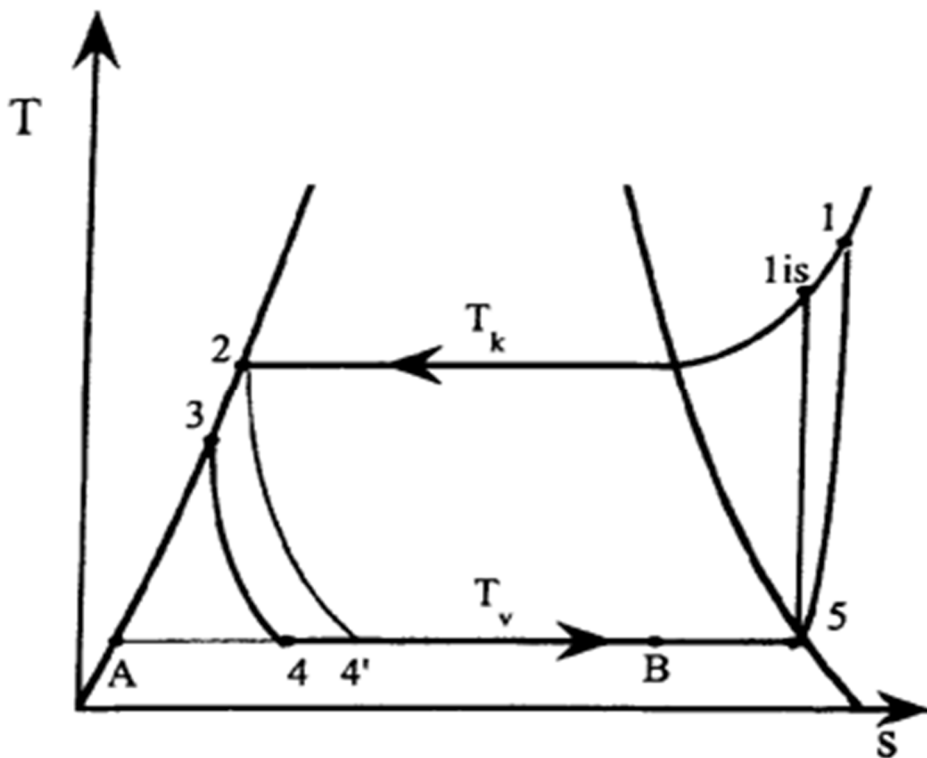


Figura 3.4: Diagramma termodinamico di un ciclo frigorifero per compressione con sottoraffreddamento del fluido.

Il calore viene sottratto all'ambiente da raffreddare nello scambiatore E in cui il fluido passa dallo stato di liquido saturo a vapore saturo con titolo minore di 1. Il compressore C , azionato dal motore M , aspira il fluido nello stato di vapore saturo dal corpo separatore S , lo comprime e lo invia nel condensatore K , dove cede calore all'acqua di raffreddamento, passando allo stato di liquido saturo. Il fluido viene poi laminato passando attraverso la valvola di laminazione V per poi tornare al corpo separatore. Per aumentare le prestazioni del ciclo si può sottoraffreddare il fluido inserendo un sottoraffreddatore SR utilizzando sempre l'acqua di raffreddamento esterna. In questo modo si laminerà il fluido allo stato 3 per arrivare poi nello scambiatore allo stato 4 con un valore di entalpia minore, e quindi sottraendo all'ambiente da raffreddare una maggiore potenza termica.

Infatti, analizzando i bilanci energetici, si ha al vaporizzatore:

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_{FC}(h_B - h_A)$$

Al corpo separatore:

$$\dot{m}_{FC}(h_B - h_A) = \dot{m}_F(h_5 - h_4)$$

e quindi:

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_F(h_5 - h_4)$$

La potenza spesa P_C per la compressione vale:

$$P_C = \frac{\dot{m}_F(h_1 - h_5)}{\eta_{mC}}$$

essendo η_{mC} il rendimento meccanico del compressore.

Definendo il rendimento interno del compressore η_{iC} , che indica quanto la trasformazione reale si avvicina ad una isoentropica, ovvero una trasformazione senza irreversibilità.

$$\eta_{iC} = \frac{(h_{1is} - h_5)}{(h_1 - h_5)}$$

L'efficienza del ciclo frigorifero è data da:

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{P_C} = \frac{(h_5 - h_4)}{(h_{1is} - h_5)} \eta_{ic} \eta_{mc}$$

Si può poi calcolare la portata di acqua necessaria al condensatore attraverso il seguente bilancio:

$$\dot{m}_{H_2O} c_l (T_u - T_i) = \dot{m}_F (h_1 - h_3)$$

3.3 Fluidi Frigoriferi

Tra le sostanze usate come refrigerante vi sono gli idrocarburi (propano, etano, etilene, ecc.), l'ammoniaca i clorofluorocarburi (R11, R12, R22, R502, R404A, ecc.), che sono i più utilizzati, e l'acqua. I refrigeranti inorganici vengono convenzionalmente indicati dalla lettera R seguita da una cifra pari a: $700 + \text{peso molecolare della sostanza}$. Invece, i refrigeranti organici sono identificati, dopo la lettera R, da un numero di cui, a partire da destra, la prima cifra è pari al numero di atomi di idrogeno sostituiti con atomi di fluoro, la seconda al numero di idrogeno più uno, mentre la terza cifra è pari al numero di atomi di carbonio meno uno. Pertanto, noto il composto di partenza, (metano, etano, butano), si risale alla formula chimica del refrigerante, essendo gli atomi di idrogeno mancanti e non sostituiti da atomi di fluoro, sostituiti da atomi di cloro.

Due parametri importanti che devono essere considerati nella scelta di un refrigerante sono le temperature dei sistemi con i quali il refrigerante scambia calore. Per avere uno scambio termico con una potenza ragionevole, deve esistere una differenza di temperatura di 5-10°C tra il refrigerante e il sistema con cui scambia calore.

Dal punto di vista termodinamico le principali grandezze che caratterizzano un fluido frigorifero sono: la pressione critica, la temperatura critica, il rapporto c_p/c_v e la capacità volumetrica refrigerante, definita come rapporto tra calore latente di vaporizzazione alla temperatura di 0°C ed il corrispondente valore del volume specifico del vapore saturo secco. Questo parametro è interessante perché è indicativo della potenza frigorifera specifica, cioè del rapporto tra potenza frigorifera e cilindrata del compressore ed è quindi interessante in relazione al dimensionamento del compressore stesso. In un ciclo frigorifero la differenza di entalpia dal vaporizzatore Δh_v sarà sempre minore del calore di vaporizzazione e le temperature saranno in generale diverse da 0°C per cui i valori del corrispondente volume specifico v_s saranno in generali diversi da quello relativo a 0°C. Tuttavia, ad elevati valori della capacità volumetrica refrigerante corrispondono elevati valori del rapporto $\Delta h_v/v_s$ e quindi, a parità delle altre condizioni, minori valori della cilindrata del compressore. Infatti, nel caso

di un compressore alternativo monocilindrico a semplice effetto, in cui la portata in massa è il prodotto della massa per ciclo $\rho_S V \eta_C$ per il numero di cicli nell'unità di tempo n , si ha:

$$\dot{m}_F = \frac{V}{v_S} \eta_C n$$

Dove \dot{m}_F è la portata in massa di fluido frigorifero, V è la cilindrata del compressore, η_C il rendimento volumetrico, n la velocità di rotazione. Poiché è:

$$\dot{m}_F = \frac{\dot{Q}_F}{\Delta h_V}$$

Dove \dot{Q}_F è la potenza frigorifera, risulta:

$$V = \frac{\dot{Q}_F}{\eta_C n} \frac{1}{\frac{\Delta h_V}{v_S}}$$

Quindi è confermato che elevati valori della capacità volumetrica refrigerante cui corrispondono elevati valori di $\Delta h_V / v_S$ sono favorevoli per quanto riguarda il dimensionamento del compressore.

Altri requisiti interessanti dei fluidi frigoriferi sono legati alla convenienza di avere:

- La pressione di vaporizzazione leggermente superiore a quella atmosferica, per evitare rientrate d'aria che diluirebbe il refrigerante ed abbasserebbe i coefficienti di trasmissione del calore in tutti gli scambiatori;
- La pressione di condensazione non troppo elevata per non esaltare i problemi di dimensionamento del condensatore;
- Non elevati valori de rapporto tra pressione di condensazione e di vaporizzazione soprattutto per quanto riguarda il rendimento di carica del compressore;
- Una temperatura di solidificazione molto più bassa di quella di vaporizzazione, per evitare la formazione di ghiaccio;
- Bassi livelli di tossicità, irritabilità ed infiammabilità;
- Massima stabilità fisica, chimica e riproducibilità del ciclo;
- Minima aggressività chimica nei confronti dei materiali;
- Limitato volume specifico in condizioni di aspirazione onde ottenere, a parità di portata in massa, ridotte cilindrate dei compressori;
- Limitata temperatura di fine compressione onde ridurre le sollecitazioni fisiche e chimiche delle apparecchiature e la potenza di refrigerazione dei compressori;

- Elevato calore latente di vaporizzazione onde ridurre, a parità di potenza frigorifera, la portata circolante e quindi tutte le dimensioni dell'impianto;
- Minimo costo.

Capitolo 4

La Sovralimentazione

La tecnica di sovralimentazione nasce per migliorare le prestazioni di un motore termico aumentando la densità di carica fresca introdotta nella camera di combustione. Tale aumento viene reso possibile dall'installazione di un compressore a monte del collettore d'aspirazione.

4.1 La tecnica della Turbo-sovralimentazione

Nel corso degli anni sono stati sviluppati numerosi sistemi sovralimentanti, ma quello che ha riscontrato maggior successo è la turbo-sovralimentazione, ossia quel sistema che prevede l'installazione di una turbina a valle del collettore di scarico.

Il principio di funzionamento è molto semplice: come mostrato in figura 4.1, una parte dei gas di scarico vengono convogliati in direzione di una turbina che, collegata al compressore mediante un albero di adeguate dimensioni, ne alimenta l'esercizio. In questo modo si ottiene un notevole recupero di energia che, altrimenti, andrebbe dispersa nell'ambiente. Ne consegue un significativo aumento dell'efficienza dell'intero apparato motore.

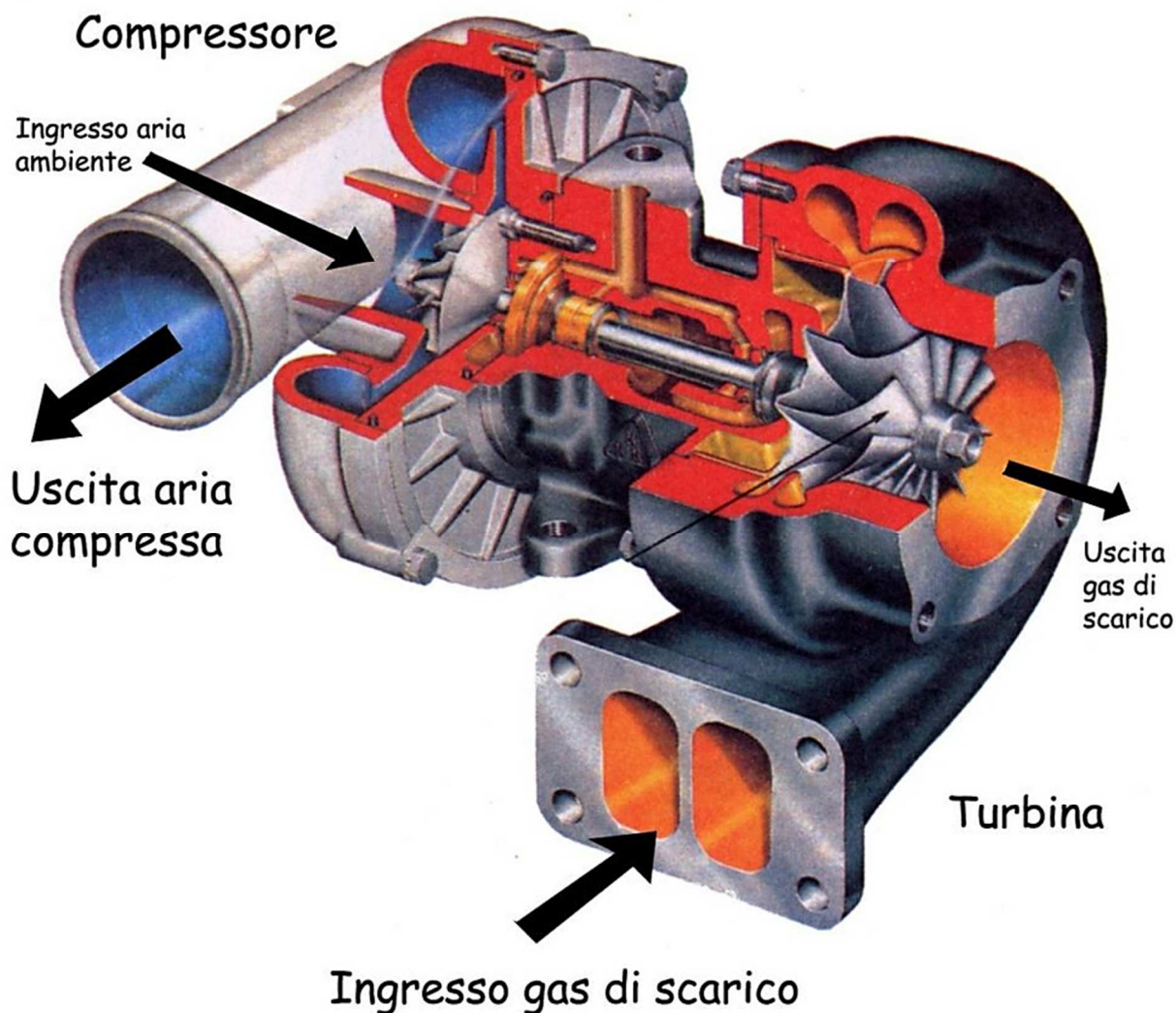


Figura 4.1: Struttura di un turbocompressore.

Questo sistema, tuttavia, non è esente da criticità. La più rilevante risiede nella natura degli organi meccanici coinvolti: il motore termico lavora in condizioni spiccatamente instazionarie, ossia con flussi le cui grandezze sono variabili nel tempo. Al contrario, le turbomacchine (compressore, turbina), pur essendo progettate per poter funzionare in condizioni instazionarie, raggiungono maggiore efficienza in condizioni di regime stazionario.

