



Dottorato di Ricerca in  
Ingegneria Meccanica

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI SALERNO  
Dipartimento di Ingegneria Industriale

Dottorato di Ricerca in Ingegneria Meccanica XIV Ciclo (2013-2015)

Ing. Antonio Metallo

***Analisi sperimentale delle prestazioni  
energetiche dei fluidi frigoriferi tipo  
“HFO” candidati alla sostituzione  
dell’R134a***

ANTONIO METALLO

XIV CICLO - 2013-2015





*DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE*

*Dottorato di Ricerca in Ingegneria Meccanica*

*XIV Ciclo N.S. (2013-2015)*

***“ANALISI SPERIMENTALE DELLE PRESTAZIONI  
ENERGETICHE DEI FLUIDI FRIGORIFERI TIPO “HFO”  
CANDIDATI ALLA SOSTITUZIONE DELL’R134a”***

*Ing. Antonio Metallo*

*Il Tutor*

*Ch.mo Prof. Ciro Aprea*

*Prof. Angelo Maiorino*

*Il Coordinatore*

*Ch.mo Prof. Vincenzo Sergi*

# Appendice

## Capitolo I I Fluidi Refrigeranti

1.1 Cenni storici ed evoluzione dei refrigeranti nel corso degli anni.....	1
1.2 Caratterizzazione dei fluidi refrigeranti.....	3
1.3 Designazione ASHRAE dei refrigeranti.....	4
1.4 Impatto ambientale.....	9
1.4.1 Buco dell'ozono.....	9
1.4.2 Effetto serra.....	14
1.5 Normativa e Legislazione.....	17
1.5.1 Protocollo di Montreal.....	18
1.5.2 Protocollo di Kyoto.....	18
1.5.3 Legislazione Europea.....	19
1.5.4 F-Gas Regulation.....	22
1.6 Requisito Normativo.....	26
1.7 Proprietà di Confronto tra le HFO e R134a.....	28
1.8 Conseguenze.....	33
1.9 Proprietà termofisiche del HFO-1234yf e del HFO-1234ze.....	35
1.9.1 Derivati fluorurati del propene.....	36

1.9.2 Proprietà chimiche: infiammabilità e tossicità.....	39
1.9.3 Il fluido R1243zf.....	41

**Capitolo II Realizzazione del software in ambiente LabView 7.1**

2.1 L'importanza della strumentazione di misura per l'implementazione di frigocheck 2.0.....	43
2.1.1 Il software RefProp7.....	43
2.2 La struttura di Frigocheck.....	44
2.3 L'utilizzo delle subrutines per la semplificazione strutturale del programma.....	46
2.4 L'utilizzo di MatLab nell'analisi delle prove.....	49

**Capitolo III Analisi sperimentale**

3.1 Normativa Test.....	51
3.1.1 Analisi critica delle principali variabili.....	56
3.2 Prove svolte e risultati.....	66
3.3 Drop-in dell'R134a con L'HFOze ed HFOyf.....	68
3.4 Verifica della correttezza della carica.....	69
3.5 Carica ottimale HFO1234ze.....	80
3.6 Carica ottimale HFO1234yf.....	85

---

3.7 Confronto R134a-HFOze-HFOyf.....	89
Capitolo IV Miscela R134a-HFO1234yf	
4.1 Determinazione del rapporto di miscelazione.....	93
4.2 Analisi delle temperature di scorrimento.....	94
4.3 Ricerca carica ottimale.....	97
4.3.1 Prestazioni energetiche: 24h.....	121
4.3.2 Confronto prestazioni e calcolo TEWI.....	130
4.3.3 Prova 24h a -26.....	135
4.4 Miscela R134a-HFO124ze.....	137
4.4.1 Determinazione del rapporto di miscelazione.....	137
4.4.2 Analisi delle temperature di scorrimento.....	138
4.4.3 Esecuzione delle prove e risultati.....	140
4.4.4 Ricerca carica ottimale.....	140
4.4.5 Prestazioni energetiche: 24h.....	160
4.4.6 Confronto prestazioni e calcolo TEWI.....	168
4.4.7 Prova 24h a -26.....	174
4.8 Confronto miscele e conclusioni.....	179
CAPITOLO V IMPATTO AMBIENTALE	
5.1.1 Analisi del Tewi.....	180
5.1.2 LCCP.....	182

5.2 Conclusio.....	183
--------------------	-----

**INDICE FIGURE**

Figura 1-1 struttura chimica R134-R134a

Figura 1-2 Struttura chimica Halon

Figura 1-3 Foto-dissociazione CFCL3

Figura 1-4 Incremento temperature medie

Figura 1-5 Impatto ambientale

Figura 1-6 Programma di riduzione della CO2

Figura 1-7 Evoluzione fluidi frigoriferi

Figura 1-8 Miscibilità R1234yf-POE32

Figura 1-9 Miscibilità R1234ze-POE32

Figura 1-10 Viscosità R1234ze-R134a (con POE 220) [70°C] [10 bar]

Figura 1-11 Vapore pressure R1234ze-R134a

Figura 1-12 Miscibilità N13- POE ISO32

Figura 1-13 Viscosità N13-R134a [70°C 10bar]

Figura 1-14 fluidi piano p-h

Figura 1-15 stereoisomeri dell'R1234ye

Figura 1-16 velocità di fiamma

Figura 1-17 Struttura chimica

Figura 2-1 Flat sequence

Figura 2-2 LabView controller

Figura 2-3 LabView frame

Figura 2-4 a) b) subVI LabView

Figura 2-5 subVI LabView acquisizione

Figura 2-6 pannello di controllo LabView

Figura 2-7 diagramma p-h LabView

Figura 3.1 Circuito termodinamico e ciclo su piano p-h

Figura 3.2 Prove per il posizionamento del sensore

Figura 3-3;3-4 Prove posizionamento sensore

Figura 3-5 Consumo energetico annuale per diversi modelli di frigorifero-congelatore con la temperatura dell'aria ambiente (umidità relativa dell'aria al 60%).

Figura 3-6 Camera climatica

Figura 3-7 Temperature evaporazione

Figura 3-8 Pressioni ciclo

Figura 3-9  $\Delta T$  surriscaldamento evaporatore

Figura 3-10  $\Delta T$  surriscaldamento globale

Figura 3-11 Sottoraffreddamento

Figura 3-12 Temperatura ingresso capillare

Figura 3-13 Energie-Potenze

Figura 3-14 Tempi di discesa temperatura freezer

Figura 3-15 Tempi discesa cella frigorifero

Figura 3-16 Densità R134a-HFOze-HFOyf

Figura 3-17 Sintesi pull-down

Figura 3-18 Istogramma pull-down

Figura 3-19 istogramma pull-down

Figura 3-20 Rapporto dei COP HFOze

Figura 3-21 Rapporto dei COP HFOyf

Figura 3-22 Potenze medie

Figura 3-23 Duty Cycles HFOze 136g

Figura 3-24 Duty Cycles HFOze 136g pf

Figura 3-25 Principali proprietà termodinamiche HFOze 136 da normativa

Figura 3-26 Principali proprietà termodinamiche HFOze 136g pf

Figura 3-27 Duty Cycles HFOyf 115g da normativa

Figura 3-28 Duty Cycles HFOyf 115g pf

Figura 3-29 Principali proprietà termodinamiche HFOyf 115g da normativa

Figura 3-30 Principali proprietà termodinamiche HFOyf 115g p

Fig 3-31 confronto pull-down

Fig. 4-1 Miscela

Figura 4-2: Glide Temperature in funzione della % di R134a e delle pressioni tipiche di evaporazione

Figura 4-3: Glide Temperature per basse % di R134a e pressioni tipiche dell'evaporatore

Figura 4-4: Glide Temperature in funzione della % di R134a e delle pressioni tipiche di condensazione

Figura 4-5: Glide Temperature per basse % di R134a e pressioni tipiche del condensatore

Figura 4-6 Temperatura di evaporazione registrata durante le prove PULLDOWN

Figura 4-7: Pressione di condensazione registrata durante le prove PULLDOWN

Figura 4-8: Surriscaldamento all'evaporatore registrato durante le prove PULLDOWN

Figura 4-9: Andamento del surriscaldamento globale ossia differenza di temperatura tra l'aspirazione del compressore e l'evaporatore durante la prova PULLDOWN

Figura 4-10: Temperatura all'ingresso del capillare registrata durante la prova PULLDOWN

Figura 4-11: Temperatura di mandata del compressore registrata durante la prova PULLDOWN

Figura 4-12: Temperatura di condensazione registrata durante la prova PULLDOWN

Figura 4-13: Temperatura di aspirazione registrata durante la prova PULLDOWN

Figura 4-14: Temperatura all'uscita dell'evaporatore registrata durante la prova PULLDOWN

Figura 4-15: Andamento della potenza elettrica assorbita durante la prova PULLDOWN

Figura 4-16: Andamento dell'energia assorbita durante la prova PULLDOWN

Figura 4-17: Andamento della temperatura nella cella freezer registrata durante la prova PULLDOWN

Figura 4-18: Andamento della temperatura nella cella frigo registrata durante la prova PULLDOWN

Figura 4-19 Ciclo termodinamico che si ottiene tenendo conto dello scambio di calore tra capillare e tubo di aspirazione

Figura 4-20: Scambio di calore tra capillare e tubo di aspirazione

Figura 4-21: Andamento dell'effetto frigorifero  $\Delta h_{fr}$  durante la prova PULLDOWN

Figura 4-22 : Andamento delle densità all'aspirazione

Figura 4-23: Andamento nel tempo del termine  $\beta^\gamma$

Figura 4-24: Andamento della potenza assorbita e della temperatura della cella superiore (freezer) utilizzando R134a

Figura 4-25: Step di regolazione del compressore nell'elaborazione di R134a

Figura 4-26: Andamento della potenza assorbita e della temperatura della cella superiore (freezer) utilizzando la miscela 104g di HFO e 12g di R134a

Figura 4-27: Step di regolazione del compressore nell'elaborazione della miscela 104g di HFO e 12g di R134a

Figura 4-28 Potenze

Figura 4-29: Andamento temperatura cella freezer durante la prova PULLDOWN

Figura 4-30: Tempo di raggiungimento della temperatura di 10°C nella cella superiore

Figura 4-31: Tempo di raggiungimento della temperatura di 0°C nella cella superiore

Figura 4-32: Tempo di raggiungimento della temperatura di -18°C nella cella superiore

Figura 4-33: Consumi registrati durante la prova PULLDOWN

Figura 4-34: Andamento della pressione di condensazione durante la prova PULLDOWN

Figura 4-35: Andamento della pressione di evaporazione durante la prova PULLDOWN

Figura 4-36: Andamento della pressione di evaporazione durante la prova PULLDOWN

Figura 4-37: Temperature registrate durante la prova 24h per l'R134a

Figura 4-38: Temperature registrate durante la prova 24h per l'HFO 115g

Figura 4-39: Temperature registrate durante la prova 24h per la miscela 104-12

Figura 4-40: Temperature registrate durante la prova 24h per la miscela 123.5-14

Figura 4-41: Temperatura di evaporazione registrate durante la prova 24h per la miscela 104-12

Figura 4-42: Differenza di temperatura di evaporazione rispetto l'R134a

Figura 4-43: Differenza di temperatura di ingresso al capillare rispetto allo'R134a

Figura 4-44: : Differenza di temperatura di condensazione rispetto allo'R134a

Figura 4-45: Pressioni registrate durante la prova 24h per l'R134a

Figura 4-46: Pressioni registrate durante la prova 24h per l'HFO1234yf 115g

Figura 4-47: Pressioni registrate durante la prova 24h per la miscela R134a12+HFO1234yf104

Figura 4-48: Pressioni registrate durante la prova 24h per la miscela R134a14+HFO1234yf123.5

Figura 4-49: Potenza e consumi registrati durante la prova 24h per l'R134a

Figura 4-50: Potenza e consumi registrati durante la prova 24h per l'HFO1234yf 115g

Figura 4-51: Potenza e consumi registrati durante la prova 24h per la miscela 104-12

Figura 4-52: Consumi assoluti e differenze relative all'R134a

Figura 4-53: Analisi del TEWI

Figura 4-54: Differenza di TEWI calcolate rispetto all'R134a

Figura 4-55: Temperature della cella superiore registrate durante la prova di 24h a -26°C per la miscela 104-12

Figura 4-56: Temperature della cella superiore registrate durante la prova di 24h a -26°C per l'R134a

Figura 4-57: Glide Temperature in funzione della % di R134a e delle pressioni tipiche di evaporazione

Figura 4-58: Glide Temperature in funzione della % di R134a e delle pressioni tipiche di condensazione

Figura 4-59: Temperatura all'evaporatore registrata nel corso della prova PULLDOWN

Figura 4-60: Pressioni registrate al condensatore nel corso della prova PULLDOWN

Figura 4-61: Andamento del surriscaldamento tra ingresso e uscita evaporatore durante la prova PULLDOWN

Figura 4-62 Andamento del surriscaldamento globale ossia differenza di temperatura tra l'aspirazione del compressore e l'evaporatore durante la prova PULLDOWN

Figura 4-63: Temperatura all'ingresso del capillare registrata durante la prova PULLDOWN

Figura 4-64: Temperatura di mandata del compressore registrata durante la prova PULLDOWN

Figura 4-65: Temperatura di condensazione registrata durante la prova PULLDOWN

Figura 4-66: Temperatura di aspirazione registrata durante la prova PULLDOWN  
Figura 4-67: Temperatura all'uscita dell'evaporatore registrata durante la prova PULLDOWN

Figura 4-68: Andamento della potenza elettrica assorbita durante la prova PULLDOWN

Figura 4-69: Andamento dell'energia assorbita durante la prova PULLDOWN

Figura 4-70: Andamento della temperatura nella cella freezer registrata durante la prova PULLDOWN

Figura 4-71: Andamento della temperatura nella cella frigo registrata durante la prova PULLDOWN

Figura 4-72: Ciclo termodinamico che si ottiene tenendo conto dello scambio di calore tra capillare e tubo di aspirazione

Figura 4-73: Andamento delle densità all'aspirazione

Figura 4-74: Andamento della potenza assorbita e della temperatura della cella superiore (freezer) utilizzando R134a

Figura 4-75: Step di regolazione del compressore nell'elaborazione di R134a

Figura 4-76: Andamento della potenza assorbita e della temperatura della cella superiore (freezer) utilizzando la miscela 90-10  
Figura 4-77: Step di regolazione del compressore nell'elaborazione della miscela 90g di HFO e 10g di R134a

Figura 4-78: Andamento temperatura cella freezer durante la prova PULLDOWN

Figura 4-79: Tempo di raggiungimento della temperatura di 10°C nella cella superiore

Figura 4-80: Tempo di raggiungimento della temperatura di 0°C nella cella superiore

