

ALMA MATER STUDIORUM

UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

-Sede di Forlì-

CORSO DI LAUREA

IN INGEGNERIA MECCANICA

Classe LM-33

TESI DI LAUREA

In CONTROLLO MCI

**Sviluppo di un Modello Simulink per la Gestione
Termica di un Veicolo Elettrico a Batteria**

Candidato:

FRANCESCO BELLUCCI

Relatore:

Prof. Ing. ENRICO CORTI

Correlatore:

Dott. MARCO CINI

INDICE

INDICE DELLE FIGURE	IV
SIGLE E ABBREVIAZIONI	VI
Abstract	1
1 “Stato dell’arte”	2
1.1 Gestione termica di una vettura elettrica a batteria	6
1.2 Il Ciclo di Carnot.....	11
1.3 Ciclo di Carnot inverso.....	14
1.4 Ciclo frigorifero a compressione di vapore	17
1.5 Fluidi frigoriferi.....	20
2 Pompe di calore architettura e applicazioni	23
2.1 Architettura di una pompa di calore	23
2.1.1 Compressore.....	25
2.1.2 Valvola di laminazione.....	27
2.1.3 Recupero perdita di laminazione	30
2.1.4 Scambiatore di calore	33
2.2 Applicazioni di sistemi a pompa di calore in vetture elettriche	37
3 Modellazione del ciclo frigorifero	42
3.1 Ciclo frigorifero caso di studio.....	42
3.2 Analisi delle potenze scambiate sui componenti.....	46
3.3 Implementazione delle trasformazioni nel Modello.....	46
3.3.1 Compressore.....	48
3.3.2 Condensatore.....	51
3.3.3 Valvola di laminazione.....	52
3.3.4 Evaporatore	53
3.4 Validazione del modello.....	55
3.4.1 Simulazione fluido frigorifero R134a	55
3.4.2 Simulazione fluido frigorifero R1234yf.....	57
4 Conclusioni e sviluppi futuri	60
Bibliografia	63
Riferimenti	64

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1- 1 Costo in \$ al kWh per le batterie agli ioni di litio.....	3
Figura 1- 2 Grafico che mostra la domanda globale di batterie agli ioni di litio.....	4
Figura 1- 3 Distribuzione delle materie prime necessarie alla produzione di batterie agli ioni di litio..	4
Figura 1- 4 Classificazione dei sistemi integrati di gestione termica del veicolo	7
Figura 1- 5 Grafico che mostra l'energia specifica in relazione ai cicli di vita	9
Figura 1- 6 Classificazione dei sistemi di gestione termica delle batterie.....	10
Figura 1- 7 Ciclo di Carnot sul diagramma pressione p volume V	12
Figura 1- 8 Ciclo di Carnot sul diagramma T-s.....	13
Figura 1- 9 Schema Ciclo motore con sorgente e pozzo termico	13
Figura 1- 10 Macchina frigorifera di Carnot o pompa di calore di Carnot	15
Figura 1- 11 Ciclo inverso di Carnot sul piano T-s.....	16
Figura 1- 12 Grafico T-s del ciclo frigorifero a compressione di vapore.....	17
Figura 1- 13 Salti di temperatura tra fluido e sorgente nei cicli reali.....	19
Figura 1- 14 Ciclo a pieno carico e parzializzato	20
Figura 2- 1 Schema operativo di funzionamento di un ciclo inverso.....	23
Figura 2- 2 Schema impiantistico di una pompa di calore a compressione di vapore.....	25
Figura 2- 3 Particolare dell'interno di un compressore Scroll	26
Figura 2- 4 Principio di funzionamento compressore Scroll.....	27
Figura 2- 5 Schema di una valvola di espansione termostatica.....	28
Figura 2- 6 Portata volumetrica di refrigerante attraverso la valvola di laminazione in funzione del surriscaldamento.....	29
Figura 2- 7 Diagramma T-s con indicazione di un ciclo frigorifero	30
Figura 2- 8 Ciclo frigorifero con eiettore al posto della valvola di laminazione.....	32
Figura 2- 9 Ciclo frigorifero con eiettore e doppio evaporatore.....	33
Figura 2- 10 Scambiatore a superfici alettate	34
Figura 2- 11 Esploso di uno scambiatore a piastre.....	34
Figura 2- 12 Temperature dei fluidi che percorrono uno scambiatore in controcorrente.....	36
Figura 2- 13 Schema e foto dell'impianto sperimentale	37
Figura 2- 14 Schema del sistema di gestione termica integrato del NREL CFL.....	38
Figura 2- 15 Schema del sistema di gestione termica del NREL CFL.....	39
Figura 2- 16 Sistema di gestione termica in modalità aria condizionata.....	40
Figura 2- 17 Sistema di gestione termica in modalità pompa di calore	40
Figura 2- 18 Rappresentazione di tutti i possibili circuiti di condizionamento modellabili.....	41
Figura 3- 1 Grafici P-h e T-s ciclo frigo caso di studio.....	42
Figura 3- 2 Grafici P-h e T-s particolare della COMPRESSIONE	43
Figura 3- 3 Grafici P-h e T-s particolare della CONDENSAZIONE.....	44
Figura 3- 4 Grafici P-h e T-s particolare della LAMINAZIONE.....	45
Figura 3- 5 Grafici P-h e T-s particolare dell'EVAPORAZIONE.....	45
Figura 3- 6 Modello Simulink	47
Figura 3- 7 Modello del Compressore.....	48
Figura 3- 8 Modello del Condensatore.....	51
Figura 3- 9 Modello della Valvola di laminazione.....	52
Figura 3- 10 Modello del controllo sul corretto funzionamento dell'Evaporatore	52
Figura 3- 11 Modello termico dell'evaporatore	53
Figura 3- 12 Blocco delle trasformazioni grandezze fisiche	54
Figura 3- 13 Flow chart del modello Simulink	55

Figura 3- 14 Confronto fra il ciclo frigo sperimentale e quello simulato fluido R134a.....	56
Figura 3- 15 Particolare dello stato fisico di uscita dal condensatore fluido R134a	57
Figura 3- 16 Confronto fra il ciclo sperimentale e quello simulato fluido R1234yf	58
Figura 3- 17 Particolare dello stato fisico di uscita dal condensatore fluido R134a	58
Figura 4- 1 Rendimento isentropico compressore.....	61

SIGLE E ABBREVIAZIONI

BEV: Battery Electric Vehicle

CFL: Combined Fluid Loop

HEV: Hybrid Electric Vehicle

ICE: Internal Combustion Engine

NREL: National Renewable Energy Laboratory

PHEV: Plug-in Hybrid Electric Vehicle

VITM: Vehicle Integrated Thermal Management

Abstract

Obiettivo di questo progetto di tesi è la realizzazione di un modello per la gestione termica di un veicolo elettrico a batteria: l'elettrificazione in ambito automotive richiede un approfondito studio delle problematiche termiche allo scopo di incrementare l'efficienza del veicolo, le performance e la vita della batteria.

In particolare, l'oggetto di ricerca consiste nella modellazione di una pompa di calore. Partendo dalla definizione dei requisiti e degli obiettivi del sistema di gestione termica, ogni componente della pompa di calore viene analizzato modellato e connesso all'intero sistema. La modellazione è stata affrontata mediante l'utilizzo dell'ambiente MATLAB/Simulink.

Il primo passo è stato avanzato nell'analisi del ciclo termodinamico ideale, analizzando il comportamento di vari fluidi frigoriferi, la funzionalità dei singoli componenti e l'interazione di quest'ultimi al variare delle condizioni di funzionamento, principalmente potenze scambiate, pressioni, temperature e portata massica di refrigerante.

Il principale lavoro di simulazione è legato alla realizzazione di un modello configurabile dell'intero apparato di gestione termica della batteria per un veicolo elettrico. Per mezzo dello studio delle relazioni termodinamiche dei componenti principali del ciclo frigorifero sono state valutate tutte le grandezze che variano durante le trasformazioni che compie il fluido refrigerante all'interno del ciclo frigorifero. L'attività di validazione del modello implementato è stata svolta mediante il confronto tra le condizioni del fluido refrigerante determinate mediante le relazioni termodinamiche e quelle ottenute valutando le trasformazioni sui diagrammi di stato dei fluidi frigoriferi trattati.

Il modello implementato è da ritenersi primordiale nel contesto legato alla modellazione e controllo dei sistemi di gestione termica per i sistemi propulsivi dei veicoli elettrici a batteria.

Capitolo 1

1 “Stato dell’arte”

Crisi energetica ed inquinamento ambientale sono due delle più grandi problematiche della società contemporanea, soprattutto per quanto riguarda il trasporto urbano ed extraurbano. La risposta dei governi si articola in più punti: introduzione di incentivi all’acquisto di veicoli meno inquinanti, legislazioni più severe sulle emissioni e multe per i costruttori che non rispettano determinati limiti sulle emissioni dei veicoli venduti. Ciò ha spinto da un lato i grandi costruttori del settore automotive a concentrarsi sulla mobilità sostenibile, portando nell’arco di pochi anni ad avere veicoli ibridi/elettrici più efficienti, con costi minori e con un maggior range della batteria; dall’altro lato anche il consumatore ha visto crescere il proprio interesse riguardo la nuova mobilità.

Questo è il contesto che ha portato recentemente ad un forte incremento nelle vendite di veicoli elettrificati, siano essi puramente elettrici BEV (Battery Electric Vehicle), ibridi HEV (Hybrid Electric Vehicle) ed ibridi PHEV (Plug-in Hybrid Electric Vehicle). Numerose stime prevedono che questa tendenza sia solamente destinata a crescere.

Rispetto alle classiche vetture con motore a combustione interna, alimentate con derivati del petrolio, queste nuove architetture garantiscono minori emissioni di inquinanti. Per il caso di veicoli unicamente elettrici le emissioni in loco sono nulle (per esempio in città densamente popolate), mentre vengono rimandate agli impianti per la produzione di energia elettrica, tendenzialmente dislocati in luoghi lontani da centri abitati [1]. L’utilizzo di veicoli elettrici limita l’emissione di GHG (Green House Gases), primo fra tutti l’anidride carbonica, ma anche di altri inquinanti tossici come monossido di carbonio (CO), ossidi di azoto (NO_x) ed ossidi di zolfo (SO_x). In particolare, la riduzione dei gas serra è di circa il 20%, valore che sale al 40% se si usano fonti rinnovabili per la produzione di energia elettrica.

Quanto detto prima rimarca il fatto che il trasporto su strada ha un ruolo importante nella produzione di gas serra (GHG). In effetti secondo la Commissione dell’Unione europea, i veicoli stradali hanno rappresentato il 17% delle emissioni totali di GHG nell’ultimo decennio e del 72% delle emissioni di GHG nei trasporti [2].

Cifre simili si trovano negli Stati Uniti, dove secondo EPA (United States Environmental Protection Agency), i settori dei trasporti erano responsabili per il 29% delle emissioni di GHG nel 2019 [3], di cui circa l'80% dovute al trasporto su strada. In tale contesto, vengono emanate normative sempre più stringenti.

Le batterie agli ioni di litio sono uno dei dispositivi di accumulo di energia più efficienti al mondo. Negli ultimi anni, la produzione su larga scala e gli investimenti di capitale nel processo di produzione delle batterie hanno reso i pacchi batteria agli ioni di litio più economici ed efficienti come si può vedere in figura 1-1. Ciò dimostra una domanda sbalorditiva di accumulo di energia in tutto il mondo e potrebbe essere attribuito al fatto che il mondo si sta muovendo verso un'economia basata sull'energia rinnovabile in cui i veicoli elettrici svolgono un ruolo sempre più importante.

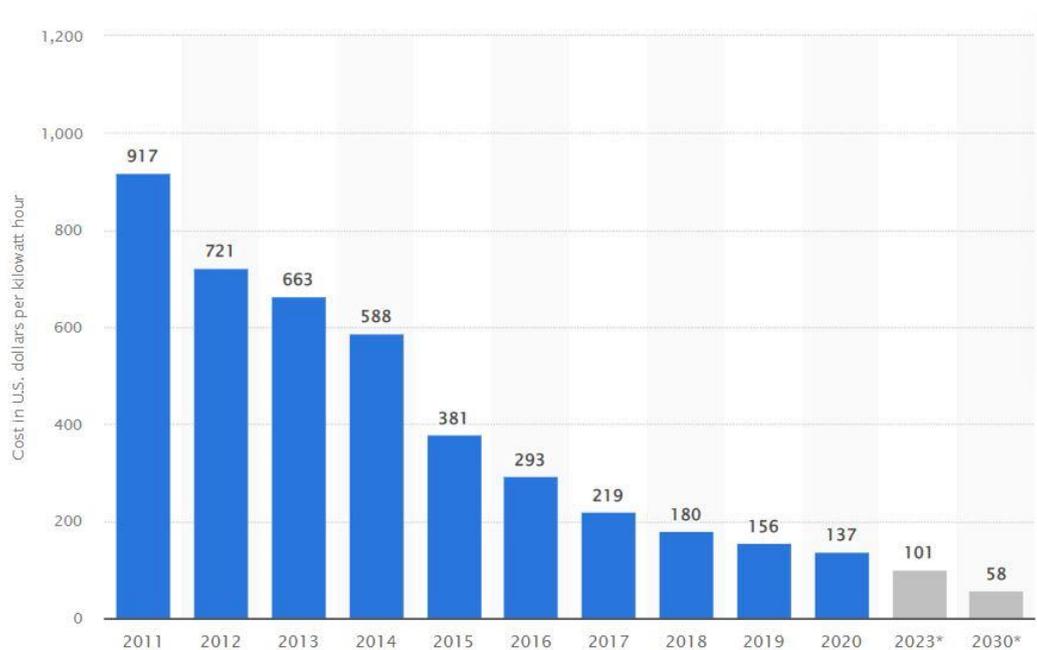


Figura 1- 1 Costo in \$ al kWh per le batterie agli ioni di litio

Dopo anni passati come opzione di nicchia, i tassi di adozione di veicoli elettrici stanno aumentando rapidamente, soprattutto in Europa e Cina. Nel 2021, i BEV rappresentavano solo il 4% delle vendite globali di autovetture, ma si prevede che questa cifra aumenterà di oltre il 30% entro la fine del decennio sulla base degli obiettivi annunciati dall'OEM, figura 1-2.

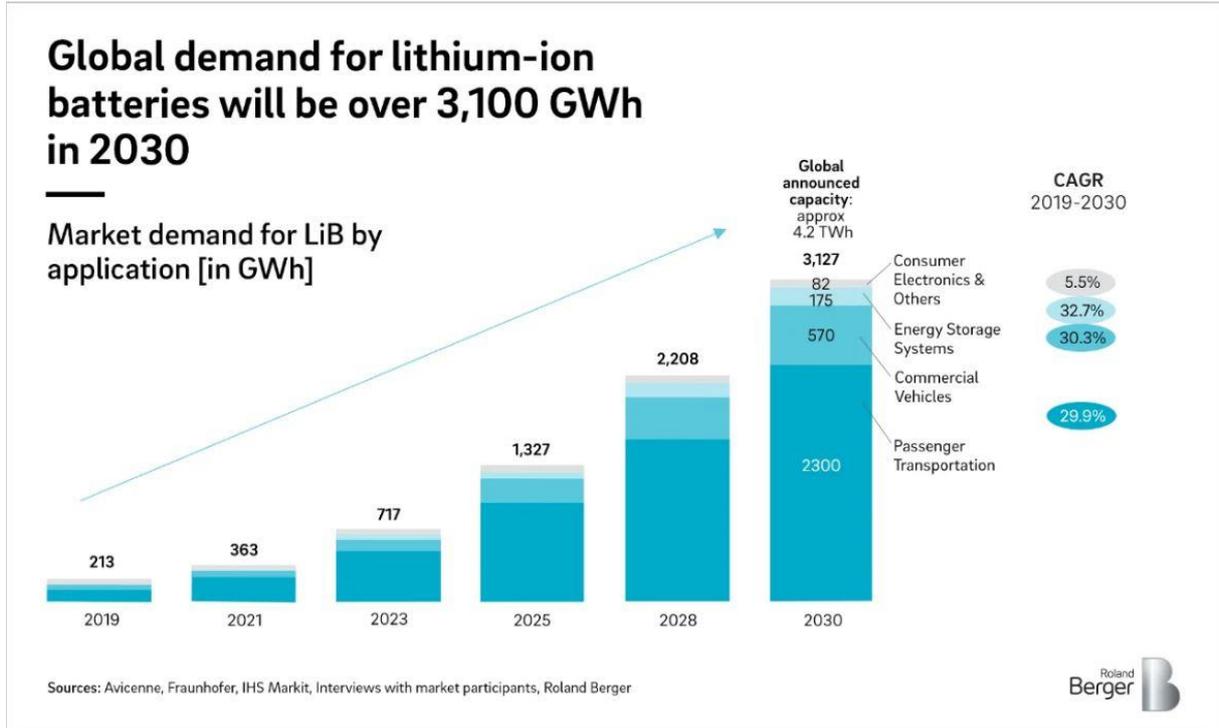
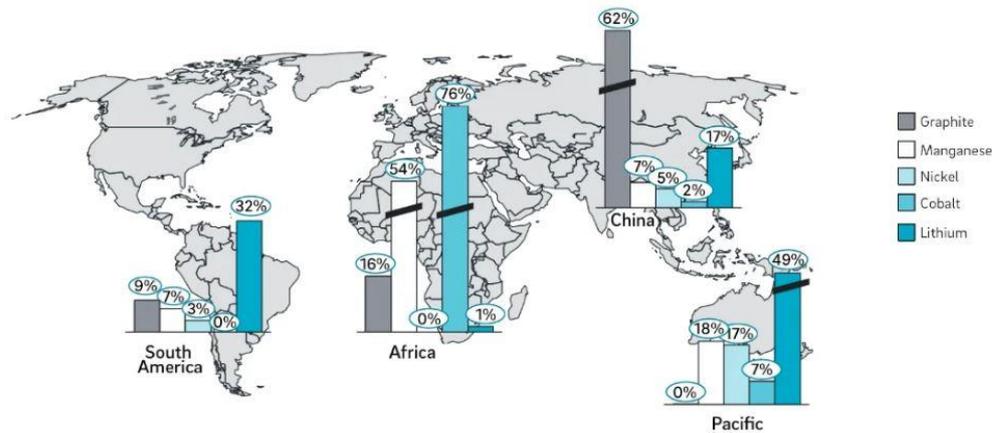


Figura 1- 2 Grafico che mostra la domanda globale di batterie agli ioni di litio

I costi delle celle rappresentano circa il 75% del costo totale del pacco batteria. I materiali attivi catodici e anodici rappresentano il 70% del costo di ciascuna cella, costituiti da materie prime e raffinate come i solfati di cobalto, di nichel e i Sali di litio che rappresentano oltre il 30% dei costi delle celle.

Supply chain risks: Ressource distribution with large political risks

Virgin raw materials supply, 2020 [% share of global]¹



¹ China shown separately. Excludes data of countries either due to small amount or proprietary data

Figura 1- 3 Distribuzione delle materie prime necessarie alla produzione di batterie agli ioni di litio

La Cina attualmente domina la produzione di celle per batterie, mentre in Europa si hanno attualmente solo una manciata di strutture di produttori. Le cose cambieranno presto quando una serie di concorrenti globali apriranno stabilimenti europei, nei prossimi anni l'Europa può aspettarsi di vedere la crescita più forte. Entro il 2030, si prevede che più della metà di tutte le vendite di veicoli leggeri (52%) saranno BEV in Europa, quasi il doppio di quelle del Nord America (29%). In Cina, si prevede che i BEV rappresenteranno il 38% delle vendite di veicoli leggeri nel 2030.

1.1 Gestione termica di una vettura elettrica a batteria

La gestione termica dei veicoli tradizionali a combustione interna (ICE) è focalizzata esclusivamente su motore e condizionamento dell'abitacolo. L'elevata temperatura di lavoro del motore consente l'utilizzo dell'aria ambiente per il raffreddamento, mentre la sua bassa efficienza fornisce una grande quantità di calore residuo per il riscaldamento della cabina. L'aria condizionata è utilizzata solo per il condizionamento della cabina, mentre i riscaldatori per cabina dedicati vengono utilizzati solo per applicazioni particolari, in quanto il calore recuperato dal sistema propulsivo risulta generalmente sufficiente.

La gestione termica dei veicoli elettrici (BEV) condivide la maggior parte delle sfide dei HEV (veicoli ibridi elettrici) e PHEV (veicoli elettrici ricaricabili) con riferimento a batterie, motori ed elettronica di potenza. Inoltre, i veicoli elettrici recenti hanno una potenza di ricarica molto elevata e di conseguenza, è prevedibile un elevato aumento della temperatura delle batterie durante la ricarica. Soprattutto nei climi caldi, in alcune condizioni potrebbe essere necessario il condizionamento della batteria. Questo può avvenire sia durante una carica con elevata potenza sia, allo stesso modo, quando tale potenza è richiesta dal motore. L'inefficienza di carica e scarica della batteria, dovuta principalmente a perdite di tipo ohmico, genera ovviamente del calore che potrebbe portare la temperatura di batteria oltre i limiti di salvaguardia, entra quindi in gioco il condizionamento della batteria per controllare la temperatura.

Il riscaldamento e il raffrescamento dell'abitacolo sono più critici rispetto ad altri tipi di veicoli in quanto in entrambi i casi l'energia deve essere fornita dalle batterie. Di conseguenza, l'energia richiesta al condizionamento della cabina può portare ad una forte riduzione dell'autonomia dei veicoli.