Di conseguenza, per ovviare al problema, sono state messe a punto due principali configurazioni: la turbo-sovralimentazione a pressione costante e quella ad impulsi.

4.1.1 La turbo-sovralimentazione a pressione costante

L'idea è di installare un collettore di ampio volume a valle del gruppo cilindri nel quale convogliare l'intero flusso di scarico, come mostrato in figura 4.2.

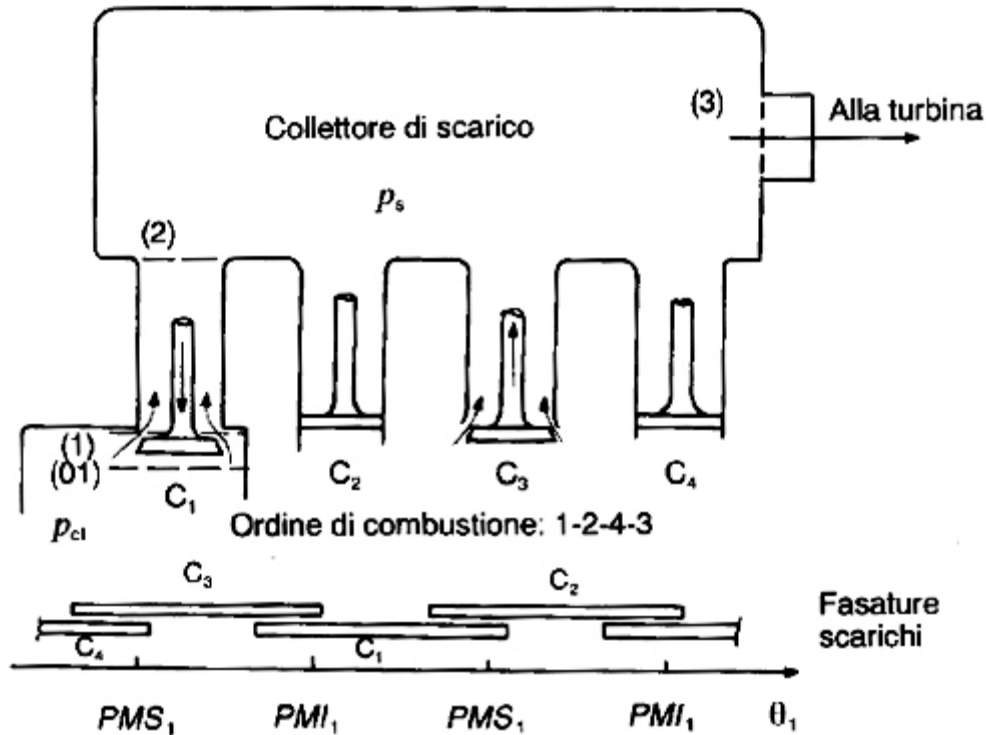


Figura 4.2: Schematizzazione del sistema di scarico di un motore turbo-sovralimentato con turbina a pressione costante. I quattro cilindri sono collegati con brevi condotti ad un unico collettore di ampio volume.

Durante lo scarico di un cilindro si generano onde di pressione che possono ostacolare lo scarico di un altro, per cui le dimensioni del volume del collettore devono essere opportunamente disegnate in modo da smorzarle fino al livello desiderato. Generalmente vengono utilizzate dimensioni fino a 6 volte superiori rispetto alla cilindrata del motore in funzione di alcuni parametri critici quali la portata di massa dei gas, la frequenza di scarico e la pressione nel cilindro all'apertura delle valvole. In questa maniera la turbina lavora in condizioni stazionarie e ne consegue un rendimento elevato, essendo ottimizzata in funzione dei parametri di progetto; a questo si aggiunge il vantaggio di semplificare i collettori di scarico, anche se più ingombranti, facilitando la collocazione del turbocompressore nella regione più comoda al costruttore.

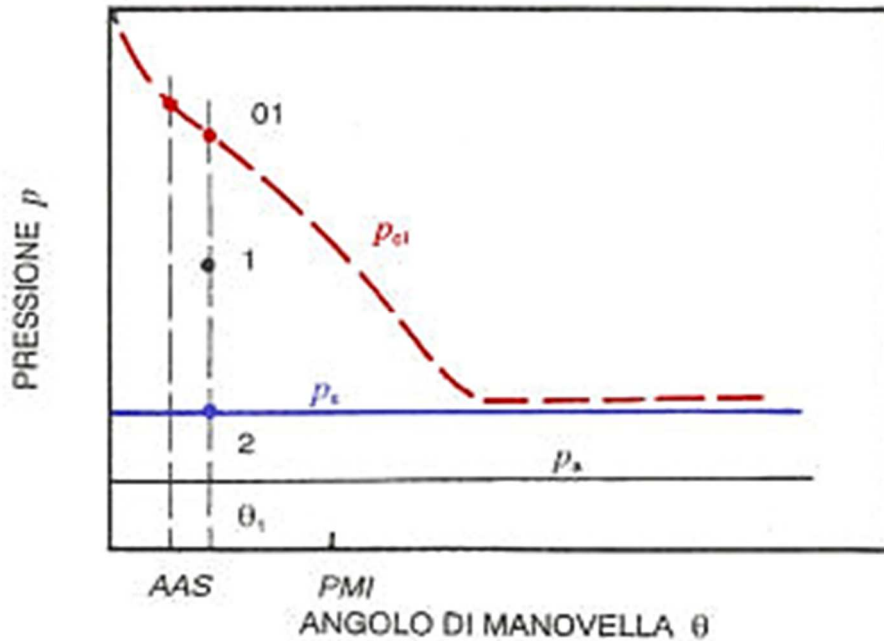


Figura 4.3: Andamento della pressione nel cilindro p_{cil} e nel collettore p_s in funzione dell'angolo di manovella θ , nel caso di un collettore sufficientemente ampio per mantenere la contropressione p_s costante nel tempo.

A questa serie di vantaggi, tuttavia, si contrappone lo scarso sfruttamento dell'energia posseduta dai gas di scarico. Osservando il grafico di figura 4.3 si nota come la differenza tra la pressione nel cilindro e nel collettore sia piuttosto elevata per un ampio tratto di rotazione. Questo è spiegato dall'analisi fluidodinamica del flusso, il quale, finché il rapporto di espansione resta maggiore o uguale a quello critico, viene accelerato fino al valore della velocità del suono in prossimità della sezione d'uscita, raggiungendo lo stato di blocco sonico. In queste condizioni si generano onde d'urto, da cui moti turbolenti interni al collettore con cui viene dissipata la grande velocità raggiunta, generando entropia.

4.1.2 La turbo-sovralimentazione ad impulsi

Questa configurazione prevede l'impiego di più collettori di scarico dalle piccole dimensioni e soggetti ad ampie oscillazioni di pressione (impulsi), come mostrato nella figura 4.4, riducendo così il tempo di espansione senza contropressione dei gas in uscita dai cilindri. La turbina, posta a valle dei collettori di scarico, viene quindi attraversata da flussi fortemente instazionari, ma l'efficienza della trasmissione dell'energia è elevata.

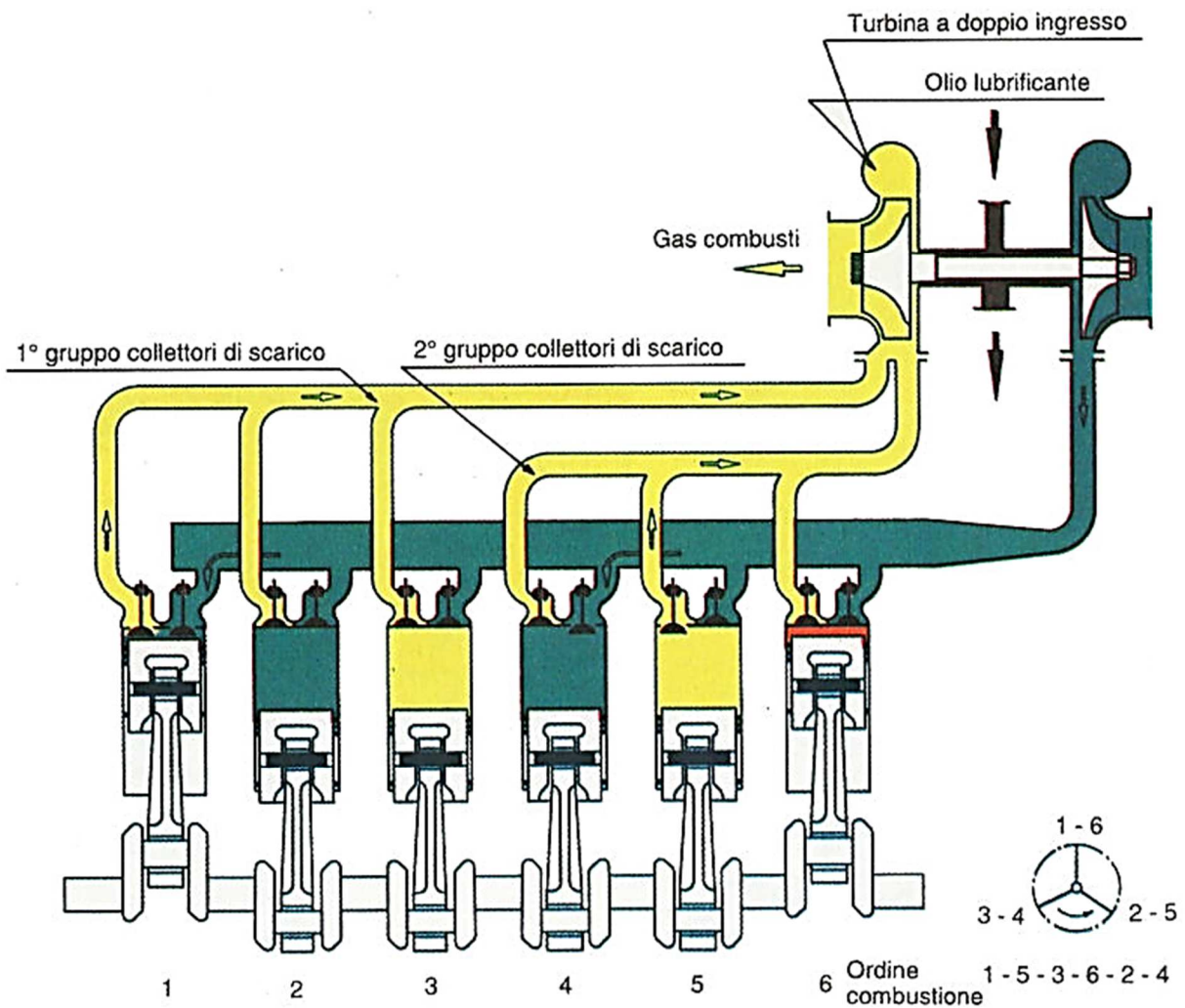


Figura 4.4: Rappresentazione schematica del sistema di scarico di un motore a sei cilindri turbo-sovralimentato con sistema ad impulsi. Gli scarichi dei cilindri sono raggruppati in due distinti collettori che trasferiscono l'energia posseduta dai gas a una turbina a doppio ingresso.

Tracciando un grafico dell'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella θ (figura 4.5) risalta subito agli occhi che, all'inizio dell'apertura della valvola, la differenza di pressione tra cilindro p_{cil} e collettore p_s è molto elevata, per cui il flusso di scarico genera forti dissipazioni. Tuttavia, essendo la portata massica ridotta (perché la sezione di apertura è minima), l'influenza di tale dissipazione è molto bassa rapportata all'intero ciclo. Al crescere di θ la differenza tra le due pressioni si riduce, e con essa anche il loro rapporto, il quale diventa inferiore a quello critico prima di raggiungere la posizione del punto morto inferiore (PMI), consentendo di trasmettere efficientemente una buona parte dell'impulso di energia contenuta nello scarico spontaneo. Al netto di calcoli fluidodinamici tenenti conto della condizione instazionaria del flusso, i sistemi ad impulsi, se correttamente configurati, hanno raggiunto efficienze prossime all'85%.

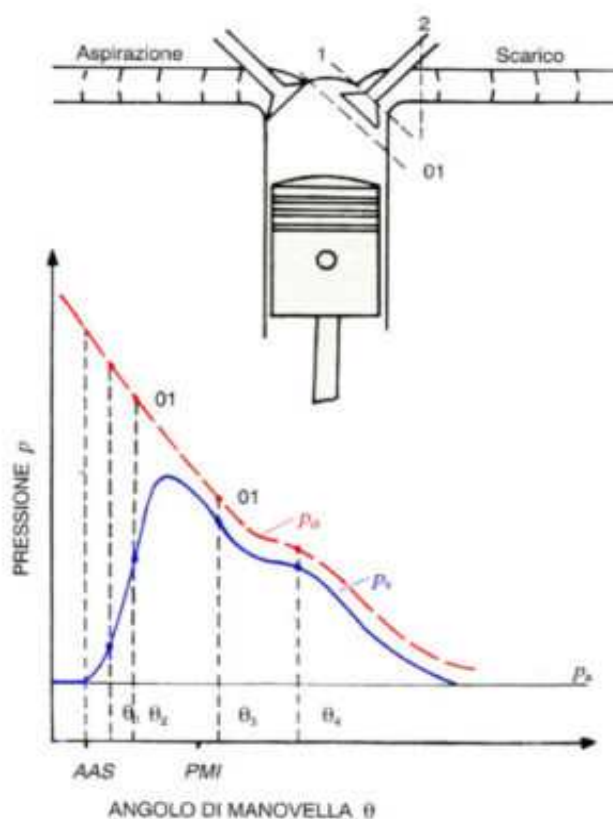


Figura 4.5: Andamento della pressione nel cilindro p_{cil} e nel collettore p_s in funzione dell'angolo di manovella θ .

Una criticità importante di questo sistema è la disposizione dei collettori, i quali devono essere opportunamente configurati in maniera tale da evitare interferenze reciproche. Pertanto, è necessario che due cilindri che condividono un collettore non abbiano le valvole di scarico aperte contemporaneamente. Ne consegue che i cilindri possono essere raggruppati a 2 o massimo 3 elementi, in modo da permettere un certo sfasamento fra i rispettivi scarichi (240 gradi per un 4 tempi, 120 per un due tempi).