Figura 4-81: Tempo di raggiungimento della temperatura di -18°C nella cella superiore

Figura 4-82: Consumi registrati durante la prova PULLDOWN

Figura 4-83: Andamento della pressione di condensazione durante la prova PULLDOWN

Figura 4-84: Andamento della pressione di evaporazione durante la prova PULLDOWN

Figura 4-85: Andamento della pressione di evaporazione durante la prova PULLDOWN

Figura 4-86: Temperature registrate durante la prova 24h per l'R134a

Figura 4-87: Temperature registrate durante la prova 24h per l'HFO 136g

Figura 4-88: Temperature registrate durante la prova 24h per la miscela 123-14

Figura 4-89: Temperatura di evaporazione registrate durante la prova 24h per la miscela 123-14

Figura 4-90: Differenza di temperatura di evaporazione rispetto l'R134a

Figura 4-91: Differenza di temperatura di ingresso al capillare rispetto l'R134a

Figura 4-92: Pressioni registrate durante la prova 24h per l'R134a

Figura 4-93: Pressioni registrate durante la prova 24h per l'HFO136

Figura 4-94: Pressioni: Pressioni registrate durante la prova 24h per la miscela 123-14

Figura 4-95: Potenza e consumi registrati durante la prova 24h per l'R134a

Figura 4-96: Potenza e consumi registrati durante la prova 24h per l'HFO 136g

Figura 4-97: Potenza e consumi registrati durante la prova 24h per la miscela 123-14

Figura 4-98: Consumi assoluti e differenze relative all'R134a

Figura 4-99: Analisi del TEWI

Figura 4-100: Differenza di TEWI calcolate rispetto all'R134a

Figura 4-101 Consumi dei fluidi migliori

Figura 4-102 TEWI dei fluidi migliori

Figura 4-103 Differenza del TEWI rispetto all'R134a

Figura 4-104 Temperatura evaporatore con defrost

Figura 5-1 Confronto TEWI

Figura. 5-2 Confronto LCCP

## *I FLUIDI REFRIGERANTI*

### *1.1 CENNI STORICI ED EVOLUZIONE DEI REFRIGERANTI NEL CORSO DEGLI ANNI*

La storia dei refrigeranti inizia nel 1834, pochi anni dopo che Carnot formulò le sue teorie sul ciclo frigorifero. Nel XIX secolo erano utilizzati i fluidi che definiamo "naturali": acqua, ammoniacca, anidride solforosa, anidride carbonica, eteri. Nel 1912 Linde propose il protossido d'azoto e qualche anno dopo venne messo in funzione un impianto frigorifero funzionante a etano e propano [1]. La pericolosità nell'utilizzare tali fluidi portò, negli anni trenta, all'introduzione sul mercato di nuovi fluidi refrigeranti, che garantivano una maggiore sicurezza d'uso. A partire dal 1930 fecero perciò la comparsa sul mercato i primi fluidi clorurati come: R11, R12 (CFC) e, successivamente, R22 e R502 (HCFC). I clorofluorocarburi conosciuti con l'abbreviazione CFC, sono dei composti chimici formati da atomi di cloro, fluoro e carbonio, con una elevata stabilità chimica che ne favorì la loro diffusione nelle applicazioni del freddo. In quel periodo si puntò appunto all'utilizzo di fluidi che fossero stabili chimicamente, che avessero buone proprietà termodinamiche, non fossero tossici e infiammabili in modo da garantire sicurezza alle persone nel loro utilizzo. Cloro e Fluoro conferivano proprio queste caratteristiche e sono così entrati a far parte, in gran quantità, nella composizione dei fluidi refrigeranti utilizzati. Nel 1974 due scienziati americani, Rowland e Molina, vinsero il premio Nobel per la Chimica con la loro teoria, secondo la quale il cloro contenuto nei CFC, agendo da elemento distruttore dello strato di ozono atmosferico causava l'assottigliamento di quest'ultimo permettendo così una maggiore incidenza dei raggi ultravioletti sulla Terra. Le esigenze ambientali richiedevano quindi l'eliminazione di questo elemento per evitare di aggravare ulteriormente le condizioni dello strato di ozono in continua diminuzione, ma le tecnologie allora disponibili non permisero di

rinunciare in maniera così drastica a questo elemento, indispensabile, fino alle successive scoperte, per la produzione di refrigeranti. Si rimpiazzarono i CFC con gli HCFC (idro-cloro- fluoro-carburi) composti chimici formati da atomi di idrogeno, cloro, fluoro e carbonio. Questi nuovi composti avevano molte delle proprietà vantaggiose dei CFC, ma una minore stabilità chimica dovuta proprio alla minore quantità di cloro, sostituito con l'idrogeno e fluoro, che conferisce al fluido una minore vita atmosferica e una minore reattività con lo strato di ozono. Ovviamente, la crescente esigenza di individuare possibili sostituti spinse i ricercatori a rivalutare i fluidi naturali prima scartati, come acqua e anidride carbonica, ed ad ottimizzare la tecnologia dei cicli alternativi (non necessariamente a compressione di vapore). L'obiettivo di avere una tipologia di fluidi con potenziale di distruzione dell'ozono nullo è stato raggiunto con gli idrofluorocarburi HFC, in cui il cloro è stato completamente eliminato e sostituito dall'idrogeno. Ciò ha portato ad un nuovo problema legato all'aumento della temperatura del pianeta causato in parte anche da questa nuova generazione di refrigeranti. Nel protocollo di Kyoto si sono stabilite, l'11 dicembre 1997, le quote di riduzione dei gas ad effetto serra. Questo ha aperto così un nuovo scenario nella storia dei refrigeranti, che oltre a non essere ozono-distruitori devono anche avere un valore di GWP < 150 per 100 anni (Global Warming Potential). Purtroppo gli spazi all'interno dei quali ci si può muovere sono ben ristretti poiché è necessario:

- Eliminare il cloro dalla composizione dei fluidi frigoriferi per motivi di compatibilità ambientale;
- Evitare sostanze che contengano troppo idrogeno, perché potrebbero risultare infiammabili;
- Limitare la presenza di fluoro perché è un elemento che conferisce stabilità alla molecola di refrigerante anche quando liberata in atmosfera e quindi contribuisce all'effetto di surriscaldamento della Terra (effetto serra).

Si è iniziato quindi a sperimentare nuove miscele di HFC ed idrocarburi con sempre maggiore interesse nella "riscoperta" dei fluidi naturali. I principali produttori di questi ultimi, fra i quali la DuPont e la Honeywell, hanno risposto prontamente annunciando la produzione di nuovi fluidi

come le HFO. Purtroppo i dati presenti in letteratura sull'efficienza e la sicurezza d'uso sono soltanto indicativi, per cui è necessario un monitoraggio continuo delle loro proprietà per accumulare informazioni sufficienti a caratterizzarli in maniera opportuna.

## 1.2 CARATTERISTICHE DEI REFRIGERANTI

Un fluido refrigerante ha il compito di trasferire in modo efficiente il calore da una sorgente calda ad una sorgente fredda. Il trasferimento di energia può avvenire mediante scambio di calore latente (evaporazione, condensazione) e/o mediante scambio di calore sensibile (riscaldamento, raffreddamento). Il postulato di Clausius afferma che è impossibile costruire una macchina operante secondo un processo ciclico il cui unico effetto sia il trasferimento di calore da un corpo a temperatura più bassa ad uno a temperatura più alta. Perché questo accada si dovrà fornire energia al sistema e nello specifico sarà necessario realizzare un impianto a compressione di vapore. In questi impianti i fluidi evolventi hanno temperature normali di ebollizione (NBP - normal boiling point) in genere molto più basse di quella ambiente. La loro evaporazione all'interno di un circuito chiuso produce così un effetto frigorifero dovuto all'asportazione di calore latente. Controllando la pressione di ebollizione (non necessariamente atmosferica), e quindi la sua temperatura, si rende l'effetto frigorifero adatto alla particolare esigenza. Per garantire una funzionalità termodinamica adeguata, è opportuno che un refrigerante possieda [2] :

- elevata densità, sia allo stato gassoso che liquido;
- elevata entalpia di evaporazione;
- temperatura critica più alta possibile, compatibilmente con il livello della pressione di evaporazione e lontana dalle temperature operative;

- pressione di evaporazione non troppo bassa per non influenzare in modo negativo le portate volumetriche e le perdite di carico entrambe crescenti al diminuire della pressione di evaporazione;
- elevata capacità termica;
- elevata stabilità nelle condizioni di utilizzo;
- a parità di temperatura critica l'efficienza termodinamica dipende dalla forma delle curve limite.

Tra i vari tipi di fluidi refrigeranti il gruppo che fino ad oggi ha rivestito una grande importanza nelle applicazioni industriali è sicuramente quello degli idrocarburi alogenati (contenenti cloro, fluoro, bromo); questi sono ottenuti sostituendo atomi di cloro e fluoro ad alcuni atomi di idrogeno dei primi elementi degli idrocarburi della serie paraffinica. La loro grande stabilità ed inerzia chimica, la non infiammabilità, il livello di tossicità assai ridotto, e le loro proprietà termodinamiche compatibili con le varie applicazioni, hanno assicurato ad essi un ampio utilizzo nell'industria frigorifera. L'unico CFC attualmente ancora utilizzato nelle applicazioni industriali è l'ammoniaca (R717). I CFC e gli HCFC nel corso degli ultimi anni venivano utilizzati come propellenti nei prodotti nebulizzanti, come agenti espandenti in schiume plastiche cellulari o come detergenti nell'industria spaziale ed ottica o per l'elettronica fine. Questo tipo di composto normalmente viene indicato con il nome di freon, ma tale definizione in realtà non risulta essere corretta, poiché questo è il nome commerciale dato dalla ditta DuPont ad alcuni composti di propria produzione.

### **1.3 DESIGNAZIONE ASHRAE DEI REFRIGERANTI**

La classificazione dei refrigeranti riconosciuta a livello internazionale è basata sulle indicazioni date dalla normativa americana ASHRAE Standard 34-1992 "Designazione e classificazione di sicurezza dei refrigeranti. Questa designazione è stata successivamente rivista nel corso degli anni fino ad una versione quasi definitiva del 2007 [3]. I

refrigeranti vengono identificati da una sigla che può essere rappresentata nel seguente modo : R - i - ii - iii - iv - v - vi .La lettera R (Refrigerant) è il suffisso della lettera identificativa del fluido frigorigeno; essa può essere sostituita anche dalle sigle come HCFC, HFC, HC che identificano la tipologia di refrigerante. Il suffisso è un numero il cui significato è diverso a seconda che il refrigerante sia un fluido puro, una miscela, un composto organico o inorganico. Per un fluido puro la designazione è data da una sigla costituita dalla lettera R e da due o tre cifre, come ad esempio R12 (CCl<sub>3</sub>F, un CFC), e può essere seguito da lettere minuscole, come per l'R134a (CFH<sub>2</sub>-CF<sub>3</sub>, un HCFC). Vediamo più in dettaglio tutta la designazione:

- La prima cifra per un fluido puro “ iii ” indica il numero degli atomi di carbonio presenti diminuito di un'unità. In pratica con i derivati del propano vale 2, dell'etano 1 e con i derivati dal metano 0 e si omette, per questo in tal caso la sigla presenta due sole cifre.

- La seconda cifra “ iv ” indica il numero degli atomi di idrogeno presenti aumentato di un'unità. Quindi nel caso di CFC la seconda cifra (che diventa la prima per i derivati del metano) vale sempre 1, non essendoci atomi di idrogeno nella molecola.

- La terza cifra “ vi ” indica il numero degli atomi di fluoro presenti.

-Gli atomi di cloro (Cl) risultano di conseguenza determinati e si possono trovare in base alle cifre precedenti secondo la relazione seguente:

Atomi di cloro =  $2 \times \text{Atomi di carbonio} + 2 - (\text{Atomi idrogeno} + \text{Atomi fluoro})$

- La formula precedente non è più valida nel caso siano presenti doppi legami del carbonio e questo viene identificato nella posizione “ ii ” che indica il numero di legami doppi meno uno e se è uguale a 0 si omette.

- Nella posizione “ i ” si pone una lettera C in caso di derivati ciclici come ad esempio RC318 (octofluorociclobutano), altrimenti si omette.

- Se il refrigerante contiene bromo (Br), il suffisso è seguito dalla lettera B e da un numero indicante gli atomi di bromo presenti (es: R12B1).
- In posizione “ vi ” si mette una o più lettere dell'alfabeto minuscole o una lettera maiuscola

Dal momento che i gas da R10 a R300 sono derivati dell'etano, propano o butano per sostituzione di atomi di idrogeno con cloro, fluoro, bromo, possono avere uguale composizione chimica ma diversa struttura molecolare (isomero). Per indicare quella scelta tra le varie strutture possibili, si aggiungono una o più lettere minuscole (per esempio R134a, R123b, R225eb). Normalmente si pone una "a" per denotare un isomero posizionale asimmetrico.

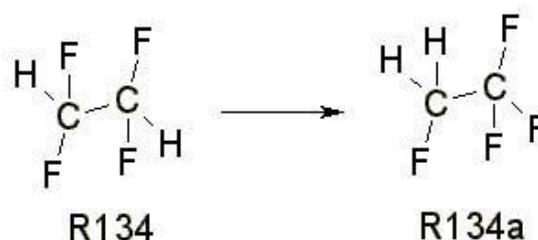


Figura 1-1 struttura chimica R134-R134a

Oltre ai refrigeranti puri, vengono utilizzate anche miscele a più componenti raggruppate secondo la serie R400 (miscele zeotropiche) e la serie R500 (miscele azeotropiche). Le miscele azeotropiche hanno un comportamento uguale a quello di un fluido puro e quindi ad una pressione costante (all'evaporatore o condensatore) corrisponde un'unica temperatura di saturazione ma solo per una data concentrazione. E' questo il caso del R502 che è una miscela di R22 e R15 presenti a date concentrazioni. La maggior parte delle miscele sono invece zeotropiche cioè risentono della diversità delle curve di saturazione dei fluidi componenti e quindi, durante la condensazione o evaporazione a pressione costante, la temperatura varia in un certo intervallo. Fra le miscele zeotropiche un esempio può essere dato dall'R407C composta da R32, R125 ed R134a. Quando più miscele sono composte dai medesimi

componenti, ma in percentuale massica diversa, essi vengono identificati mediante una lettera maiuscola posta dopo il suffisso numerico, proprio come in questo caso che troviamo la lettera C. Accanto alla sigla può essere indicato il nome dei componenti la miscela in ordine crescente rispetto al loro punto d'ebollizione normale.