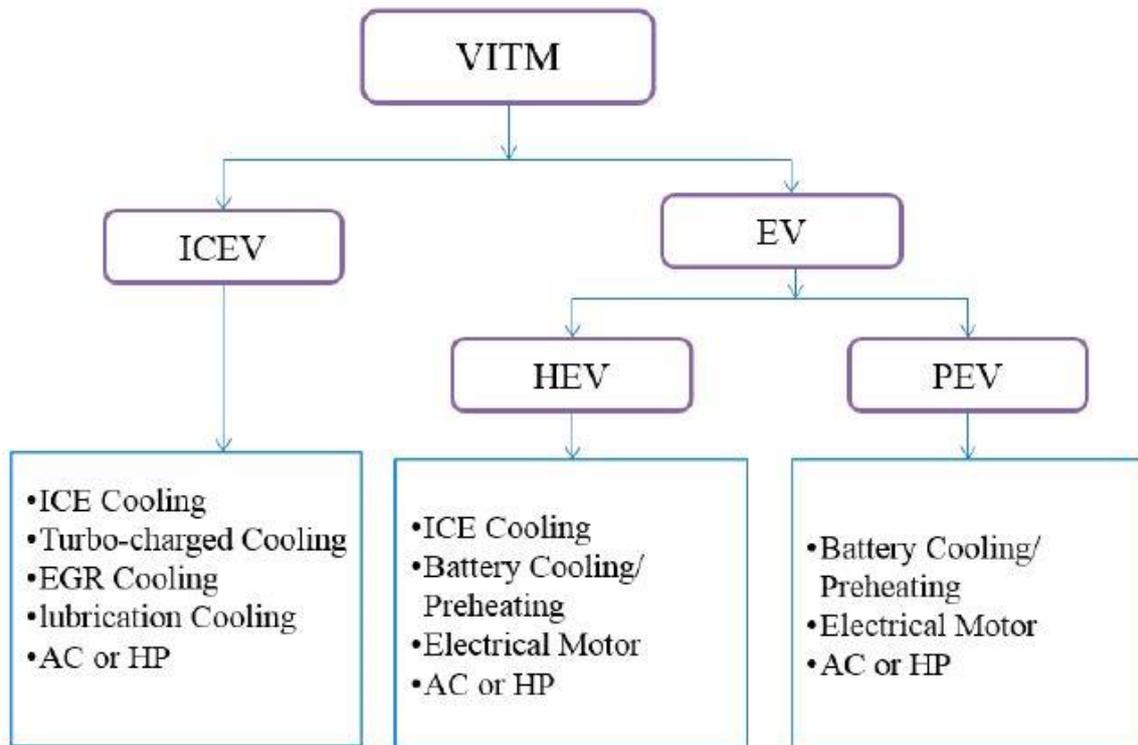


Figura 1- 4 Classificazione dei sistemi integrati di gestione termica del veicolo

Una corretta gestione termica garantisce una maggior vita dei componenti, compattezza dell'architettura e riduzione di costi e consumi energetici.

Verranno ora elencati e discussi i requisiti termici dei componenti:

- Motore IC. Applicazioni: IC, HEV e PHEV. Temperature di esercizio del fluido refrigerante 85-110° C. La minima temperatura di esercizio deve essere raggiunta nel minor tempo possibile per ridurre il consumo di carburante e per avere una sorgente di calore per il riscaldamento dell'abitacolo. Solitamente non viene utilizzato alcun riscaldatore dedicato. Il riscaldamento è accelerato riducendo il flusso del liquido di raffreddamento fino al raggiungimento della temperatura desiderata. La fase di riscaldamento può essere critica soprattutto per PHEV quando il motore può essere spento per la maggior parte del tempo. A causa degli elevati valori delle temperature di esercizio, è sufficiente il raffreddamento ad aria ambiente.
- Motore Elettrico. Applicazioni: HEV, PHEV e BEV. Temperature di esercizio del fluido refrigerante <60 °C. I motori elettrici hanno una alta efficienza; quindi, viene dissipata una quantità di energia relativamente bassa di calore, solitamente non

sufficiente per il riscaldamento della cabina. La massima temperatura operativa è ben al di sopra della temperatura ambiente nella maggior parte dei climi. Pertanto, nella maggior parte dei casi è sufficiente il raffreddamento ad aria ambiente. Tuttavia, per climi estremi potrebbe esser necessario un sistema di condizionamento apposito.

- Elettronica di potenza. Applicazioni: HEV, PHEV e BEV. Temperature d'esercizio del fluido refrigerante $<60\text{ }^{\circ}\text{C}$, applicazioni speciali possono avere elettronica ad alta temperatura con temperatura operativa superiore a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nella maggior parte dei casi, l'elettronica di potenza ha la stessa temperatura d'esercizio dei motori elettrici. Solitamente viene realizzato quindi un circuito di raffreddamento comune per l'elettronica di potenza ed il motore elettrico.
- Batterie. Applicazioni: HEV, PHEV e BEV. Temperature di esercizio del fluido refrigerante $20\text{-}40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (intervallo di temperatura ottimale), $<50\text{ }^{\circ}\text{C}$ per evitare danni o combustione. Il gradiente di temperatura attraverso la batteria deve essere ridotto al minimo. Batterie termicamente sbilanciate, cioè con diverse temperature tra le celle o gradienti di temperatura sulle celle, mostrano le prestazioni in degrado e conseguente riduzione della capacità. Condizioni di utilizzo della batteria con bassa temperatura delle celle dovrebbero essere evitate per non degradare prematuramente il sistema, avere una potenza limitata e una riduzione della capacità energetica. La massima temperatura per la batteria può essere minore della temperatura ambiente, il condizionamento di quest'ultima è sicuramente richiesto ed è necessario utilizzare una macchina frigo o pompa di calore per poter svolgere tale richiesta. In alcuni casi, specialmente per le moderne batterie con elevata potenza di ricarica è richiesto un sistema di condizionamento anche durante il periodo di carica. Per temperature ambiente particolarmente basse, il preriscaldamento della batteria potrebbe essere necessario.
- Abitacolo. Il riscaldamento e il raffrescamento della cabina sono necessari per il comfort dei passeggeri. Per il raffrescamento della cabina può essere utilizzato un sistema di aria condizionata. In fase di riscaldamento per i veicoli dove il calore residuo non è sufficiente, essendo l'efficienza di un power-train elettrico molto elevata (non si ha calore di scarto), per i BEV è necessario utilizzare un riscaldatore oppure, per aumentare l'efficienza energetica dell'intero sistema, una pompa di calore. Si predilige l'utilizzo di un sistema a pompa di calore in quanto si ha un coefficiente di prestazione molto elevato, nel caso di una resistenza che cede calore per effetto Joule invece si ha

una bassa efficienza dovuta alla gran quantità di exergia distrutta nella trasformazione di energia elettrica in energia termica.

Le batterie sono molto probabilmente il sottosistema più studiato attualmente. Nella figura 1-5, c'è una mappa in cui viene comparata l'energia specifica rispetto ai cicli di vita per differenti tipi di batterie. L'energia specifica è cruciale per l'autonomia del veicolo, mentre la potenza specifica è responsabile delle prestazioni. Il numero di cicli definisce la vita prevista della batteria. Le batterie agli ioni di litio mostrano un grandissimo potenziale per applicazioni su veicoli stradali.

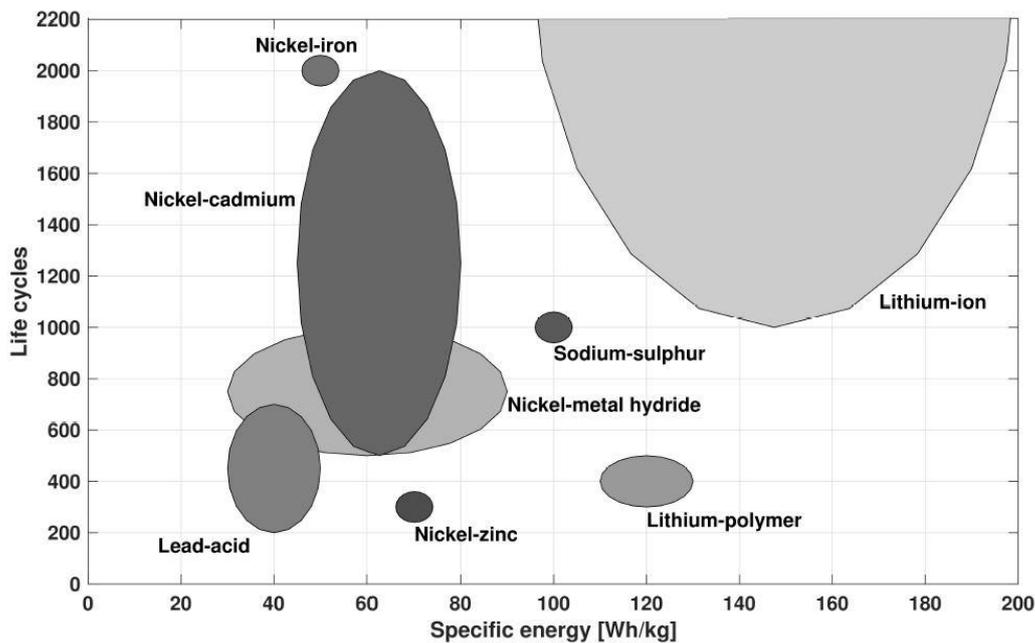


Figura 1- 5 Grafico che mostra l'energia specifica in relazione ai cicli di vita

Gli effetti delle elevate temperature sulle batterie possono riassunte essere come segue:

- Capacità e affievolimento di potenza. La capacità e la potenza di cella diminuiscono per ogni ciclo di scarica per qualsiasi temperatura. Tuttavia, a temperature più elevate le celle agli ioni di litio sono più rapidamente soggette ad un permanente degrado delle prestazioni. Questo processo è correlato alla conversione del materiale attivo della batteria in materiale inattivo con conseguente incremento di impedenza [5].
- Invecchiamento. Le alte temperature aumentano sia l'invecchiamento relativo al periodo di stoccaggio della batteria sia l'invecchiamento ciclico relativo ai periodi di utilizzo della batteria.

- Autoscarica. Ad alta temperatura, un aumento della conduttività elettrica può portare a velocità di autoscarica più veloci. Questo effetto può essere osservato sia nel lungo che nel breve periodo.
- Fuga Termica. La fuga termica è una situazione critica e pericolosa in cui la temperatura della batteria cresce oltre una soglia di sicurezza. Questa è una condizione indesiderata e incontrollabile le reazioni possono portare all'esplosione della batteria.

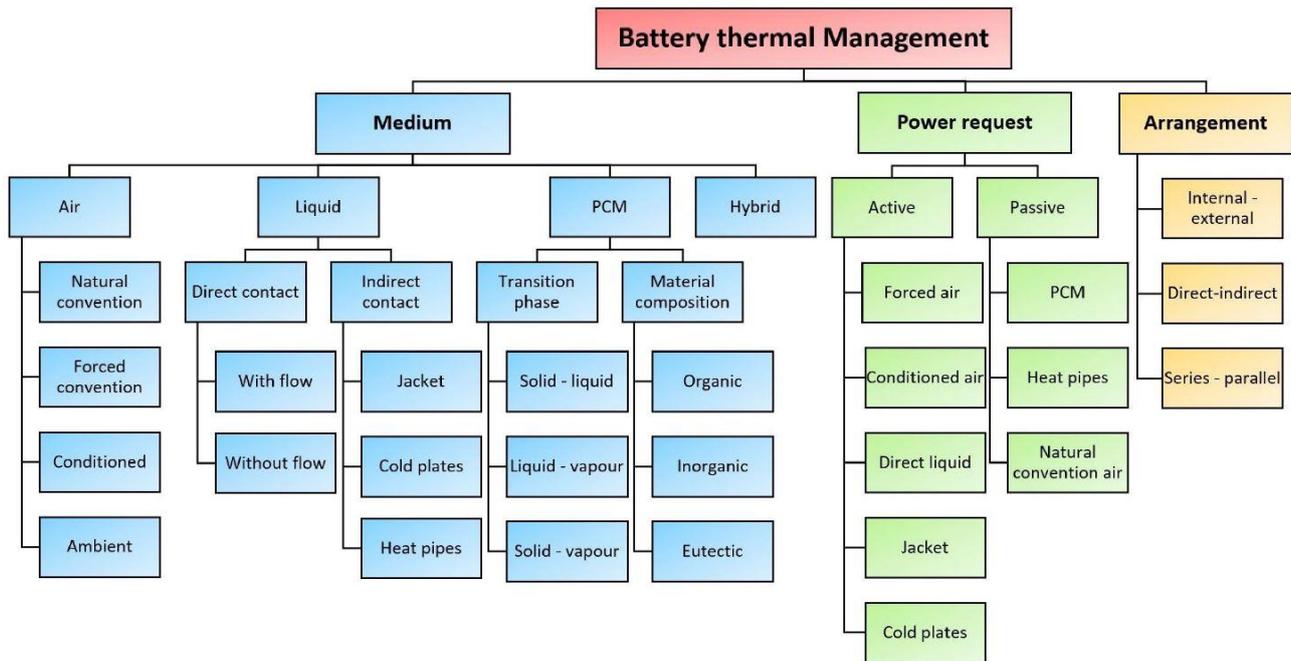


Figura 1- 6 Classificazione dei sistemi di gestione termica delle batterie

I Sistemi di gestione termica della batteria hanno il compito di mantenere la temperatura della batteria all'interno del campo di lavoro ed evitare sbalzi di temperatura. Esistono molteplici sistemi di gestione termica della batteria [8]. In figura 1-6, è stato riportato un diagramma dei sistemi utilizzati in funzione di tre differenti caratteristiche legate al campo operativo:

- Requisiti di potenza. I sistemi di gestione termica possono essere passivi o attivi. Un sistema passivo utilizza solamente l'ambiente, mentre un sistema attivo è dotato di una fonte per il riscaldamento e per il raffreddamento. In [8] questa specifica è ristretta alla presenza o meno di un ciclo di compressione del vapore.
- Mezzo refrigerante. Il mezzo refrigerante può essere aria, liquido o materiali a cambiamento di fase (PCM). È possibile utilizzare sistemi ibridi, combinando due diversi mezzi per la gestione termica.

- **Disposizione.** La disposizione si riferisce al modo in cui il fluido di raffreddamento circola all'interno dell'impianto. Negli approcci diretti, il fluido è direttamente in contatto con le celle della batteria, mentre nei sistemi indiretti, un materiale termoconduttivo è interposto tra il fluido e le celle. La disposizione delle celle e il flusso del refrigerante hanno una forte influenza sul trasferimento di calore. Nei sistemi paralleli, tutte le celle vengono investite contemporaneamente dal mezzo di raffreddamento. Questa disposizione consente una migliore uniformità della temperatura, a discapito di maggior complessità e costo dell'impianto.

Quanto detto finora ci fa capire la necessità di avere differenti metodi di gestione termica per i BEV. La presenza nel sistema di gestione termico integrato di una macchina frigo o pompa di calore, causa la necessità di comprendere a fondo il funzionamento del ciclo inverso con cui tali sistemi lavorano. I prossimi paragrafi sono dedicati quindi ad un'analisi teorica del Ciclo.

1.2 Il Ciclo di Carnot

I motori termici e le macchine frigorifere sono macchine cicliche nelle quali il fluido evolvente, percorso il suo ciclo, ritorna nello stato originario fornendo lavoro netto o calore assorbito, pari alla differenza tra il lavoro prodotto dal fluido evolvente durante una fase del ciclo e quello assorbito durante un'altra fase.

Il lavoro netto o calore assorbito e così anche il rendimento o coefficiente di prestazione, possono essere massimizzati utilizzando trasformazioni che richiedono la minore possibile, e producono la maggiore possibile, quantità di lavoro, cioè utilizzando *trasformazioni reversibili*.

Il Ciclo di Carnot, proposto per la prima volta nel 1824 dall'ingegnere francese Sadi Carnot, è il ciclo reversibile secondo il quale funziona il motore termico ideale detto motore di Carnot.

Questo ciclo ideale si compone di quattro *trasformazioni reversibili*, due isoterme e due adiabatiche, si ricorda che una trasformazione è detta totalmente reversibile, o semplicemente reversibile, se non implica alcuna irreversibilità sia all'interno sia all'esterno del sistema; quindi, deve escludere scambi termici attraverso salti finiti di temperatura, attriti o altri effetti dissipativi e deve essere quasi statica.

Le quattro trasformazioni reversibili che costituiscono il Ciclo di Carnot sono:

- Espansione isoterma reversibile (trasformazione 1-2) a temperatura $T_1 = \text{cost}$, con calore scambiato Q_1 ;
- Espansione adiabatica reversibile (trasformazione 2-3) la temperatura diminuisce da T_1 a T_2 , $Q = 0$;
- Compressione isoterma reversibile (trasformazione 3-4) a temperatura $T_2 = \text{cost}$, con calore scambiato Q_2 ;
- Compressione adiabatica reversibile (trasformazione 4-1) la temperatura aumenta da T_2 a T_1 , $Q = 0$;

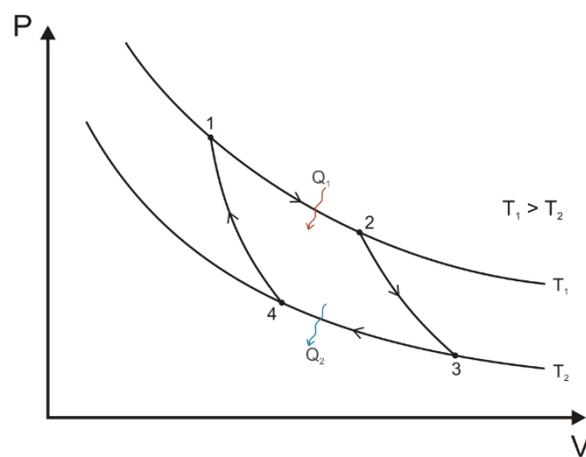


Figura 1- 7 Ciclo di Carnot sul diagramma pressione p volume V

Nella figura 1-7 viene rappresentato il ciclo nel diagramma $p-v$, ricordando che nel diagramma $p-v$ l'area sottesa dalla linea della trasformazione rappresenta il lavoro di variazione di volume per le trasformazioni quasi-statiche internamente reversibili, si può osservare che l'area sottesa dalla curva 1-2-3 rappresenta proprio il lavoro fatto dal gas durante le fasi di espansione del ciclo e analogamente l'area sottesa dalla curva 3-4-1 rappresenta il lavoro assorbito per la compressione del gas. L'area compresa nel ciclo (area 1-2-3-4) è la differenza tra le due aree appena citate e rappresenta il lavoro netto prodotto dal motore di Carnot.

Essendo un ciclo reversibile, quello di Carnot è il ciclo a più alto rendimento che lavori tra due prefissati valori di temperatura, rendimento limite superiore e irraggiungibile per i cicli reali. Questo perché le prestazioni dei cicli reversibili costituiscono il limite per le prestazioni dei cicli reali, i motori termici e le macchine frigorifere ideali sono i modelli con i quali confrontare i dispositivi reali.

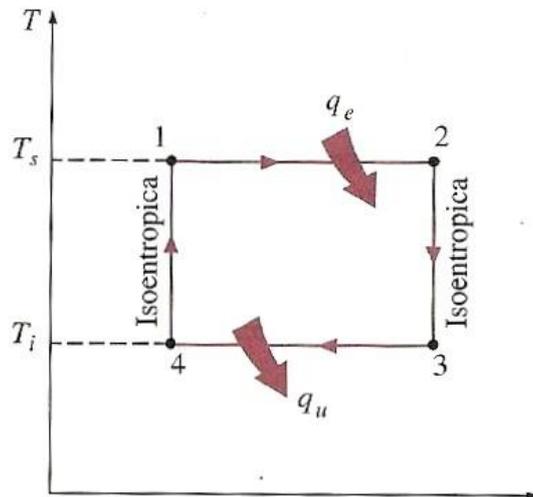


Figura 1- 8 Ciclo di Carnot sul diagramma T-s

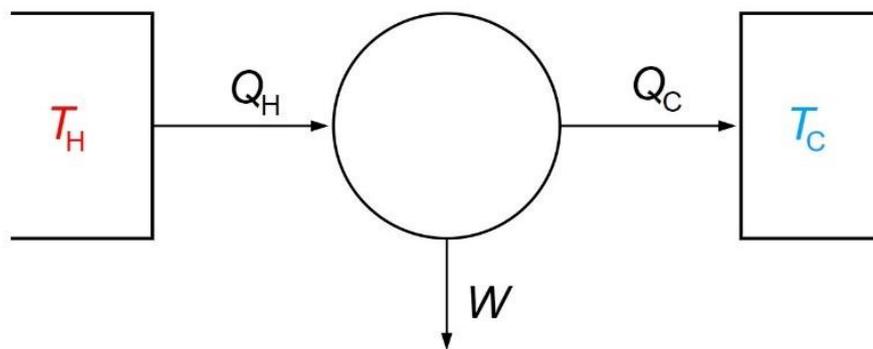


Figura 1- 9 Schema Ciclo motore con sorgente e pozzo termico

Dalla teoria di Carnot è possibile ricavare le affermazioni seguenti:

- La reale sorgente di potenza motrice di una macchina termica è la differenza di temperature, tra cui essa opera;
- Il fluido impiegato nella macchina non ha alcuna rilevanza ai fini del rendimento.