L'aspetto negativo di questo sistema è che la turbina dovrà operare con flussi continuamente variabili, per cui i triangoli di velocità non saranno ottimali. Ciononostante, il bilancio totale dell'intero apparato risulta comunque più conveniente rispetto alla configurazione a pressione costante per varie ragioni: in primo luogo, in prossimità della turbina, è disponibile una quantità di energia considerevolmente maggiore, favorendo il matching dell'impianto di turbo-compressione al gruppo motore; in secondo luogo, un sistema ad impulsi risponde molto più velocemente alle variazioni di carico, rendendo il motore più performante quando sottoposto a continue variazioni di velocità; in ultimo, ma non meno importante, tale sistema produce una curva caratteristica coppia-numero di giri molto favorevole alla stabilità del motore.

4.2 Il turbocompressore nel ciclo frigorifero

Come vedremo nei capitoli successivi, il codice in matlab analizza un ciclo frigorifero innovativo, in cui si sfrutta principalmente l'utilizzo di un turbocompressore. Questo però per essere adattato a lavorare fluidi frigoriferi, che hanno caratteristiche diverse dai gas di scarico, e con valori di pressione e temperatura molto differenti da quelle dei casi appena analizzati. Le temperature, infatti, sono molto più basse in questo caso, e quindi non necessita di un sistema di refrigerazione come per i turbocompressori che lavorano i gas di scarico, dove le alte temperature possono compromettere il corretto funzionamento dello stesso. Un altro aspetto importante per cui si devono apportare delle modifiche strutturali è che sia il vapore uscente dalla turbina che quello uscente dal compressore si devono miscelare subito dopo aver subito la relativa trasformazione. Infatti, il turbocompressore dovrà essere inserito all'interno di un serbatoio e il fluido in uscita dal compressore viene fatto passare in un diffusore prima di miscelarsi con l'altro fluido.

L'azienda *AVL SCHRICK* ha progettato il turbocompressore per l'impianto di prova di *TurboAlgor*, che sta brevettando la nuova tecnologia impiantistica che verrà analizzata nel successivo capitolo, dopo che quest'ultima gli ha fornito le condizioni di funzionamento e le condizioni al contorno del turbocompressore:

- Fluido Frigorifero: R404a;
- Olio lubrificante: Mobil Arctic EAL 22;
- Temperatura del fluido all'ingresso del compressore di -35 °C;
- Pressione del fluido all'ingresso del compressore di 1,33 bar;
- Temperatura del fluido all'uscita del compressore di -20 °C;
- Pressione del fluido all'uscita del compressore di 2 bar;
- Temperatura del fluido all'ingresso della turbina di 9 °C;
- Pressione del fluido all'ingresso della turbina di 6,9 bar;
- Temperatura del fluido all'uscita della turbina di -24 °C;
- Pressione del fluido all'uscita della turbina di 2 bar;
- Portata in massa nel compressore di 0,561 Kg/s
- Portata in massa nella turbina di 0,314 Kg/s

Con queste condizioni gli ingegneri di *AVL* hanno calcolato i rendimenti interni di compressione e di espansione e definito il design della girante del compressore e della turbina.

4.2.1 Il serbatoio

Il serbatoio deve avere tre ingressi e due uscite: un ingresso per il fluido proveniente dallo scambiatore di calore che viene canalizzato direttamente alla carcassa della turbina, un ingresso per il fluido proveniente dal corpo separatore che viene canalizzato direttamente nella girante del compressore in direzione assiale, un'uscita per la miscela di fluido che verrà poi elaborata nel compressore principale, un ingresso e un'uscita per l'olio lubrificante necessario per il funzionamento del turbocompressore.

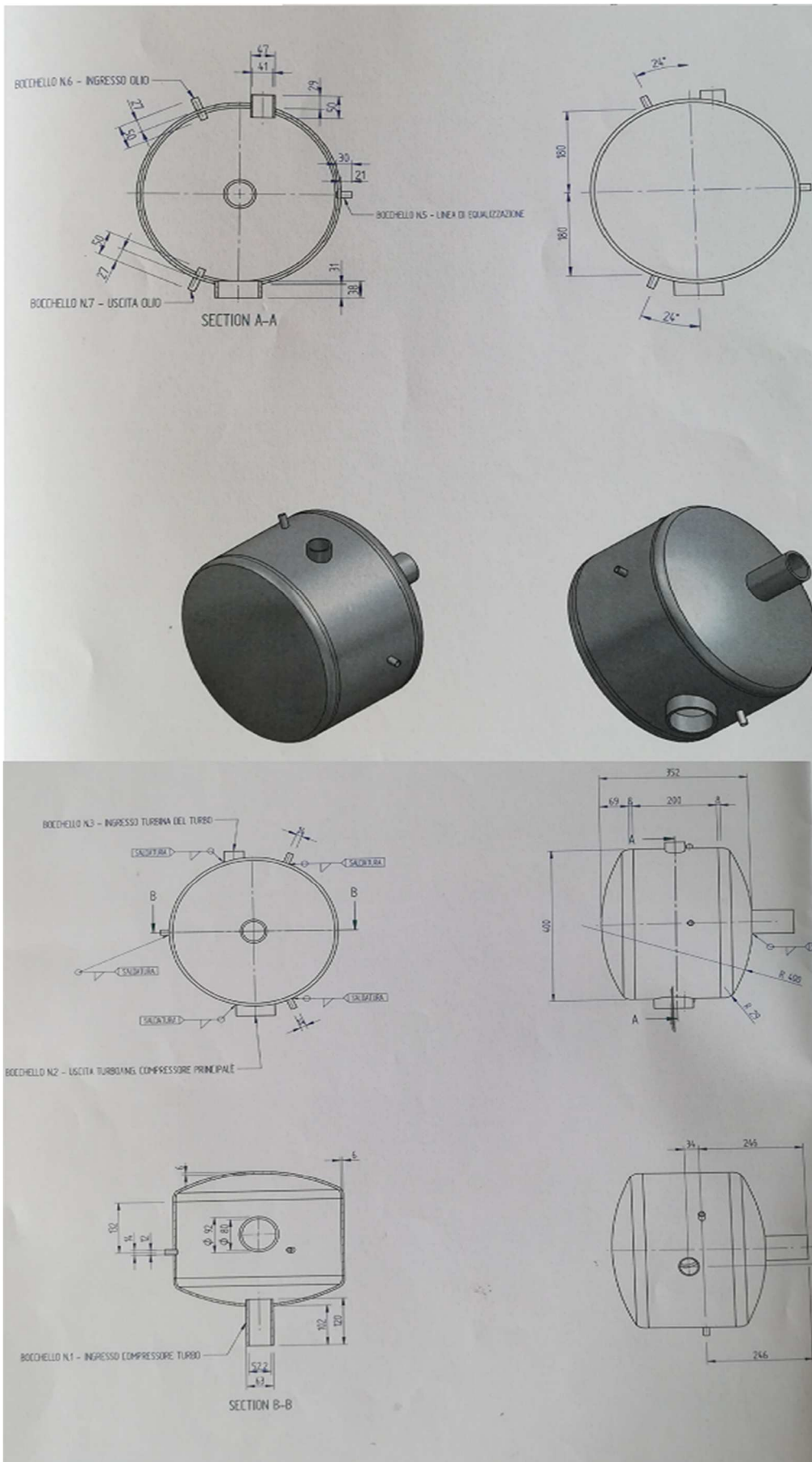


Figura 4.6: Serbatoio del turbocompressore

4.2.2 La turbina

Il rendimento interno di espansione stimato dagli ingegneri di AVL ha un valore del 80%. Il moto del fluido nella turbina genera le forze assiali più elevate, che rischiano di danneggiare gravemente i cuscinetti assiali, fino alla rottura di quest'ultimi e un funzionamento scorretto del turbocompressore. Per questo si userà un sistema di by-pass per non far circolare il fluido nel turbocompressore, facendo lavorare l'impianto come un normale impianto frigorifero a compressione finché non verranno risolti i problemi. Per ridurre la spinta assiale si può effettuare un intaglio di forma concava alla base della girante, tra una pala e l'altra, come mostrato in figura 4.7. Aumentando la concavità dell'intaglio diminuisce la forza, ma questa soluzione richiede una guida del flusso dietro la ruota della turbina, per la quale è necessario uno scudo termico. Nella figura 4.7 viene anche mostrato lo schema della forma delle pale, da cui si nota una sezione di ingresso che è circa un terzo di quella di uscita.

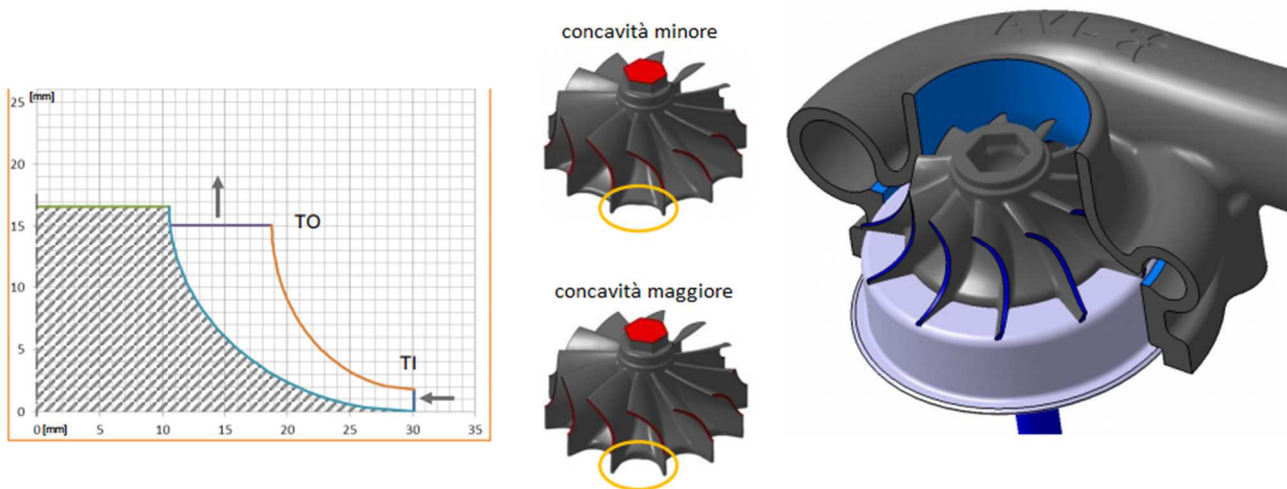


Figura 4.7: Struttura della turbina

4.2.3 Il compressore

Il rendimento interno di compressione stimato dagli ingegneri di AVL è del 75%.

I requisiti energetici sono che la vorticità e l'energia cinetica del fluido nel serbatoio deve essere più bassa possibile. Per ridurre la vorticità il fluido deve uscire dal compressore il più possibile in

direzione radiale, e quindi le pale risultano essere quelle della girante di figura 4.8, con una sezione di ingresso di poco superiore a quella di uscita.

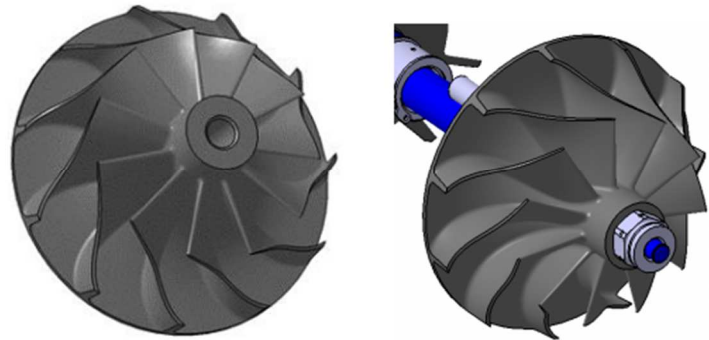
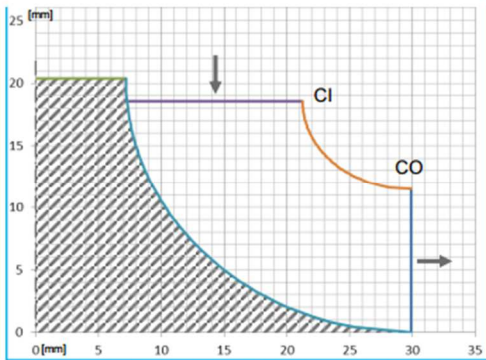


Figura 4.8: Struttura del compressore

4.2.4 Il diffusore

Il fluido appena esce dal compressore passa nel diffusore (figura 4.9) per ridurre la sua vorticità e soprattutto la sua velocità, e quindi la sua energia cinetica.

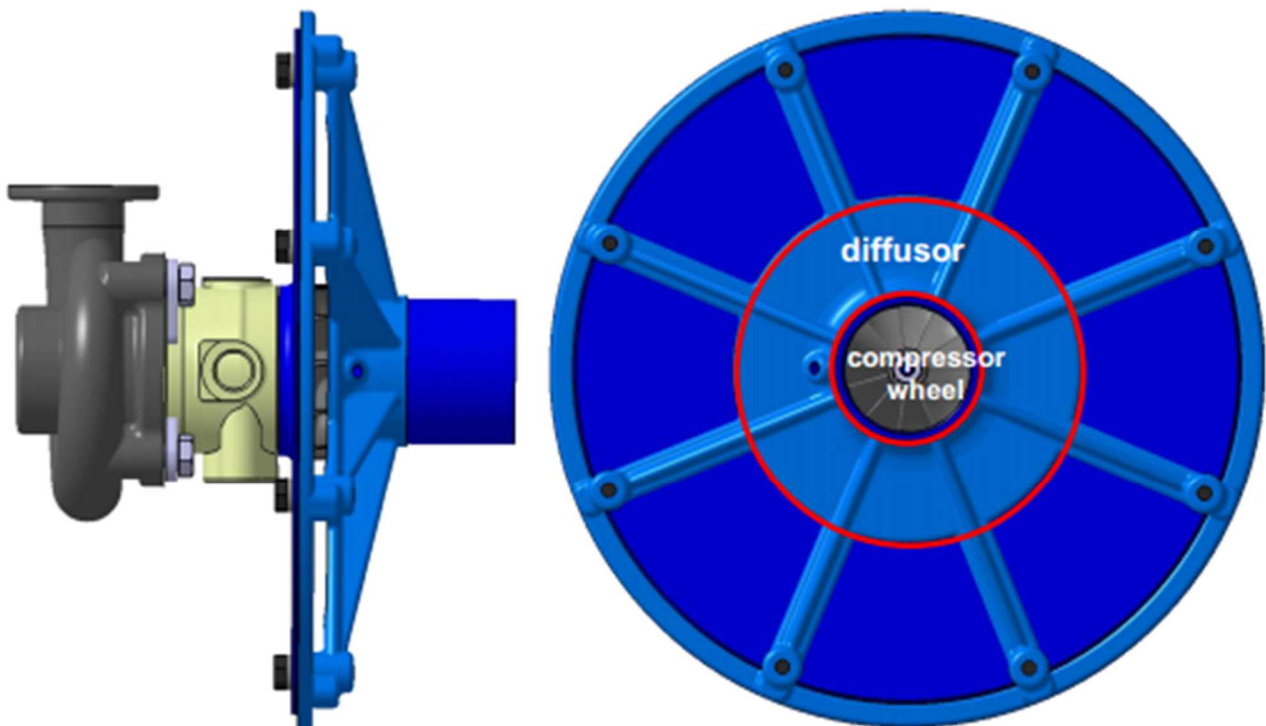


Figura 4.9 (a): Struttura del diffusore.