Altri esempi di miscele di fluidi frigoriferi sono:

R407 (R32 20%, R125 40%, R134a 40%)

R410A (R32 50%, R125 50%)

R500A (R12 73,8%, R152a 26,2%)

R508B (R23 46%, R116 54%)

Troviamo anche i composti organici classificati con un numero appartenente alla sigla 600, dove troviamo l'isobutano R600a, che viene assegnato secondo un ordine numerico (eccezione fatta per il propano la cui sigla è R290). I fluidi refrigeranti invece non derivati dagli idrocarburi, e quindi i fluidi naturali, sono infine raggruppati nella serie R700 dove le ultime due cifre indicano il peso molecolare del refrigerante. Si ha così, ad esempio, R717 (ammoniaca) e R744 (anidride carbonica). I composti di sintesi contenenti bromo vengono generalmente classificati secondo un sistema a parte (tipo Halon 1301, Halon 2402, ecc.). In alcuni casi è però presente anche la corrispondente sigla con la lettera R. In questo caso il numero di atomi di bromo presenti nel composto è espresso da una cifra che segue la lettera maiuscola B.

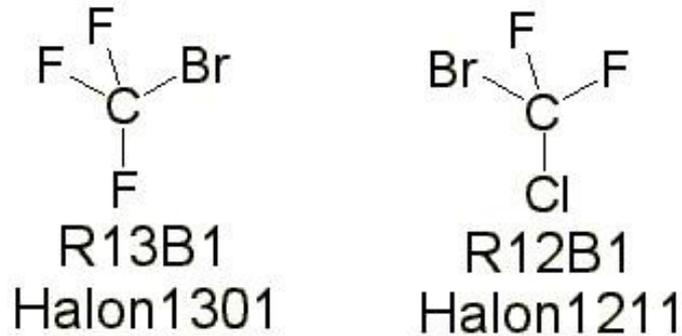


Figura 1-2 Struttura chimica Halon

Anche per quanto riguarda la sicurezza di impiego dei fluidi frigoriferi si fa riferimento alla normativa ANSI/ASHRAE 34-1992, la quale considera gli aspetti relativi all'infiammabilità e alla tossicità. I fluidi vengono identificati da due caratteri alfanumerici: il primo carattere è una lettera (A o B) e contraddistingue la tossicità, il secondo è una cifra (1, 2 o 3) ed è relativo alla infiammabilità.

Per la tossicità:

- Classe A: refrigeranti per i quali non è rilevata tossicità a concentrazioni  $\leq$  a 400 ppm;
- Classe B: refrigeranti per i quali risulta evidente tossicità a concentrazioni  $\leq$  a 400 ppm;

Per l'infiammabilità si fa riferimento al limite inferiore di infiammabilità che è la più bassa concentrazione in volume di vapore della miscela al di sotto della quale non si ha accensione in presenza di innesco per carenza di combustibile.

Si distinguono le seguenti classi:

- Classe 1: fluidi frigoriferi che non presentano propagazione di fiamma in aria a pressione atmosferica e ad una temperatura  $T=21^{\circ}\text{C}$ ;
- Classe 2: fluidi frigoriferi moderatamente infiammabili che presentano un limite inferiore di infiammabilità maggiore di  $0.10 \text{ kg/m}^3$  alla

temperatura di 21°C a pressione atmosferica, ed un calore di combustione inferiore a 19 kJ/kg;

- Classe 3: fluidi frigoriferi altamente infiammabili che presentano un limite inferiore di infiammabilità minore o uguale a 0.10 kg/m<sup>3</sup> alla temperatura di 21°C a pressione atmosferica, ed un calore di combustione inferiore a 19 kJ/kg;

Ultimamente è stata introdotta una nuova classe intermedia che viene identificata con “A2L” poiché i fluidi che vi appartengono hanno minore infiammabilità rispetto ai tradizionali A2.

#### ***1.4 IMPATTO AMBIENTALE***

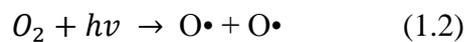
##### ***1.4.1 BUCO DELL’OZONO***

L’ozono (O<sub>3</sub>) è la forma triatomica, molto meno stabile, dell’ossigeno (O<sub>2</sub>). È un gas azzurrino presente a basse concentrazioni in tutta l’atmosfera. Lo strato di ozono presente nella stratosfera impedisce alla maggior parte della dannosa luce ultravioletta (UV) emessa dal sole di raggiungere la superficie terrestre. Nel 1985 un gruppo di scienziati britannici pubblicò i risultati di una serie di misurazioni sull’atmosfera sovrastante l’Antartide [4]. Le misure si erano protratte per vari anni e mostravano che all’inizio della primavera antartica (cioè alla fine di settembre, primi di ottobre del nostro emisfero), quando il Sole riappariva all’orizzonte dopo la lunga notte australe, la quantità di ozono nell’alta atmosfera si riduceva drasticamente. La scoperta venne in seguito confermata dall’analisi dei dati registrati dai satelliti negli anni precedenti a queste ultime rilevazioni, che delineavano una situazione ancora più preoccupante di quella che si poteva ricavare dalle misure effettuate a terra. Seguendo il fenomeno nel corso del tempo, si era infatti notato che l’assottigliamento dello strato di ozono continuava ad aumentare. Si parlò

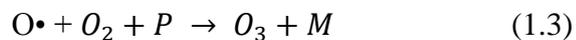
allora di “buco dell’ozono”. Si è successivamente individuato un assottigliamento della fascia di ozono anche in una piccola zona al polo Nord, sopra il Mare Artico, fatto che potrebbe portare a pensare alla formazione di un altro buco. In effetti il fenomeno non rappresenta nient’altro che l’aspetto più evidente della generale e graduale diminuzione dell’ozono nella stratosfera. Il problema è estremamente importante in quanto una riduzione dell’effetto schermante dell’ozono comporta un conseguente aumento dei raggi UV che giungono sulla superficie della Terra. Nell’uomo l’eccessiva esposizione a questi raggi è correlata ad un aumento del rischio di cancro della pelle, generato a seguito delle mutazioni indotte nel DNA delle cellule epiteliali. I raggi ultravioletti possono causare inoltre una inibizione parziale della fotosintesi delle piante, causandone un rallentamento della crescita e, nel caso si tratti di piante coltivate, una diminuzione dei raccolti. I raggi UV possono anche diminuire l’attività fotosintetica del fitoplancton che si trova alla base della catena alimentare marina, causando di conseguenza uno scompenso notevole a carico degli ecosistemi oceanici. Il continuo e graduale impoverimento dell’ozono della stratosfera può essere senz’altro ricondotto alla presenza in atmosfera di un gran numero di composti chimici in grado di attaccare l’ozono. Queste sostanze vengono anche definite ODS, Ozone Depleting Substances (sostanze che distruggono l’ozono). Gli ODS sono generalmente molto stabili nella troposfera e si degradano solamente per l’intensa azione della luce ultravioletta nella stratosfera; quando si spezzano, rilasciano atomi di cloro e di bromo che danneggiano l’ozono. Per avere un’idea quantitativa degli effetti causati dai composti ODS è stato concepito il potenziale di eliminazione dell’ozono (ODP, Ozone Depleting Potential), un indice che si riferisce all’ammontare della riduzione dell’ozono causata da un composto ODS. Per la precisione l’ODP viene determinato sulla base del numero di atomi di cloro e di bromo presenti nella molecola, dalla “vita” atmosferica del composto (il tempo totale di permanenza nell’atmosfera, che varia da pochi mesi a migliaia di anni) e dagli specifici meccanismi implicati nella sua degradazione. L’ODP è il rapporto tra l’impatto sull’ozono di un composto chimico e l’impatto causato dall’R11 avente la stessa massa della sostanza presa in considerazione. Così l’ODP dell’R11 è definito pari a 1.

$$ODP = \frac{\Delta O_3}{(\Delta O_3)_{R11}} \quad (1.1)$$

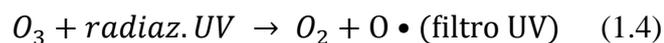
Per avere una comprensione più ampia vediamo in maniera più dettagliata il meccanismo attraverso il quale si forma l'ozono. Una molecola di ossigeno ( $O$ ) assorbe un fotone di luce UV ( $h\nu$ ) con una lunghezza d'onda ( $\lambda$ ) di circa 200 nm e si dissocia in due atomi di ossigeno ( $O\bullet$ ):



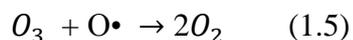
Ciascuno di questi può allora combinarsi con un'altra molecola di ossigeno per formare l'ozono, se la pressione ( $P$ ) è abbastanza elevata (approssimativamente un millesimo di atmosfera) da stabilizzare la molecola di ozono appena formatasi:



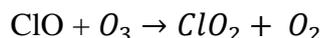
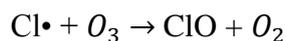
Maggiore è l'altitudine, più veloce è la reazione 1.2 (al disotto dei 20 km di quota, non ci sono fotoni a 200 nm poiché essi sono stati tutti assorbiti dalla reazione 1.2). La velocità della reazione 2, tuttavia, è maggiore nelle vicinanze del suolo, dove la pressione atmosferica è più elevata. Di conseguenza, la massima quantità di ozono si forma all'incirca tra i 25 e i 30 km di altitudine. Viene ora descritta la fase di distruzione dell'ozono. In seguito alle radiazioni solari la molecola di ozono si scinde in una di ossigeno biatomico e in una in ossigeno monoatomico:



Durante la notte l'ossigeno monoatomico, essendo altamente reattivo, si combina con l'ozono per formare due molecole di ossigeno biatomico:



L'equilibrio di queste reazioni fotochimiche è facilmente perturbato da molecole che possono interferire come i composti clorurati, bromurati e gli ossidi di azoto prodotti dall'attività antropica. In particolare i clorofluorocarburi (o CFC, utilizzati nei circuiti di refrigerazione dei frigoriferi e negli impianti di condizionamento) sono considerati i principali responsabili del buco nell'ozono. L'ozono in particolare può essere distrutto cataliticamente da un certo numero di radicali liberi, i più importanti dei quali sono il radicale ossidrile ( $OH\cdot$ ), il radicale ossido nitrico ( $NO\cdot$ ), lo ione cloro ( $Cl\cdot$ ) e lo ione bromo ( $Br\cdot$ ). Verifiche ulteriori hanno dimostrato che gli alogeni e i loro ioni atomici fluoro ( $F\cdot$ ) e iodio ( $I\cdot$ ) possono partecipare ad analoghi cicli catalitici, nonostante una chimica atmosferica che porta gli atomi di fluoro a reagire rapidamente formando HF, mentre le molecole organiche che contengono iodio reagiscono in bassa atmosfera a formare composti meno volatili e meno atti a raggiungere gli alti strati. Il meccanismo della reazione è il seguente:



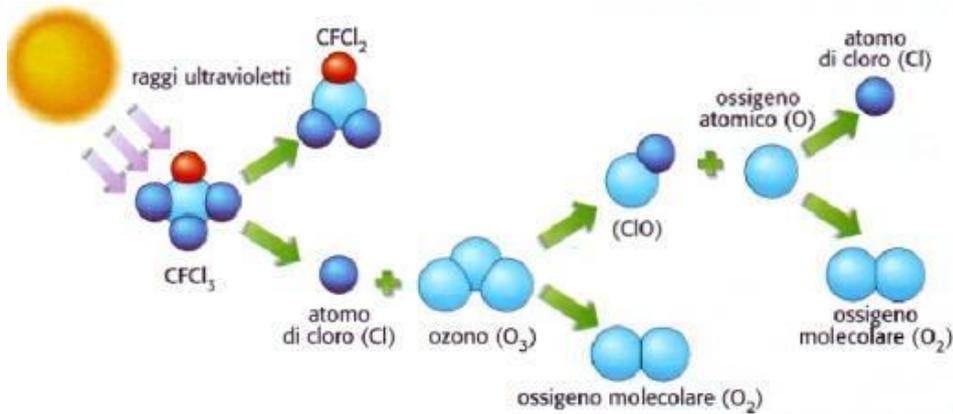


Figura 1-3 Foto-dissociazione CFCL3

Il radicale monoatomico cloro si rigenera alla fine del ciclo, quindi può ripetere la sequenza di reazioni e reagire con altre molecole di ozono prima di disperdersi. Una volta che il reale impatto dei CFC sulla diminuzione dell'ozono è risultato evidente, i governi hanno approvato delle norme volte a bloccare l'uso dei CFC, sostituendoli con specie alternative a più breve durata (HFC e HCFC), che col tempo avrebbero dovuto essere a loro volta gradualmente eliminati permettendo così una più rapida ripresa dello strato di ozono. Quest'anno (2012) infatti si è notato che la lacerazione dello strato di ozono ha registrato il secondo minimo degli ultimi 20 anni. Lo confermano i dati rilevati dai satelliti NASA e dell'Agenzia americana per l'atmosfera e gli oceani (NOAA) [5]. In media nel corso dell'anno l'estensione è stata di 17.9 milioni di chilometri quadrati. Il record massimo in assoluto risale al 24 settembre 2006 (29,6 milioni di km quadri) e si ritiene che potrà chiudersi non prima del 2065. Dal 1° gennaio 2015 gli HCFC, i gas che hanno preso il posto dei CFC, principali imputati della distruzione dell'ozono, saranno anch'essi messi fuori produzione contribuendo così ad un recupero più veloce.

### 1.4.2 EFFETTO SERRA

Il riscaldamento globale, noto anche come effetto serra, si riferisce al fenomeno fisico che può portare al riscaldamento della superficie terrestre a livelli superiori rispetto a quelli naturali. La maggior parte dell'energia del sole raggiunge la terra sotto forma di luce visibile, dopo essere passata attraverso l'atmosfera, parte di questa energia viene assorbita dalla superficie terrestre e, in questo processo, viene convertita in energia termica. La terra a sua volta irradia l'energia assorbita nell'atmosfera. I gas serra presenti nell'atmosfera hanno la peculiarità di assorbire in modo notevole la radiazione infrarossa emessa dalla terra e contribuire ad un lento e progressivo riscaldamento della pianeta. Tra questi gas troviamo: vapore d'acqua ( $H_2O$ ), anidride carbonica ( $CO_2$ ), metano ( $CH_4$ ), biossido di azoto ( $N_2O$ ), ozono ( $O_3$ ) e alcuni dei fluidi frigorigeni come clorofluorocarburi CFC, idroclorofluorocarburi HCFC, idrofluorocarburi HFC, ecc. Le concentrazioni di molti di questi gas a effetto serra sono cresciuti negli ultimi anni, principalmente a causa delle attività umane e ciò ha contribuito ad aumentare la temperatura della superficie terrestre portando così la comunità scientifica a prestare attenzione a tale problema. Dagli studi successivamente fatti è emersa una correlazione di tipo diretto tra l'aumento di gas serra e l'aumento della temperatura.