Facendo riferimento alla figura 1-9, si è indicato Q_H il calore scambiato con la sorgente termica alla temperatura superiore e con Q_C quello scambiato con la sorgente a temperatura inferiore e indicando con W il lavoro prodotto dal motore di Carnot si ha:

$$W = Q_H - Q_C \quad (2.1)$$

Per definizione il rendimento è:

$$\eta = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} \quad (2.2)$$

Osservando il Ciclo di Carnot dal grafico T-s si può notare che:

$$\begin{cases} Q_H = T_H(S_2 - S_1) \\ Q_C = T_C(S_2 - S_1) \end{cases} \Rightarrow \eta = 1 - \frac{T_H}{T_C} \quad (2.3)$$

1.3 Ciclo di Carnot inverso

Poiché il ciclo di Carnot è completamente reversibile, tutte e quattro le trasformazioni che lo costituiscono possono essere invertite con la conseguenza che anche gli scambi di calore e di lavoro avvengono nei versi opposti.

Con l'inversione delle trasformazioni si ottiene un ciclo percorso in senso antiorario, detto ciclo inverso di Carnot, a seconda dell'effetto utile che scegliamo di selezionare possiamo generare con tale ciclo la macchina frigorifera di Carnot e la pompa di calore di Carnot.

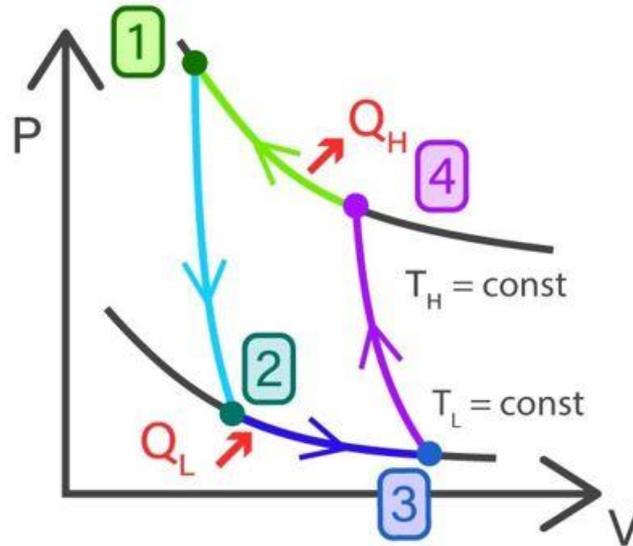


Figura 1- 10 Macchina frigorifera di Carnot o pompa di calore di Carnot

Facendo riferimento alla figura 1-10, i coefficienti di prestazione della macchina frigorifera di Carnot e della pompa di calore di Carnot sono espressi in tal modo:

$$COP_{F,carnot} = \frac{\text{Effetto Utile}}{\text{Lavoro}} = \frac{Q_L}{W} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \quad (2.4)$$

$$COP_{PdC,carnot} = \frac{\text{Effetto Utile}}{\text{Lavoro}} = \frac{Q_H}{W} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \quad (2.5)$$

$$COP_{PdC} = COP_F + 1 \quad (2.6)$$

Come per il ciclo diretto, il ciclo inverso di Carnot è il ciclo di maggior efficienza fra tutti quelli funzionanti tra due stessi serbatoi termici di assegnate temperature. Pertanto, sarebbe naturale considerare il ciclo inverso di Carnot come ciclo ideale per le macchine frigorifere e le pompe di calore, ma esso presenta molti problemi nella realizzazione pratica.

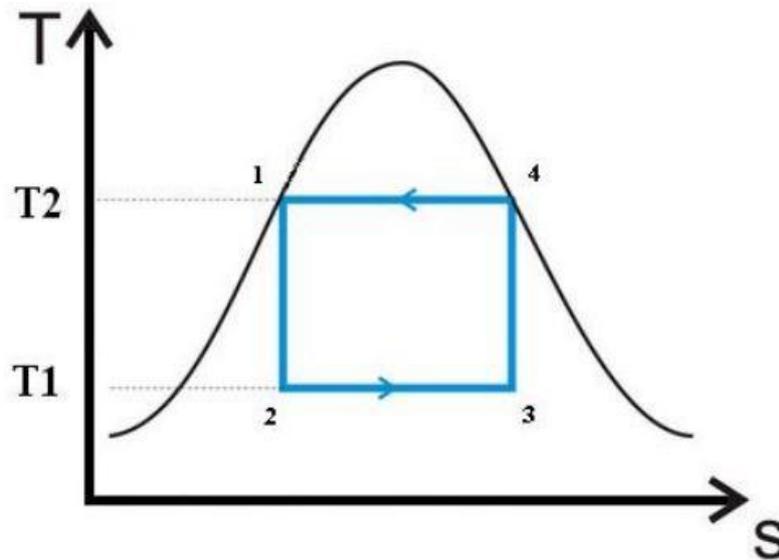


Figura 1- 11 Ciclo inverso di Carnot sul piano T-s

I due processi isotermi di scambio termico, ovvero le trasformazioni 2-3 4-1, non sono difficili da realizzare nella pratica poiché, in un sistema bifasico, mantenendo costante la pressione si mantiene costante anche la temperatura, al valore equivalente la temperatura di saturazione.

Mentre per quanto riguarda le trasformazioni 3-4 1-2 non possono essere realizzate con un adeguato grado di approssimazione, poiché la prima, compressione di una miscela di liquido e vapore, richiederebbe un compressore capace di trattare contemporaneamente le due fasi, mentre la seconda presenta le difficoltà relative all'espansione del refrigerante in presenza di un elevato contenuto di fase liquida. Si potrebbe pensare di risolvere questi problemi eseguendo il ciclo inverso di Carnot al di fuori della zona delle miscele sature, ma, in questo caso, sarebbe difficile realizzare i processi isotermi di scambio termico.

Concludiamo quindi che il ciclo inverso di Carnot non può essere approssimato nelle macchine reali, per cui non può costituire un modello per i cicli inversi reali ma soltanto un riferimento con cui confrontare le prestazioni.

1.4 Ciclo frigorifero a compressione di vapore

Le difficoltà che si incontrano nella realizzazione pratica del ciclo inverso di Carnot possono essere superate vaporizzando completamente il refrigerante prima che sia compresso e sostituendo l'espansione in turbina con un processo di laminazione in una valvola.

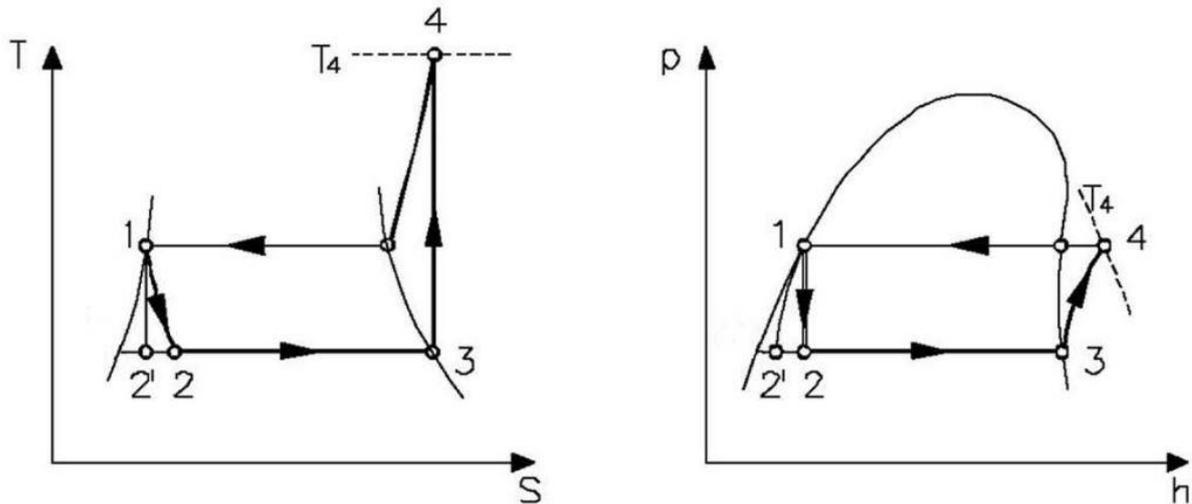


Figura 1- 12 Grafico T-s del ciclo frigorifero a compressione di vapore

Il ciclo è composto dalle seguenti quattro trasformazioni:

- 1-2. Laminazione isoentalpica o espansione adiabatca
- 2-3. Evaporazione isoterma ed isobara
- 3-4. Compressione adiabatca e isoentropica
- 4-1. Condensazione isobara e isoterma nella trasformazione all'interno della miscela bifase

È da notare come la valvola di laminazione lavora in maniera isoentalpica, invece che isoentropica come farebbe in turbina (passo 1-2').

Si descrivono ora i vari calori e lavori all'interno del ciclo:

- Calore assorbito nell'evaporatore:

$$Q_f = h_3 - h_2 = T_3(S_3 - S_2)$$

(2. 7)

- Calore ceduto nel condensatore:

$$Q_c = h_4 - h_1$$

(2. 8)

- Lavoro compiuto dal compressore:

$$W = Q_c - Q_f = h_4 - h_3$$

(2. 9)

Si ricordi che in un diagramma T-s l'area sottesa sull'asse dell'entropia dalla linea di una trasformazione internamente reversibile rappresenta il calore scambiato in quella trasformazione. Pertanto, l'area sottesa dalla linea 2-3 rappresenta il calore assorbito dall'evaporatore, mentre l'area sottesa dalla linea 4-1 rappresenta il calore ceduto nel condensatore.

Un altro diagramma frequentemente utilizzato nello studio dei cicli inversi a compressione di vapore è il diagramma p-h, figura 1-12, su questo diagramma le quantità di calore e lavoro scambiate sono pari alla differenza di entalpie per i vari stati del ciclo.

Si osservi che, diversamente dai cicli ideali trattati finora, il ciclo inverso a compressione di vapore non è un ciclo internamente reversibile, poiché il processo di laminazione è irreversibile. Se la valvola di laminazione fosse sostituita da una turbina in cui il refrigerante si espandesse isoentropicamente, l'ingresso nell'evaporatore avverrebbe nello stato 2' anziché 2, per cui l'effetto utile aumenterebbe dell'area sottesa dalla linea 2'-2 e il lavoro netto assorbito diminuirebbe del lavoro fornito dalla turbina. Tuttavia, la sostituzione della valvola di laminazione con una turbina non trova applicazione pratica perché i benefici ottenuti non giustificano i costi aggiuntivi e la maggior complessità.

Poiché le variazioni di energia cinetica e di energia potenziale del refrigerante sono, di solito, trascurabili rispetto alle quantità di calore e lavoro scambiate, l'equazione dell'energia per sistemi aperti a flusso stazionario, riferita all'unità di massa, si riduce all'espressione:

$$q - l = \Delta h$$

(2. 10)

Tenendo presente che il condensatore e l'evaporatore non sono soggetti a scambi di lavoro e che il compressore può essere considerato adiabatico, i coefficienti di prestazione degli impianti

frigoriferi e delle pompe di calore funzionanti con il ciclo inverso a compressione di vapore sono espressi dalle relazioni:

$$COP_F = \frac{q_f}{l_{n,c}} = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3}$$

(2. 11)

$$COP_{PdC} = \frac{q_c}{l_{n,c}} = \frac{h_4 - h_1}{h_4 - h_3}$$

(2. 12)

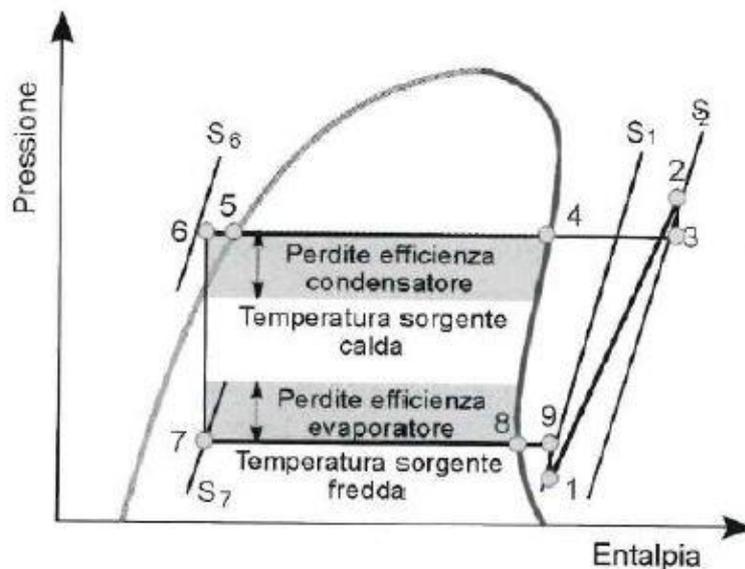


Figura 1- 13 Salti di temperatura tra fluido e sorgente nei cicli reali

Oltre alle irreversibilità già descritte, la figura 1-13, mostra come esistano anche inefficienze associate all'accoppiamento tra la macchina e l'ambiente, in particolare la necessità, per gli scambiatori di calore, di essere di superficie finita e la più ridotta possibile, per contenere i costi di produzione: pertanto vi è la necessità di operare sotto differenze finite di temperatura. Nella figura è anche riportato l'incremento di entropia associato al processo reale di compressione, che peggiora le prestazioni ideali del compressore, il cui rendimento è legato, tra l'altro, anche al rapporto di compressione.

Modificando la portata volumetrica del compressore, andandola a ridurre, ci si può rendere conto del miglioramento delle condizioni di lavoro degli scambiatori, figura 1-14.

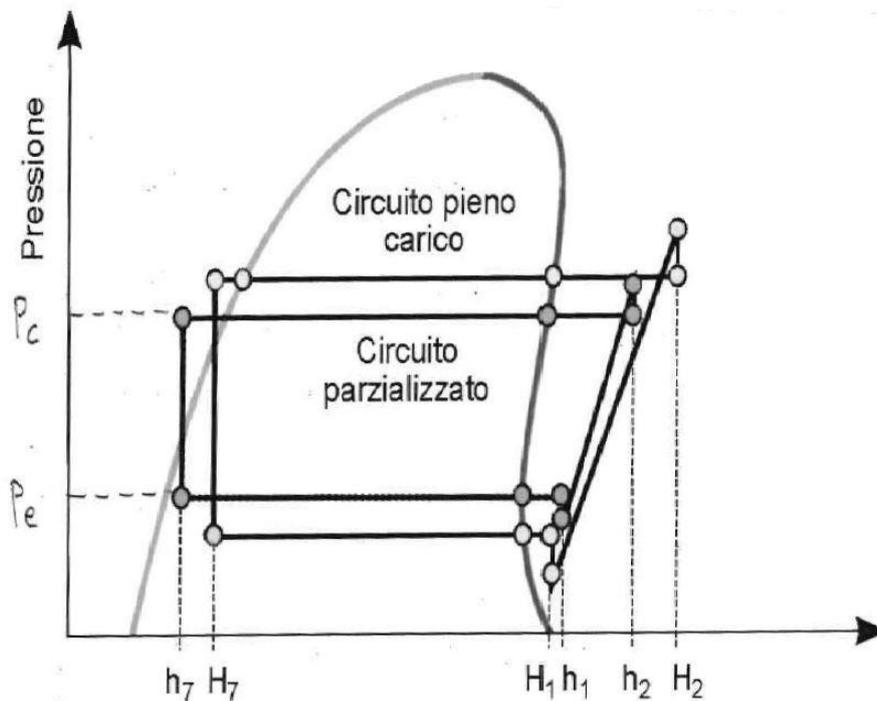


Figura 1- 14 Ciclo a pieno carico e parzializzato

Al condensatore, essendo minore la portata di refrigerante a fronte di una portata di fluido esterno e di una superficie di scambio termico inalterate, il fluido frigorifero si raffredda maggiormente, con conseguente calo della temperatura di condensazione e della pressione di lavoro corrispondente. All'evaporatore si ha un comportamento speculare, e la pressione di esercizio cresce.

1.5 Fluidi frigoriferi

Le proprietà che un fluido frigorifero deve avere, per poter essere utilizzato all'interno di un circuito, sono diverse e non solo di carattere prettamente termochimico. Di seguito sono elencate le principali:

- Stabilità e inerzia chimica: non si devono avere reazioni chimiche al contatto con materiali metallici e plastici che costituiscono il circuito;
- Compatibilità con l'ambiente: in caso di fughe o scarico dell'impianto, il fluido non deve essere nocivo per l'ambiente;

- Atossicità e ignifugabilità: in caso di fughe o perdite in ambienti chiusi, il fluido fuoriuscito dell'impianto non deve creare situazioni di pericolo;
- Avere proprietà termodinamiche appropriate: il fluido deve avere valori di saturazione appropriate di temperatura e pressione. Occorre lavorare a pressioni di condensazione non troppo elevate, in modo da preservare i componenti meccanici, tali temperature non dovrebbero inoltre essere eccessivamente elevate in modo da evitare la decomposizione termica dell'olio lubrificante, con formazioni di depositi carboniosi. Infine, la temperatura critica deve essere il più elevata possibile rispetto alla temperatura di condensazione, in modo da ridurre le perdite termodinamiche del processo di laminazione
- Viscosità bassa: ciò permette di ridurre al minimo le perdite di carico nelle tubazioni e nei componenti;
- Conduttività termica elevata: aumenta lo scambio termico nel condensatore e nell'evaporatore;
- Comportamento appropriato con oli lubrificanti: viene richiesta una mutua solubilità per assicurarsi che l'olio si accumuli nella coppa del compressore volumetrico, dopo aver accompagnato il fluido nelle varie trasformazioni;
- Facilità di individuazione delle perdite del circuito;
- Avere basso costo.

Queste sostanze sintetiche derivano dagli idrocarburi leggeri, nei quali è stata effettuata una sostituzione totale o parziale degli atomi di idrogeno con atomi degli alogeni cloro Cl e/o fluoro F.

- clorofluorocarburi CFC: tutti gli atomi di idrogeno dell'idrocarburo sono sostituiti da atomi di cloro e fluoro;
- idroclorofluorocarburi HCFC: gli atomi di idrogeno dell'idrocarburo sono sostituiti solo parzialmente da atomi di cloro e fluoro;
- idrofluorocarburi HFC: solo l'alogeno fluoro sostituisce parzialmente gli atomi di idrogeno presenti nell'idrocarburo.

È possibile utilizzare fluidi refrigeranti anche sostanze diverse dai prodotti di sintesi come gli alogenoderivati. Di seguito verranno elencati a titolo informativo le caratteristiche di alcune sostanze alternative impiegate:

- Idrocarburi: impiegati, soprattutto in Germania, come refrigeranti all'interno di frigoriferi domestici. L'impiego di idrocarburi presenta svantaggi legati alla loro infiammabilità e alla necessità di definire standard di sicurezza elevati, soprattutto per la produzione in larga scala di impianti.
- Ammoniaca: utilizzata tutt'ora per il condizionamento dell'aria all'interno dei chiller in impianti con capacità da 200KW a 3MW. I problemi dell'utilizzo dell'ammoniaca è la sua tossicità (anche se è facilmente individuata in caso di fughe anche a bassissime concentrazioni), solubilità con olio e incompatibilità con vari materiali. I punti di forza che avvantaggiano ancora il suo utilizzo sono sostanzialmente la sua economicità e il suo alto grado di diluizione con l'acqua.
- Acqua: utilizzata soprattutto in impianti ad assorbimento, ma trova spazio anche all'interno di impianti a compressione. Le pressioni a cui lavorano l'impianti che utilizzano questo tipo di refrigerante sono generalmente inferiori rispetto ai restanti; la differenza tra la pressione di condensazione ed evaporazione risulta essere ridotta, ma per la compressione sono necessari compressori centrifughi e multistadio.
- Anidride carbonica: è una valida alternativa ai CFC e HFC. Il suo limite d'impiego è definito dalla bassa temperatura e pressione critica, rispettivamente pari a 304.25 K e 7.3 MPa. Per questo motivo vengono impiegati sostanzialmente in impianti che operano con cicli transcritici.

Capitolo 2

2 Pompe di calore architettura e applicazioni

Il presente capitolo ha lo scopo di descrivere l'architettura e le applicazioni delle macchine che operano tramite il ciclo frigorifero a compressione di vapore trattato nel capitolo precedente.

2.1 Architettura di una pompa di calore

Nel campo della fisica tecnica vengono considerati i cicli termodinamici diretti- su cui si basano i motori a combustione, i motori a reazione o le classiche centrali termiche e termoelettriche- e i cicli inversi su cui impernano il proprio funzionamento le macchine frigorifere e le pompe di calore.

Nei cicli inversi, sui quali poggiano le ultime tecnologie citate: il sistema assorbe una certa quantità di energia sottoforma di calore da una sorgente a più bassa temperatura T_1 e, mediante una spesa di lavoro esterno, ottiene il trasferimento di calore ad un serbatoio termico a più alta temperatura T_2 ; ciò concorda perfettamente con il secondo principio della termodinamica per il quale è necessario applicare una certa quantità di lavoro o di calore per permettere il trasferimento di energia da una sorgente ad una temperatura più bassa verso una più alta.

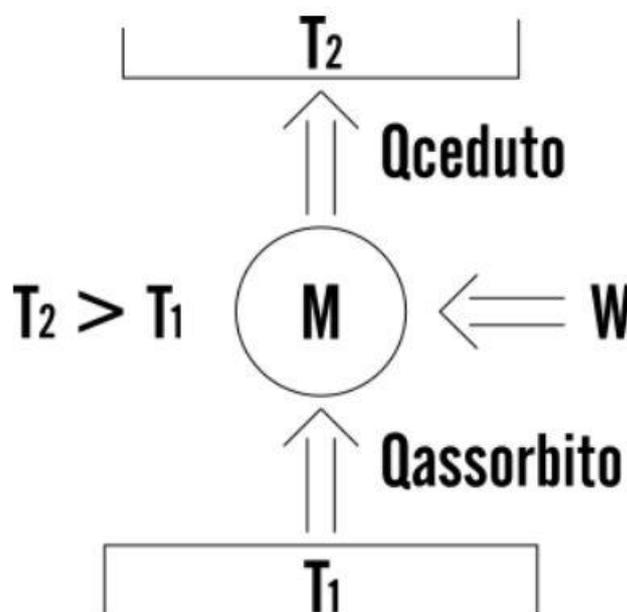


Figura 2- 1 Schema operativo di funzionamento di un ciclo inverso

Le trasformazioni termodinamiche che consentono al fluido frigorifero utilizzato di realizzare tale ciclo verranno descritte nel capitolo successivo.