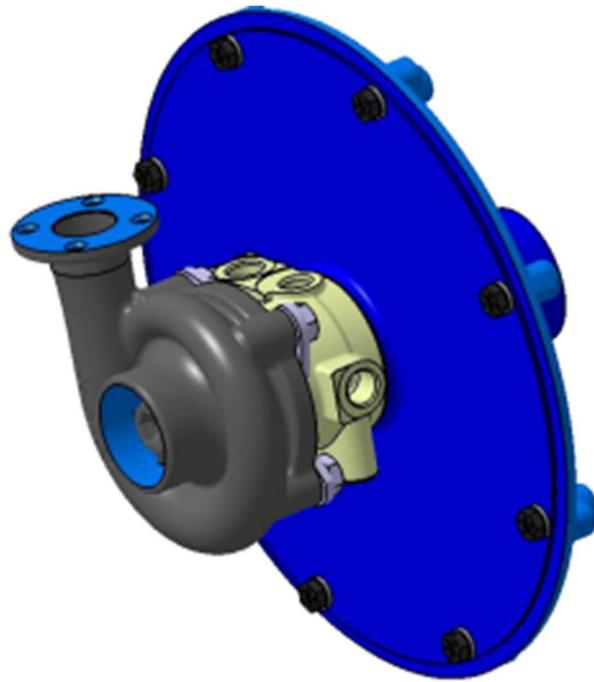


Figura 4.9 (b): Struttura del diffusore.

Per dimensionare il diffusore bisogna fare un compromesso fra la sezione, il diametro esterno del diffusore e l'angolazione della sua parete esterna. Non si potrà inoltre diminuire troppo la velocità del fluido per prevenire un distacco del fluido che causerebbe una dissipazione turbolenta. Quindi si opta per un diametro esterno pari al doppio del diametro esterno della girante del compressore, e un'altezza in ingresso maggiore di quella in uscita, come si vede dalla figura 4.10.

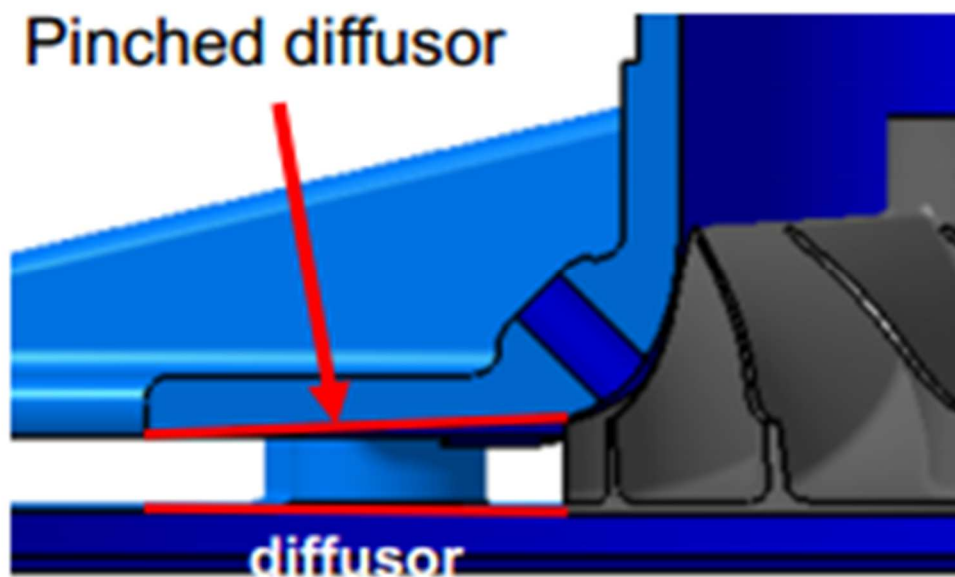


Figura 4.10: Sezione del diffusore

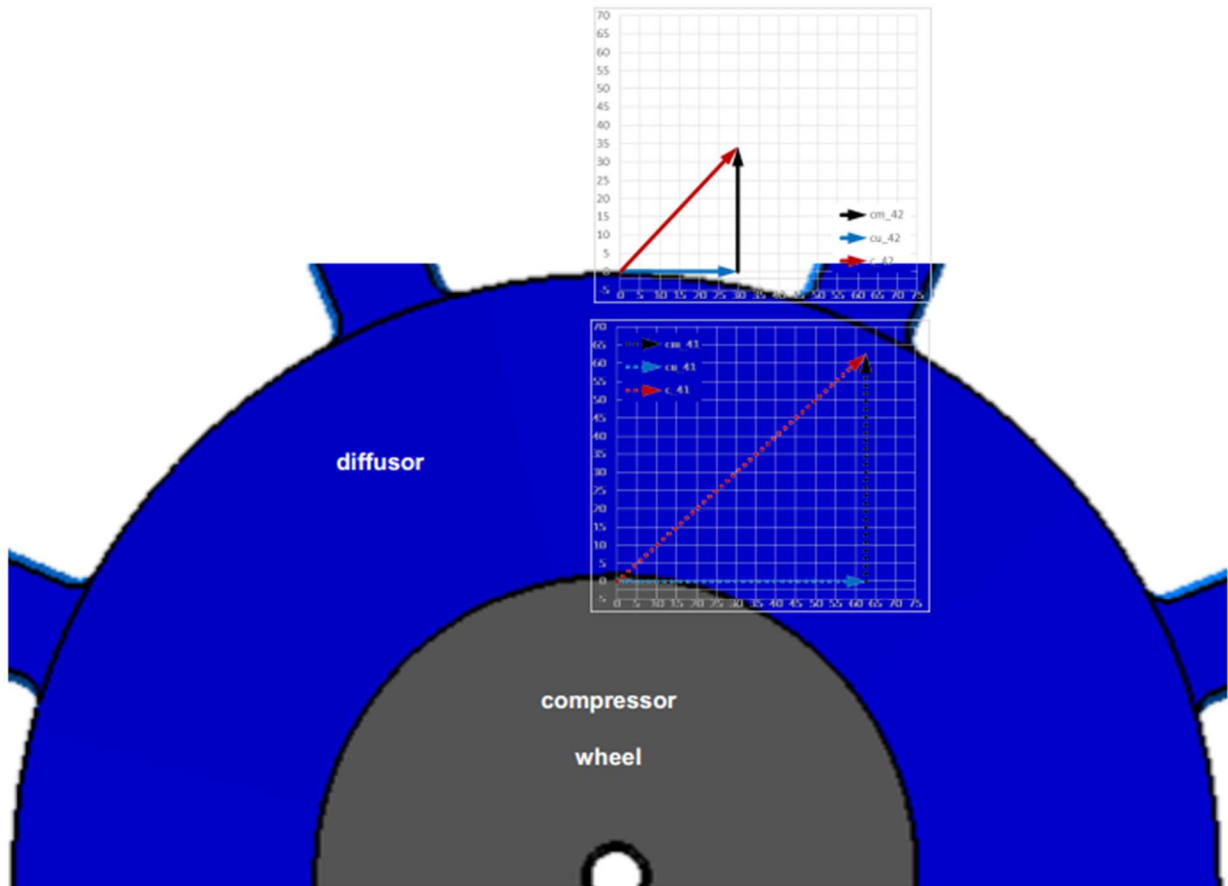


Figura 4.11: Triangoli di velocità del diffusore; il vettore rosso mostra il valore della velocità e la direzione del flusso, in ingresso (linea tratteggiata) e in uscita (linea continua). Gli altri vettori sono le relative componenti radiali (nero) e tangenziali (blu)

4.2.5 Il corpo centrale

Tra le due giranti vi è il corpo centrale (figura 4.12) del turbocompressore, che contiene il sistema di lubrificazione, due cuscinetti reggispinga radiali e un cuscinetto reggispinga assiale (figura 4.13). Ci sono due canali, uno per ingresso e uno per l'uscita, dove scorre l'olio lubrificante, che viene movimentato da un sistema di pompaggio esterno al turbocompressore. Il sistema è fondamentale per contrastare le forze assiali che vengono prodotte durante il funzionamento del turbocompressore.

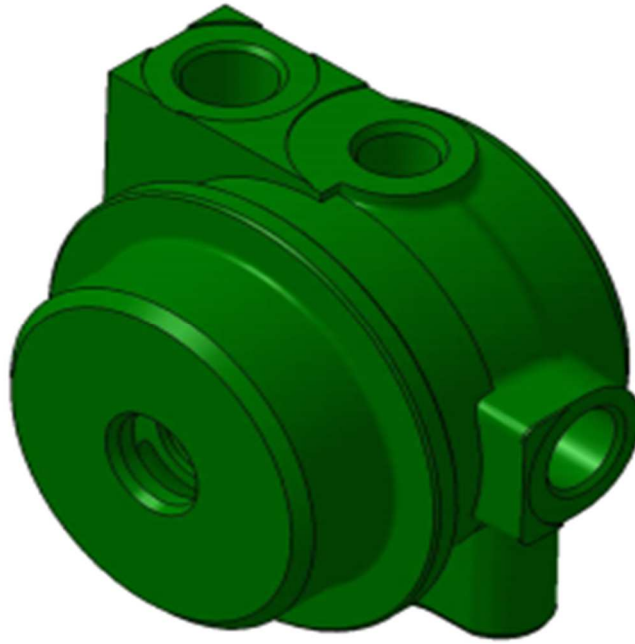


Figura 4.12: Struttura del corpo centrale

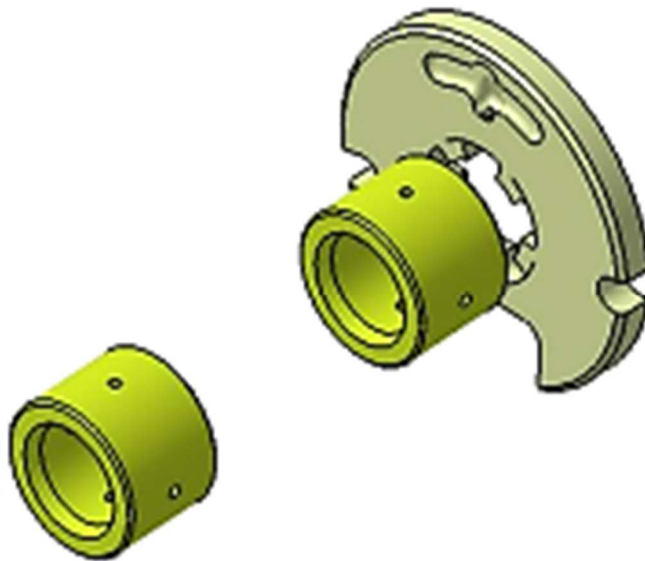


Figura 4.13: Cuscinetti radiali (giallo) e assiale (grigio)

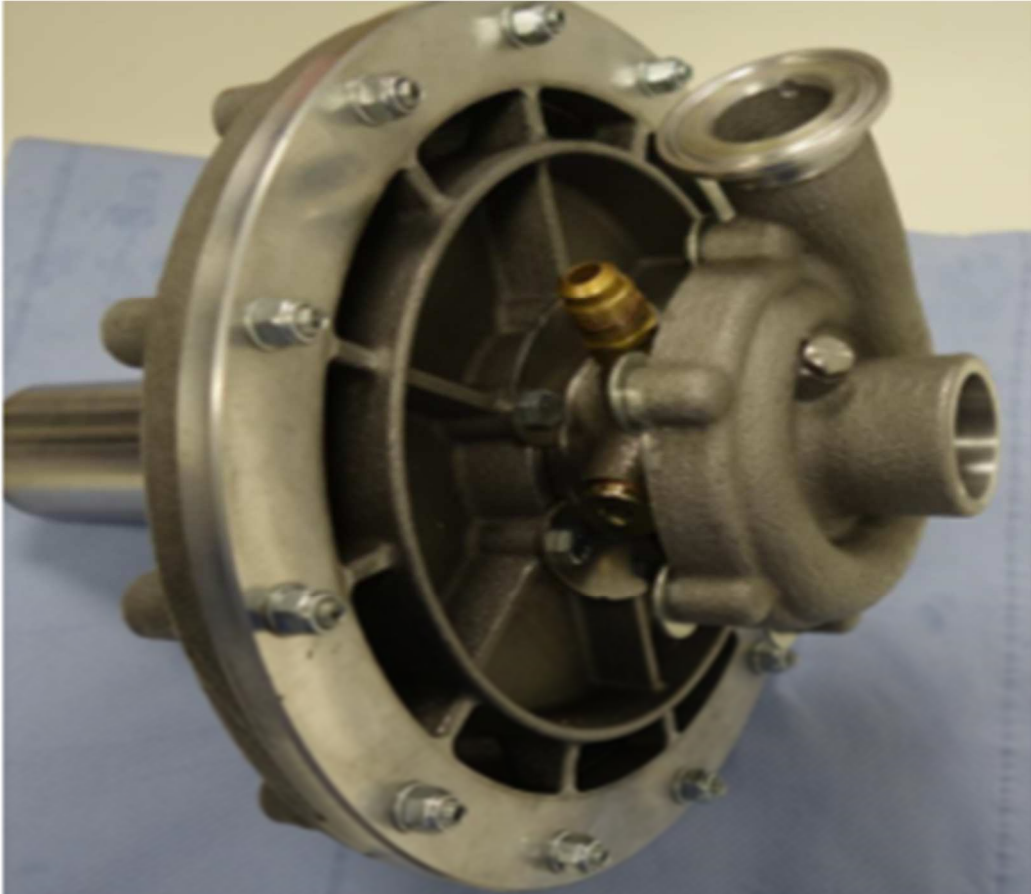


Figura 4.14: Turbocompressore

Capitolo 5

Gruppo frigorifero innovativo

Per rendere più efficiente il ciclo frigorifero si può inserire adeguatamente, come mostra la figura 5.1, uno scambiatore di calore *HE*, utilizzato come evaporatore nella configurazione in controcorrente, e un turbocompressore *TC*, con il quale è possibile avere un significativo risparmio di energia da spendere per azionare il compressore *C* e allo stesso tempo, a parità di potenza frigorifera, un aumento del salto entalpico utile di vaporizzazione e una riduzione della portata in massa.