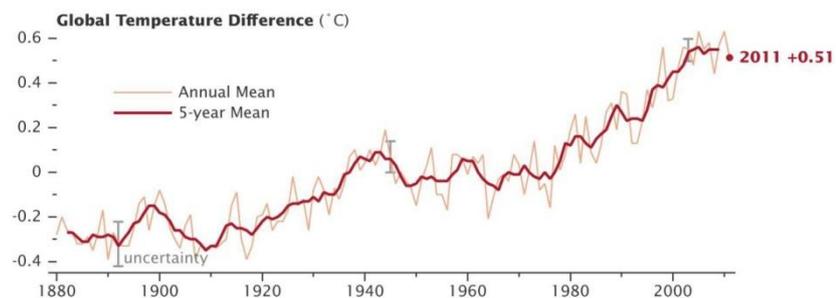


Figura 1-4 Incremento temperature medie

Per poter valutare il contributo di un qualsiasi fluido frigorigeno in base al suo potenziale di riscaldamento globale è stato definito l'indice GWP. Il Global warming potential (GWP) è definito dall'Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) come un indicatore che misura il contributo

all'assorbimento delle radiazioni termiche solari da parte di un gas serra in un certo arco di tempo (es.100 anni) rispetto all'assorbimento di una uguale quantità di  $CO_2$  (che viene presa come riferimento ed alla quale viene assegnato GWP pari a 1).

$$GWP = \frac{\int_0^t NFR dt}{\int_0^t NFR_{CO_2} dt} \quad (1.6)$$

dove NFR indica il coefficiente di assorbimento nell'infrarosso del gas osservato e t indica l'orizzonte temporale su cui si va a fare l'integrazione. I GWP sono utilizzati come fattori di conversione per calcolare le emissioni di tutti i gas serra in emissioni di  $CO_2$  equivalente. La  $CO_{2eq}$  è l'unità di misura che permette di pesare insieme le emissioni dei vari gas serra aventi differenti effetti sul clima. Ad esempio il metano ha un potenziale di riscaldamento 23 volte superiore rispetto alla  $CO_2$  e per questo 1 t di metano viene contabilizzata come 23 t di  $CO_2$  equivalente. Il fattore di conversione con il protossido d'azoto è ancora più impressionante: 1t di protossido di azoto equivale a 296 t di  $CO_{2eq}$ .

GAS	Denominazione	$GWP_{100}$
$CO_2$	Biossido di Carbonio	1
$CH_4$	Metano	23
$NO_2$	Protossido di Azoto	296
$SF_6$	Esafloruro di Zolfo	22200
CFC12	R12	10600
HFC134a	R134a	1430
HCFC22	R22	1700

Tabella 1-1 GWP fluidi frigoriferi

Il GWP è un buon indicatore del riscaldamento globale ma non può essere ritenuto esauriente in quanto non tiene conto dell'impatto che avviene a monte e a valle del refrigerante (in centrale termica, per la produzione del gas, dell'energia elettrica necessaria al funzionamento, ecc.), pertanto l'AFEAS (Studio di accettabilità ambientale di fluidi alternativi) ha studiato un nuovo indice che tiene conto anche di questi fattori: il TEWI (Total Equivalent Warming Impact). Il TEWI tiene conto non solo degli effetti diretti del refrigerante ma anche di quelli indiretti dovuti alle emissioni di  $CO_2$  per la produzione di energia in centrale. Esso è pertanto la somma di due componenti: il primo è la  $CO_2$  emessa in centrale per l'energia elettrica utilizzata dal climatizzatore nel corso della sua intera vita operativa, mentre il secondo stima le perdite di refrigerante.

$$TEWI = (m_f * GWP) + (\alpha_{CO_2} * E * T) \quad (1.7)$$

Dove:

- $m_f$  = massa del refrigerante rilasciata in atmosfera durante tutta la vita dell'impianto;
- GWP = fattore di riscaldamento globale del refrigerante;
- $\alpha_{CO_2}$  = massa di  $CO_2$  emessa per produrre l'unità di energia elettrica consumata;
- E = energia elettrica utilizzata dal climatizzatore nell'unità di tempo;
- T = vita operativa stimata del climatizzatore;

Le tematiche legate al cambiamento climatico hanno assunto una rilevanza significativa all'interno del dibattito politico internazionale e hanno portato a considerare l'intero ciclo di vita del fluido refrigerante. Viene quindi identificato l'impatto associato ad un prodotto (o servizio) in termini della quantità totale di  $CO_{2eq}$  che si genera per poter produrre, trattare e portare fino al punto vendita il prodotto stesso. Si tratta di una

nuova terminologia utilizzata per indicare l'effetto serra potenziale di un sistema calcolato mediante l'analisi del ciclo di vita (Life Cycle Assessment, LCA), strumento che consente di quantificare i potenziali danni ambientali causati da prodotti, procedure o servizi durante tutto il loro ciclo di vita (dalle "immissioni" di risorse quali energia, materie prime, acqua alle "emissioni" nell'aria, nell'acqua e nel suolo).

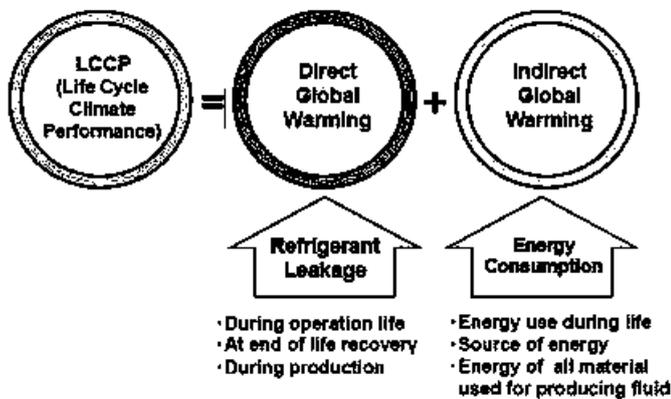


Figura 1-5 Impatto ambientale

Nonostante gli sforzi attualmente siano più focalizzati sulla ricerca di fluidi a basso GWP grazie alla semplicità nell'identificare l'impatto relativo all'emissione diretta del refrigerante, in realtà a volte è più importante riconoscere l'impatto dato dagli effetti indiretti come ad esempio nell'applicazioni stazionarie di A/C dove l'emissione diretta è tipicamente non più del 5% del totale delle emissioni [8].

### 1.5 NORMATIVE E LEGISLAZIONE

I riferimenti di legge nazionali ed internazionali relativi alla produzione e all'utilizzo di sostanze nocive nei confronti dello strato di ozono e

responsabili dell'effetto serra antropico riguardanti l'impiego dei fluidi frigorigeni sono [9]:

### ***1.5.1 PROTOCOLLO DI MONTREAL***

Il protocollo di Montreal, firmato nel 1987, è stato il primo provvedimento internazionale adottato dai paesi industrializzati per limitare e poi eliminare la produzione di refrigeranti nocivi nei confronti dell'ozono stratosferico. Inizialmente tale provvedimento riguardava solamente i CFC e gli Halon (agenti estinguenti per gli impianti antincendio). In seguito il protocollo è stato modificato più volte per aggiornare l'elenco delle sostanze considerate nocive (includendo anche gli HCFC) compresi i tempi e i modi previsti per la riduzione dell'utilizzo e della produzione di tali sostanze. Riguardo ai CFC questo protocollo ha posto, per i paesi industrializzati, la cessazione della produzione dal 1996 ed il divieto di impiego dal 2000. Per gli HCFC, invece, è stata prevista una graduale riduzione fino al bando completo dal 1° gennaio 2015.

### ***1.5.2 PROTOCOLLO DI KYOTO***

Il protocollo di Kyoto è un trattato internazionale in materia ambientale riguardante il riscaldamento globale sottoscritto nella città giapponese di Kyoto l'11 dicembre 1997 da più di 160 paesi in occasione della Conferenza COP3 della Convenzione quadro delle Nazioni Unite sui cambiamenti climatici (UNFCCC). Il trattato è entrato in vigore il 16 febbraio 2005, dopo la ratifica anche da parte della Russia. Il trattato prevede l'obbligo in capo ai paesi industrializzati di operare una riduzione delle emissioni di elementi inquinanti (biossido di carbonio ed altri cinque gas serra, ovvero metano, ossido di diazoto, idrofluorocarburi, fluorocarburi ed esafluoruro di zolfo) in una misura non inferiore al 5% rispetto alle emissioni registrate nel 1990, considerato come anno base, nel periodo 2008-2012. Il protocollo di Kyoto prevede il ricorso a

meccanismi di mercato, i cosiddetti Meccanismi Flessibili; il principale meccanismo è il Meccanismo di Sviluppo Pulito. L'obiettivo dei Meccanismi Flessibili è di ridurre le emissioni al costo minimo possibile; in altre parole, a massimizzare le riduzioni ottenibili a parità di investimento. Ad oggi, 174 Paesi e un'organizzazione di integrazione economica regionale (EEC) hanno ratificato il Protocollo o hanno avviato le procedure per la ratifica. Questi paesi contribuiscono per il 61,6% alle emissioni globali di gas serra. L'India e la Cina, che hanno ratificato il protocollo, non sono tenute a ridurre le emissioni di anidride carbonica nel quadro del presente accordo, nonostante la loro popolazione relativamente grande. Cina, India e altri paesi in via di sviluppo sono stati esonerati dagli obblighi del protocollo di Kyoto perché essi non sono stati tra i principali responsabili delle emissioni di gas serra durante il periodo di industrializzazione che si crede stia provocando oggi il cambiamento climatico. I paesi non aderenti sono responsabili del 40% dell'emissione mondiale di gas serra [10]. Il che significa che siccome il pianeta è stato storicamente inquinato dai paesi industrializzati e solo nell'ultimo decennio dai paesi emergenti, la riduzione delle emissioni dei paesi industrializzati dovrà essere commisurata ad un fattore di "peso", opportuno calcolato in relazione al contributo storico degli ultimi due secoli. Questo punto di vista dei paesi in via di sviluppo andrebbe quindi rivisto cercando di trovare un comune accordo per il bene del pianeta.

### ***1.5.3 LEGISLAZIONE EUROPEA***

A livello comunitario i riferimenti legislativi sono: Regolamento n. 2037/2000. Per quanto riguarda i fluidi CFC e HCFC, l'Unione Europea ha emanato, dal 1998, diversi regolamenti in materia; l'ultimo è stato il regolamento UE n. 2037 entrato in vigore il 1 gennaio 2000. Riguardo ai CFC, esso ne vieta la produzione e l'utilizzo in qualsiasi impianto, sia anche esso esistente. Per quanto concerne, invece, gli HCFC, il

regolamento distingue tra produzione, immissione sul mercato e utilizzo di tali sostanze. Dal 2000 la produzione è stata congelata ai livelli del 1997 e sarà progressivamente ridotta fino al divieto nel 2025. L'immissione sul mercato è stata limitata dal 2001 ed è diminuita fino al 2010 per essere poi non più consentita. Il divieto di utilizzo degli HCFC come refrigeranti nei nuovi impianti è stato stabilito secondo un programma temporale differenziato in funzione del tipo di apparecchiature. Il regolamento europeo ha inoltre stabilito una serie di prescrizioni concernenti la manutenzione degli impianti:

- L'uso degli HCFC vergini per la manutenzione è proibito dal 1° gennaio 2010 per tutte le apparecchiature esistenti, mentre l'utilizzo di quelli recuperati e riciclati verrà proibito dal 1° gennaio 2015 per qualsiasi applicazione;
- Nel corso delle operazioni di manutenzione e riparazione, o prima dello smantellamento o della messa fuori uso di apparecchiature di condizionamento e refrigerazione, i refrigeranti di tali impianti devono essere recuperati e distrutti con adeguate tecnologie oppure riciclati;
- Ogni stato membro dell'UE dovrà istituire corsi di qualificazione professionale per gli addetti al recupero con carica superiore ai 3 kg;
- Sarà prossima l'elaborazione di norme europee relative al controllo delle fughe delle sostanze fuoriuscite da apparecchiature ed impianti;
- Ogni anno produttori, importatori ed esportatori dovranno comunicare per ciascuna sostanza controllata i dati relativi alle quantità prodotte, riciclate, rigenerate, distrutte e stoccate
- Sono previsti controlli, ispezioni e sanzioni in caso di violazione delle disposizioni.

Per quanto riguarda i fluidi HFC, il riferimento legislativo è costituito dal regolamento n. 42 del 17 maggio 2006, pubblicato sulla G.U.U.E. del 14 giugno 2006, il quale stabilisce le regole comunitarie per rendere sicuro l'impiego dei tre gas fluorurati ad effetto serra (HFC, PFC ed esafluoruro di zolfo) disciplinati dal protocollo di Kyoto, e per vietarne in alcuni casi il commercio. Le nuove regole prevedono un sistema di controllo periodico delle perdite a cura di operatori specializzati. In particolare, le applicazioni contenenti 3 kg o più di gas fluorurati ad effetto serra devono essere controllate almeno una volta all'anno (questa disposizione non si applica alle apparecchiature con impianti ermeticamente sigillati, etichettati come tali e contenenti almeno 6 kg di gas fluorurati ad effetto serra); le applicazioni contenenti 30 kg o più devono essere controllate ogni 3 mesi. Inoltre, le apparecchiature devono essere controllate entro un mese dalla riparazione della perdita, per accertare che la riparazione sia stata efficace. Gli operatori hanno la possibilità di predisporre il corretto recupero dei gas fluorurati ad effetto serra da parte di personale certificato, al fine di assicurare il riciclaggio, la rigenerazione o la distruzione: i requisiti di formazione e certificazione del personale sono definiti dai vari stati membri. Inoltre i prodotti e le apparecchiature contenenti gas fluorurati ad effetto serra possono essere immessi in commercio solo se le denominazioni chimiche di tali composti sono identificate mediante un'etichetta che indica chiaramente che il prodotto o l'apparecchiatura contiene gas fluorurati disciplinati dal protocollo di Kyoto indicando la quantità presente.