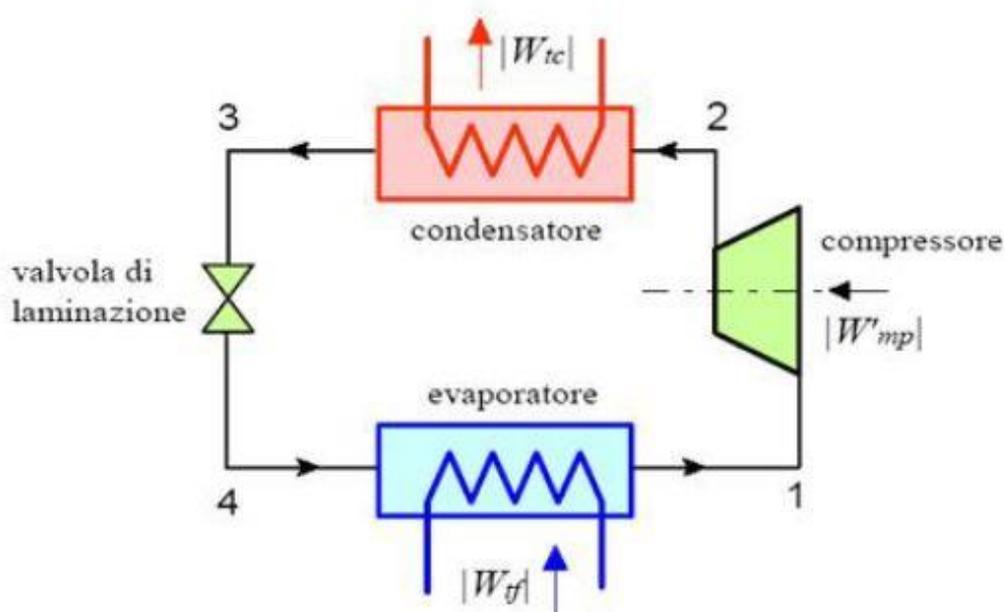
Lo sviluppo tecnologico ha comunque reso possibile progettare macchine generatrici che possono operare in due modi:

- asportare con continuità calore da una sorgente a temperatura inferiore di quella dell'ambiente naturale esterno: si parla quindi di macchine frigorifere o di impianti per la refrigerazione;
- rendere disponibile il calore prelevato da una sorgente termica a temperatura inferiore: si parla allora di pompe di calore.

È comunque possibile realizzare macchine a ciclo termodinamico che agiscono contemporaneamente da refrigeratori e pompe di calore. Esse sono chiamate termo-frigopompe.

Con riferimento alla seconda tecnologia citata,

“per pompa di calore si intende un’installazione che, operando con continuità, preleva calore da una sorgente a temperatura più bassa e lo rende disponibile (assieme all’equivalente termico dell’energia impiegata per rendere possibile tale operazione) per un utilizzo esterno ad una temperatura mediamente superiore”. [5]



Si descrivono in questo paragrafo i componenti dell'impianto.

2.1.1 Compressore

Il compressore è una macchina operatrice che ha il compito di aspirare refrigerante a basse pressioni ed espellerlo a pressioni più elevate mediante l'impiego di energia meccanica. Tale energia meccanica viene fornita al compressore dal motore elettrico, il quale viene alimentato in corrente alternata da un inverter per controllarne la velocità di rotazione. In caso dei BEV l'inverter è alimentato in corrente continua fornitagli dalla batteria del veicolo

Figura 2- 2 Schema impiantistico di una pompa di calore a compressione di vapore

stesso.

Caratteristiche importanti per i compressori sono: elevati rendimenti isentropici, peso, rumorosità e buona affidabilità prerogativa fondamentale di questo componente, si pensi che per parecchie macchine si ha vita di servizio superiore ai venti anni.

I compressori possono dividersi in due famiglie:

- Compressori volumetrici. La compressione è data da movimenti meccanici ben definiti, geometria della macchina e condizioni dell'impianto su cui è installato.
- Compressori dinamici. La compressione si ha per via della velocità che si riesce ad imprimere sul fluido.

I compressori volumetrici aspirano un volume di gas indipendentemente dalle condizioni di aspirazione e di mandata, hanno in genere la caratteristica di avere portata direttamente proporzionale alla velocità di rotazione e rapporto di compressione indipendente da questa. Riescono a raggiungere elevati salti di pressione a discapito di portate mediamente inferiori rispetto ai corrispettivi compressori dinamici.

Nei compressori dinamici, il fluido viene compresso sfruttando l'energia cinetica impressa al gas da opportuni meccanismi e geometrie costruttive della macchina stessa, tali meccanismi riescono a sfruttare il principio della variazione del momento della quantità di moto. Si suddividono principalmente in compressori centrifughi e compressori assiali, i

primi possono essere impiegati in impianti di condizionamento in sostituzione dei compressori volumetrici, quando sono richieste portate più elevate. Per quanto la seconda tipologia citata, questi possono avere portate molto elevate ma per raggiungere salti di pressione elevati, servono numerosi stadi di compressione. Basti pensare che un singolo stadio di un compressore assiale, ovvero l'accoppiamento di un rotore e di uno statore, può produrre solo un salto di pressione molto basso, rapporti che vanno da 1,15 a 1,30.

Per l'applicazione di macchine frigorifere e pompe di calore si predilige l'utilizzo di compressori volumetrici, le principali tre categorie in questo ambito sono:

- A pistoni con piattello mobile
- A vite
- Scroll

Nel modello di gestione termica del veicolo si è preferito utilizzare un compressore di tipo Scroll



Figura 2- 3 Particolare dell'interno di un compressore Scroll

Principio di funzionamento: I compressori scroll sono ancora macchine volumetriche, ma non si tratta più di macchine a moto alternativo. La compressione del fluido avviene facendolo passare attraverso due spirali, figura 2-3, delle quali una rimane fissa, mentre l'altra si muove - grazie a un anello di ritegno con due coppie ortogonali di risalti, che opera come un giunto

Oldham- attorno alla prima con un moto orbitale. Le spirali si toccano in diversi punti, che si muovono dalla periferia verso il centro, inglobando fluido che viene compresso dalla riduzione del volume durante il moto. L'espulsione del fluido avviene tramite un condotto centrale, che reca una valvola di scarico, mentre la valvola di aspirazione è assente.

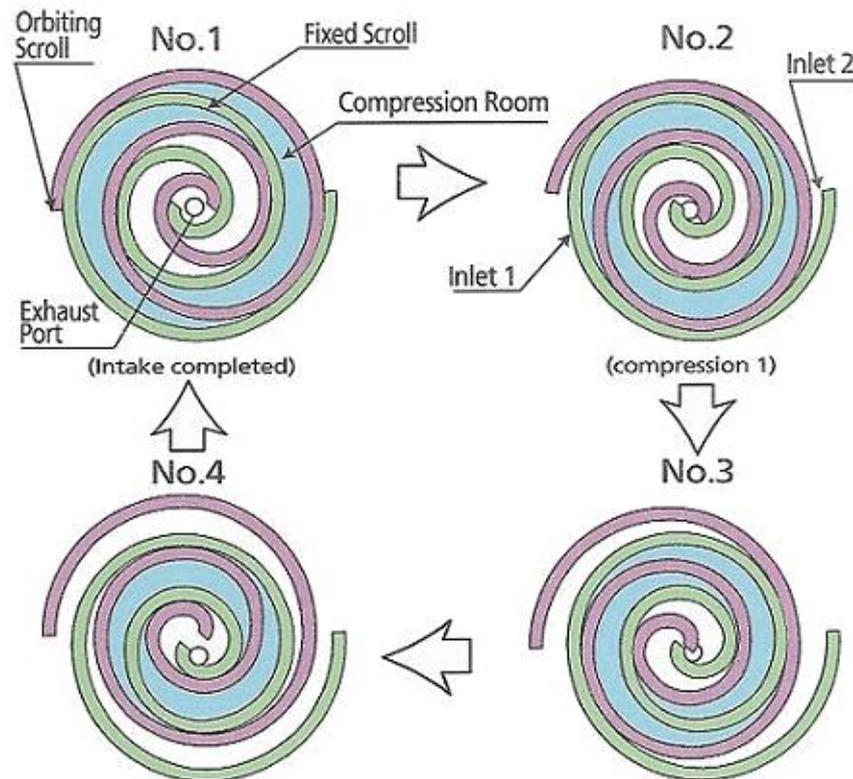


Figura 2- 4 Principio di funzionamento compressore Scroll

La costruzione necessita di strette tolleranze per assicurare un corretto funzionamento, ma è meccanicamente semplice e dà luogo a macchine compatte e leggere, che poco risentono di un'eventuale compressione umida.

Sono disponibili modelli per portate fino a $40 \text{ m}^3/\text{h}$ e salti di pressione fino a 30 bar. Non è presente un volume nocivo vero e proprio, così che non si hanno significative riduzioni di portata all'aumentare della pressione di condensazione, il rendimento volumetrico è quindi molto elevato pure per elevati salti di pressione.

2.1.2 Valvola di laminazione

La valvola di laminazione è un elemento che rende possibile l'espansione irreversibile in cui l'entalpia iniziale è uguale a quella finale. Si tratta di un organo di strozzamento che degrada l'energia di pressione generando un punto dove si crea una perdita di carico.

Esistono vari tipi di valvole di laminazione, tra questi il più diffuso in ambito automobilistico è quello termostatico TXV acronimo inglese di “Thermal Expansion Valve”, seguite da quelle elettroniche EEV

Le funzioni principali di una valvola d’espansione sono:

- Mantenere il salto di pressione desiderato in ingresso tra condensatore ed evaporatore;
- Regolare la portata di refrigerante in ingresso all’evaporatore che, idealmente, dovrebbe mantenersi uguale a quella aspirata dal compressore;
- Garantire un surriscaldamento costante all’uscita dell’evaporatore, in modo da prevenire ingestioni accidentali di liquido da parte del compressore

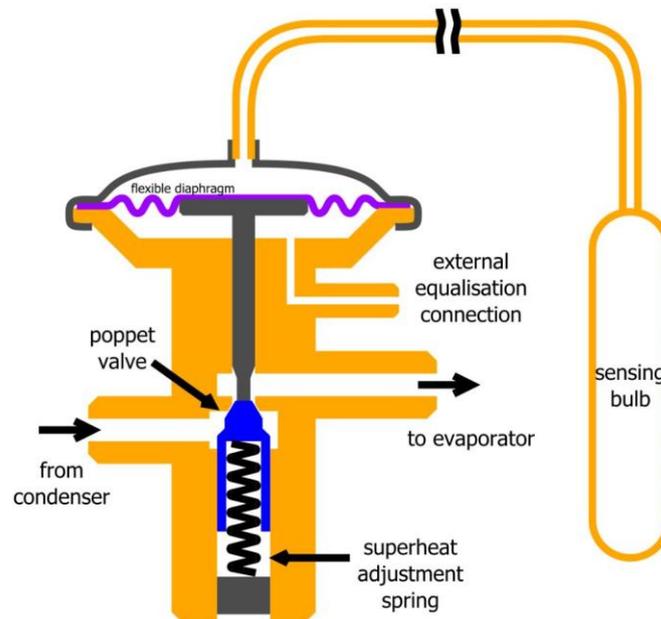


Figura 2- 5 Schema di una valvola di espansione termostatica

Le valvole termostatiche, figura 2-5, sono costituite da un otturatore la cui posizione è regolata da un diaframma di un soffierto riempito di un dato fluido adatto a tale applicazione e da una molla antagonista: il fluido nel soffierto viene mantenuto a contatto tramite un bulbo sensibile con il condotto di uscita dell’evaporatore. All’aumentare della temperatura del fluido frigorifero in uscita dall’evaporatore, il fluido nel soffierto si dilata e va ad agire sul diaframma, che allarga la luce di passaggio dell’otturatore, aumentando così la portata di refrigerante. Quando il surriscaldamento diminuisce, il diaframma riduce la propria azione sull’otturatore, che viene spinto verso la posizione di chiusura dalla molla.

La portata attraverso la valvola, in condizioni ideali, è esprimibile con la relazione:

$$\dot{m} = C_1 \sqrt{\rho_c (P_c - P_e)}$$

(1.1)

Dove C_1 rappresenta una riduzione della portata ed è legato alla geometria della luce di efflusso, mentre i pedici c e d si riferiscono alle condizioni al condensatore e all'evaporatore rispettivamente.

La geometria della luce di efflusso dipende dalla posizione dell'otturatore, determinabile dall'equilibrio tra la forza esercitata dalla molla e quella esercitata dalla membrana, che dipende a sua volta dalla differenza tra le pressioni del fluido nel soffiato, P_b , e quella nell'evaporatore

$$(P_b - P_e)A_d = k_s(x_0 - x)$$

(1.2)

Con k_s costante elastica della molla e x_0 sua lunghezza a riposo.

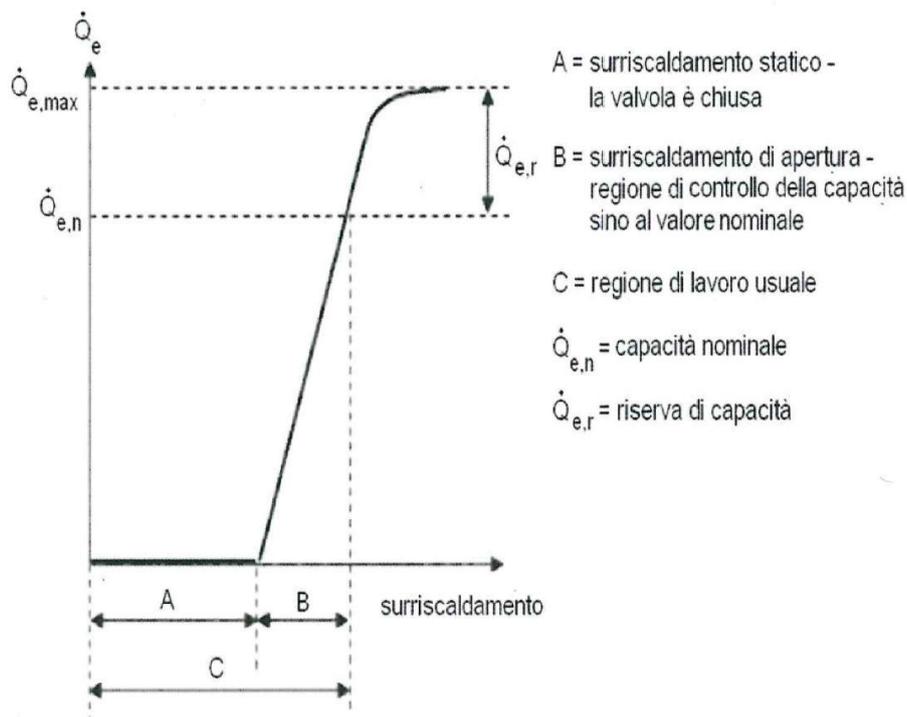


Figura 2-6 Portata volumetrica di refrigerante attraverso la valvola di laminazione in funzione del surriscaldamento

La portata volumetrica del refrigerante, \dot{Q} dipende dal grado di surriscaldamento nella maniera espressa qualitativamente in figura 2-6. Nelle condizioni di impianto spento la molla possiede una forza sufficiente per tenere l'otturatore in posizione di completa chiusura, e tale situazione permane fino a quando non si raggiunge un livello tale di surriscaldamento che la pressione esercitata dalla membrana apre la luce di efflusso, generando una portata di refrigerante che,

per un certo intervallo, varia in modo lineare con il grado di surriscaldamento fino al raggiungimento delle condizioni di progetto della valvola; oltre tale soglia, l'aumento del surriscaldamento produce un incremento di portata più ridotto, fino ad arrivare alla condizione di completa apertura. Le valvole di espansione elettronica permettono più raffinate logiche di adattamento alle condizioni all'evaporatore, in quanto l'otturatore è comandato da un attuatore elettromeccanico, che agisce secondo le informazioni fornite da un sensore di temperatura [9].

2.1.3 Recupero perdita di laminazione

La perdita di exergia durante la laminazione è spesso piuttosto contenuta e tale da non giustificare modifiche impiantistiche volte al suo recupero, spesso complesse e costose. In alcuni casi, tuttavia, essa assume un peso rilevante nel bilancio totale di exergia distrutta, e recuperarla può divenire interessante.

Per valutare l'entità delle perdite si può considerare il diagramma T-s di Figura 1-19, dove l'area 4-6-7-5 rappresenta il calore frigorifero per unità di massa perduto a causa della laminazione isoentalpica rispetto ad un'espansione isentropica. Se si considera di poter confondere l'isobara nel campo del liquido 2-3 con la curva limite inferiore, l'area 1-2-3-5 rappresenta il salto entalpico $(h_3 - h_2)$ ¹, come l'area 1-2-6-7 rappresenta la variazione di entalpia $(h_6 - h_2)$; poiché, essendo la laminazione isoentalpica, $h_3 = h_6$, le due aree devono essere uguali, ed entrambe contengono il rettangolo 1-2-4-5: se lo si sottrae da ciascuna di esse si dimostra l'affermazione.

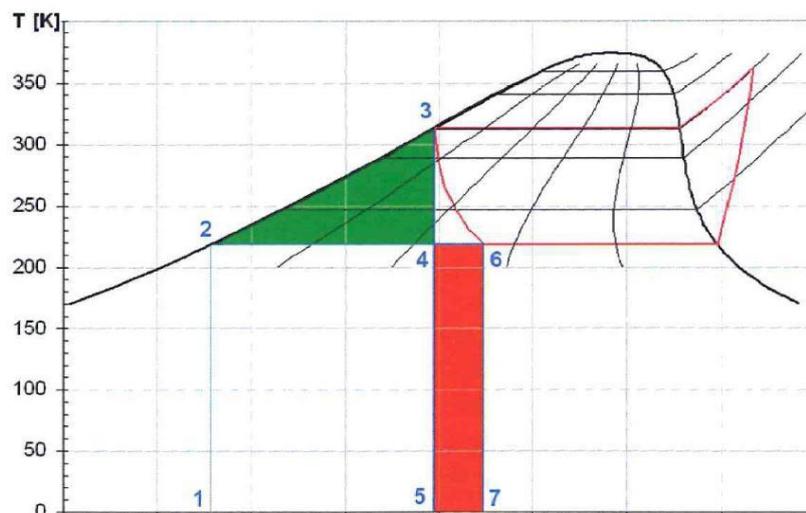


Figura 2- 7 Diagramma T-s con indicazione di un ciclo frigorifero

¹ Lo si dimostra scrivendo la conservazione dell'energia per la trasformazione 2 – 3 osservando che è reversibile e in assenza di lavoro scambiato, quindi l'energia termica è esprimibile come $Q = \int T ds$ ed equivale alla differenza di entalpia tra i due stati. Lo si dimostra con considerazioni analoghe anche per $(h_6 - h_2)$.

Osservando il grafico in figura 2-7, ci si rende facilmente conto che la perdita è tanto maggiore quanto più lo stato fisico in uscita dal condensatore è vicino al punto critico, il salto termico tra gli scambiatori nonché la bassa pendenza della curva limite inferiore aumentano la perdita. Le situazioni in cui questi fattori sono particolarmente pronunciati comprendono le pompe di calore in cui si ha una alta temperatura di condensazione, gli impianti a bassa temperatura e i fluidi con bassa temperatura critica. Tra i possibili metodi di recupero si possono elencare:

- Sotto-raffreddamento all'uscita del condensatore;
- Ciclo multistadio con economizzatori;
- Turbina o espansore volumetrico bifase;
- Eiettore

Nel primo caso si sposta il punto di uscita del fluido dal condensatore verso sinistra sull'isobara del liquido.

Nel secondo caso si necessita di uno o più separatori di liquido e di una compressione in due o più stadi. L'espansione risulta frazionata in più parti, quindi con una perdita più limitata. Oltre all'aumento dell'effetto frigorifero si ha anche una riduzione del lavoro di compressione.

La turbina o l'espansore bifase spostano la trasformazione 3 – 6 verso sinistra, avvicinandola tanto più all'isoentropica 3 – 4, quanto più ridotte sono le perdite per irreversibilità.

Uno schema di impiego per il recupero della perdita di laminazione è quello mostrato in figura 2-8. L'eiettore riceve il liquido ad alta pressione in uscita dal condensatore e lo fa espandere nell'ugello primario, con perdite exergetiche ridotte, quantificabili attorno al 5 – 10 %.