I due componenti possono essere inseriti in un impianto già esistente con quattro semplici connessioni: una all'uscita del separatore di fluido *S*, il vapore viene inviato nel compressore del turbocompressore; una in aspirazione del compressore *C*, i due fluidi dopo aver subito le relative trasformazioni nel turbocompressore si miscelano nel serbatoio e inviati al compressore; una all'uscita del condensatore *K*, il liquido viene inviato allo scambiatore di calore; una in aspirazione della valvola di laminazione, il fluido esce dallo scambiatore di calore nello stato di liquido sottoraffreddato per poi essere laminato.

Questa tecnologia è stata ideata dall'azienda *TurboAlgor* del gruppo *Angelantoni Industries*, che sta ultimando le ultime prove per metterla sul mercato, sia come nuovo impianto che come semplice installazione del blocco turbocompressore-scambiatore di calore in un impianto già esistente.

Figura 5.2: Diagramma Termodinamico del ciclo frigorifero innovativo

Facendo riferimento alle figure 5.1 e 5.2, viene spillata una frazione Y portata di fluido allo stato fisico 4 a valle del condensatore K , che poi viene laminata fino allo stato fisico 5, con una pressione P_5 e una temperatura T_5 molto inferiore della pressione P_K e della temperatura T_4 rispettivamente. In questo modo è possibile scambiare una potenza termica \dot{Q}_{HE} nello scambiatore di calore tra il fluido spillato e il rimanente, sottoraffreddando a pressione costante quest'ultimo fino allo stato fisico 6 e vaporizzando la portata di fluido spillata fino a raggiungere lo stato fisico 8. La potenza termica scambiata è data dal bilancio termico nello scambiatore:

$$\dot{Q}_{HE} = Y\dot{m}_F(h_6 - h_5) = (1 - Y)\dot{m}_F(h_4 - h_8)$$

Il fluido sottoraffreddato prosegue il circuito venendo laminato fino alla pressione di vaporizzazione P_V prima di raggiungere il corpo separatore nello stato fisico 7. Qui si ha già un primo vantaggio, infatti, paragonando il ciclo frigorifero con il turbocompressore con quello per compressione semplice, a parità di pressione di vaporizzazione, pressione di condensazione e portata in massa, si nota che h_5 risulta maggiore di h_7 e quindi il salto entalpico utile per asportare una potenza termica \dot{Q}_F all'ambiente da raffreddare è minore nel caso del ciclo per compressione semplice, che quindi richiederà una maggiore circolazione di portata di fluido, nonostante la portata che sottrae calore all'ambiente è solo una parte di quella totale. Minore è la portata circolante e minore saranno i costi di investimento e la potenza spesa per comprimere il fluido alla pressione di condensazione, a parità di salto entalpico.

Il vapore uscente dallo scambiatore viene fatto espandere fino alla pressione P_T , corrispondente allo stato fisico 9, nella turbina del turbocompressore, trasmettendo al compressore di questo una potenza meccanica:

$$P_{TC} = Y\dot{m}(h_8 - h_9)\eta_{mTC} = Y\dot{m}(h_8 - h_{9id})\eta_{mTC}\eta_{iTC,t}$$

Dove η_{mTC} è il rendimento meccanico del turbocompressore e $\eta_{iTC,t}$ il rendimento interno della turbina.

Questa potenza meccanica viene usata per comprimere l'altra portata di vapore uscente dal corpo separatore evaporato alla pressione P_V fino allo stato fisico 2, cioè, facendo il bilancio energetico del turbocompressore, risulta:

$$P_{TC} = Y\dot{m}_F(h_8 - h_{9id})\eta_{mTC}\eta_{iTC,t} = (1 - Y)\dot{m}_F(h_2 - h_1) = \frac{(1 - Y)\dot{m}_F(h_{2id} - h_1)}{\eta_{iTC,c}}$$

Possiamo ricavare:

$$h_{2id} = \left[h_1 + \frac{Y}{1-Y} (h_8 - h_{9id}) \right] \eta_{iTC,c} \eta_{iTC,t} \eta_{mTC}$$

E ancora:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2id} - h_1}{\eta_{iTC,c}} = \left[h_1 + \frac{Y}{1-Y} (h_8 - h_{9id}) \right] \eta_{iTC,t} \eta_{mTC}$$

A questo punto i due fluidi che si trovano alla stessa pressione P_T vengono miscelati, raggiungendo lo stato fisico 10, con un valore dell'entalpia di:

$$h_{10} = Y h_9 + (1 - Y) h_2$$

Il fluido poi viene compresso allo stato fisico 3, richiedendo al motore l'erogazione di una potenza di:

$$P_C = \frac{\dot{m}_F (h_{3id} - h_{10})}{\eta_{mC} \eta_{iC}}$$

Confrontando quindi il ciclo frigorifero per compressione semplice con quello con il turbocompressore, a parità di pressione di vaporizzazione e pressione di condensazione, si vede chiaramente che per raggiungere quest'ultima il compressore deve erogare una potenza inferiore sfruttando il turbocompressore, visto che il fluido arriva nel compressore principale con entalpia h_{10} maggiore di h_1 .

Ovviamente tutto questo porta a un aumento dell'efficienza del ciclo frigorifero, ovvero:

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{P_C} = \frac{(1-Y)\dot{m}_F (h_1 - h_7)}{\dot{m}_F (h_3 - h_{10})} \eta_{mC} = \frac{(1-Y)(h_1 - h_7)}{(h_{3id} - h_{10})} \eta_{iC} \eta_{mC}$$

Capitolo 6

Interfaccia principale del programma e riassunto operazioni svolte

6.1 Introduzione

Nel codice in Matlab viene analizzato il ciclo frigorifero con turbocompressore e scambiatore di calore per verificare gli effettivi miglioramenti che si ottengono e trovare i parametri ottimali che lo ottimizzano. I dati principali di partenza sono la pressione di vaporizzazione e di condensazione, e la potenza termica da asportare all'ambiente da raffreddare, quindi per massimizzare il coefficiente di effetto frigorifero si deve minimizzare la potenza da spendere per comprimere il fluido alla pressione di condensazione. I punti caratteristici del circuito sono nominati facendo riferimento alle figure 5.1 e 5.2.

6.2 Analisi dei casi limite di surriscaldamento

Un parametro che va studiato in particolare è lo stato fisico del fluido all'ingresso della turbina. Il fluido potrà avere una temperatura compresa tra la temperatura di vaporizzazione T_5 alla pressione del fluido all'ingresso della turbina (P_T), coincidente con lo stato fisico di vapore saturo nella curva limite superiore ($T_{8,cls}$), e la temperatura massima ottenibile nello scambiatore di calore ($T_{8,max}$). Non potendo avere una superficie di scambio termico infinita, bisognerà definire una differenza di temperatura minima (ΔT_{risc}) tra la temperatura di condensazione (T_4) alla pressione di condensazione (P_K) e la temperatura (T_8) del vapore uscente dallo scambiatore. Quindi la massima temperatura ottenibile sarà data da:

$$T_{8,max} = T_4 - \Delta T_{risc}$$

Lo stesso discorso vale per il fluido che scorre nell'altro lato del turbocompressore, occorre quindi definire una differenza di temperatura minima (ΔT_{raff}) tra la temperatura di saturazione alla pressione P_S ($T_5 = T_{8cls}$) e la temperatura del fluido sottoraffreddato alla temperatura di condensazione P_K (T_6). Quindi la minima temperatura ottenibile sarà:

$$T_{6,min} = T_5 + \Delta T_{raff}$$

Nel codice vengono analizzati i due casi limite con $T_{8,cls}$ e $T_{8,max}$, che verrà indicata nel codice con T_8 , paragonando i risultati ottenuti e rappresentandoli in dei grafici.

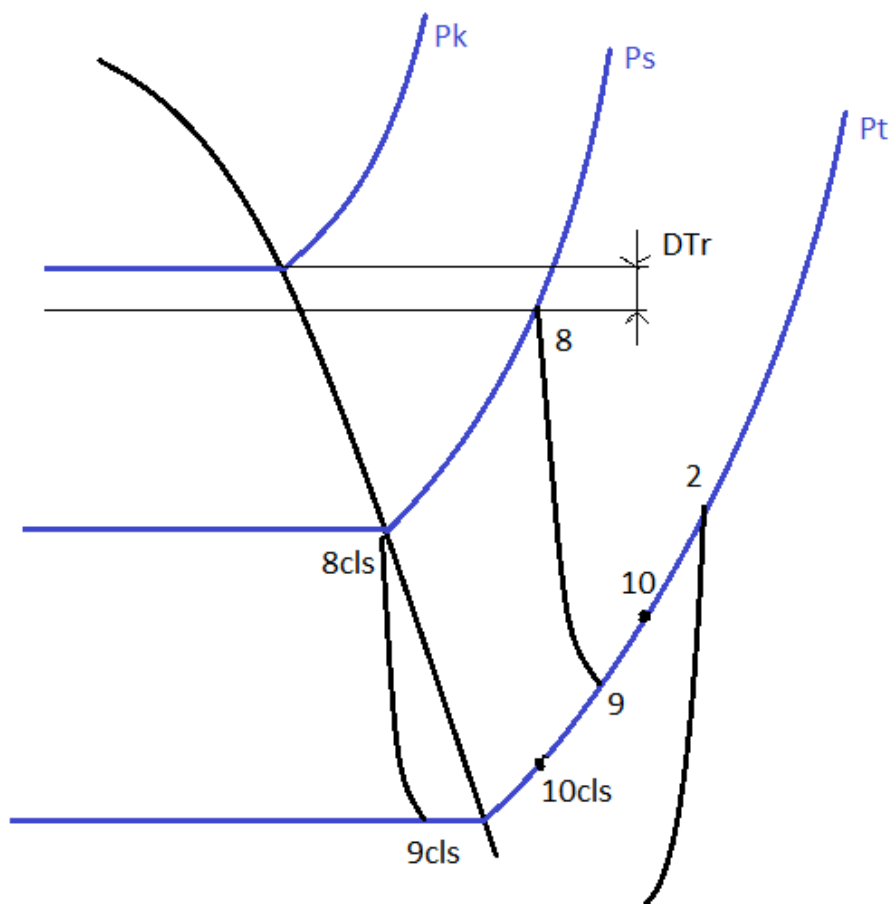


Figura 6.1: Trasformazioni del turbocompressore nel diagramma Temperatura-Entropia. Per quanto riguarda l'espansione, vengono riportate le curve relative ai casi limite di $8_{cls} - 9_{cls}$, nel caso in cui il vapore corrisponda alla curva limite superiore, e $8 - 9$, relativo al grado di surriscaldamento massimo ottenibile nello scambiatore di calore. I punti 10 e 10_{cls} si ottengono dalla miscelazione di questo vapore con quello compresso allo stato fisico 2 nel serbatoio.

6.3 CoolProp.PropsSI

Il pacchetto software *CoolProp.PropsSI* permette di ricavare un parametro termodinamico in funzione di altri due parametri termodinamici, rendendo molto più semplice il calcolo del valore entalpico del fluido in tutti i punti del ciclo.

La funzione riconosce una grande quantità di fluidi e parametri termodinamici, quest'ultimi simboleggiati da una lettera maiuscola. Quelle che vengono nominate dal codice sono:

- *P*: pressione [Pa]
- *T*: temperatura [K]
- *Q*: titolo di vapore
- *S*: entropia specifica [J/Kg]
- *H*: entalpia specifica [J/Kg]

Mentre le sigle dei fluidi più utilizzate sono:

- l'ammoniaca: *MAM*
- I clorofluorocarburi: *R11*, *R12*, *R22*, *R502*, *R404A*, ecc...
- Bromuro di Litio: *LiBr*
- Acqua: *Water*

La funzione nel codice richiede sei input, di cui 4 sono stringhe e 2 valori numerici. Il primo ingresso è la stringa del parametro che si vuole calcolare, il secondo e il terzo sono rispettivamente la stringa e il valore del primo parametro, analogamente il quarto e il quinto sono relativi al secondo parametro, mentre l'ultimo ingresso è la sigla del fluido frigorifero. Per esempio, se si vuole calcolare l'entalpia dell'ammoniaca allo stato di vapore saturo, corrispondente alla curva limite superiore sul diagramma termodinamico (titolo di vapore unitario), a una data pressione P_x , si dovrà invocare la funzione come:

$$H_{amm} = \text{CoolProp.PropsSI}('H', 'P', P_x, 'Q', 1, 'MAM')$$

6.4 Il codice

6.4.1 Valori da inserire all'avvio del programma

Una volta avviato il programma, viene richiesto l'inserimento dei seguenti parametri:

- Il fluido refrigerante (*FF*)
- La pressione di condensazione in Pascal (*P_k*)
- La pressione di vaporizzazione in Pascal (*P_v*)

- La potenza termica da asportare all'ambiente da raffreddare in Watt (Q_f)
- La differenza di temperatura minima del fluido che cala di temperatura (dT_{raff})
- La differenza di temperatura minima del fluido che aumenta di temperatura (dT_{risc})
- Il rendimento interno di espansione del turbocompressore (η_{it})
- Il rendimento interno di compressione del turbocompressore (η_{ic})
- Il rendimento interno di compressione del compressore (η_{iC})
- Il rendimento meccanico del turbocompressore (η_{mTC})
- Il rendimento meccanico del compressore (η_{mC})