La Comunità Europea ha inoltre posto gli attuali atti legislativi sui gas fluorurati (F-Gas):

- Dal 1° gennaio 2011 non è più concessa l'omologazione CE o nazionale per quei veicoli che nell'impianto di condizionamento contengono gas fluorurati ad effetto serra con potenziale di riscaldamento globale superiore a 150;
- Dal 1° gennaio 2017 i nuovi veicoli dotati di impianti di condizionamento contenenti gas fluorurati ad effetto serra con potenziale di riscaldamento globale superiore a 150 non saranno più immatricolabili e sarà pure vietata la loro vendita e messa in circolazione;

#### *1.5.4 F-GAS REGULATION*

#### ***REGOLAMENTO (UE) N. 517/2014 DEL PARLAMENTO EUROPEO E DEL CONSIGLIO del 16 aprile 2014 sui gas fluorurati a effetto serra e che abroga il regolamento (CE) n. 842/2006.***

La quarta relazione di valutazione del gruppo di esperti intergovernativo sui cambiamenti climatici (Intergovernmental Panel on Climate Change — IPCC) della convenzione quadro delle Nazioni Unite sui cambiamenti climatici (UNFCCC), di cui l'Unione è parte, ha affermato che, sulla base degli attuali dati scientifici, è opportuno che i paesi sviluppati riducano le emissioni di gas a effetto serra dell'80-95 % rispetto ai livelli del 1990 entro il 2050 per limitare i cambiamenti climatici a un aumento della temperatura di 2 °C e prevenire in tal modo effetti indesiderati sul clima. Per raggiungere questo obiettivo, la Commissione ha adottato una tabella di marcia verso un'economia competitiva a basse emissioni di carbonio nel 2050, che è stata rilevata dal Consiglio nelle sue conclusioni del 17 maggio 2011 ed è stata approvata dal Parlamento europeo nella sua risoluzione del 15 marzo 2012. In tale tabella di marcia la Commissione ha definito modalità efficienti sotto il profilo dei costi per conseguire nell'Unione le necessarie riduzioni delle emissioni complessive entro il 2050. Tale tabella di marcia fissa i contributi settoriali necessari in sei settori. Le emissioni diverse dal  $CO_2$ , compresi i gas fluorurati a effetto serra, ma escluse le emissioni diverse dal  $CO_2$  provenienti dall'agricoltura, dovrebbero essere ridotte del 72-73 % entro il 2030 e del 70-78 % entro il 2050 rispetto ai livelli del 1990. Se si prende come anno di riferimento il 2005, è necessaria una riduzione delle emissioni diverse dal  $CO_2$ , escluse quelle agricole, del 60-61 % entro il 2030. Le emissioni di gas fluorurati a effetto serra nel 2005 sono state stimate a 90 milioni di tonnellate (Mt) di  $CO_2$  equivalente. Per conseguire una riduzione del 60 % occorre ridurre le emissioni a circa 35 Mt di  $CO_2$  equivalente entro il 2030. Tenuto conto di una stima di 104 Mt di  $CO_2$  equivalenti nel 2030, basata sulla piena applicazione della normativa dell'Unione in vigore, è

necessario un ulteriore calo di circa 70 Mt di  $CO_2$  equivalente. Le vigenti misure di contenimento, se pienamente applicate, consentirebbero di ridurre le emissioni di gas fluorurati a effetto serra. Tali misure dovrebbero pertanto essere mantenute e chiarite sulla base dell'esperienza acquisita nella loro applicazione. L'obbligo di istituire e tenere registri delle apparecchiature contenenti detti gas dovrebbe essere esteso ai commutatori elettrici. Data l'importanza delle misure di contenimento a fine vita di prodotti e apparecchiature contenenti gas fluorurati a effetto serra, gli Stati membri dovrebbero tener conto del valore dei regimi di responsabilità del produttore e incoraggiarne l'istituzione, sulla base delle migliori prassi esistenti. Tale relazione è giunta anche alla conclusione che è possibile fare di più per ridurre le emissioni di gas fluorurati a effetto serra nell'Unione, in particolare evitando l'uso di tali gas laddove esistono tecnologie alternative sicure e efficienti sotto il profilo energetico senza impatto o con impatto minore sul clima. Una diminuzione fino a due terzi delle emissioni del 2010 entro il 2030 è efficace sotto il profilo dei costi in quanto in molti settori sono disponibili effettive soluzioni alternative testate. È fondamentale monitorare efficacemente le emissioni di gas fluorurati a effetto serra per verificare i progressi compiuti nel conseguimento degli obiettivi di riduzione delle emissioni e per valutare l'impatto del presente regolamento. L'utilizzo di dati coerenti e di elevata qualità per la comunicazione delle emissioni di gas fluorurati a effetto serra è fondamentale per garantire la qualità della comunicazione delle emissioni. L'istituzione da parte degli Stati membri di sistemi di comunicazione delle emissioni di gas fluorurati a effetto serra garantirebbe la coerenza con il regolamento (UE) n. 525/2013 del Parlamento europeo e del Consiglio. I dati sulle perdite di gas fluorurati a effetto serra da apparecchiature raccolte dalle imprese ai sensi del presente regolamento potrebbero migliorare significativamente tali sistemi di comunicazione delle emissioni. In tal modo dovrebbe essere possibile verificare la coerenza dei dati usati per ricavare le emissioni e migliorare le approssimazioni basate sui calcoli, con conseguente migliore stima delle emissioni dei gas fluorurati a effetto serra negli inventari nazionali dei gas a effetto serra. La riduzione graduale dei quantitativi di idrofluorocarburi che possono essere immessi in commercio è stata riconosciuta come il modo più efficace e più efficiente sotto il profilo dei costi per ridurre le emissioni di tali sostanze a lungo termine. Per attuare la riduzione graduale delle quantità di

idrofluorocarburi che possono essere immesse in commercio nell'Unione, è opportuno che la

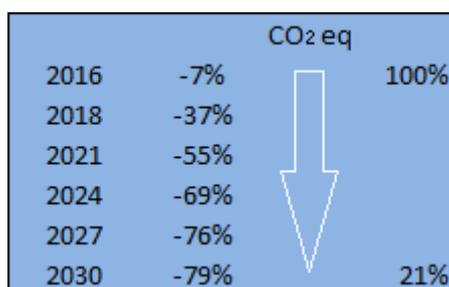


Figura 1-6 Programma di riduzione della CO2

commissione assegni ai singoli produttori e importatori quote per l'immissione in commercio di idrofluorocarburi, affinché non sia superato il limite quantitativo complessivo per l'immissione degli idrofluorocarburi sul mercato. Al fine di proteggere l'integrità della riduzione graduale delle quantità di idrofluorocarburi immesse in commercio nell'Unione, gli idrofluorocarburi contenuti nelle apparecchiature dovrebbero essere considerati all'interno del sistema di quote dell'Unione. Qualora gli idrofluorocarburi contenuti nelle apparecchiature non siano stati immessi in commercio prima di caricare le apparecchiature, è opportuno richiedere una dichiarazione di conformità per provare che tali idrofluorocarburi sono considerati all'interno del sistema di quote dell'Unione. L'obiettivo del presente regolamento è quello di proteggere l'ambiente mediante la riduzione delle emissioni di gas fluorurati a effetto serra. Di conseguenza, il presente regolamento:

- I. stabilisce disposizioni in tema di contenimento, uso, recupero e distruzione dei gas fluorurati a effetto serra e di provvedimenti accessori connessi;
- II. impone condizioni per l'immissione in commercio di prodotti e apparecchiature specifici che contengono o il cui funzionamento dipende da gas fluorurati a effetto serra;
- III. impone condizioni per particolari usi di gas fluorurati a effetto serra;
- IV. stabilisce limiti quantitativi per l'immissione in commercio di

idrofluorocarburi.

*Allegato III: Divieti Di Immissione In Commercio*

Prodotti ed apparecchiature		Data del divieto
Apparecchiature di protezione antincendio contenenti HFC-23		1 Gennaio 2016
Frigoriferi e congelatori domestici contenenti HFC con GWP di 150 o superiore		1 Gennaio 2015
Frigoriferi e congelatori per uso commerciale (apparecchiature ermeticamente sigillate)	Contenenti HFC con GWP di 2500 o superiore	1 Gennaio 2020
	Contenenti HFC con GWP di 150 o superiore	1 Gennaio 2022
Apparecchiature fisse di refrigerazione contenenti HFC con GWP di 2500 O maggiore, ad eccezione apparecchiature concepite per raffreddare a temperature minori di 50°C		1 Gennaio 2020
Sistemi di refrigerazione centralizzati multipack per uso commerciale di capacità nominale pari o superiore a 40kW contenenti o il suo funzionamento dipende da gas fluorati a effetto serra con GWP pari o superiore a 150 tranne nel circuito refrigerante primario di sistemi a cascata in cui possono essere usati gas fluorati ad effetto serra con potenziale di riscaldamento globale inferiore a 1500		1 Gennaio 2022
Apparecchiature mobili di climatizzazione (sistemi ermeticamente sigillati che l'utilizzatore finale può spostare da una stanza all'altra) contenenti HFC con un GWP pari o superiore a 150		1 Gennaio 2020
Sistemi di condizionamento d'aria monosplit contenenti almeno 3 Kg di gas fluorati ad effetto serra che contengono o il suo funzionamento dipende da gas fluorati a effetto serra con GWP pari o superiore a 750		1 Gennaio 2025
Schiume contenenti HFC con potenziale di riscaldamento globale pari o superiore a 150 Tranne quelle soggette a norme di sicurezza nazionale	Polistirene estruso (XPS)	1 Gennaio 2020
	Altre schiume	1 Gennaio 2023
Aerosol tecnici contenenti HFC con GWP pari o superiori a 150 tranne quelli soggetti a norme di sicurezza nazionali o utilizzati per applicazioni mediche		1 Gennaio 2018
<i>Nota: HFC si riferisce a miscela, non a singoli componenti</i>		

Manutenzione ed assistenza	Data del divieto
gas fluorurati con potenziale di riscaldamento globale > di 2500 o più per la manutenzione di impianti di refrigerazione con una di carica uguale o maggiore di 40 tonnellate di CO2 Questo divieto non riguarda apparecchiature militari o operanti a basse temperature(-50)	1 Gennaio 2020
gas fluorurati con potenziale di riscaldamento globale > 2500 o più per la manutenzione di impianti di refrigerazione con una dimensione carica di 40 tonnellate di	1 Gennaio 2030
Refrigerazione, condizionamento e pompe di calore pre-caricate con gas fluorurati non possono essere immesso sul mercato a meno che i gas fluorurati usati in questa apparecchiatura sono contabilizzati nell'ambito del regime delle quote di cui al Capitolo IV. Quando si mettono sul mercato apparecchiature pre-caricate dopo tale data i produttori e gli imprenditori devono rilasciare una dichiarazione di conformità che deve essere verificata da un revisore indipendente	1 Gennaio 2017

Tabella 1-2 F-gas

**1.6 REQUISITO NORMATIVO**

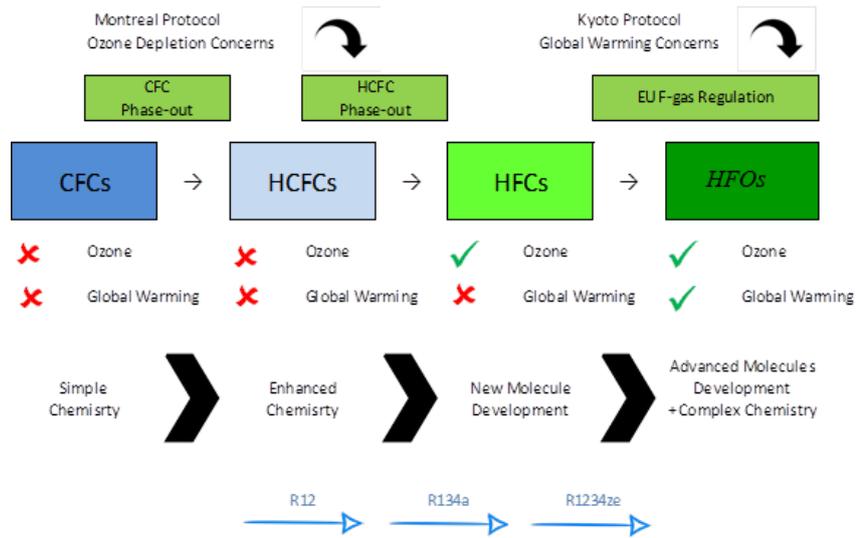


Figura 1-7 Evoluzione fluidi frigoriferi

I criteri decisionali ottimali riguardanti la sostituzione dei fluidi refrigeranti prendono in considerazione alcuni aspetti fondamentali riguardanti:

Ambiente : Basso GWP

ODP nullo

Elevate Performance in ogni tipo di clima (normativa

UNI ISO 15502)

Riciclo e Recupero

Performance : Alta Efficienza Energetica

Lunga Durata

Sicurezza : In uso, nello stoccaggio e nel trasporto

Prove tossicologiche complete

Infiammabilità accettabile

Costi : Bassi capitali

Bassi Costi Operativi

Costi minori rispetto alle alternative

Bassi Costi di manutenzione

Lubrificanti : Separazione della miscela lubrificante-refrigerante

La maggior parte dei compressori richiedono l'ausilio di un fluido lubrificante il quale si miscela con il fluido refrigerante. Durante il funzionamento il fluido di lavoro si muove all'interno del circuito termodinamico, mentre l'olio deve ritornare al compressore. Tutto ciò che ne impedisce il ritorno causa problemi:

Progettazione di sistema, incrostazioni, schiuma

Separazione miscela refrigerante-lubrificante

### ***1.7 PROPRIETÀ DI CONFRONTO TRA LE HFO E R134A***

La comunità scientifica ha individuato come possibili candidati alla sostituzione dell'R134a i fluidi "naturali" e le HFO (Hydro-Fluoro-Olefin). In particolare, le ricerche tecniche si sono focalizzate sullo studio e sulla caratterizzazione delle proprietà chimico-fisiche dell'R152a, R744 e alcune HFO [14]. L'R152a è un HFC caratterizzato da un GWP pari a 140. Pur avendo un modesto impatto ambientale, presenta un'ottima efficienza del ciclo, ed è completamente compatibile con gli impianti che utilizzano attualmente l'R134a. I problemi che ne hanno frenato l'utilizzo sono in parte legati alla leggera infiammabilità del fluido che imporrebbe una riprogettazione di parti dell'impianto. Conoscere le proprietà chimico-fisiche di un fluido è di fondamentale importanza per il corretto dimensionamento degli organi impiegati in un ciclo frigorifero a

compressione di vapore e per valutare se è possibile o meno procedere con la fase di sostituzione tra due diversi fluidi nello stesso impianto.

Parametri	Unità	R134a		R1234yf	
Temperatura Critica	K	374.21		367.85	
Pressione Critica	kPa	4059.3		3382.2	
Densità Critica	kg/m <sup>3</sup>	511.9		475.55	
Massa Molare	kg/kmol	102.03		114.04	
Temperatura	K	313.15	278.15	313.15	278.15
Pressione di saturazione del vapore	kPa	1016.6	349.66	1018.4	372.92
Densità del liquido saturo	kg/m <sup>3</sup>	1146.7	1278.1	1033.8	1160.4
Densità del vapore saturo	kg/m <sup>3</sup>	50.085	17.131	57.753	20.744
Calore latente	kJ/kg	163.02	194.74	132.27	160.02

Tabella 1-3 Proprietà chimico-fisiche

Dai dati riportati in tabella si può osservare che la densità dell'R1234yf è inferiore rispetto a quella dell'R134a, sarà necessaria una minore carica di fluido refrigerante nell'impianto a parità di potenza frigorifera da erogare all'evaporatore. Ciò comporta dei risparmi sia dal punto di vista economico che ambientale poiché in caso di fughe si ha una minor dispersione di refrigerante.