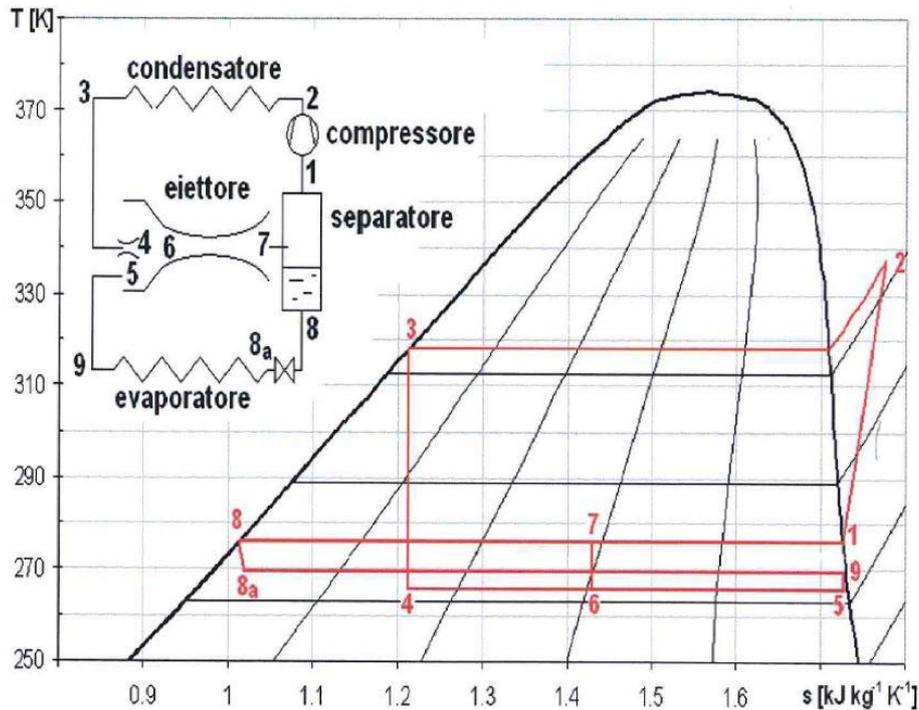


Figura 2- 8 Ciclo frigorifero con eiettore al posto della valvola di laminazione

Il flusso supersonico in uscita dall'ugello primario si mescola con quello proveniente allo stato 9 dall'evaporatore e lo accelera. L'ugello primario funge da ugello di de Laval, trasformazione 3 – 4. Grazie alla trasformazione 9 – 5, il fluido scende alla stessa pressione dello stato 4. I fluidi si mescolano completamente raggiungendo lo stato 6 e aumentano la loro pressione nel diffusore, uscendo da questo nello stato 7. A questo punto il separatore divide il vapore saturo secco, aspirato dal compressore nello stato 1, dal liquido nello stato 8, che subisce una laminazione isoentalpica con limitate perdite fino allo stato 8_a , con cui entra all'evaporatore. L'energia recuperata dall'eiettore si traduce in un aumento della capacità frigorifera, il titolo 8_a è inferiore rispetto a 4, e in una diminuzione del lavoro di compressione, essendo 1 a pressione più alta rispetto a 9. Il recupero dipende dal fluido ma si attesta intorno al 10%.

In condizioni stazionarie il rapporto tra la portata di fluido secondario e di fluido primario, chiamato rapporto di trascinamento, deve essere tale da garantire un titolo che faccia funzionare regolarmente il separatore: in questo caso rapporto di trascinamento e rapporto di compressione, non fissato dall'impianto, sono legati.

Il separatore ha inoltre ricevuto recentemente critiche in quanto rappresenta un accumulo di fluido, che in tempi recenti si cerca di limitare per ragioni di impatto ambientale, con rischi che sono tanto maggiori quanto maggiore è la carica di refrigerante nel circuito.

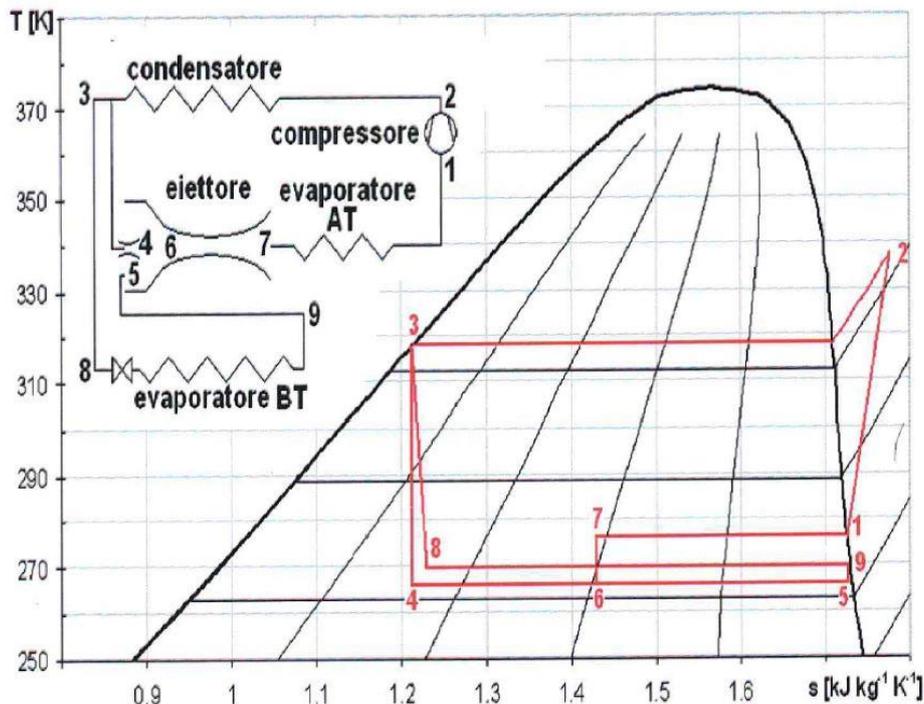


Figura 2-9 Ciclo frigorifero con eiettore e doppio evaporatore

Uno schema alternativo in cui il separatore è assente è quello presentato in figura 1-21, dove il separatore è sostituito da un evaporatore a temperatura più alta di quello primario. In questa maniera, oltre ad avere una riduzione del rapporto di compressione, si ha anche un aumento del salto entalpico utile all'evaporatore dovuto alla presenza della trasformazione 7 – 1 di figura. Il frazionamento dell'evaporatore risulta indicato quando il fluido deve lavorare con elevati salti di temperatura, come accade ad esempio nel condizionamento d'aria per auto.

2.1.4 Scambiatore di calore

Lo scambiatore di calore è un componente che realizza il trasferimento di energia termica tra due fluidi a temperatura differente.

Lo scambio termico tra i due fluidi può avvenire tramite miscelazione diretta dei fluidi stessi, scambiatori a contatto diretto o a miscela, oppure attraverso una superficie che separa fisicamente i due fluidi, scambiatore a contatto indiretto o a superficie.

Gli scambiatori a superficie sono di gran lunga i più diffusi. Possono essere classificati per modello costruttivo:

- a doppio tubo
- a fascio tubiero
- a piastre
- a superfici alettate



Figura 2- 10 Scambiatore a superfici alettate

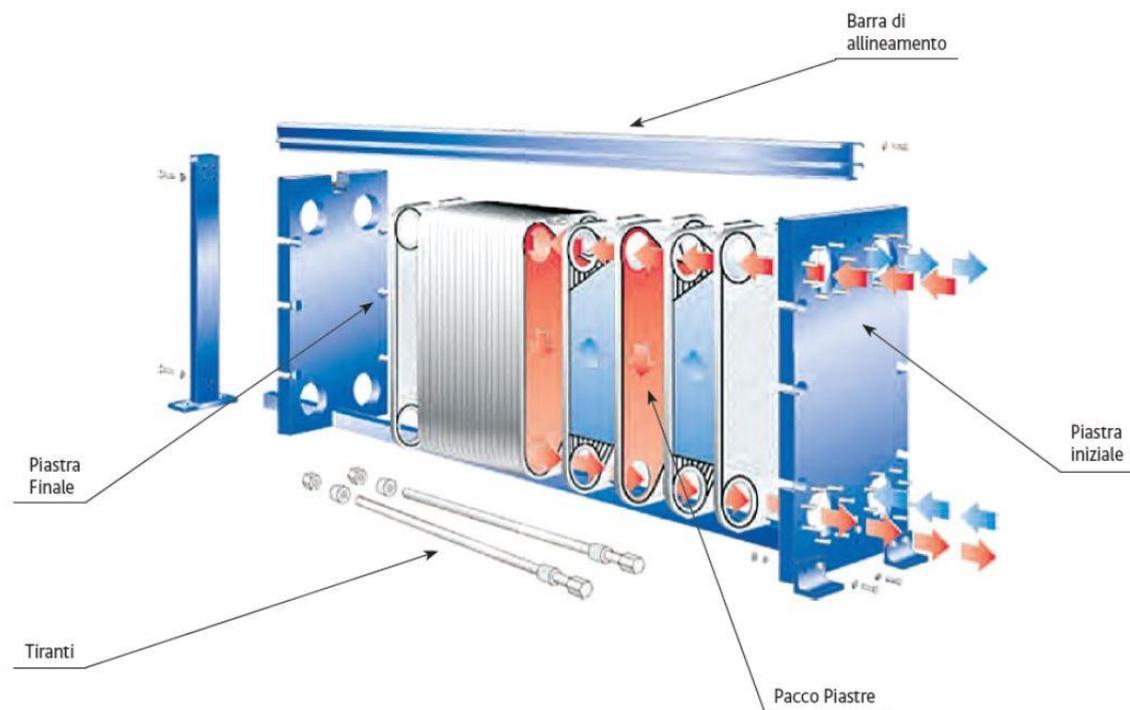


Figura 2- 11 Esploso di uno scambiatore a piastre

Inoltre, si distinguono per profilo termico in:

- equicorrente
- controcorrente

- flusso incrociato

Dimensionamento scambiatore in controcorrente

Si parte calcolando la potenza termica scambiata dal fluido caldo:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_c (T_{ic} - T_{uc}) \quad (1.3)$$

Da cui si può determinare la portata di fluido freddo

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}}{c_f (T_{if} - T_{uf})} \quad (1.4)$$

Si valuta ora il coefficiente di scambio termico globale

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_f}} \quad (1.5)$$

Legenda pedici e grandezze citate

i	Ingresso
u	Uscita
c	Fluido caldo
f	Fluido freddo
α	Coefficiente di convezione, dipende dal tipo di fluido, velocità e pressione
λ	Conduktività termica, dipende dal tipo di materiale e dalla temperatura
s	Spessore piastra

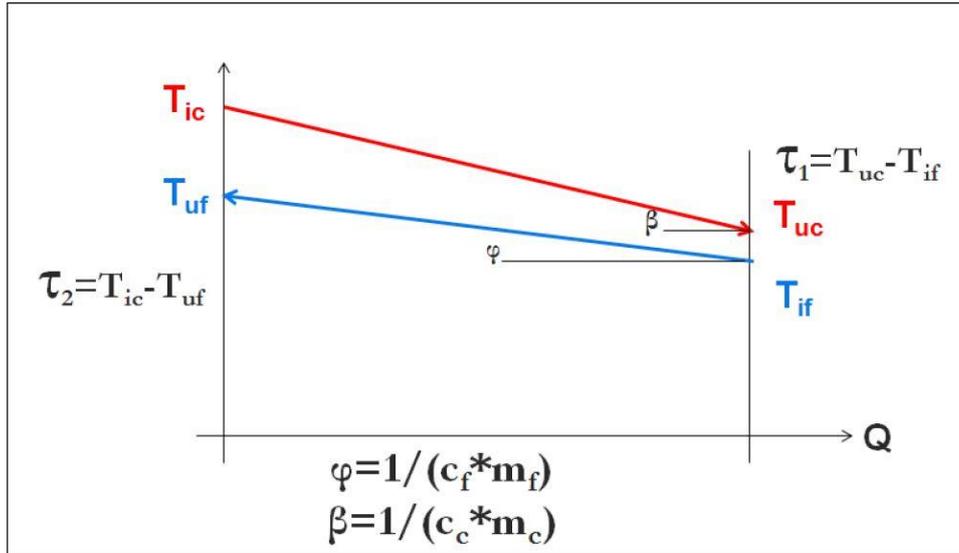


Figura 2- 12 Temperature dei fluidi che percorrono uno scambiatore in controcorrente

Dalla figura 1-24 si può determinare il salto medio logaritmico

$$\Delta T_m = \frac{\tau_2 - \tau_1}{\ln \frac{\tau_2}{\tau_1}}$$

(1.6)

Si valuta la superficie di scambio termico

$$S = \frac{Q}{K \Delta T_m}$$

(1.7)

In relazione alle piastre scelte, conoscendo ora le superfici, si calcola la perdita di carico nell'attraversamento dello scambiatore per i due fluidi:

ΔP_c : perdita di carico fluido caldo ΔP_f : perdita di carico fluido freddo

Esistono differenti tipologie di corrugazione delle piastre, l'inclinazione e il numero dei canali determina la perdita di pressione del fluido nell'attraversamento dello scambiatore.

2.2 Applicazioni di sistemi a pompa di calore in vetture elettriche

Un esempio di integrazione di ciclo frigo nel sistema di gestione termica per un veicolo elettrico è mostrato in figura 1-7, dove è possibile notare la presenza di due evaporatori. Uno raffredda l'aria con temperatura e umidità relativa costanti immettendo aria all'interno dell'abitacolo. L'altro raffredda la soluzione di acqua e glicole etilenico presente nel circuito di raffreddamento della batteria. Il sistema è costituito inoltre da un compressore elettrico scroll a velocità variabile, un condensatore esterno, due valvole di espansione elettroniche (EEV), un separatore gas-liquido, un serbatoio del liquido di raffreddamento. I due evaporatori nel sistema sono collegati in parallelo ed ogni ramo ha la propria EEV (Electronic Expansion Valve) per regolare la portata massica del refrigerante (MFR).

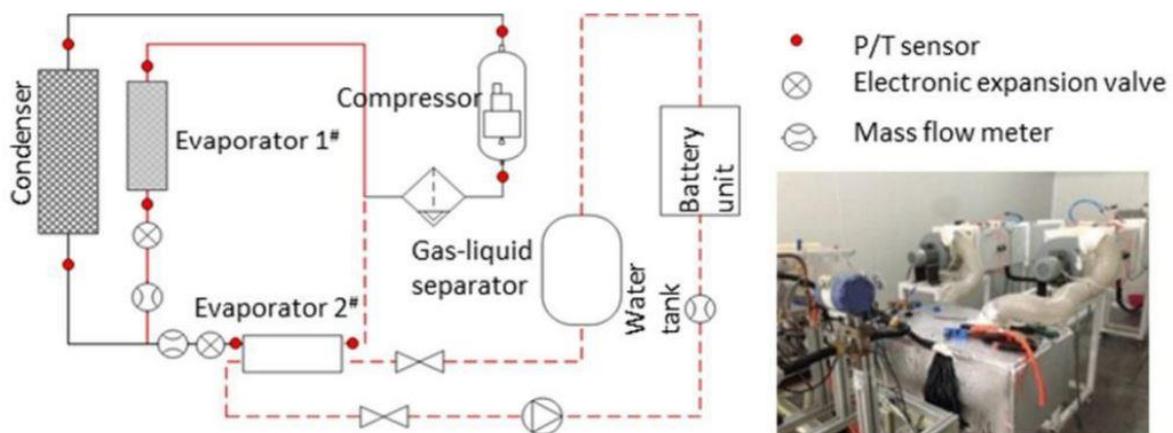


Figura 2- 13 Schema e foto dell'impianto sperimentale

Come già ribadito in precedenza i BEV presentano una complessa gestione termica che non si trova nei veicoli convenzionali perché non richiesta, come il condizionamento del pacco batteria, dell'elettronica di potenza e dell'motore elettrico che richiedono tutti una gestione termica specifica.

Al fine di soddisfare le diverse esigenze e migliorare l'autonomia dei veicoli elettrici, i ricercatori del National Renewable Energy Laboratory (NREL) hanno condotto un primo studio

di fattibilità per prevedere la gestione termica di un sistema a “Combined Fluid Loop” (CFL) attraverso la simulazione software e la sperimentazione dal 2012 [7].

La figura 2-13, rappresenta la tecnologia CFL (Combined Fluid Loop) della gestione termica integrata del veicolo VITM (Vehicle Integrated Thermal Management) che unifica l’aria condizionata e il riscaldamento della cabina, il condizionamento della batteria e del motore elettrico in un unico sistema che utilizza un fluido con flussi separati tra caldo e freddo diretti ai componenti termici secondo le differenti necessità.

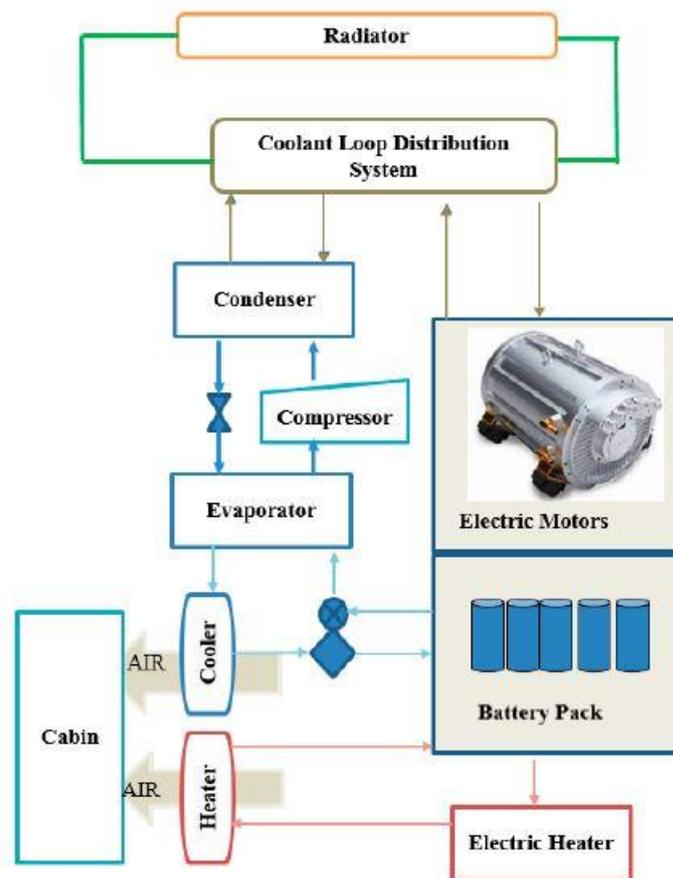


Figura 2- 14 Schema del sistema di gestione termica integrato del NREL CFL

Il sistema unificato ha invece un unico scambiatore di calore nella parte anteriore del veicolo al posto dei convenzionali multipli scambiatori frontali, così da ridurre al minimo l’area e il numero di scambiatori di calore nella parte anteriore del veicolo avendo quindi il potenziale di minimizzare la resistenza aerodinamica del veicolo.

Ci si può aspettare che con questa nuova VITM, l'autonomia dei veicoli a trazione elettrica possa ulteriormente essere ampliata del 9% [4].

Nella figura 2-14, viene rappresentato il sistema di gestione termica per un veicolo elettrico a "circuito di fluido combinato". Questo schema consente di testare un'ampia gamma di configurazioni grazie alle numerose valvole presenti nell'impianto.

È importante notare come la macchina termica sia confinata all'interno dei quattro componenti riportati in verde, dove circola solamente il fluido refrigerante della pompa di calore. Nei due scambiatori di calore presenti, condensatore ed evaporatore, avvengono rispettivamente le trasformazioni di condensazione ed evaporazione e si può notare come il circuito di condizionamento di tutti gli apparati del sistema sia alimentato dal fluido riportato in arancio, una miscela di acqua e glicole etilenico.

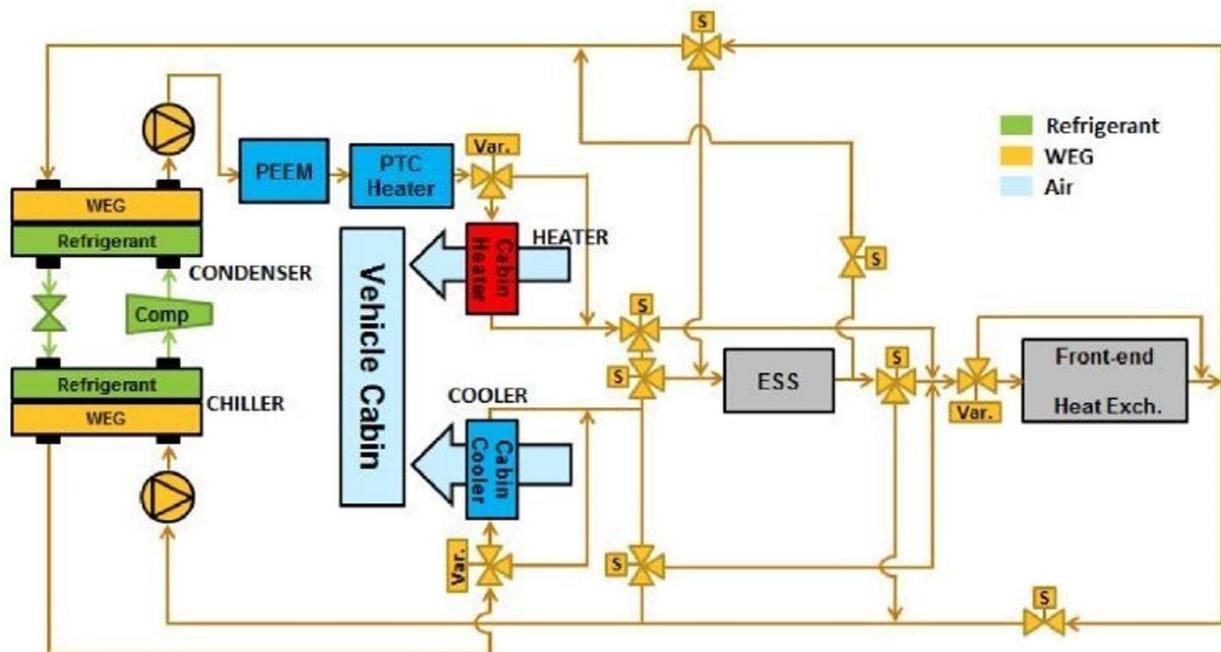


Figura 2- 15 Schema del sistema di gestione termica del NREL CFL

A titolo d'esempio sono state riportate le figure 10 e 11 che mostrano il sistema di gestione termica in modalità pompa di calore e aria condizionata rispettivamente.