6.4.2 Calcolo dei valori caratteristici del ciclo

Con questi parametri, utilizzando *CoolProp.PropsSI*, si possono calcolare i valori di entalpia H_8 ed entropia S_8 del fluido allo stato fisico 1 e i valori di entalpia H_4 e di temperatura T_4 del fluido allo stato fisico 4, essendo questi relativi alla curva limite per pressioni note. Si calcola poi il valore della temperatura massima T_8 che può avere il vapore surriscaldato uscente dallo scambiatore di calore, avendo imposto la differenza di temperatura dT_{risc} .

```

20 - H1=CoolProp.PropsSI('H','P',Pv,'Q',1,FF);
21 - S1=CoolProp.PropsSI('S','P',Pv,'Q',1,FF);
22 - H4=CoolProp.PropsSI('H','P',Pk,'Q',0,FF);
23 - T4=CoolProp.PropsSI('T','P',Pk,'Q',0,FF);
24 - T8=T4-dT_risc;

```

A questo punto decidiamo di visualizzare le prestazioni del ciclo frigorifero facendo variare la pressione P_S tra la pressione minima P_V e la pressione massima P_K , estremi esclusi, con un passo di 0,5 bar. Quindi si procede implementando un ciclo *for* dopo aver definito un contatore *cont*, inizialmente nullo per venire poi aumentato di un'unità ogni volta che viene ripetuto il ciclo, che ci permetterà di realizzare i grafici, e un parametro infinitesimo *eps* che verrà utilizzato per il bilancio di potenze termiche del turbocompressore. I valori della pressione P_S vengono memorizzati in un vettore *p_start_exp* che verrà poi riportato nell'asse delle ascisse di tutti i grafici.


```

26 -     cont=0;
27 -     eps=0.01;
28 -     for Ps=Pv:50000:Pk-50000
29 -         cont=cont+1
30 -         p_start_exp(cont)=Ps;

```

Quindi a questo punto conoscendo il valore di P_S posso calcolare immediatamente la temperatura del liquido allo stato 5 e quindi la temperatura dello stato fisico 6, avendo definito la differenza di temperatura dT_{raff} . Necessariamente bisogna imporre una condizione che limita la pressione massima che P_S può raggiungere. Infatti, quando P_S tende a P_V la temperatura dello stato fisico 6 e dello stato fisico 5 diventa maggiore rispettivamente della temperatura dello stato fisico 4 di uscita dal condensatore e dello stato fisico 8 nel caso di surriscaldamento del fluido frigorifero che poi si espande in turbina. Allora viene implementato un piccolo ciclo *if*, che controlla i valori di temperatura, cioè quando è verificata almeno una delle due condizioni sopra descritte, viene eliminata l'ultima cella del vettore p_start_exp e viene interrotto il programma.

```

32 -         T5=CoolProp.PropsSI('T','P',Ps,'Q',0,FF);
33 -         T6=T5+dT_raff;
34 -         if T6>T4 || T5>T8
35 -             p_start_exp(end)=[]
36 -             break
37 -         else

```

Dal prossimo passaggio si inizia a distinguere i due casi, quello di vapore surriscaldato o saturo (*cls*) all'ingresso della turbina. Si procede quindi calcolando il valore entalpico ed entropico utilizzando la funzione *CoolProp.PropsSI* inserendo come input la pressione P_S e la temperatura T_8 nel primo caso, e la pressione P_S e il titolo di vapore Q unitario.

Dopodiché si calcola anche il valore entalpico del fluido allo stato fisico 6, e quindi dello stato fisico 7, utilizzando ancora una volta la funzione *CoolProp.PropsSI*.

```

38 -         H8=CoolProp.PropsSI('H','P',Ps,'T',T8,FF);
39 -         H8cls=CoolProp.PropsSI('H','P',Ps,'Q',1,FF);
40 -         S8=CoolProp.PropsSI('S','P',Ps,'H',H8,FF);
41 -         S8cls=CoolProp.PropsSI('S','P',Ps,'H',H8cls,FF);
42 -         H6=CoolProp.PropsSI('H','P',Pk,'T',T6,FF);
43 -         H7=H6;

```

A questo punto diviene immediato il calcolo della frazione di portata massica spillata Y effettuando il bilancio energetico dello scambiatore:

$$\dot{Q}_{HE} = Y\dot{m}_F(h_6 - h_5) = (1 - Y)\dot{m}_F(h_4 - h_8)$$

Da cui facilmente si isola la frazione di portata.

```
43 - | Y(cont) = (H4-H6) / (H8-H6) ;
44 - | Ycls(cont) = (H4-H6) / (H8cls-H6) ;
```

Arrivati a questo punto si vuole sfruttare il bilancio energetico del turbocompressore per definire la pressione di fine trasformazione dei due fluidi, procedendo in egual modo in entrambi i casi. Sfruttando in un ciclo *while* il valore infinitesimo *eps* definito in precedenza, si diminuisce la pressione di fine trasformazione finché il valore assoluto della differenza tra le potenze prodotte nei due lati del turbocompressore è inferiore a *eps*, e cioè prossimo allo zero e corrispondente al bilancio energetico dello stesso.

Allora si parte assegnando alla pressione di fine trasformazione un valore medio tra la pressione P_S e la pressione P_V , e definendo il parametro *gira* come una stringa contenente la lettera *s*, il ciclo *while* verrà ripetuto finché *gira* non viene modificato con un'altra stringa (*n*). Nel ciclo vengono prima calcolati con *CoolProp.PropsSI*, l'entalpia di fine espansione H_{9id} considerando la trasformazione come un'isoentropica, sfruttando l'entropia S_8 e ovviamente la pressione P_i appena definita, l'entalpia di fine compressione H_{2id} considerando la trasformazione come un'isoentropica, sfruttando l'entropia S_1 e ancora una volta la pressione P_i . A questo punto, utilizzando il rendimento interno di espansione *eta_it*, si calcola l'entalpia di fine espansione reale:

$$H_9 = H_8 - (H_8 - H_{9id}) \text{eta_it}$$

E, utilizzando il rendimento interno di compressione del turbocompressore *eta_ic*, l'entalpia di fine compressione reale:

$$H_2 = H_1 + \frac{H_{2id} - H_1}{\text{eta_ic}}$$

La successiva operazione consiste nel calcolare la differenza tra la potenza specifica generata nell'espansione e la potenza specifica generata nella compressione:

$$a_{zero} = Y(H_8 - H_9) - (1 - Y)(H_2 - H_1)$$

Lo scopo del ciclo *while* è quello di minimizzare a_zero fino ad un valore prossimo allo zero, quindi con un ciclo *if* si verifica che il suo valore assoluto sia minore di eps , se la condizione è verificata viene cambiata la stringa s in n , terminando il ciclo, e si memorizza la pressione che bilancia le potenze specifiche in P_T . Altrimenti se non è verificata la condizione si aumenta la pressione P_I del valore di a_zero , quest'ultimo tenderà a 0 ogni volta che viene ripetuto il ciclo, che si riprodurrà finché non è verificata la condizione.

```

48 - Pi=(Pv+Ps)/2;
49 - gira='s';
50 - while gira=='s'
51 -     H9id=CoolProp.PropsSI('H','P',Pi,'S',S8,FF);
52 -     H2id=CoolProp.PropsSI('H','P',Pi,'S',S1,FF);
53
54 -     H2=H1+(H2id-H1)/eta_ic;
55 -     H9=H8-(H8-H9id)*eta_it;
56 -     a_zero=Y(cont)*(H8-H9)-(1-Y(cont))*(H2-H1);
57 -     if abs(a_zero)<eps
58 -         gira='n';
59 -     else
60 -         Pi=Pi+a_zero;
61 -     end
62
63 - end
64 - Pt(cont)=Pi;

```

```

67 - Pi=(Pv+Ps)/2;
68 - gira='s';
69 - while gira=='s'
70 -     H9idcls=CoolProp.PropsSI('H','P',Pi,'S',S8cls,FF);
71 -     H2idcls=CoolProp.PropsSI('H','P',Pi,'S',S1,FF);
72 -     H2cls=H1+(H2idcls-H1)/eta_ic;
73 -     H9cls=H8cls-(H8cls-H9idcls)*eta_it;
74 -     a_zero=Y(cont)*(H8cls-H9cls)-(1-Ycls(cont))*(H2cls-H1);
75 -     if abs(a_zero)<eps
76 -         gira='n';
77 -     else
78 -         Pi=Pi+a_zero;
79 -     end
80
81 - end
82 - Ptcls(cont)=Pi;

```

Completiamo il ciclo calcolando come prima cosa l'entalpia del punto 10, cioè della miscela dei due fluidi entrambi alla stessa pressione P_T , come una media pesata:

$$H_{10} = YH_9 + (1 - Y)H_2$$

Dopodiché, con la funzione *CoolProp.PropsSI*, si calcola l'entropia S_{10} in funzione dell'entalpia H_{10} appena calcolata e la pressione P_T .

Sempre con questa funzione calcoliamo i valori relativi all'ultimo punto del ciclo rimanente, cioè il punto 3, che si riferisce al punto di fine compressione fino alla pressione di condensazione. Come nel caso del turbocompressore, calcoliamo il valore H_{3id} considerando la trasformazione come isoentropica, sfruttando quindi, oltre alla pressione di condensazione P_K , l'entropia S_{10} del fluido all'ingresso del compressore. L'entalpia reale del fluido all'uscita del compressore si calcolerà con il rendimento interno di compressione del compressore principale η_{iC} come:

$$H_3 = H_{10} + \frac{H_{3id} - H_{10}}{\eta_{iC}}$$

```

85 - H10=Y(cont)*H9+(1-Y(cont))*H2
86 - S10=CoolProp.PropsSI('S','H',H10,'P',Pt(cont),FF)
87 - H3id=CoolProp.PropsSI('H','P',Pk,'S',S10,FF)
88 - H3=H2+(H3id-H2)/eta_iC
89
90 - H10cls=Ycls(cont)*H9cls+(1-Ycls(cont))*H2cls
91 - S10cls=CoolProp.PropsSI('S','H',H10cls,'P',Ptcls(cont),FF)
92 - H3idcls=CoolProp.PropsSI('H','P',Pk,'S',S10cls,FF)
93 - H3cls=H2cls+(H3idcls-H2cls)/eta_iC

```

Ora il ciclo è completamente definito in tutti i suoi punti, e si può quindi iniziare a ricavare i valori energetici nei componenti.

Per prima cosa calcoliamo la portata di fluido frigorifero che scambia potenza termica con l'ambiente da raffreddare, come:

$$M_f = \frac{Q_f}{H_1 - H_7}$$

```

95 - Mf(cont)=Qf/(H1-H7)

```

La portata totale è:

$$M = M_f + M_t$$

Ma valgono anche le relazioni:

$$M_t = YM$$

$$M_f = (1 - Y)M$$

Da quest'ultima si ricava la portata totale come:

$$M = \frac{M_f}{1 - Y}$$

La potenza recuperata con il turbocompressore, penalizzata del rendimento meccanico dello stesso η_{mTC} , vale:

$$P_{TC} = M_t(H_8 - H_9)\eta_{mTC}$$

E invece la potenza spesa nel compressore è:

$$P_C = \frac{M(H_3 - H_{10})}{\eta_{mTC}}$$

Da cui il coefficiente di effetto frigorifero:

$$COP = \frac{Q_f}{P_C}$$

```

98 - M(cont) = Mf(cont) / (1 - Y(cont))
99 - Mt = Y(cont) * M(cont)
100 - Ptc(cont) = Mt * (H8 - H9) * eta_mTC
101 - Pc(cont) = M(cont) * (H3 - H10) / eta_mC
102 - COP(cont) = Qf / Pc(cont)
103
104
105 - Mcls(cont) = Mf(cont) / (1 - Ycls(cont))
106 - Mtcls = Ycls(cont) * Mcls(cont)
107 - Ptccls(cont) = Mtcls * (H8cls - H9cls) * eta_mTC
108 - Pccls(cont) = Mcls(cont) * (H3cls - H10cls) / eta_mC
109 - COPcls(cont) = Qf / Pccls(cont)

```

6.4.3 Valutazione dei miglioramenti

Per vedere l'effettivo aumento del coefficiente di effetto frigorifero, si confronta il ciclo con un ciclo frigorifero per compressione semplice con pressione di vaporizzazione P_V , pressione di condensazione P_K , potenza da asportare all'ambiente da raffreddare Q_f , rendimento interno e meccanico del compressore rispettivamente η_{iC} e η_{mC} .

Quindi gli stati fisici 1 e 4 sono gli stessi per entrambi i cicli, di conseguenza l'entalpia H_{7_N} del fluido in ingresso al corpo che scambia potenza termica con l'ambiente da raffreddare coincide con quella dello stato fisico 4.

Per quanto riguarda lo stato fisico 3 di fine compressione, si calcolano i valori come nel caso precedente ma la compressione considera il fluido in ingresso allo stato fisico 1, quindi considerando la trasformazione come un'isoentropica, e calcolando l'entalpia di fine compressione del fluido H_{3id_N} con *CoolProp.PropsSI*, sfruttando la pressione di condensazione P_K e l'entropia S_1 . L'entalpia reale è:

$$H_{3_N} = H_1 + \frac{H_{3id_N} - H_1}{\eta_{iC}}$$

La portata di fluido si può calcolare come:

$$M_{-N} = \frac{Q_f}{H_1 - H_{7_N}}$$

E la potenza da spendere per comprimere il fluido è:

$$P_{C_N} = M_{-N} \frac{H_{3_N} - H_1}{\eta_{mC}}$$

E quindi il coefficiente di effetto frigorifero è:

$$COP_{-N} = \frac{Q_f}{P_{C_N}}$$

```

113 - H3id_N=CoolProp.PropsSI('H','P',Pk,'S',S1,FF)
114 - H3_N=H1+(H3id_N-H1)/eta_iC
115 - H7_N=H4
116 - M_N(cont)=Qf/(H1-H7_N)
117 - Pc_N(cont)=M_N(cont)*(H3_N-H1)/eta_mC
118 - COP_N(cont)=Qf/Pc_N(cont)

```

Infine, per valutare il risparmio di potenza per comprimere il fluido e l'aumento di effetto frigorifero, si calcola il rapporto percentuale di quest'ultimo come:

$$R = \frac{COP - COP_N}{COP} 100$$

```

122 -      R(cont) = ((COP(cont) - COP_N(cont)) / COP(cont)) * 100
123 -      Rcls(cont) = ((COPcls(cont) - COP_N(cont)) / COPcls(cont)) * 100
124 -      end
125 -  end

```

6.4.4 Diagrammi implementati dal codice

Il codice riporta in 6 figure l'andamento di alcune grandezze in funzione della pressione p_{start_exp} . In questo esempio diamo in ingresso al codice i seguenti valori:

- $FF = R404A$
- $P_K = 2000000$
- $P_V = 200000$
- $Q_f = 100000$
- $dT_{risc} = 5$
- $dT_{raff} = 5$
- $eta_{it} = 0,8$
- $eta_{ic} = 0,75$
- $eta_{iC} = 0,9$
- $eta_{mTC} = 0,98$
- $eta_{mC} = 0,96$

La pressione p_{start_exp} ha un valore minimo di 2 bar, ma un valore massimo di 17,5 bar, che corrisponde al 32esimo giro del ciclo. Infatti, al giro successivo la pressione assume un valore di 18 bar, e la temperatura della portata di fluido che vaporizza nello scambiatore è maggiore in ingresso rispetto a quella in uscita. Inoltre, la temperatura della portata di fluido che viene sottoraffreddata nello scambiatore è maggiore in uscita rispetto a quella in ingresso. Ovviamente queste condizioni non sono accettabili, e dunque il programma si interrompe.