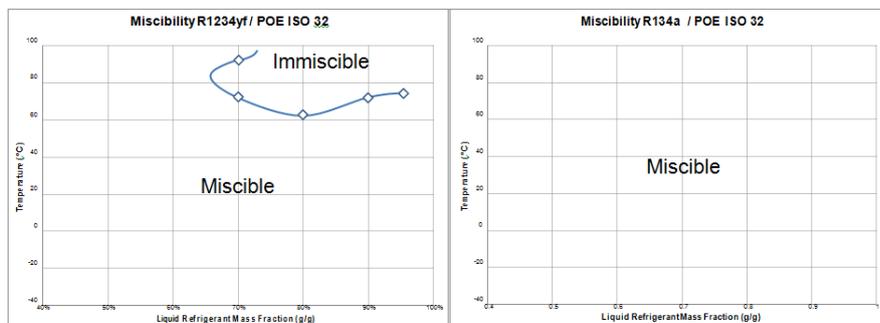


Figura 1-8 Miscibilità R1234yf-POE32

L'R1234yf diventa immiscibile con il POE ad elevate temperature (62.5 °C]

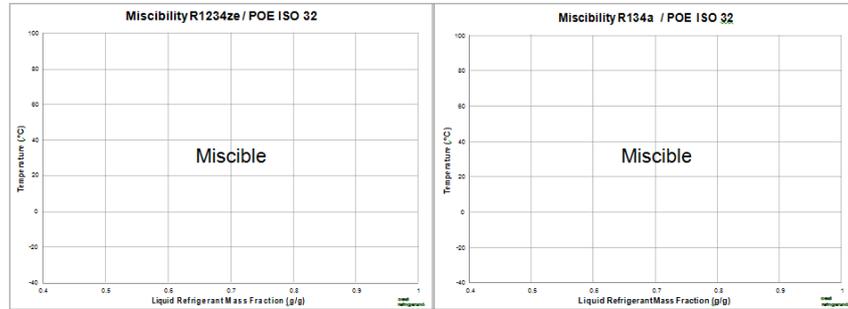


Figura 1-9 Miscibilità R1234ze-POE32

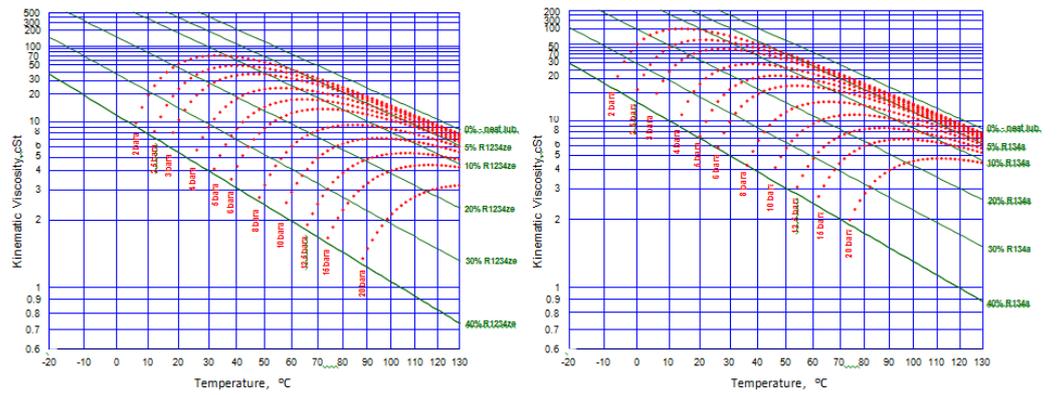


Figura 1-10 Viscosità R1234ze-R134a (con POE 220) [70°C] [10 bar]

Tabella 1-4 Proprietà Viscosità-solubilità

	Viscosity [cSt]	solubility [wt%]
R134a	10.5	17
R1234ze	4.9	25

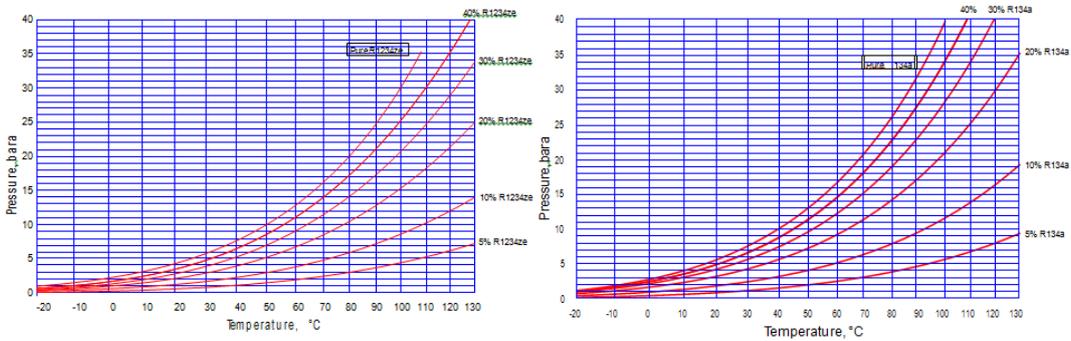


Figura 1-11 Vapore presssure R1234ze-R134a

Si può notare un aumento di solubilità e una diminuzione considerevole di viscosità e vapore di pressione dell' R1234ze rispetto all' R134a. Possiamo in fine analizzare il comportamento della miscela N13(R1234ze 58% -R134a 42%).

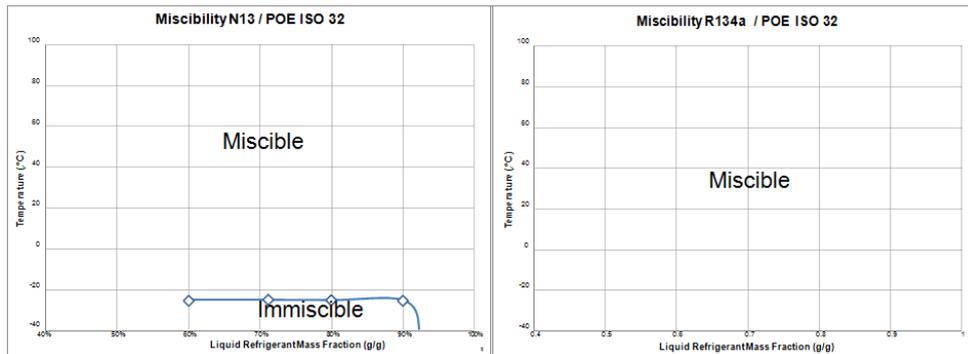


Figura 1-12 Miscibilità N13- POE ISO32

La temperatura alla quale i due fluidi risultano essere immiscibili è di - 24°C.

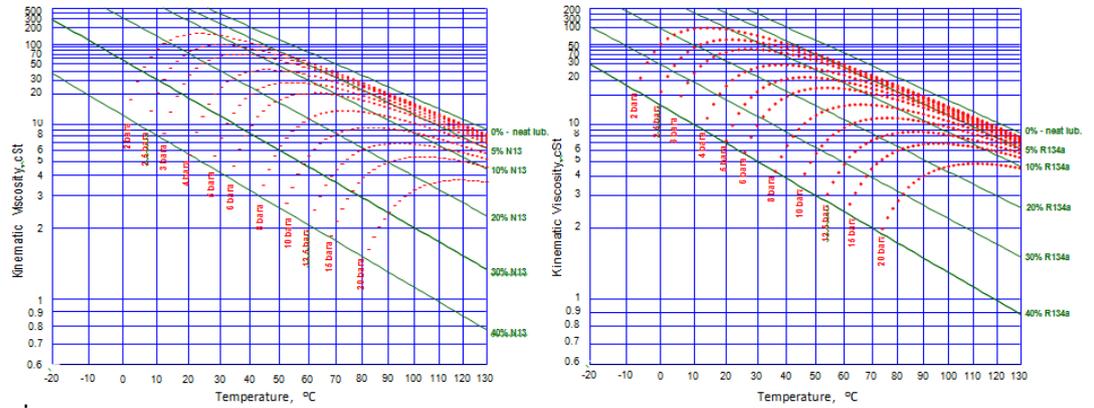


Figura 1-13 Viscosità N13-R134a [70°C 10bar]

	Viscosity [cSt]	solubility [wt%]
N13	8.1	20
R134a	10.5	17

Tabella 1-5 Viscosità-solubilità

Considerando i nuovi refrigeranti a basso GWP R1234yf, R1234ze, e loro miscele a temperature tipiche di esercizio e pressioni:

- Miscibilità con POE è soddisfacente, e in alcuni casi sono disponibili ampi intervalli di temperatura

- Solubilità con POE è simile per le miscele e superiori per R1234ze

- Le viscosità sono corrispondentemente più basse ma dovrebbero essere soddisfacenti per molte applicazioni.

### 1.8 CONSEGUENZE

Preso atto di ciò, è inevitabile la ricerca e la sperimentazione di nuovi fluidi refrigeranti che permettano di ottenere performance elevate nel rispetto della vigente regolamentazione e del nostro ambiente. I valori dell'ODP (Potenziale di distruzione dell'ozono) ed i valori GWP (potenziale di riscaldamento globale) dei diversi refrigeranti sono riassunti nella seguente Tabella :

REFRIGERANTE	ODP	GWP	COMMENTO
CFC-12	1	10600	eliminazione graduale (protocollo di Montreal)
HCFC-22	0,055	1810	presenta atomi di cloro
HFC-23	0	14800	alto GWP
HFC-32	0	675	basso GWP alte performance infiammabile
HFC-125	0	3500	alto GWP basse performance poco
HFC-134a	0	1430	sostituisce i CFC nei condizionatori mobili
HFC-143a	0	4470	alto GWP ed alta infiammabilità
HFC-152	0	124	basso GWP alta infiammabilità
R-410A	0	1730	alto GWP sostituisce CFC nei sistemi di
R-407C	0	1530	alto GWP
R-404A	0	3260	sostituisce i CFC nei sistemi di refrigerazione di
Propano	0	3	refrigerante naturale infiammabile
iso-butano	0	3	sostituisce i CFC nei sistemi di refrigerazione
CO2	0	1	naturale non infiammabile basso GWP alte
DME	0	1	naturale basso GWP infiammabile
HFO-1234yf	0	4	basso GWP non stabile
HFO-1234ze	0	6	basso GWP non stabile

Tabella 1-6 Confronto GWP

HCFC sono stati eliminati nel prossimo futuro. Nella struttura chimica degli HFC, atomi di idrogeno sostituiscono atomi di cloro. Pertanto aumenta l'effetto di infiammabilità. HFC-32 e HFC-152a hanno il problema dell' infiammabilità anche se le prestazioni sono buone. HFC-23 e HFC-143<sup>o</sup> hanno valori GWP più grande di altri HFC. HFC-125 ha il merito di essere il refrigerante non infiammabile ma la performance del ciclo è bassa. Refrigeranti naturali (idrocarburi, CO<sub>2</sub>, NH<sub>3</sub> etc.) sono attesi come sostituto dei refrigeranti HFC. L'isobutano R600 essendo altamente infiammabile viene usato solo per macchine refrigeranti ad uso domestico. Il biossido di carbonio può essere considerato come la scelta ragionevole migliore per l'ambientale. L'anidride carbonica ha alcune caratteristiche ambientali, cioè basso valore di GWP, valore zero di ODP, e nessuna infiammabilità, ma le prestazioni del ciclo non sono buone, e si hanno una serie di problemi riguardanti le caratteristiche termofisiche della CO<sub>2</sub> (fluido lavora in condizioni transcritiche). Inoltre la pressione di saturazione è superiore agli altri Refrigeranti HFC. Esistono le pressioni critiche di refrigeranti HFC tra 3 MPa a 5 MPa ad eccezione dell'HFC-32 che risulta essere pari a 5,8 MPa. La pressione critica dell'anidride carbonica è 7,4 MPa a 31 gradi Celsius. Pressioni maggiori necessitano di una più accurata e costosa progettazione meccanica. In conclusione, è molto difficile trovare il miglior refrigerante tra le sostanze pure. La ricerca qui trattata riguarda la sostituzione del fluido HFC R134a (GWP 1300) con il fluido HFO tetrafluoropropene (GWP 6).

**1.9 PROPRIETÀ TERMOFISICHE DEL HFO-1234YF E DEL HFO-1234ZE**

	HFO 1234yf	HFO 1234ze
Temperatura critica [K]	367.85	382.51
Pressione critica [kpa]	3382	3632
densità critica [kg/m <sup>3</sup> ]	478	486
volume molare critico [cm <sup>3</sup> /mol]	239	235
fattore acentrico	0.296	0.296

Tabella 1-7 Proprietà termodinamiche HFO

Osservando questo diagramma è possibile fare alcune considerazioni riguardante il rendimento del ciclo di refrigerazione. Il calore di vaporizzazione HFO-1234yf nonché dell' HFO-1234ze (E) non è così grande, ed è minore del calore vaporizzazione del R-134a, R-410A, e degli idrocarburi. Le prestazioni riguardanti l'HFO-1234yf che l'HFO-1234ze (E) non sono buone per il refrigerante puro. Se si dovesse scegliere HFO come refrigerante di prossima generazione, è necessario proporre la migliore combinazione di miscele per risolvere problema ambientale globale e le prestazioni del sistema del ciclo di refrigerazione.

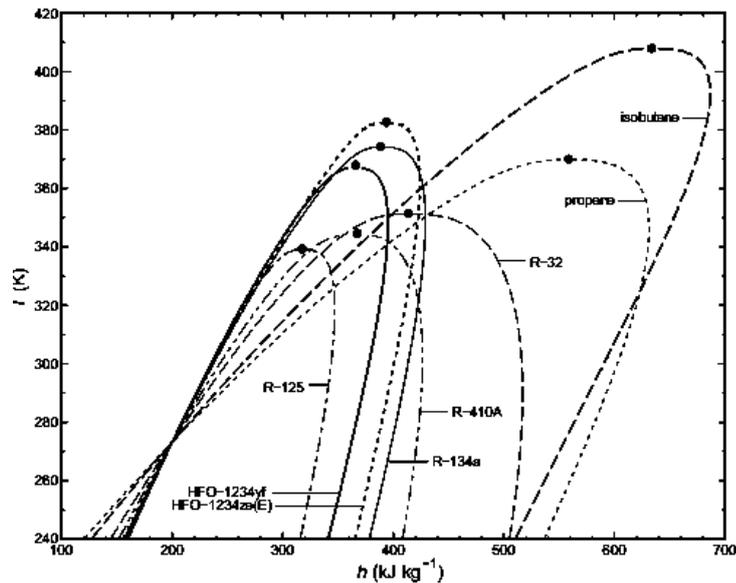


Figura 1-14 fluidi piano p-h

Gli HFOs sono una nuova classe di fluidi refrigeranti, caratterizzati da un basso GWP (Global Warming Potential). Sono stati creati con lo scopo di rispettare i limiti imposti dal Parlamento Europeo in seguito all'emanazione del regolamento n. 842/2006 precedentemente citato.