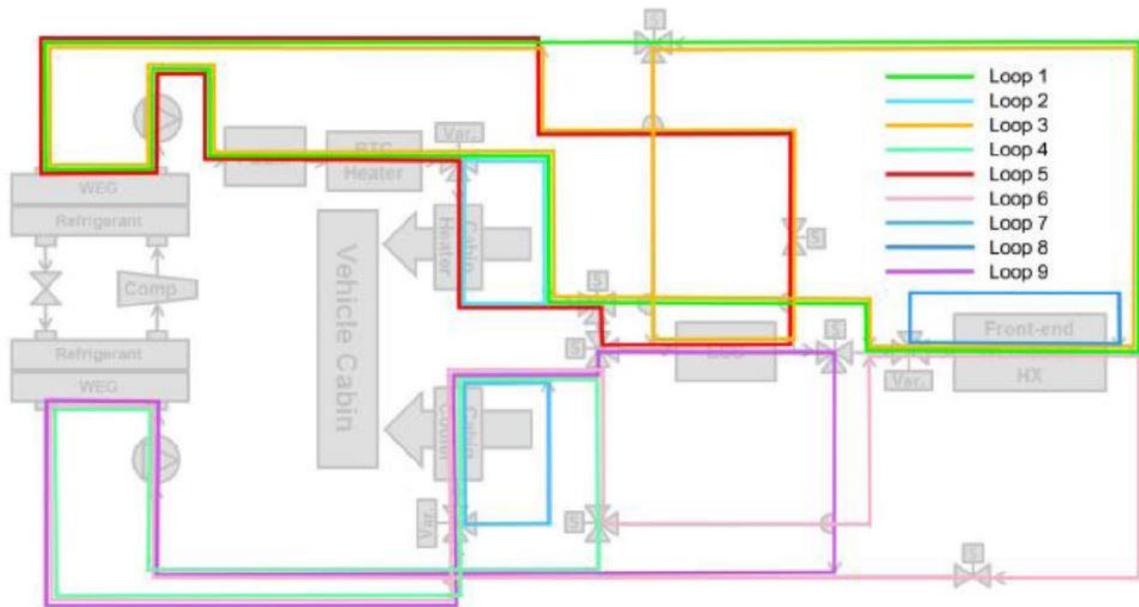


Figura 2- 18 Rappresentazione di tutti i possibili circuiti di condizionamento modellabili

Il modello di simulazione fin ora descritto, può essere utilizzato per prevedere i processi nel sistema sperimentale per qualsiasi combinazione di impostazioni delle valvole. In figura 2-18, viene mostrato il modo in cui sono stati selezionati i circuiti di raffreddamento.

Capitolo 3

3 Modellazione del ciclo frigorifero

Il presente capitolo ha lo scopo di presentare un possibile approccio per la valutazione delle grandezze in ingresso e uscita da ogni componente del ciclo frigorifero.

3.1 Ciclo frigorifero caso di studio

I parametri che sono stati imposti in questo primo caso di studio sono:

- Temperatura all'evaporatore: $T_{ev} = 10^{\circ}C$
- Calore scambiato dall'evaporatore: 5 kW
- Rapporto di compressione del compressore volumetrico: 5
- Sotto-raffreddamento: $10^{\circ}C$
- Surriscaldamento: $10^{\circ}C$
- Refrigerante HFC-134

I grafici in Figura 3-1, mostrano il ciclo termodinamico sul diagramma P-h (o piano del frigorista) e T-s (o diagramma entropico).

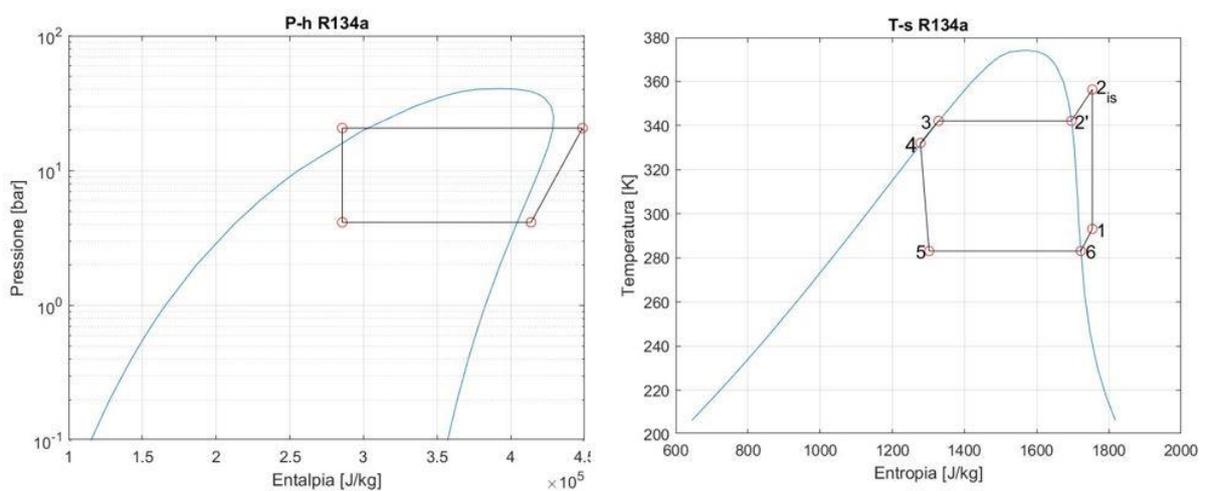


Figura 3- 1 Grafici P-h e T-s ciclo frigo caso di studio

I cerchi rossi sul grafico indicano gli stati del fluido durante il ciclo frigorifero, vengono elencati solamente sul diagramma T-s di figura 3-1, per non appesantirne la visione.

- Punto 1: ingresso al compressore, stato di vapore surriscaldato

Alla temperatura all'evaporatore di $T_{ev} = 283.15 \text{ K}$ corrisponde:

$$P_1(T_{ev} = 283.15 \text{ K} = 10^\circ\text{C}) = 4.14 \text{ bar}.$$

Con un surriscaldamento di circa 10°C , il punto oggetto di descrizione si distacca dalla CLS (Curva Limite Superiore) ed è quindi possibile determinare tutte le grandezze descrittive per lo stato 1:

$$P_1 = 4.14 \text{ bar}; \quad T_1 = T_1(P_{ev}) = 293.15 \text{ K} \approx 20^\circ\text{C};$$

$$h_1 = 413.68 \text{ kJ/kg}; \quad s_1 = 1.754 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

- Punto 2_{is} : trasformazione 1- 2_{is} di compressione isentropica con rapporto di compressione $r=5$

$$P_2 = P_{cond} = P_1 * r = 20.7 \text{ bar}$$

Essendo la trasformazione isentropica è possibile determinare tutte le altre grandezze descrittive per lo stato, considerando che al termine della trasformazione di compressione l'entropia conserva il valore del punto iniziale ($P_2, s_{2_{is}} = s_1$)

$$P_{2_{is}} = P_{cond} = P_1 * r = 20.7 \text{ bar} \quad T_{2_{is}} = T_2(P_{cond}) = 356.41 \text{ K} = 83.26^\circ\text{C};$$

$$h_{2_{is}} = 448.61 \text{ kJ/kg}; \quad s_{2_{is}} = 1.754 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

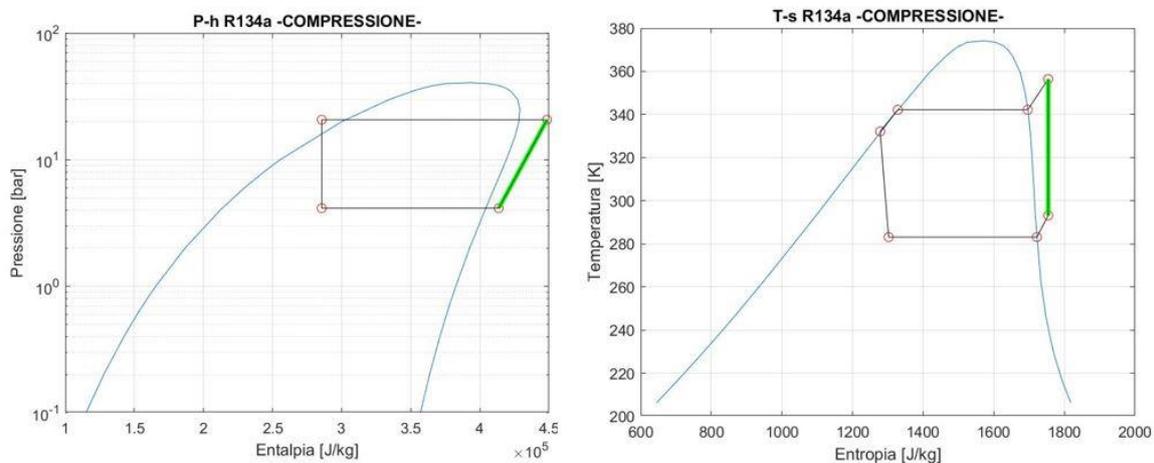


Figura 3-2 Grafici P-h e T-s particolare della COMPRESSIONE

- Punto 2': trasformazione $2_{is} - 2'$, Cessione di calore sensibile, (CONDENSATORE)

Durante questa trasformazione ci spostiamo lungo l'isobara fino ad incontrare la CLS (Curva Limite Superiore) per trovare tutte le grandezze che descrivono lo stato 2':

$$P'_2 = P_2 = P_{cond} = 20.7 \text{ bar}; \quad T'_2 = T_{cond} = 342.15 \text{ K} \approx 69^\circ\text{C};$$

$$h_{2'} = 428.52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; \quad s_{2'} = 1.696 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

- Punto 3: trasformazione $2' - 3$, Cessione di calore latente, (CONDENSATORE)

Durante questa trasformazione ci spostiamo dalla CLS (titolo $x=1$) alla CLI (Curva Limite Inferiore) (titolo $x=0$)

$$P_3 = P_{2'} = P_{cond} = 20.7 \text{ bar}; \quad T_3 = T_{2'} = T_{cond} = 342.15 \text{ K} \approx 69^\circ\text{C};$$

$$h_3 = 302.56 \text{ kJ}/\text{kg}; \quad s_3 = 1.328 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K});$$

- Punto 4: trasformazione $3 - 4$, sotto-raffreddamento. (CONDENSATORE)

Durante questa trasformazione il fluido conserva lo stesso valore di pressione percorrendo una trasformazione isobara, andando a diminuire la temperatura dello stato precedente di 10°C per trovare tutte le grandezze che ci descrivono lo stato 4:

$$P_4 = P_3 = P_{cond} = 20.7 \text{ bar}; \quad T_4 = 332.15 \text{ K} \approx 59^\circ\text{C}$$

$$h_4 = 285.57 \text{ kJ}/\text{kg}; \quad s_4 = 1.278 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K});$$

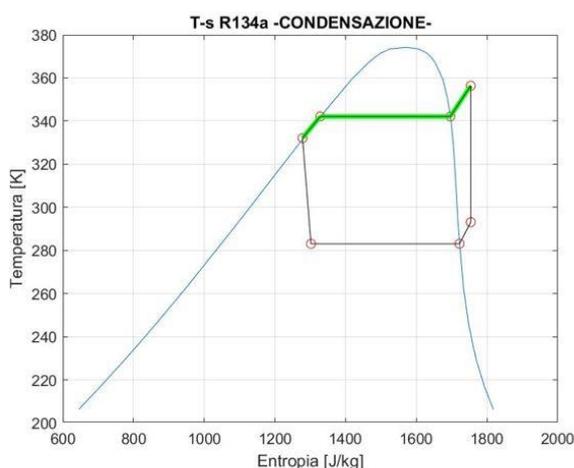
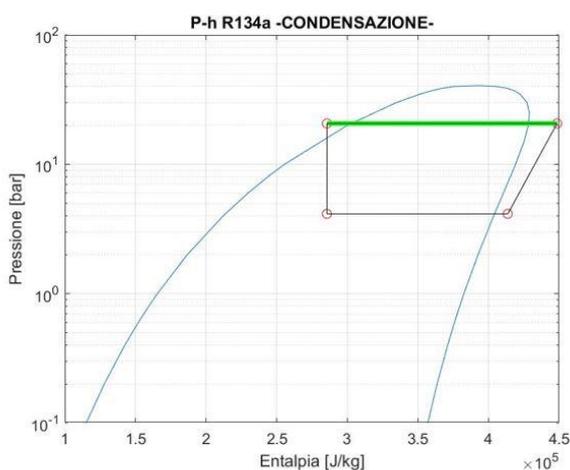


Figura 3- 3 Grafici P-h e T-s particolare della CONDENSAZIONE

- Punto 5: trasformazione: 4 – 5, laminazione isoentalpica è $h_5 = h_4$

$$P_5 = P_{ev} = 4.14 \text{ bar};$$

$$T_5 = 283.11 \text{ K} \approx 10^\circ\text{C}$$

$$h_5 = h_4 = 285.57 \text{ kJ/kg}; \quad s_5 = 1.302 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}); \quad x_5=0.377;$$

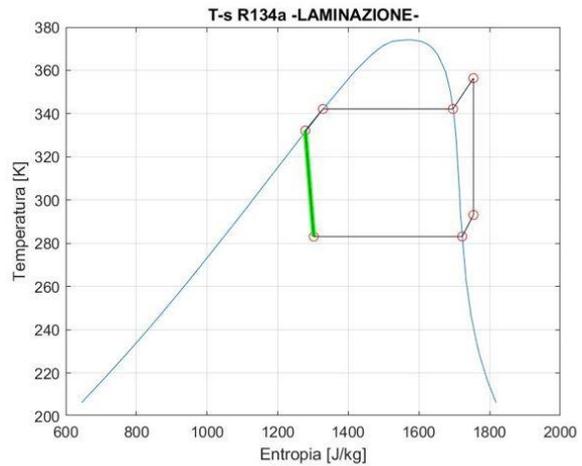
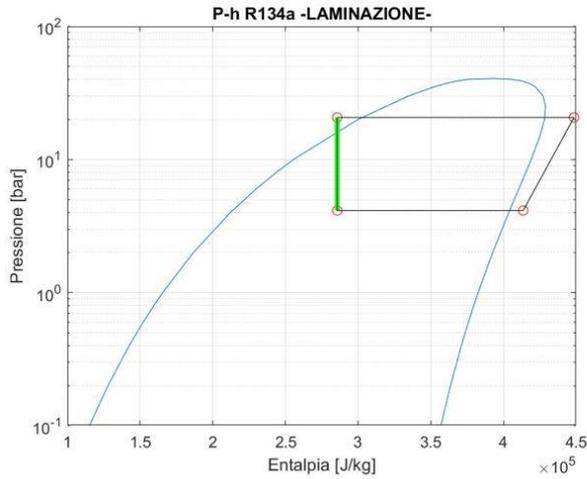


Figura 3- 4 Grafici P-h e T-s particolare della LAMINAZIONE

- Punto 6: trasformazione 5 – 6, trasferimento di calore latente. (EVAPORATORE)

$$P_6 = P_{cond} = 4.14 \text{ bar};$$

$$T_6 = T_{ev} = 283.15 \text{ K} = 10^\circ\text{C};$$

$$h_6 = 404.3 \text{ kJ/kg};$$

$$s_6 = 1.722 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K});$$

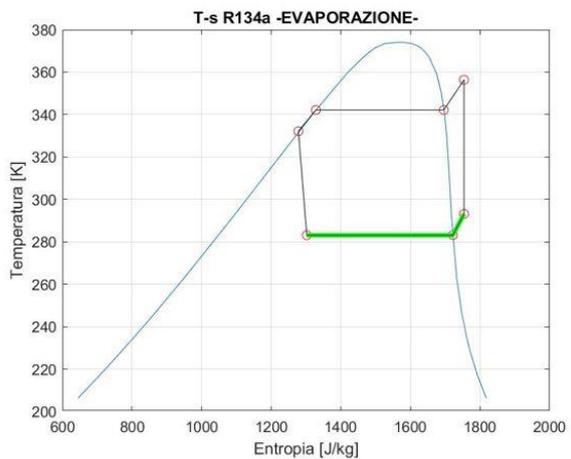
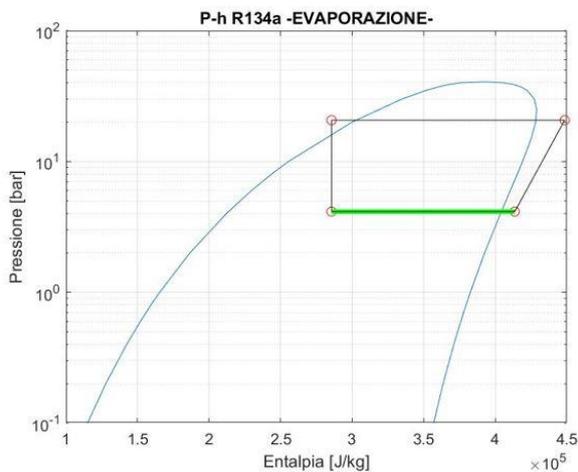


Figura 3- 5 Grafici P-h e T-s particolare dell'EVAPORAZIONE

3.2 Analisi delle potenze scambiate sui componenti

Come precedentemente citato è stato imposto il rapporto di compressione per il ciclo preso in considerazione con valore 5, mentre il calore asportato dall'evaporatore è $\dot{Q}_1 = 5 \text{ kW}$.

Il dato relativo al rapporto di compressione è stato utilizzato per conoscere il salto di pressione, ricavando quindi la pressione al condensatore. Inserendo in ingresso il dato relativo alla potenza termica scambiata all'evaporatore è possibile determinare la portata di fluido mediante l'utilizzo della relazione:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} \cdot (1 - x_5)r_2 + \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_6) = \dot{m} \cdot (h_1 - h_5) \quad (3.1)$$

Si può quindi ricavare la portata massica di fluido refrigerante:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_1}{(h_1 - h_5)} = \frac{5}{(413.68 - 285.57)} \frac{\text{kW}}{\text{kW} \cdot \text{s}/\text{kg}} = 0.03903 \text{ kg/s} = 2.35 \text{ kg/min} \quad (3.2)$$

La potenza assorbita dal compressore sarà quindi:

$$P_{comp_id} = \dot{m} \cdot (h_{2is} - h_1) = 0.03903 \cdot (448.61 - 413.68) = 1.363 \text{ kW} \quad (3.3)$$

Da cui, mediante la relazione numero (2. 11), si determina il coefficiente di prestazione frigorifero:

$$COP_{fr_id} = \frac{\dot{Q}_1}{P_{comp_id}} = \frac{5}{1.363} = 3.67 \quad (3.4)$$

Valutando esclusivamente la trasformazione ideale del compressore è necessario considerare che la compressione non avviene in maniera isentropica per via della non adiabaticità della trasformazione dovuta alla generazione di calore per gli attriti.

3.3 Implementazione delle trasformazioni nel Modello

Per riuscire a riprodurre l'andamento delle varie grandezze caratteristiche che descrivono il ciclo inverso simulato, si è deciso di procedere attraverso l'implementazione di un programma in ambiente MATLAB/Simulink.

Lo svolgimento di questa fase può essere suddiviso in due parti:

- Scrittura del codice Matlab per l'inizializzazione delle variabili relative alle condizioni iniziali e scrittura dei vettori necessari a descrivere le caratteristiche termofisiche del fluido sulla curva limite di saturazione.
- Realizzazione del modello Simulink, che, a partire dalle variabili generate dal codice, risolve le equazioni che descrivono il modello fisico, fornendo in uscita i valori di temperatura, pressione, entalpia, titolo e tutte le grandezze fisiche necessarie alla descrizione del ciclo inverso simulato.

Lo script MATLAB permette di estrapolare e selezionare tutte le informazioni relative alla modalità di gestione termica, potenza di scambio termico all'evaporatore e selezione del fluido frigorifero.

Sono stati poi salvati i vettori descrittivi le caratteristiche del fluido frigorifero selezionato e all'interno di essi vengono elaborati tali vettori in modo da poter essere utilizzati per generare le lookup table da utilizzare all'interno del modello.

In questo sottoparagrafo si riportano le equazioni che descrivono le trasformazioni che avvengono all'interno di ogni elemento dello schema dell'impianto del ciclo inverso simulato.