Il primo grafico (figura 6.2) che viene rappresentato mostra l'andamento della frazione di portata spillata Y nel caso di vapore saturo e surriscaldato in uscita dallo scambiatore di calore. Si nota che questa ha un andamento decrescente con la pressione p_{start_exp} e che nel caso di vapore surriscaldato è sempre minore con una differenza tra le due frazioni più elevata per valori di P_{start_exp} vicini alla pressione di vaporizzazione e tendente al valore nullo per valori vicini alla pressione di condensazione.

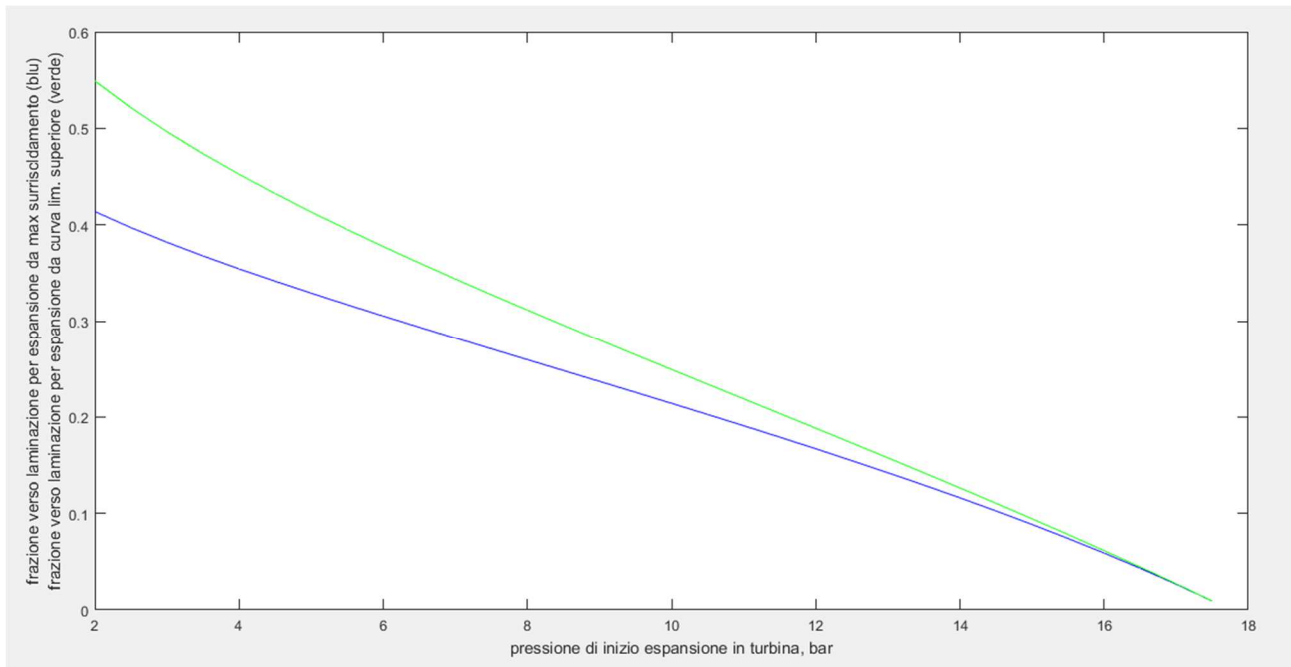


Figura 6.2: Frazione di portata in massa spillata nel caso di vapore saturo (curva verde) e surriscaldato (blu) che viene fatto espandere in turbina.

Nel secondo grafico (figura 6.3) viene mostrato l'andamento della pressione di fine espansione. Le due curve presentano un massimo per valore di p_{start_exp} compreso tra 6 e 8 bar, mentre tende alla pressione di vaporizzazione per valori vicini sia alla pressione di condensazione che di vaporizzazione. La pressione di fine espansione risulta avere valori compresi tra 2 bar (pressione di vaporizzazione) e i 2,7 bar, cioè un valore piuttosto basso, che sembrerebbe non portare un vantaggio rilevante. Infatti, essendo questa la pressione della portata totale di fluido che viene compresso alla pressione di condensazione, per minimizzare la potenza da spendere per tale trasformazione si cerca di avere valori di pressione di fine espansione più elevati.

La pressione massima di fine espansione è maggiore nel caso di vapore surriscaldato rispetto al caso di vapore saturo, perciò si vede già che surriscaldando il vapore si hanno maggiori vantaggi.

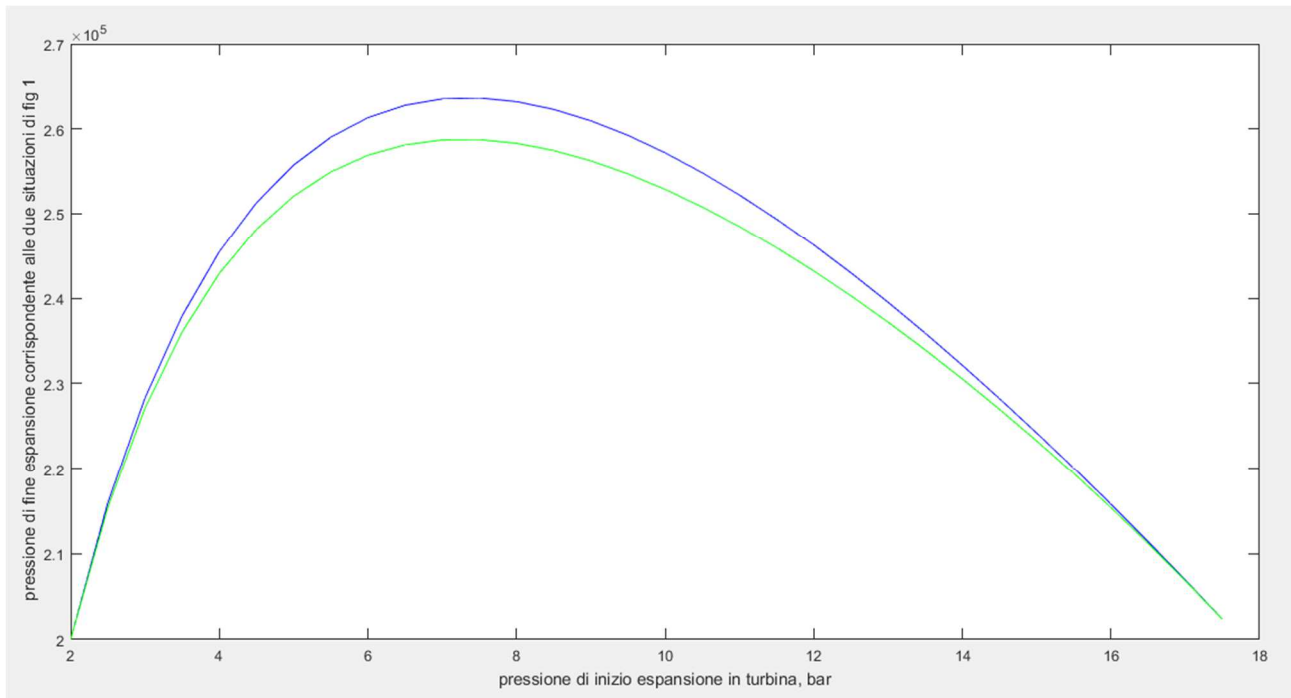


Figura 6.3: Pressione di fine espansione in funzione della pressione di inizio espansione del vapore nel caso di vapore saturo (verde) e surriscaldato (blu).

Nel terzo grafico (figura 6.4) vengono mostrati l'andamenti delle potenze meccaniche. La potenza da spendere per comprimere il fluido è visibilmente più bassa nel caso di ciclo frigorifero innovativo. Le curve relative a tale potenza presentano un minimo tra i 6 e gli 8 bar, mentre le curve relative alla potenza recuperata nel turbocompressore presentano un massimo, ma sono molto più piatte, con valori compresi tra i 0 kW e 40 kW.

Nel caso di vapore saturo in ingresso alla turbina, bisogna spendere una maggiore potenza per comprimere il fluido rispetto al caso di vapore surriscaldato, e la curva tende al valore della potenza per comprimere il fluido dallo stato fisico 1 fino alla pressione di condensazione per valori di P_S vicini ai valori limite P_K e P_V , e cioè senza avere vantaggi. Nel caso di vapore surriscaldato, invece, la curva della potenza da spendere nella compressione tende al valore della potenza per comprimere il fluido dallo stato fisico 1 alla pressione di condensazione per valori di P_S vicini alla P_K , mentre per valori vicini alla P_V si ha un valore di potenza minore.

Per quanto riguarda le curve relative alle potenze recuperate, si nota che sono quasi coincidenti, con un leggero vantaggio nel caso di vapore saturo. Quindi anche in questo caso non risulta immediato definire il caso migliore.

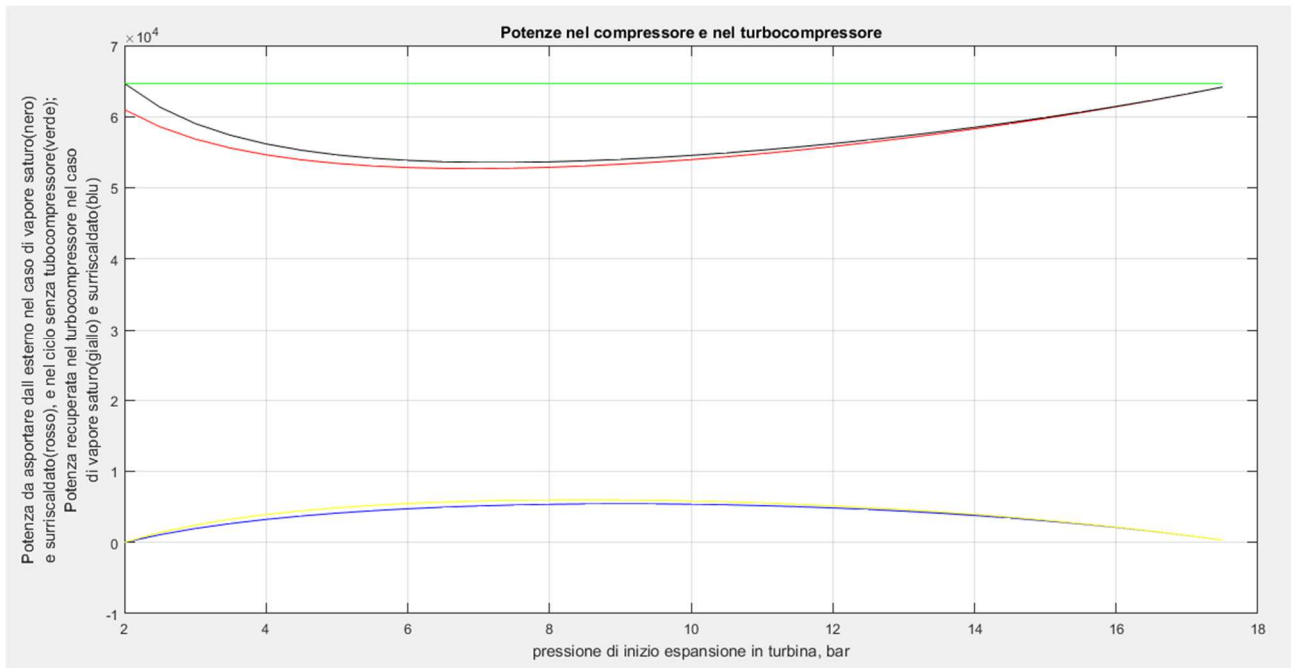


Figura 6.4: Andamento, in funzione della pressione di inizio espansione, della potenza da spendere per comprimere il fluido alla pressione di condensazione nel caso di vapore saturo (nero) e surriscaldato (rosso) in ingresso alla turbina, e nel caso di ciclo per compressione semplice (verde); andamento della potenza recuperata nel turbocompressore nel caso di vapore saturo (giallo) e surriscaldato (blu) in ingresso alla turbina, le due curve risultano quasi coincidenti.

Nel quarto grafico (figura 6.5) viene invece riportato l'andamento dell'efficienza del ciclo nei due casi analizzati, e paragonandolo al coefficiente frigorifero del ciclo senza turbocompressore ne scambiatore di calore. Da questo possiamo confermare che il caso più vantaggioso è quello in cui viene fatto espandere il fluido dalla condizione di massimo surriscaldamento, infatti, il suo COP massimo è 1,9, mentre nell'altro caso è 1,87 circa. Nel relativo ciclo per compressione semplice il COP ha un valore pari a 1,55. I valori di P_S che massimizzano il coefficiente frigorifero sono compresi tra i 6 e gli 8 bar.