### 1.9.1 DERIVATI FLUORURATI DEL PROPENE

I derivati fluorurati del propene contengono un doppio legame carbonio-carbonio e possono essere chiamati anche come olefine. Per tale motivo, oltre alla designazione R (per i refrigeranti), i derivati fluorurati del propene possono essere identificati con i prefissi HFO (idrofluoro-olefina), HFA (idrofluoro-alcene) o HFC (idrofluoro-carbonio). Tra questi derivati del propene abbiamo che degli isomeri che sono molecole che, pur avendo uguale formula molecolare, presentano proprietà chimico-fisiche diverse. La classificazione dei refrigeranti si basa sullo

standard ANSI/ASHRAE 34 “Designazione e classificazione di sicurezza dei refrigeranti”. In particolare per gli isomeri fluorurati di propene la designazione contiene quattro cifre seguite da due o tre lettere. Le cifre indicano sinteticamente la composizione chimica del composto:

- La prima cifra indica il numero di legami doppi di carbonio;
- La seconda cifra indica il numero degli atomi di carbonio diminuito di uno, omissso se pari a zero;
- La terza cifra indica il numero degli atomi di idrogeno aumentato di uno;
- La quarta cifra indica il numero di atomi di fluoro;
- Le lettere indicano il tipo di isomero ottenuto dalla stessa formula.

La tabella riassume lo schema di numerazione per le prime due lettere aggiuntive che distinguono gli isomeri fluorurati di propene.

La prima lettera aggiuntiva si riferisce alla sostituzione sul carbonio centrale		La seconda lettera si riferisce al gruppo di sostituzione del carbonio terminale di metilene.	
Gruppo di sostituzione	Lettera	Gruppo di sostituzione	Lettera
-Cl	x	=CCl <sub>2</sub>	a
-F	y	=CClF	b
-H	z	=CF <sub>2</sub>	c
		=CHCl	d
		=CHF	e
		=CH <sub>2</sub>	f

Tabella 1-8 isomeri fluorurati di propene.

Affinché un isomero fluorurato di propene abbia un valore ODP nullo è necessario che la prima lettera aggiuntiva sia y oppure z e la seconda lettera sia c e o f ossia non ci sia la presenza di cloro nella formula. La presenza di un legame doppio carbonio-carbonio, può dare luogo a degli stereoisomeri, ossia degli isomeri con lo stesso legame, ma con diverse disposizioni geometriche. Nel caso degli isomeri fluorurati di propene si hanno degli stereoisomeri se la seconda lettera è “e”. Per esempio, l’R1234ye presenta due isomeri dato che gli atomi di idrogeno e di fluoro sono collegati al carbonio terminale e possono così essere disposti sia

attraverso il legame doppio carbonio-carbonio da ciascuno di essi (designati con una lettera aggiuntiva “E” dal tedesco “entgegen” che significa “opposto”) sia sullo stesso lato del legame doppio carbonio-carbonio (designati con una lettera aggiuntiva “Z” dal tedesco “zusammen” che significa “insieme”). La Figura mostra i due stereoisomeri dell’R1234ye.

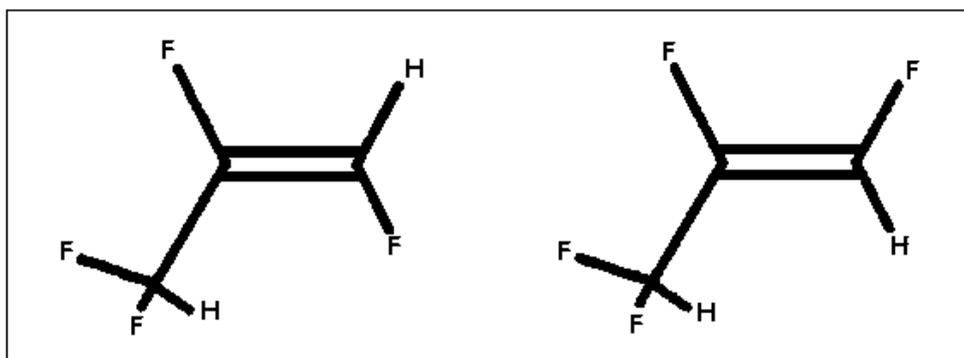


Figura 1-15 stereoisomeri dell’R1234ye

Tra i possibili isomeri fluorurati di propene studiati e conosciuti nel campo della chimica, gli isomeri con base 1252 (4H/2F) e con base 1261 (5H/1F), non sono stati presi in considerazione come possibili refrigeranti di impiego commerciale a causa della loro certa infiammabilità. La Tabella riporta tutti i rimanenti possibili isomeri fluorurati del propene con la base 1225 (1H/5F), 1234 (2H/4F) e 1243 (3H/3F).

Base	Possibili isomeri fluorurati di propene
R-1225	R-1225ye(E), R-1225ye(Z), R-1225yc, R-1225zc
R-1234	R-1234yc, R-1234ye(E), R-1234ye(Z), R-1234yf, R-1234zc, R-1234ze(E), R-1234ze(Z)
R-1243	R-1243ye(E), R-1243ye(Z), R-1243yc, R-1243yf, R-1243zc, R-1243ze(E), R-1243ze(Z), R-1243zf

Tabella 1-9 isomeri

Anche se non è facile fare previsioni si può pensare che, andando ad aumentare gli atomi di idrogeno e di fluoro l'infiammabilità della miscela aumenta, gli isomeri R1225 e R1243 avranno quindi una maggior infiammabilità.

### 1.9.2 PROPRIETÀ CHIMICHE: INFIAMMABILITÀ E TOSSICITÀ

I refrigeranti, come già accennato, sono classificati secondo la normativa ASHRAE sotto il più recente standard 34 sia per quanto riguarda le caratteristiche di infiammabilità e tossicità che in base alle loro rispettive variabili di infiammabilità, come la velocità di fiamma, limite inferiore di infiammabilità (LFL) e di calore di combustione.

La velocità di fiamma è la variabile utilizzata per classificare i refrigeranti tra la classe 2 e la nuova classe 2L.

La Figura sottostante mostra la velocità di fiamma dei vari refrigeranti (compresi R32 e le HFO).

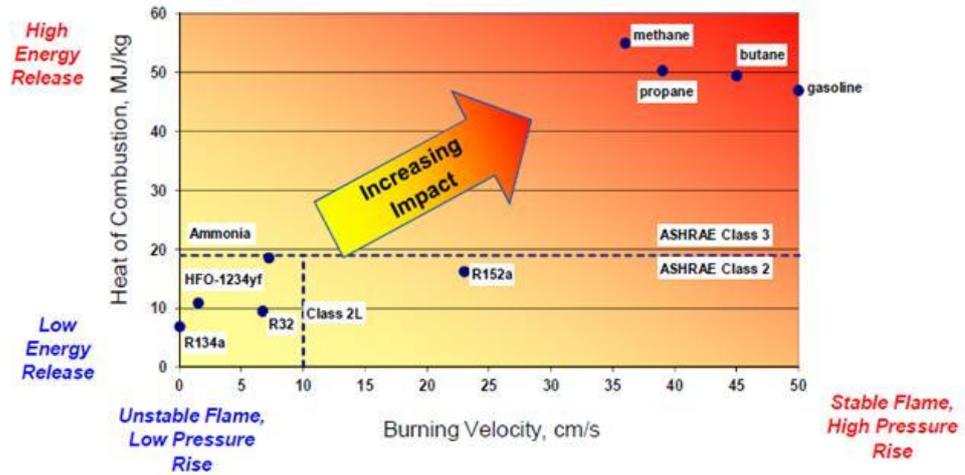


Figura 1-16 velocità di fiamma

Tutti i refrigeranti con una velocità di fiamma inferiore a 10 cm/s sono stati recentemente classificati come "2L" da ASHRAE 34, introducendo così due nuove categorie di refrigeranti, A2L e B2L come riportato in Tabella. Nella tabella si riporta la classificazione dei refrigeranti in base alla loro designazione per quanto riguarda la sicurezza.

Gruppo di sicurezza dei refrigeranti (ASHRAE 34 e ISO 817)		
	Bassa Tossicità	Alta tossicità
Non Infiammabile	A1	B1 (include R123)
2L	A2L (include R1234yf)	B2L (include ammoniaca)
Bassa Infiammabilità	A2	B2
Alta infiammabilità	A3 (include idrocarburi)	B3

Tabella 1-10 Tossicità fluidi frigoriferi

Come accennato in precedenza, la mancanza di standard e di codici per il nuovo grado di infiammabilità lieve (A2L) non consente la loro rapida

commercializzazione. Diversi sforzi sono stati fatti dal comitato attualmente in corso a livello globale negli Stati Uniti, Europa e Cina per accelerare lo sviluppo di questi standards A2L (Standard ASHRAE 15 e 34, 471 e UL 1995, IEC 60335-2, ISO 5149, pr EN 378-2) per applicazioni degli impianti di climatizzazione d'aria. La maggior parte di questi standard sono basati sulla definizione della carica massima ammissibile in base a una perdita non superiore al 25% del limite inferiore di infiammabilità (LFL) del refrigerante A2L e se lo spazio è ventilato o non ventilato. Spazi di installazione ristretti come possono essere alcuni casi nel privato per gli impianti di A/C richiedono alcune restrizioni sulle applicazioni e/o modifiche. L'R32, R1234yf, R1234ze e presumibilmente l'R1243zf hanno LFL comparabili pari a circa  $0.3 \text{ kg/m}^3$ .

### 1.9.3 IL FLUIDO R1243ZF

Tra i refrigeranti a basso GWP attualmente perseguiti troviamo alcuni isomeri fluorurati del propene, tra i quali ci sono anche alcune miscele di gas fluorurati ed isomeri di propilene che possiedono modesti valori di GWP. Fra questi, i refrigeranti attualmente più studiati sono R1234yf e R1234ze, mentre per quanto riguarda l'R1243zf (3,3,3-Trifluoropropene  $\text{CF}_3\text{CH}=\text{CH}_2$ ) gli unici dati presenti in letteratura sono dei dati sulla pressione di vapore che coprono la gamma di temperature da 255.89 a 378.59 K [17].

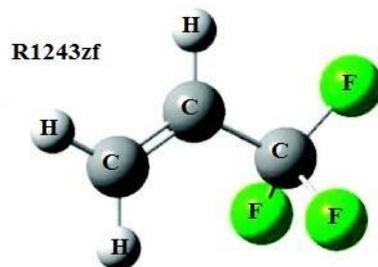


Figura 1-17 Struttura chimica

L'articolo riporta inoltre la temperatura critica, la pressione critica e fornisce un'equazione di regressione per la pressione di vapore. Recentemente sono stati fatti nuovi studi sulla pressione del vapore per la gamma di temperatura da 233.80 a 372.86 K da due laboratori diversi al fine di ampliare le conoscenze sull'R1243zf [16]. Inoltre, [16] fornisce una stima della sua temperatura di ebollizione normale (NBP), una nuova stima della sua pressione critica e due correlazioni di pressione di vapore per R1243zf. Il 3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (R1243zf) è quindi un potenziale refrigerante alternativo, soprattutto come componente di miscele a causa della sua leggera infiammabilità. Si stima abbia un potenziale di riscaldamento globale di circa 10 o meno cioè circa lo stesso ordine di grandezza di R1234yf. Queste considerazioni sono basate sul fatto che le due molecole hanno costanti di velocità simili per le reazioni con OH [18] e dal fatto che hanno simile struttura molecolare, tra cui la presenza del doppio legame carbonio-carbonio. Vengono riportate in tabella le caratteristiche di tale fluido refrigerante.

Gruppo di sicurezza dei refrigeranti (ASHRAE 34 e ISO 817)		
	Bassa Tossicità	Alta tossicità
Non Infiammabile	A1	B1 (include R123)
2L	A2L (include R1234yf)	B2L (include ammoniaca)
Bassa Infiammabilità	A2	B2
Alta infiammabilità	A3 (include idrocarburi)	B3

Tabella 1-11 Sicurezza dei refrigeranti

Dalla tabella si può notare la grande similarità tra i due fluidi e ciò potrebbe portare a prendere in considerazione anche l'alternativa dell'R1243zf dato il suo possibile minor costo di produzione in quanto attualmente nessuna azienda ha dei brevetti per la sua produzione e quindi potrebbe essere prodotto da più aziende rendendo il suo prezzo più appetibile per la grande concorrenzialità che si instaurerebbe.

## ***CAPITOLO II***

### ***REALIZZAZIONE DEL SOFTWARE IN AMBIENTE LABVIEW 7.1***

#### ***2.1 L'IMPORTANZA DELLA STRUMENTAZIONE DI MISURA PER L'IMPLEMENTAZIONE DI FRIGOCHECK 2.0***

Si è posta particolare attenzione alla problematica della misura e, soprattutto, della necessità di eseguire una corretta catena d'acquisizione. FrigoCheck 2.0, in particolare, basa gran parte della sua semplicità e versatilità d'impiego proprio sul fatto che è in grado di analizzare dettagliatamente l'impianto, avendo a disposizione, dallo stesso, soltanto i valori di pressione, temperatura. Grazie alla possibilità dell'ambiente LabVIEW di interfacciarsi con altri programmi, si è costruito FrigoCheck 2.0 in modo tale da farlo interfacciare con il software RefProp 7, lasciando a quest'ultimo il compito di calcolare, avendo come input le pressioni e le temperature, le principali proprietà termodinamiche.

#### ***3.1.1 IL SOFTWARE REFPROP 7***

Il software RefProp [19] della NIST (National Institute of Standard Technologies) è in sostanza un completissimo database contenente le proprietà termodinamiche di un gran numero di sostanze pure e di miscele. Selezionando quindi un determinato fluido e fornendo i valori di pressione e temperatura, RefProp, utilizzando le equazioni di stato, restituisce:

- Entalpia
- Entropia
- Titolo
- Densità

Inoltre è in grado di individuare oltre al titolo vero e proprio, anche il surriscaldamento o il sottoraffreddamento. Per usufruire delle potenzialità di RefProp 7, nell'implementazione di FrigoCheck 2.0 si sono effettuate delle chiamate al programma, ovvero , con l'utilizzo dei puntatori, si è creato un SubVi, denominato call\_refprop, che in base al tipo di fluido selezionato dall'utente, si andasse a ricavare dal database la massa molare del fluido richiesto e tutte le sue proprietà. Come in seguito sarà descritto, si sono creati un numero considerevole di SubVi per assolvere i compiti di valutazione delle prestazioni previste; si fa notare, però, che molti sono legati tra di loro, ma in pratica tutti sono collegati al SubVi call\_refprop che rappresenta quindi il cardine dell'intera valutazione. Inoltre il programma è stato interfacciato con Matlab in modo da permettere la realizzazione di un programma in grado di valutare le diverse caratteristiche termofisiche delle miscele, in particolar modo quelle tra R134a e R1234yf.