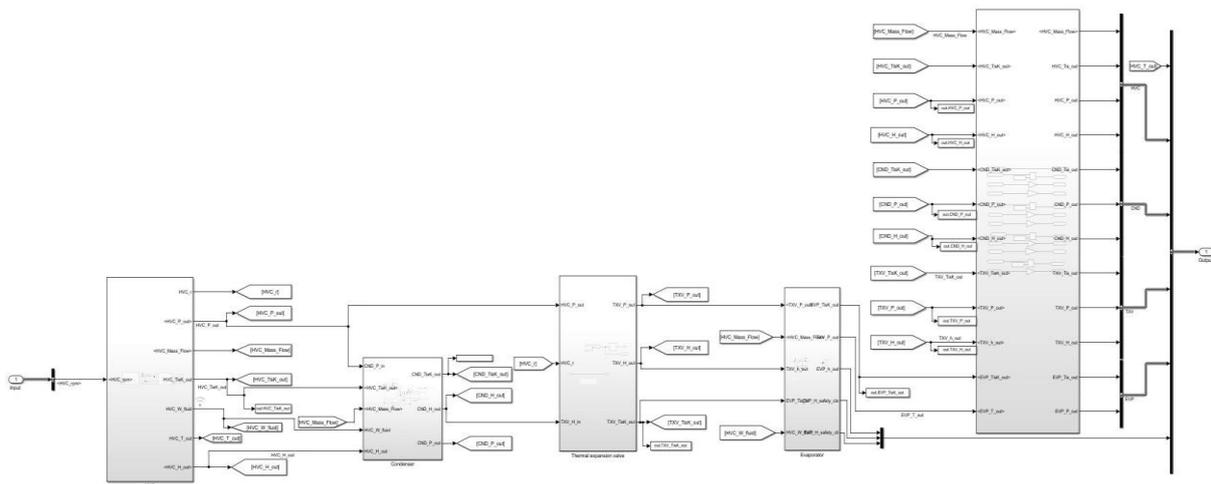


Figura 3- 6 Modello Simulink

In figura 3-6, è possibile osservare i vari sottosistemi del modello. Partendo da sinistra:

- compressore;

- condensatore;
- valvola termostatica d'espansione;
- evaporatore;
- sottosistema necessario per la trasformazione delle grandezze nelle unità di misura di output, per la pressione: [Pa] à [bar], per la temperatura: [K] à [°C].

3.3.1 Compressore

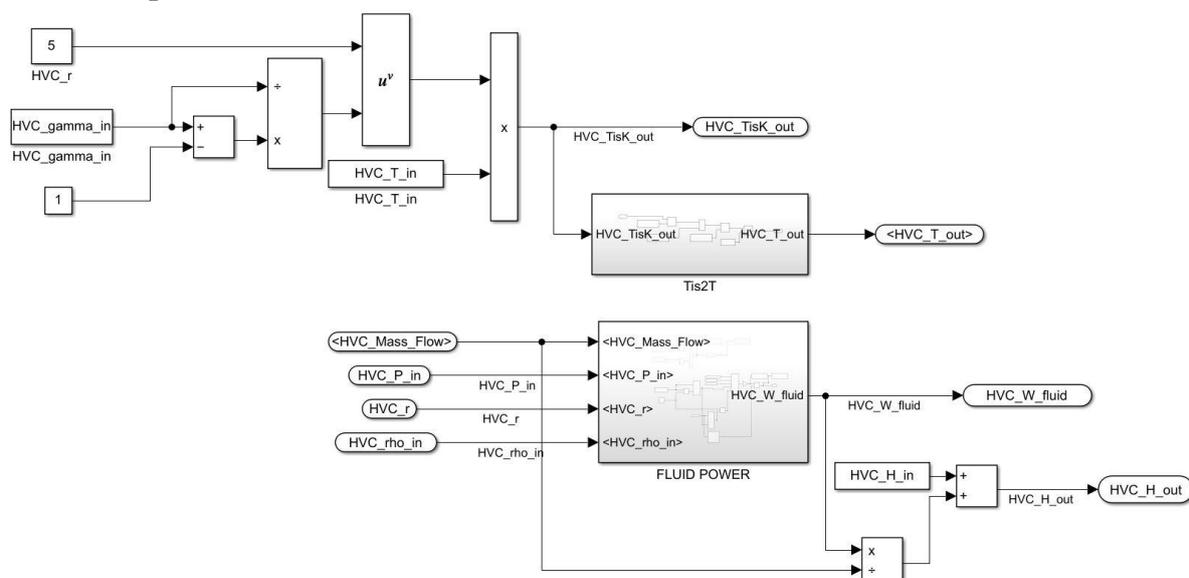


Figura 3- 7 Modello del Compressore

Il modello del compressore consiste nella modellazione di una compressione adiabatica, una trasformazione termodinamica in generale irreversibile nella quale il sistema non scambia calore con l'ambiente.

La trasformazione diventa isoentropica nel caso in cui il sistema sia conservativo. Dal primo principio della termodinamica si ha:

$$dQ = CdT + dW \tag{3.5}$$

La trasformazione adiabatica globalmente presenta, calore scambiato nullo, si ottiene quindi:

$$CdT + dW = 0 \tag{3.6}$$

La trasformazione isoentropica è un caso quasi-statico della adiabatica, in cui l'entropia non aumenta. Dato che l'energia scambiata dal sistema è nulla, l'equazione di Poisson implicita diviene:

$$C_v dT + p dV = 0 \quad (3.7)$$

Che, esplicitata negli integrali primi:

$$TV^{\gamma-1} = \text{costante}; \quad pV^\gamma = \text{costante}; \quad Tp^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \text{costante}; \quad (3.8)$$

Dove γ è il coefficiente di dilatazione adiabatica, e quindi il lavoro di volume vale:

$$W_p = C_v T_1 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (3.9)$$

In base all'equazione di stato dei gas ideali si ottiene, in assenza di lavoro isocoro per l'equazione di Poisson, per quantità di materia:

$$c_v dT + \frac{RT}{V} dV = 0 \quad (3.10)$$

Che integrata nella temperatura restituisce:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\frac{R}{c_v}} \quad (3.11)$$

Secondo la relazione di Mayer il coefficiente di dilatazione adiabatica per un gas ideale vale:

$$\gamma = 1 + \frac{R}{c_v} \quad (3.12)$$

Che si può anche esprimere nella pressione, tenendo conto degli integrali primi:

$$W_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 V_1 \left(1 - \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)$$

(3. 13)

Questa è la formula finale con cui si considera il lavoro di compressione isoentropica avendo considerato il gas come un gas ideale.

Il comportamento di un gas reale è in accordo con l'equazione dei gas perfetti solamente a temperature abbastanza alte e pressioni abbastanza basse. Sulla base dell'osservazione sperimentale quindi un fatto notevolmente importante per la distinzione tra comportamento di gas reale e ideale consiste nella incomprimibilità, in disaccordo con l'ipotesi di gas ideale. Quanto discusso è dovuto al fatto che le molecole occupano un loro covolume. L'osservazione attenta della comprimibilità esprime anche un'altra diversità dal comportamento ideale: il gas è per basse pressioni, ma non troppo basse, più comprimibile che il corrispondente gas ideale e meno comprimibile per valori della pressione più elevati. Questo comportamento dipende essenzialmente dalla temperatura e dal tipo di gas.

Il comportamento può essere spiegato con la presenza di forze intermolecolari che, per valori di temperatura contenuti, è fortemente repulsiva e per grandi valori della temperatura invece è debolmente attrattiva.

Un modo per definire quanto il comportamento di un gas reale si discosta da uno reale consiste nel considerare il fattore di comprimibilità. Per un gas ideale vale l'equazione di stato dei gas perfetti $pV = nRT$ e quindi $pV/nRT = 1$. Per un gas reale invece: $pV/nRT = Z$, con Z che esprime il fattore di comprimibilità.

Nel modello oggetto di questo lavoro di tesi è stato considerato un fluido frigorifero reale, e si è inserita una mappa di coefficiente per modellare la variazione del coefficiente di dilatazione adiabatica (γ).

A questo punto avendo implementato l'equazione (3. 10), si hanno tutti i valori descrittivi per il punto 4 ovvero l'uscita dal condensatore in stato di liquido sottoraffreddato

3.3.2 Condensatore

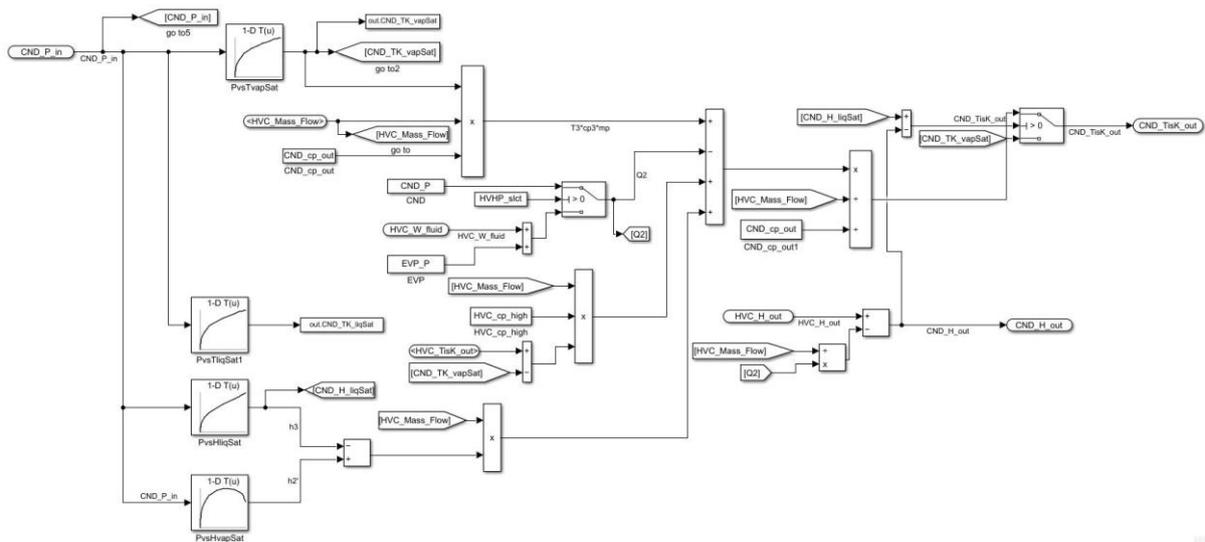


Figura 3- 8 Modello del Condensatore

Al fine di modellare le trasformazioni termodinamiche all'interno del condensatore sono state assunte, come condizioni iniziali, le caratteristiche appena determinate dall'uscita del compressore. Lo scambio termico come visto nel precedente paragrafo si articola in tre differenti tipologie. Due trasformazioni in cui avviene scambio termico in calore sensibile e una trasformazione in cui si ha lo scambio termico tramite cessione di calore latente. Quest'ultima è la trasformazione che compie il maggior salto entalpico e, nel caso di studio preso in considerazione, è circa di un ordine di grandezza maggiore rispetto alle altre due, i salti entalpici dovuti alle trasformazioni per calore sensibile presentano valori analoghi.

$$Q_c = \dot{m}c_{p2'}(T_{2_{LS}} - T_{2'}) + \dot{m}(h_{2'} - h_3) + \dot{m}c_{p3}(T_3 - T_4) \quad (3.14)$$

Essendo la cessione di calore nel condensatore una trasformazione isobara, a meno delle perdite di carico dovute alla non idealità del circuito, per la modellazione del condensatore si fa largo uso di mappe contenenti le caratteristiche del fluido sulle curve limite. Si ricavano quindi i valori: $T_{2'}$, T_3 e il valore delle entalpie sulla curva limite di saturazione: $h_{2'}$, h_3 .

All'interno del modello è presente un controllo sull'entalpia in uscita dal condensatore. Questo lo si fa per garantire un minimo livello di sotto-raffreddamento, sia per aumentare la potenza frigorifera diminuendo il titolo del laminato, sia per far funzionare correttamente la valvola di laminazione con liquido saturo e non con un fluido bifase.

3.3.3 Valvola di laminazione

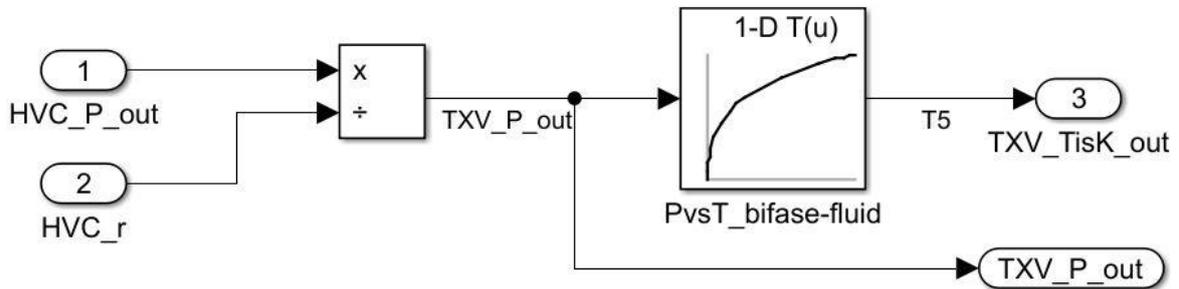


Figura 3-9 Modello della Valvola di laminazione

L'organo di laminazione, dal punto di vista termodinamico, compie una espansione isoentalpica. Noti il salto di pressione fra ingresso e uscita, è possibile determinare, mediante l'utilizzo di una mappa, nella quale bisogna entrare con il valore della pressione, il valore della temperatura di saturazione per quel dato valore di pressione.

La modellazione diventa più complessa nel momento in cui si deve trattare anche la parte termofluidodinamica, come veniva riportato precedentemente in figura 2-6, nel Capitolo 2. In tale caso sarebbe necessario modellare la portata di fluido refrigerante e la distribuzione tra il salto di pressione fra condensatore ed evaporatore durante il funzionamento dell'impianto, soprattutto per quanto riguarda i transitori, questo caso verrà trattato nell'ultimo capitolo.

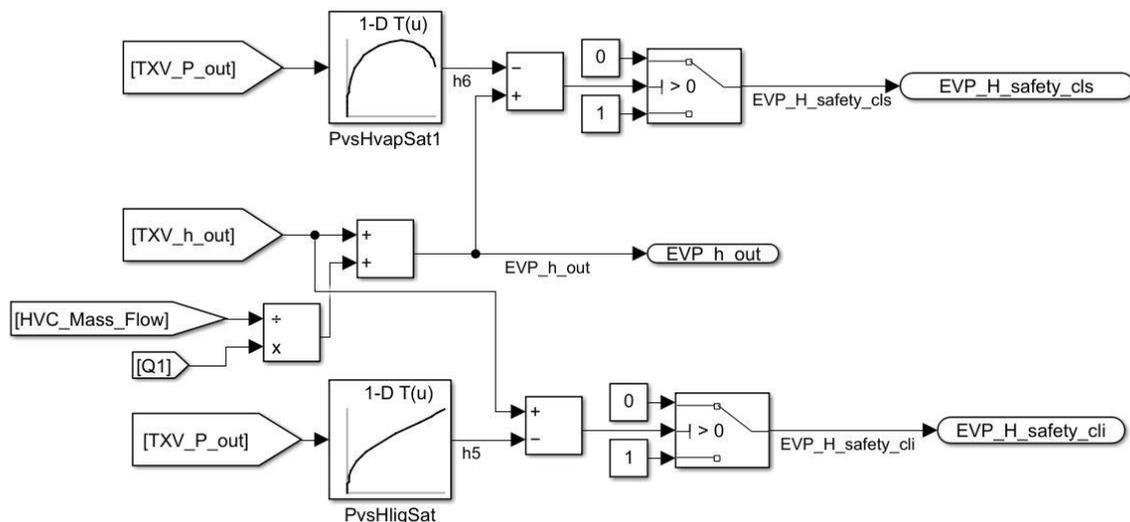


Figura 3-10 Modello del controllo sul corretto funzionamento dell'Evaporatore

3.3.4 Evaporatore

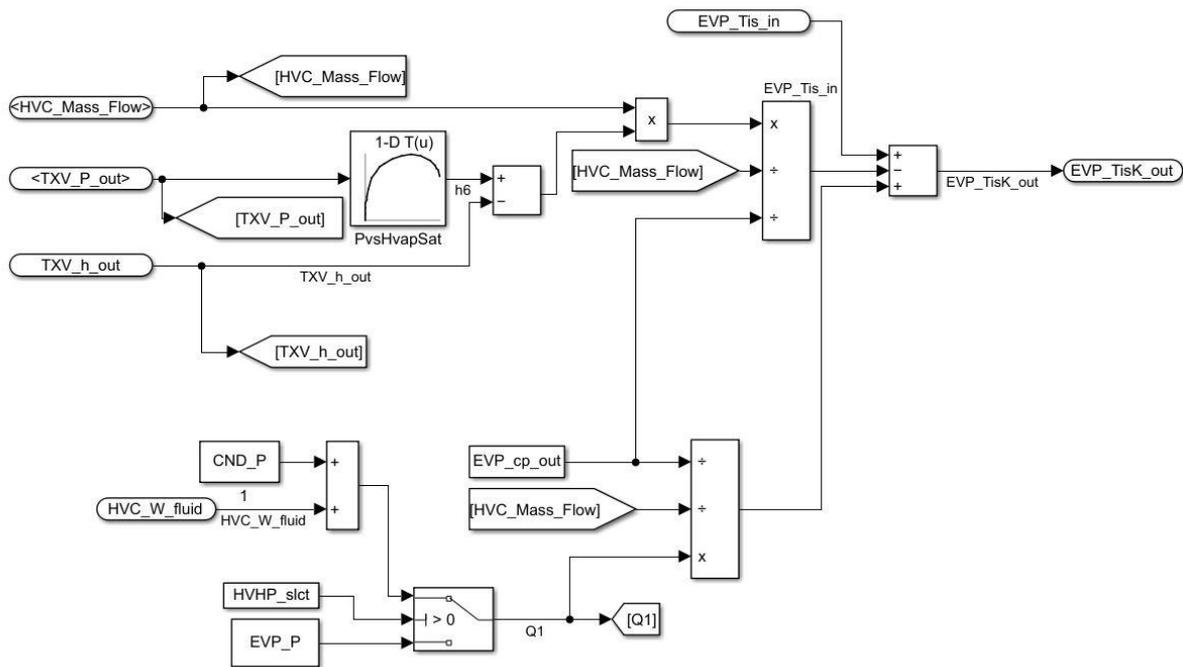


Figura 3- 11 Modello termico dell'evaporatore

Il modello dell'evaporatore si basa sullo sviluppo delle relazioni che guidano due diverse tipologie di trasformazioni. All'interno dello scambiatore di calore oggetto di questo capitolo si ha quindi uno scambio termico tramite cessione di calore latente e uno scambio termico tramite cessione di calore sensibile.

Anche in questo caso, la trasformazione in cui si ha cessione di calore latente, è quella in cui si ha il maggior salto entalpico. Il successivo scambio termico, quello per calore sensibile, comporta un aumento della temperatura di uscita del gas. Ciò comporta che le condizioni in uscita dall'evaporatore saranno quelle relative al vapore surriscaldato, evitando l'invio all'aspirazione del compressore di componente fluida, dunque potenziali danneggiamenti.

Tramite l'implementazione dell'equazione (3. 11) si hanno tutti i valori descrittivi il punto 1, ovvero dello stato termodinamico in cui si trova il fluido frigorifero all'aspirazione del compressore.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}(h_6 - h_5) + \dot{m}c_{p6}(T_1 - T_6)$$

(3. 15)

In questo modo tutti gli stati fisici all'interno del ciclo inverso sono stati simulati.

All'interno del modello sono presenti due controlli in grado di eseguire una precisa diagnosi sulla validità dei risultati (figura 3-10). Valutando l'entalpia del fluido ai precisi valori di pressione di saturazione, è possibile monitorare il caso in cui il valore di entalpia in uscita dalla valvola d'espansione h_5 sia un valore all'interno della campana di saturazione e preferibilmente con un titolo il più basso possibile. Viceversa, per le condizioni in uscita dall'evaporatore, è possibile monitorare la temperatura di surriscaldamento del fluido, controllando quindi la validità delle relazioni implementate.

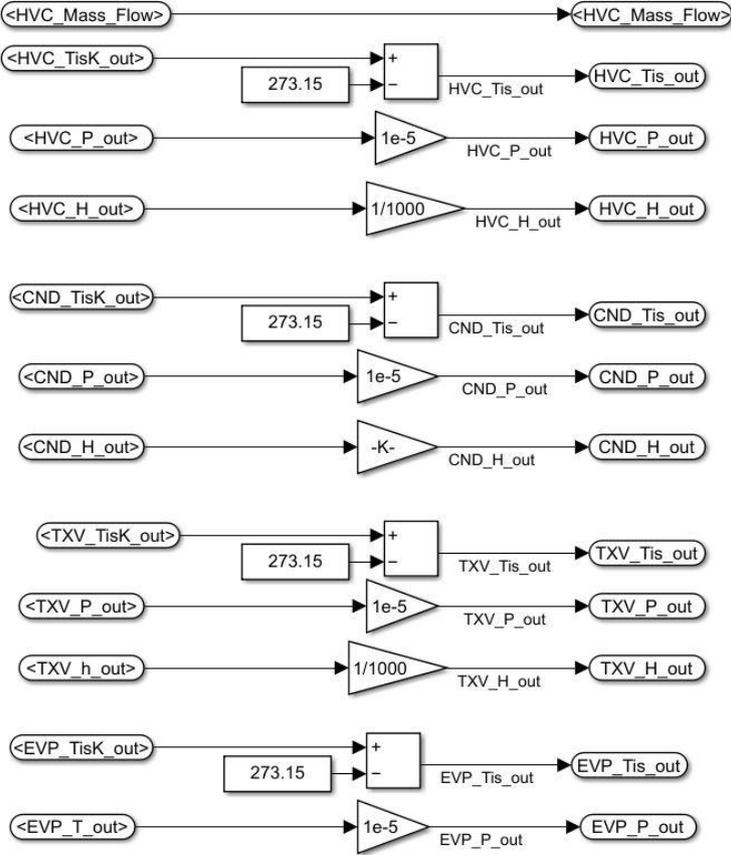


Figura 3- 12 Blocco delle trasformazioni grandezze fisiche

L'ultimo blocco presente nel modello dell'intero impianto è necessario per le trasformazioni delle grandezze da digitare in output figura 3-12.

È possibile riassumere il modello implementato tramite l'utilizzo del diagramma di flusso in figura 3-13.