Per valori di P_S vicini alla P_K le curve tendono a sovrapporsi, i valori dei COP tendono a quello del ciclo senza turbocompressore ne scambiatore di calore. Invece, per valori vicini alla P_V , il COP nel caso di vapore saturo inviato in turbina tende a quello del ciclo senza turbocompressore ne scambiatore di calore, ma nel caso di vapore surriscaldato tende al valore 1,65, cioè si hanno ancora dei miglioramenti. Questo perché per $P_S = P_V = P_T$ si ha che gli stati fisici 1, 2, 2 $_{cls}$, 8 $_{cls}$ e 10 $_{cls}$ coincidono mentre 8 e 10 si trovano a temperatura maggiore della temperatura di saturazione. Essendo $H_8 > H_{8_{cls}}$ si ha $Y < Y_{cls}$ e quindi $M < M_{cls}$, e nonostante il salto entalpico relativo alla potenza spesa per comprimere il fluido risulti $H_3 - H_{10} > H_{3_{cls}} - H_{10_{cls}}$, si ha $P_c < P_{c_{cls}}$ e quindi $COP > COP_{cls}$.

Nel caso di vapore saturo fatto espandere in turbina, con $P_S = P_V$, si ha:

$$Y = \frac{H_4 - H_6}{H_{8cls} - H_6} = \frac{H_4 - H_7}{H_1 - H_7}$$

E quindi la portata è:

$$M_{cls} = \frac{Q_f}{(1 - Y)(H_1 - H_7)} = \frac{Q_f}{\left(1 - \frac{H_4 - H_7}{H_1 - H_7}\right)(H_1 - H_7)} = \frac{Q_f}{H_1 - H_4} = \frac{Q_f}{H_1 - H_{7_N}} = M_{-7}$$

E quindi essendo $H_1 = H_{10cls}$, si ha $H_{3_N} = H_{3cls}$ e allora la potenza e il coefficiente di effetto frigorifero coincide con quello del ciclo per compressione semplice.

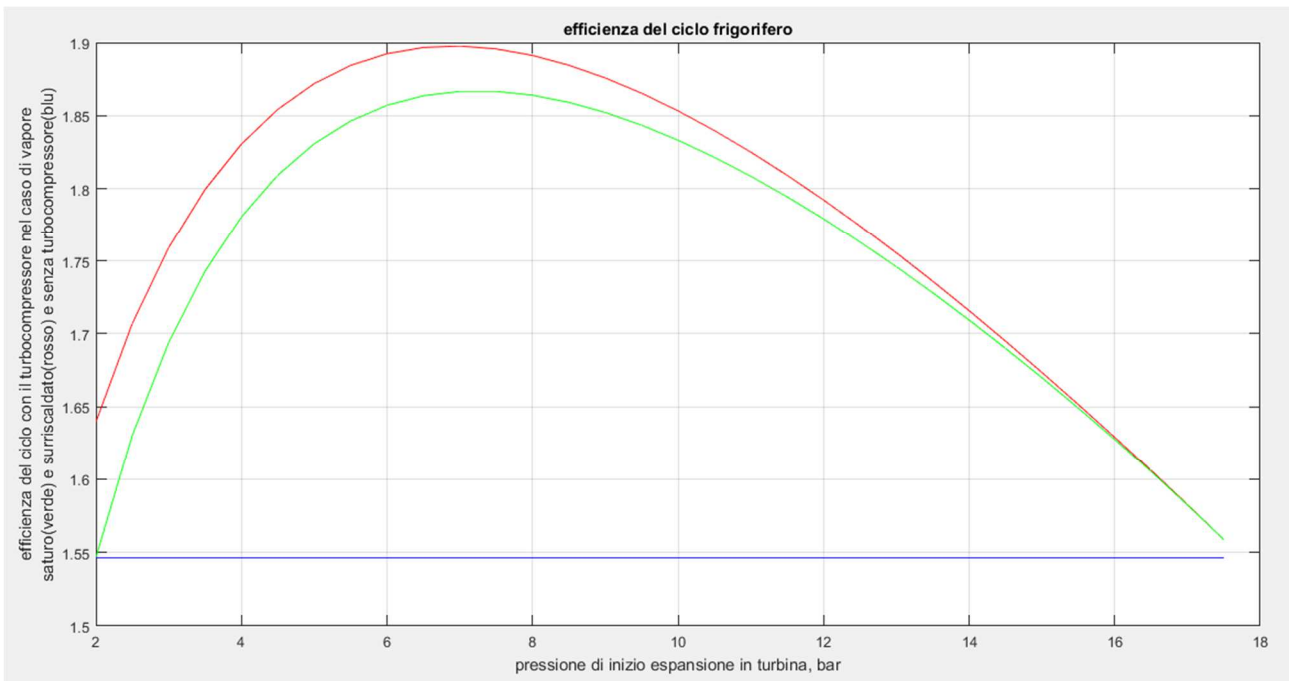


Figura 6.5: Andamento, in funzione della pressione di inizio espansione, del coefficiente di effetto frigorifero nel caso di vapore saturo (verde) e surriscaldato (rosso) in ingresso alla turbina, e nel caso di ciclo per compressione semplice (blu).

Il quinto grafico (figura 6.6) mostra l'aumento percentuale del coefficiente di effetto frigorifero nel ciclo innovativo rispetto a quello per compressione semplice. Le considerazioni sono le stesse del grafico precedente, con un aumento massimo del 19% nel caso di vapore surriscaldato che viene fatto espandere nella turbina e del 17% nel caso di vapore saturo.

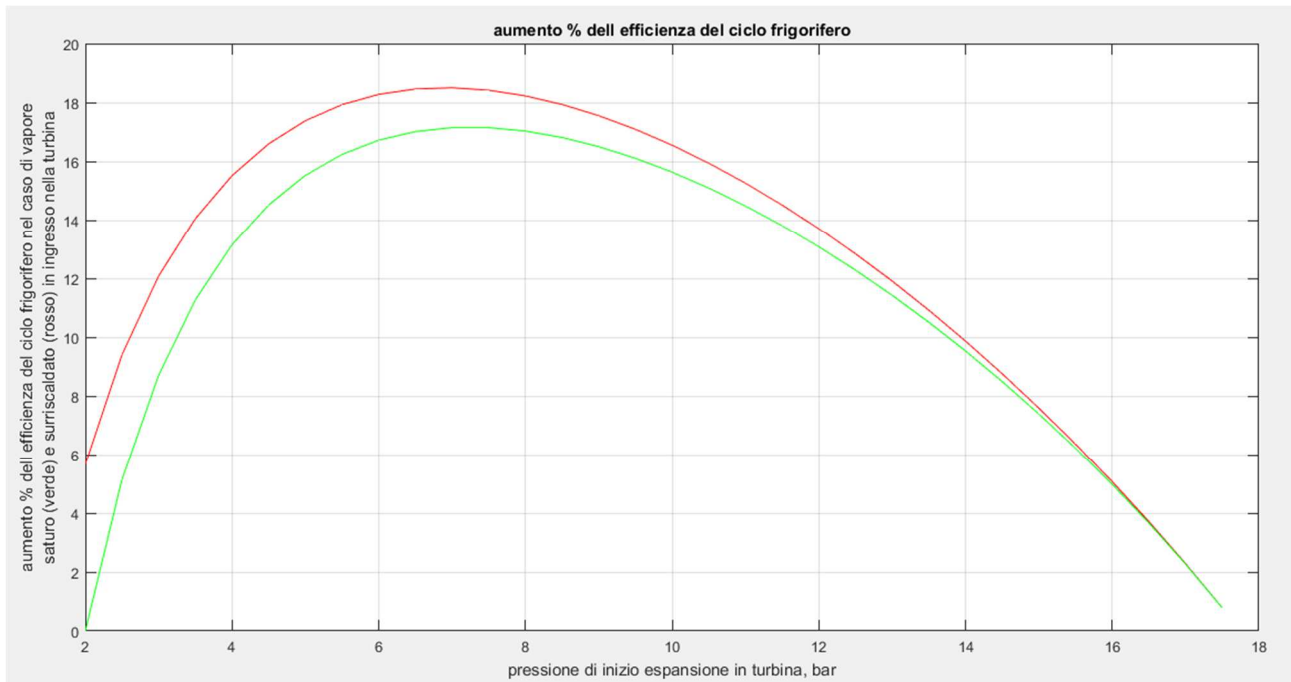


Figura 6.6: Andamento dell'aumento percentuale dell'efficienza del ciclo frigorifero nel caso di vapore saturo (verde) e surriscaldato (rosso) in ingresso alla turbina, in funzione della pressione di inizio espansione.

L'ultimo grafico (figura 6.7) mostra invece l'andamento delle portate in massa totali nei tre cicli frigoriferi confrontati, e della frazione di portata in massa che scambia potenza termica con l'ambiente da raffreddare, che risulta uguale sia se viene fatto espandere il fluido in condizione di vapore saturo che surriscaldato.

Come dimostrato prima, la portata totale nel caso di vapore saturo tende alla portata del ciclo per compressione semplice per $P_S = P_V$, infatti la sua curva ha un minimo corrispondente al massimo coefficiente di effetto frigorifero, mentre nell'altro caso ha un andamento monotono crescente con la P_S . La curva relativa alla portata di fluido che scambia potenza termica con l'ambiente da raffreddare ha anch'essa un andamento monotono crescente, con un coefficiente angolare medio maggiore.

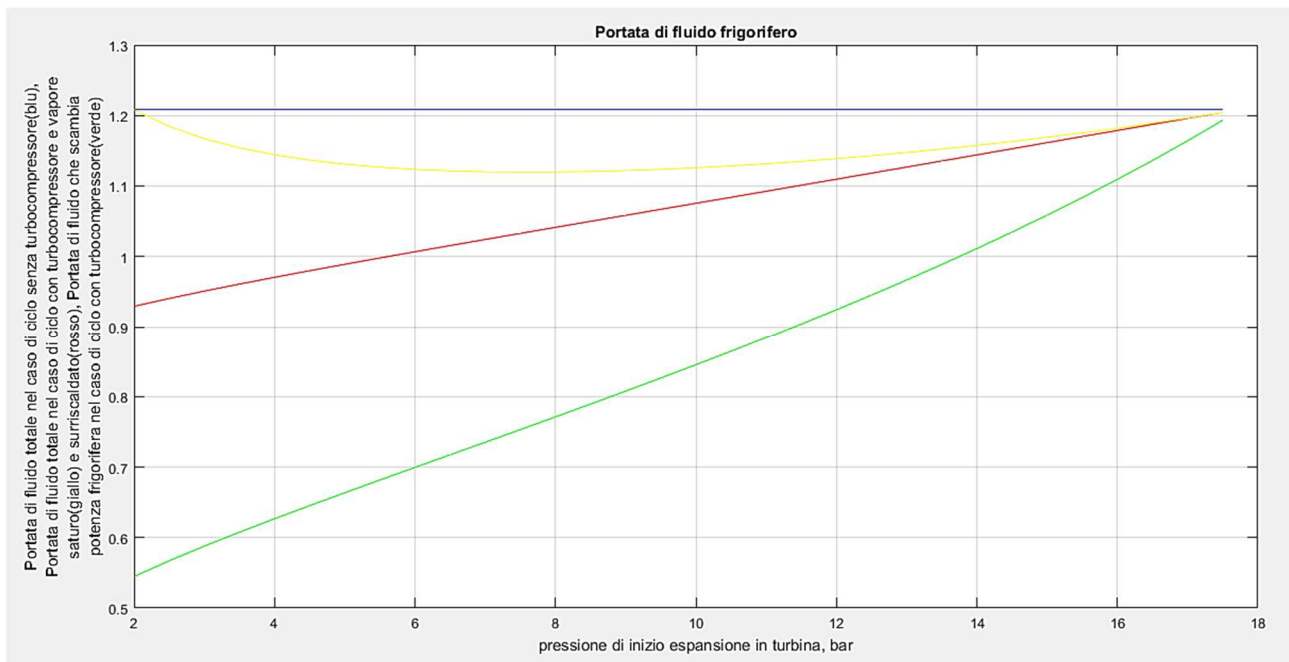


Figura 6.7: Andamento, in funzione della pressione di inizio espansione, della portata in massa totale di fluido frigorifero nel caso di vapore saturo (giallo) e surriscaldato (rosso) in ingresso alla turbina, e nel caso di ciclo per compressione semplice (blu); andamento della portata in massa di fluido frigorifero che scambia potenza termica con l'ambiente da raffreddare (verde).

Conclusioni

Il lavoro compiuto mostra la creazione di uno strumento utile per l'analisi di un ciclo frigorifero modificato con l'inserimento di un turbocompressore e uno scambiatore di calore.

Si è quindi cercato di elaborare un modello che potesse approssimare al meglio le soluzioni reali e permettesse di capire quali scelte ottimizzano tale sistema.

Si è voluto in particolare analizzare le prestazioni del ciclo nei casi delle due condizioni limite del vapore uscente dallo scambiatore di calore, concludendo che dal punto di vista energetico si hanno maggiori vantaggi surriscaldando il vapore.

Questo codice prende in considerazione cicli frigoriferi per compressione con recupero di potenza nel turbocompressore, con uno scambiatore, e quindi può costituire la base di partenza per sistemi più complessi, per esempio aggiungendo un secondo scambiatore di calore nel ciclo per diminuire la portata che scambia potenza termica con l'ambiente da raffreddare migliorando le prestazioni del ciclo.

Infine, vorrei ringraziare: il professor Moro, il quale mi ha accompagnato lungo il percorso di redazione di questa tesi, per il supporto didattico, conoscitivo e per la disponibilità mostrata; gli ingegneri di *TurboAlgor* Maurizio Ascani, Roberto Bassetti, Andrea Arpi e Agnese Manni per l'opportunità concessa, per il supporto conoscitivo e per la disponibilità mostrata; Alla mia famiglia, Monica, Fabrizio, Mariano, Editta, Alfio, Loredana e Franco, per il supporto emotivo e motivazionale, e per aver reso possibile tutto ciò.

Bibliografia

Yunus A. Çengel. *Termodinamica e trasmissione del calore*, McGraw-Hill, Milano 1998

Giancarlo Ferrari. *Motori a combustione interna*, Esculapio, 2016

Giorgio Negri di Montenegro, Michele Bianchi, Antonio Peretto. *Sistemi Energetici e loro componenti*, Pitagora, 2003

Incropera, DeWitt, Bergman, Lavine. *Principles of Heat and Mass Transfer, 7th Ed. International Student Version*. Wiley, 2011.

Marco Lorenzini. *Appunti del corso di termofluidodinamica applicata*, 2017

Davide Moro. *Appunti del corso di sistemi energetici*, 2017