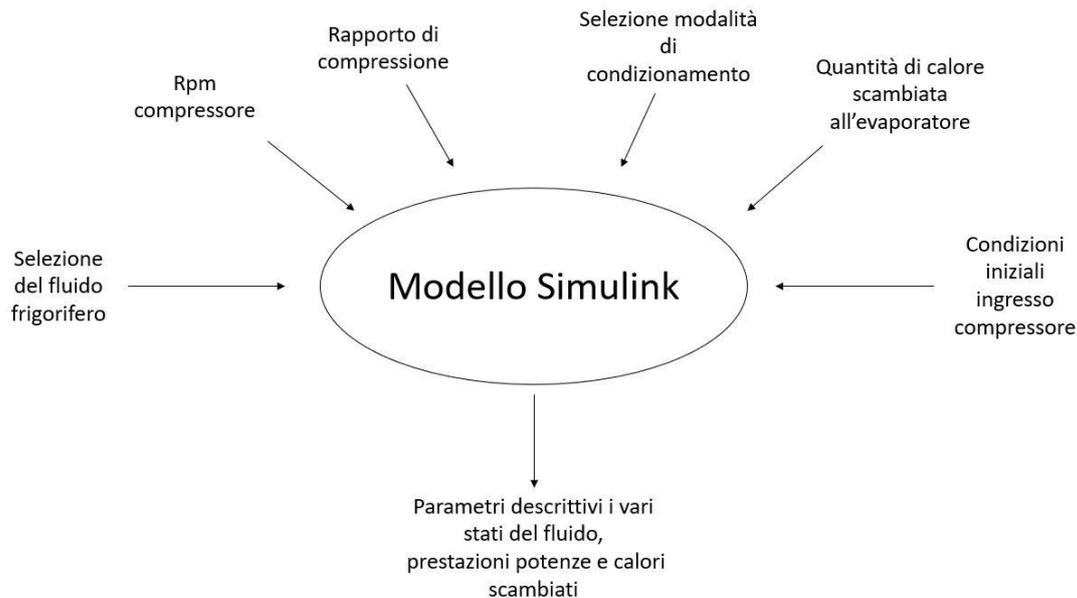


Figura 3- 13 Flow chart del modello Simulink

3.4 Validazione del modello

In questa sezione si è fatto un confronto fra i dati sperimentali, calcolati tramite l'utilizzo delle caratteristiche tabulate del fluido utilizzando i dati a nostra disposizione forniti dal software Coolprop e i dati calcolati tramite l'utilizzo del modello Simulink.

Lo si è fatto per due differenti fluidi refrigeranti, R134a e R1234yf. Si è voluto simulare il comportamento del fluido R1234yf in quanto è stato proposto come candidato per rimpiazzare l'R134a nei circuiti di condizionamento degli autoveicoli. I suoi vantaggi sono quelli di avere un "global warming potential" GWP pari a 4, circa 335 volte più basso rispetto all'R134a e un tempo di semivita in atmosfera circa 400 volte più basso. Questo refrigerante è stato sviluppato per rispettare la direttiva 2006/40/EC che richiede ai produttori di automobili di usare un fluido refrigerante con GWP inferiore a 150.

3.4.1 Simulazione fluido frigorifero R134a

I parametri che sono stati imposti in questo primo caso di studio sono:

- Temperatura all'evaporatore: $T_{ev} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Calore scambiato dall'evaporatore: 5 kW
- Rapporto di compressione del compressore volumetrico: 5
- Sotto-raffreddamento: 10°C
- Surriscaldamento: 10°C

- Refrigerante HFC-134

Si faccia riferimento al capitolo precedente per la trattazione di tutte le trasformazioni del ciclo ideale calcolato tramite Coolprop. In figura 3-13, sono stati graficati gli stati fisici dei punti di interesse all'interno del ciclo.

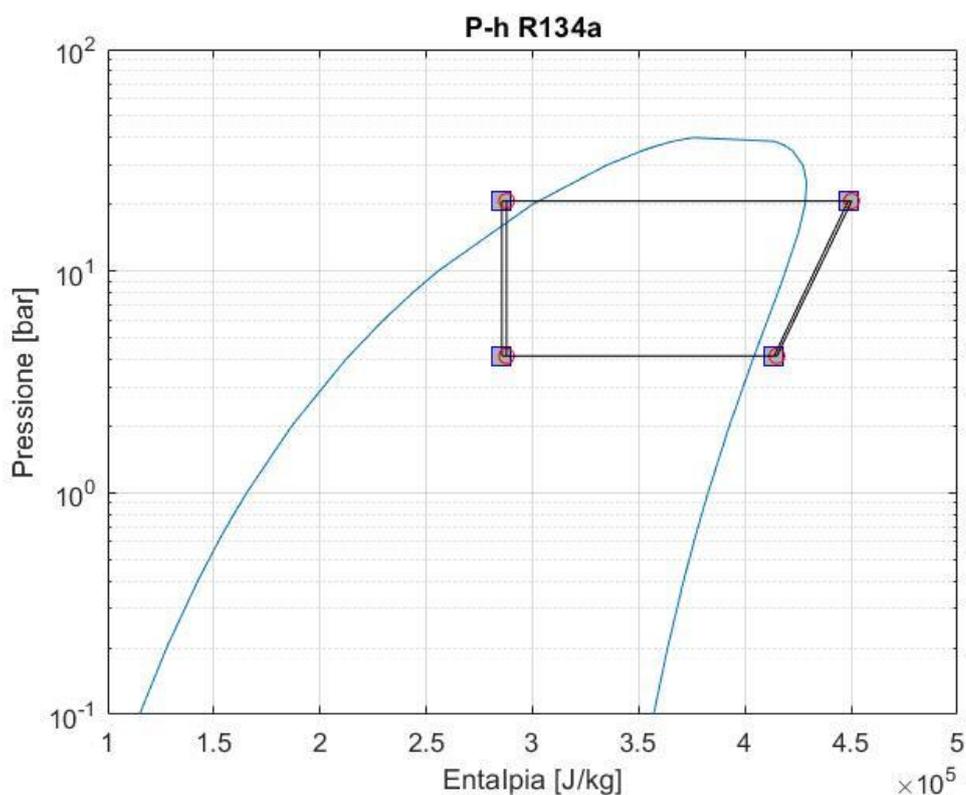


Figura 3- 14 Confronto fra il ciclo frigo sperimentale e quello simulato fluido R134a

Si nota come il modello riesca a simulare il ciclo in maniera abbastanza dettagliata. Grazie all'utilizzo sia dei parametri descrittivi il fluido frigorifero, sia grazie all'approccio analitico utilizzato nelle trasformazioni che avvengono all'interno dei componenti del circuito, il ciclo frigorifero stazionario è stato simulato in modo soddisfacente.

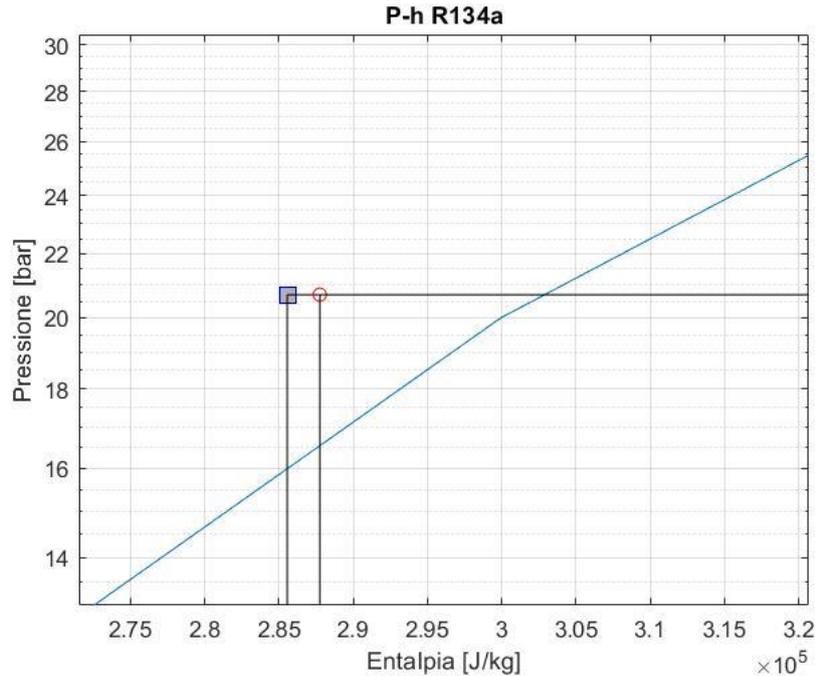


Figura 3-15 Particolare dello stato fisico di uscita dal condensatore fluido R134a

In figura 3-14, si può notare il particolare dello stato fisico in uscita dal condensatore, la linea azzurra in figura infatti rappresenta la curva limite inferiore di saturazione del fluido.

- temperatura uscita condensatore Simulata = 60.6°C
- temperatura uscita condensatore da database proprietà termofisiche (Coolprop) = 59 °C

Ricordando che nel ciclo in questione la temperatura di liquido saturo alla pressione di condensazione è 69° C, si possono quindi calcolare le temperature di sotto-raffreddamento:

$$\Delta T_{subcooling_Coolprop} = 10,0 K \quad \Delta T_{subcooling_Simulink} = 8.4K$$

3.4.2 Simulazione fluido frigorifero R1234yf

I parametri che sono stati imposti per il secondo caso di studio sono:

- Temperatura all'evaporatore: $T_{ev} = 8.25 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Calore scambiato dall'evaporatore: 5 kW
- Rapporto di compressione del compressore volumetrico: 5
- Sotto-raffreddamento: 10° C
- Surriscaldamento: 10° C

- Refrigerante HFC-1234yf

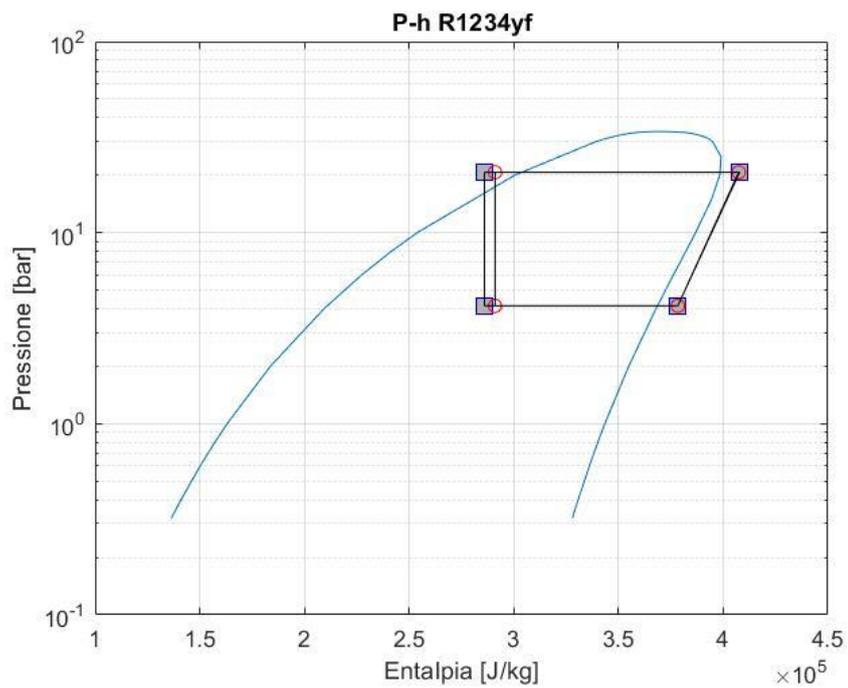


Figura 3- 16 Confronto fra il ciclo sperimentale e quello simulato fluido R1234yf

Anche in questo caso si può notare in figura 3-15, come il ciclo riesca a simulare con un discreto grado di fedeltà il ciclo in questione.

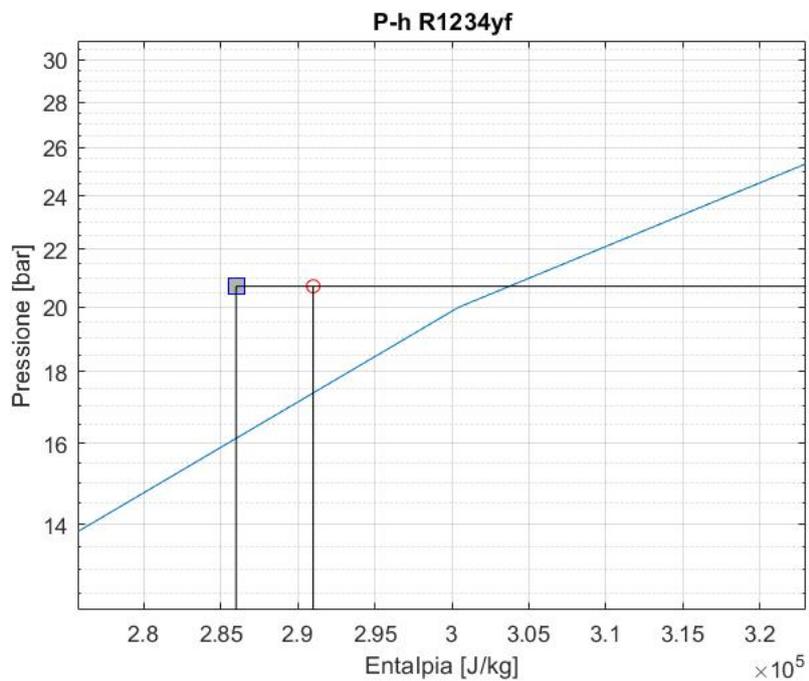


Figura 3- 17 Particolare dello stato fisico di uscita dal condensatore fluido R134a

In figura 3-16, si può notare il particolare dello stato fisico in uscita dal condensatore.

- temperatura uscita condensatore Simulata = 63,4°C
- temperatura uscita condensatore da database proprietà termofisiche (Coolprop) = 60 °C

Ricordando che nel ciclo in questione la temperatura di liquido saturo alla pressione di condensazione è 70° C, si possono quindi calcolare le temperature di sotto-raffreddamento:

$$\Delta T_{subcooling_Coolprop} = 10,0 K \quad \Delta T_{subcooling_Simulink} = 6,6 K$$

Si riportano ora alcuni principali parametri descrittivi i due cicli frigo per farne un confronto, considerando gli stessi componenti dell'impianto frigorifero.

\dot{m}_{R134a}	2.35 kg/min
$\dot{m}_{R1234yf}$	3.25 kg/min
rpm_{R134a}	2916.0 giri/min
$rpm_{R1234yf}$	3589.2 giri/min
P_{compr_R134a}	1.363 kW
$P_{compr_R1234yf}$	1.601 kW

Da cui derivano i relativi coefficienti di prestazione frigorifera:

$$COP_{f_R134a} = \frac{\dot{Q}_f}{P_{comp_R134a}} = \frac{5}{1.461} = 3.67$$

$$COP_{f_R1234yf} = \frac{\dot{Q}_f}{P_{comp_R134a}} = \frac{5}{1.601} = 3.12$$

I modelli implementati sono in grado quindi di simulare un qualsiasi ciclo frigorifero, che funzioni con differenti portate di refrigerante, temperature di condensazione ed evaporazione e differenti potenze scambiate all'evaporatore o al condensatore, purché sia nota in partenza la caratteristica della valvola d'espansione. In particolare, è necessario conoscere il salto di pressione indotto dall'organo di laminazione e la sua portata massica di refrigerante come veniva riportato in figura 2 – 6.

Capitolo 4

4 Conclusioni e sviluppi futuri

I sistemi di gestione termica più complessi in genere consentono varie modalità di funzionamento, selezionabili in base alla guida e alle condizioni ambientali. L'analisi di differenti strategie per la determinazione delle migliori modalità operative attraverso metodi sperimentali può richiedere molto tempo e risorse. Un buon modello di simulazione del sistema in oggetto può ridurre notevolmente il tempo e le spese necessarie per lo sviluppo di questi complessi sistemi.

L'attività svolta ha portato allo sviluppo di un modello statico di un ciclo frigorifero ideale per applicazioni BEV, che è in grado di fornire i parametri fondamentali per approssimare il funzionamento di un impianto di condizionamento reale che opera in condizioni statiche.

Uno dei principali limiti del modello attuale consiste nella mancata considerazione delle non idealità per ogni elemento. Per fare un esempio possiamo prendere in considerazione il compressore, che abbiamo modellato come un elemento che compie una trasformazione isoentropica. In realtà questa trasformazione avviene con produzione di irreversibilità. È possibile definire un indice di bontà del processo considerato, si definisce rendimento isentropico di compressione $\eta_{is,c}$.

$$\eta_{is,c} = \frac{L_{ideale}}{L_{reale}} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{c_p(T_{2is} - T_1)}{c_p(T_2 - T_1)} \quad (4.1)$$

Semplificando la (4. 1) per il calore specifico a pressione costante si ottiene:

$$\eta_{is,c} = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (4.2)$$

Si può ora ottenere il valore reale della temperatura in uscita dal compressore:

$$T_2 = \frac{T_{2is} - T_1}{\eta_{is}} + T_1$$

(4. 3)

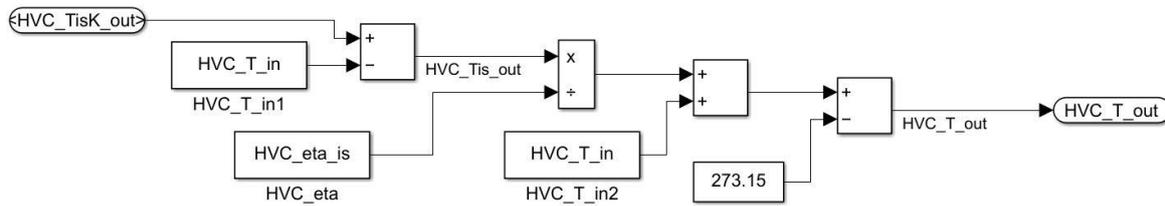


Figura 4- 1 Rendimento isentropico compressore

In figura 4-1, è riportata la modellazione della trasformazione di compressione considerando il rendimento isoentropico. La modellazione in questione è da considerarsi futura parte integrante del modello oggetto di questo lavoro di tesi, insieme alla modellazione relativa alle ulteriori non idealità. Ad esempio, le perdite di carico nei vari elementi del circuito: scambiatori di calore e condotti di trasporto del fluido frigorifero fra gli elementi dell'impianto. Le pressioni all'ingresso e uscita dai vari componenti si discostano dal ciclo ideale, ciò causa una differenza nelle temperature di ingresso e uscita dai componenti che a sua volta causa scambi di calore che si discostano leggermente dal ciclo ideale.

Ulteriore sviluppo cruciale è la modellazione dinamica dell'impianto. Il limite del modello sviluppato presenta come valvola di laminazione, un restringimento fisso, come può essere la spirale capillare presente in alcune apparecchiature di piccola potenza. In realtà come già descritto nel capitolo 2, l'organo di laminazione può essere una valvola d'espansione termostatica od elettronica. La modellazione di questo elemento deve prevedere l'area di passaggio in funzione dell'apertura dell'otturatore, da cui deriva un determinato salto di pressione ed una determinata portata di refrigerante.

Un modello dinamico completo deve contenere al suo interno la modellazione dei transitori di accensione e spegnimento del compressore. La migrazione del refrigerante, durante queste fasi, è riconosciuta come la causa principale del degrado delle prestazioni del sistema [10]. La modellazione degli scambiatori di calore durante queste fasi in realtà è alquanto più complessa. La simulazione di evaporatore e condensatore deve seguire il fenomeno fisico reale che si verifica durante i transitori, ovvero gli stati di vapore surriscaldato, fluido bifase e liquido sottoraffreddato variano nel tempo.

Sarebbe inoltre necessaria la modellazione di un accumulatore nell'impianto e delle varie valvole di non ritorno per il corretto funzionamento del ciclo frigorifero ai diversi carichi e durante i transitori.

Bibliografia

1. Modellazione MATLAB/Simulink del Battery thermal management di veicoli elettrici
2. European Commission (EC). EU Transport in Figures STATISTICAL Pocketbook 2020; EC: Luxembourg, 2020.
3. U.S. Environmental Protection Agency (EPA). U.S. Transportation Sector Greenhouse Gas Emissions 1990–2019; EPA:Washington, DC, USA, 2021.
4. Advances in Integrated Vehicle Thermal Management and Numerical Simulation, Yan Wang 1,2, Qing Gao 1,2, Tianshi Zhang 1,2, Guohua Wang 1,2, Zhipeng Jiang 1,2 and Yunxia Li.
5. Kim, J.; Oh, J.; Lee, H. Review on battery thermal management system for electric vehicles. *Appl. Therm. Eng.* **2019**, 149, 192–212.
6. Alberto Cavallini, Lino Mattarolo, 1988, *Termodinamica Applicata*, Padova, Italia.
7. National Renewable Energy Laboratory. NREL Reveals Links among Climate Control, Battery Life, and Electric Vehicle Range (Fact Sheet); Office of Scientific & Technical Information Technical Reports; National Renewable Energy Laboratory (NREL): Golden, CO, USA, 2012.
8. 13. Kim, J.; Oh, J.; Lee, H. Review on battery thermal management system for electric vehicles. *Appl. Therm. Eng.* 2019, 149, 192–212.
9. Modelling thermostatic expansion valves. Ian W. Eames, Adriano Milazzo, Graeme G. Maidment
10. Refrigerant mass migration modeling and simulation for air conditioning systems Bin Li , Steffen Peuker , Predrag S. Hrnjak , Andrew G. Alleyne

Riferimenti

<https://www.statista.com/statistics/883118/global-lithium-ion-battery-pack-costs/>

<https://www.rolandberger.com/en/Insights/Publications/Digging-deeper-How-to-manage-supply-chain-risk-for-lithium-ion-batteries.html>

<http://www.coolprop.org/>

<https://ibell.pythonanywhere.com/>