## 2.2 LA STRUTTURA DI FRIGOCHECK

Il programma è stato concepito in modo tale da interrogare l'utente su specifiche caratteristiche dell'acquisizione, prima di procedere alla stessa. Per ottenere questo risultato è stato necessario costruire il programma con una logica sequenziale tramite uno strumento caratteristico dell'ambiente LabVIEW: la *flat sequence*. La struttura della flat sequence è mostrata nella figura 3-17.

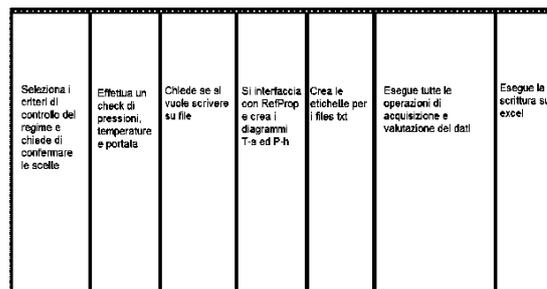


Figura 2-1 Flat sequence

E' possibile assimilare la flat sequence ad una pellicola fotografica: in ogni fotogramma viene svolta una specifica funzione e si passa al fotogramma successivo solo dopo aver completato il precedente. Il primo fotogramma richiede una digitazione di conferma a procedere da parte

dell'utente, dopo che lo stesso avrà opportunamente settato tramite manopole, selettori e pulsanti le seguenti funzionalità del software. Le operazioni possibili sono:

- Selezionare la frequenza di acquisizione dei dati con una manopola
- Selezionare il tempo di acquisizione sempre con una manopola
- Selezionare il fluido presente nell'impianto con un selettore

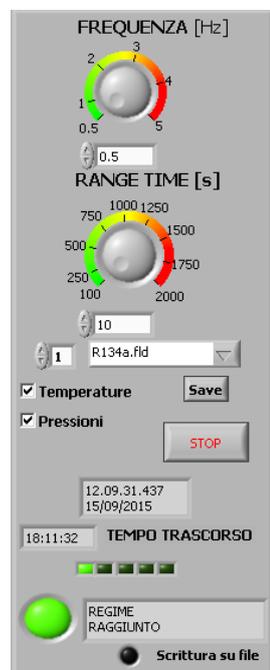


Figura 2-2

Nel secondo frame il programma effettua un rapido check per verificare il corretto funzionamento del sistema di acquisizione. Nel terzo frame viene di nuovo richiesta la digitalizzazione da parte dell'utente per stabilire se salvare le acquisizioni scrivendole su file .xlsx oppure limitarsi a eseguire il programma ricavando i dati in txt. Dopo di che il programma è libero di funzionare autonomamente: si interfaccia con RefProp e plotta subito i

diagrammi T-s e P-h; successivamente scrive le etichette che saranno visualizzate sia nei files txt che in quelli Excel. Il sesto frame è quello senza dubbio più gravoso dal punto di vista computazionale perché in esso il programma svolge tutte le funzioni valutative. A sua volta il sesto frame contiene diverse strutture:

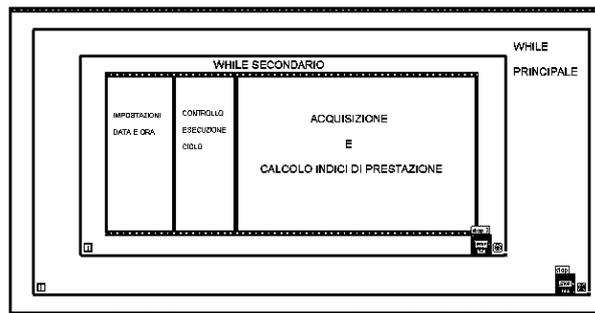


Figura 2-3

L'acquisizione ed il calcolo degli indici di prestazione avviene nel terzo frame di un'altra flat sequence; il tutto viene gestito da un while che effettua il ciclo un certo numero di volte variabile a seconda della combinazione tempo di acquisizione-frequenza d'acquisizione che si realizza al momento del settaggio. All'esterno del ciclo while secondario si trovano le functions che gestiscono il controllo del regime e la scrittura su txt. Un while principale controlla sia questi SubVi sia l'intera struttura del while secondario.

### 2.3 L'UTILIZZO DELLE SUBROUTINES PER LA SEMPLIFICAZIONE STRUTTURALE DEL PROGRAMMA

Si è reso necessario operare un attento lavoro di semplificazione del programma mediante un uso massiccio delle subroutines, che nell'ambiente LabVIEW sono dette SubVi. Il SubVi principale del programma è stato chiamato calcolo indici e come si vede dalla figura, riceve in ingresso:

- Le temperature, dal SubVi *Temperature\_Signal* che si occupa dell'acquisizione, tramite la function DAQ Assistant

- Le pressioni e la portata, dal SubVi *Pressioni\_Portata\_Signal* che opera come la precedente
- Le curve T-s e P-h, dal SubVi *call\_refprop*

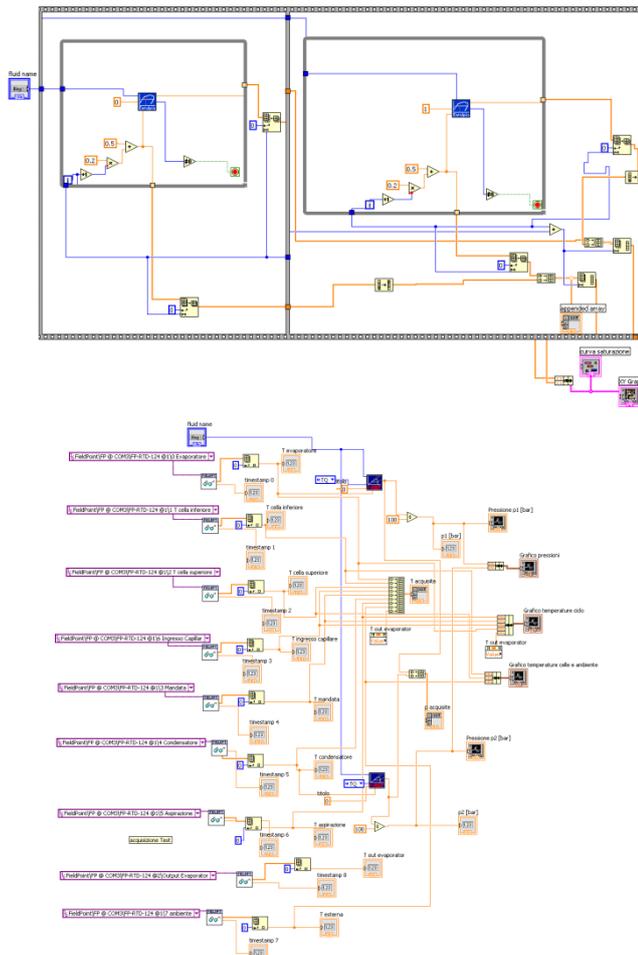


Figura 2-4 a) b) subVI LabView



Il terzo foglio visualizzabile nel front panel (figura 3-22) permette di visualizzare il ciclo termodinamico sul diagramma T-s insieme alla rappresentazione delle isoterme dei set.

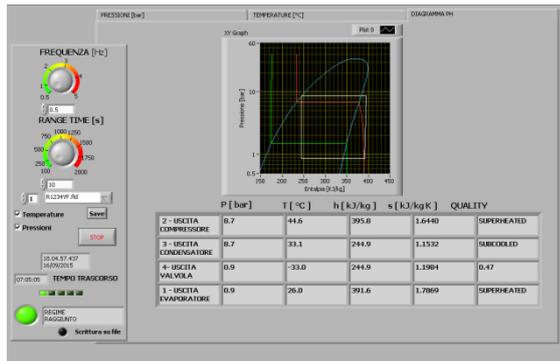


Figura 2-7 diagramma p-h LabView

## 2.4 L'UTILIZZO DI MATLAB NELL'ANALISI DELLE PROVE

Dopo aver ricavato grazie l'ausilio di LabView i file .txt contenenti i dati di temperature e pressioni e tramite l'energy test, i dati riguardanti i consumi ed alle potenze, viene analizzata la prova tramite un programma scritto in MatLab. Le proprietà che saranno prese in considerazione sono le seguenti:

- Pressioni
  - Alta
  - Bassa

- Temperature
  - Aspirazione
  - Mandata
  - Ingresso capillare
  - Condensazione
  - Evaporazione
  - Temperatura cella superiore
  - Temperatura cella inferiore
  - Surriscaldamenti
  - Sottoraffreddamento
  
- Performance
  - Duty Cycles
  - Consumi
  - Potenza massima

Il programma è stato realizzato in maniera tale da analizzare i picchi delle proprietà appena descritte in fase di funzionamento del compressore (Duty ON) e mediate durante le 24h, e le distanze in termini di tempo dei picchi riguardanti le temperature delle celle.

Gli input saranno i file .txt contenente i valori di temperature e pressioni, ed un file in formato .xls contenente i consumi e le potenze.

## CAPITOLO III ANALISI SPERIMENTALE

### 3.1 NORMATIVA TEST

I test di prova sono stati condotti seguendo le direttive della normativa europea vigente, la ISO 15502:2005 [20]. Qui di seguito sono riportate le nomenclature dei vari standard mondiali.

#### Nomenclatura

- ANSI: The American National Standard
- AS/NZS: The Australian-New Zealand Standard
- CNS/KS: Chinese Taipei National Standard/The Korean Standard
- GOST: Russian Committee for Standardisation
- ISO: The International Standard Organisation
- JIS: The Japanese Industrial Standard

Esistono diverse procedure operative riguardanti i test per la determinazione del consumo energetico di frigoriferi domestici. Le specifiche in riferimento ad ognuna delle procedure sono riassunte nelle tabelle seguenti.

Table 1  
General testing requirements for various test standards

Cabinet type or parameters	Requirement	AS/NZS	ISO <sup>a</sup>	ANSI/AHAM <sup>b</sup>	JIS C <sup>c</sup>	CNS/KS	GOST
Testing parameters →	Ambient ( $T_A$ )	32±0.5 °C	25/32±0.5 °C	32.2±0.6 °C	25±1 °C	30±1 °C	25/32±0.5 °C
	Relative humidity	–	45-75%	–	75±5%	75±5%	–
All-refrigerators	Fresh food	3±0.5 °C	5 °C	3.3 °C	3±0.5 °C	3±0.5 °C	5 °C
	Fresh-food	3±0.5 °C	5 °C	7.22 °C	3±0.5 °C	–	5 °C
Refrigerator-freezers <sup>d</sup>	Freezer *	–9±0.5 °C	–6 °C	–9.4 °C	–6±0.5 °C	–	–6 °C
	Freezer **	–15±0.5 °C	–12 °C	–15 °C	–12±0.5 °C	–12/–15±0.5 °C	–12 °C
	Freezer ***	–	–18 °C	–	–18±0.5 °C	–18±0.5 °C	–18 °C
	Freezer	–15±0.5 °C	–18 °C	–17.8 °C	–18±0.5 °C	–18±0.5 °C	–18 °C
Separate freezers	Loading of test packages	Unloaded	Loaded <sup>e</sup>	Sometimes <sup>f</sup>	Sometimes <sup>f</sup>	Unloaded	?
Freezer compartment	Volume adjustment	1.6	2.15	1.63	?	?	?
Freezer	Energy adjustment	None	None	0.7/0.85 <sup>g</sup>	?	?	?
Separate freezer	Door openings	No	No	No	Yes	No	?
All compartments	Anti-sweat heaters	Always on	When needed	Average on and off	Always on	Always on	?
All compartments	Volume for labels/MEPS	Gross	Storage	Storage	Storage	Storage	?
Energy measurement period		Lesser of 1 kWh or 16 h operation <sup>h</sup>	≥ 24 h	3 h < t < 24 h 2 or more cycles	= 24 h of testing	= 24 h of testing	?

Tabella 3.1 Normativa UNI ISO 15502

Table 2  
Energy consumption testing requirements for household refrigerators [9]

	AS/NZS	ISO	ANSI/AHAM	JIS (Method A)	CNS/KS
Installation of the refrigerator	Such that any shielding on either side of the cabinet is 300±10 mm	On a wooden platform and next to a rear wall at the minimum allowable distance	Such that the distance from the wall is ≥254 mm	–	See manual
Stable operating conditions	$\Delta T_{FF} \leq 0.5 \text{ }^\circ\text{C}/6 \text{ h}$ $\Delta T_{FR} \leq 0.5 \text{ }^\circ\text{C}/6 \text{ h}$ Over more than two cycles Needs not to be controlled	$\Delta T_{FF} \leq 0.5 \text{ }^\circ\text{C}/24 \text{ h}$ $\Delta T_{FR} \leq 0.5 \text{ }^\circ\text{C}/24 \text{ h}$ 45%-75%	$\Delta T_{FF} \leq 0.023 \text{ }^\circ\text{C}/\text{h}$ $\Delta T_{FR} \leq 0.023 \text{ }^\circ\text{C}/\text{h}$ Needs not to be controlled	–	$\Delta T_{FF} \leq 1 \text{ }^\circ\text{C}/24 \text{ h}$ $\Delta T_{FR} \leq 1.25 \text{ }^\circ\text{C}/24 \text{ h}$ 75%±5%
Humidity				75%±5%	75%±5%
<i>Ambient temperature</i>					
• Maximum vertical Temperature gradient	1 °C/m From floor to 2 m height	2 °C/m From platform to 2 m height	0.9 °C/m From 51 mm above the floor	3 °C from 50 mm above the floor to 2 m height	3 °C from 50 mm above the floor to 2 m height
• Number of M-points	1	3	2	1	1
• Location of M-points	Between 250 and 350 mm from the front mid-height position	350 mm from the side/front walls	915 mm above the floor and 254 mm from the centre of the two sides	Either side of refrigerator to get a mean value	See manual [12]
• Calculation	$T_A = \bar{T}(\bar{T}_{A1})^b$	$T_A = \bar{T}(\bar{T}_{A1}, \bar{T}_{A2}, \bar{T}_{A3})^b$	$T_A = \bar{T}(\bar{T}_{A1}, \bar{T}_{A2})^b$	$T_A = \frac{1}{2}(T_{Amax} + T_{Amin})$	$T_A = \frac{1}{2}(T_{Amax} + T_{Amin})$
<i>Fresh food compartment</i>					
• Number of M-points	3	3	3	3	1
• Compartment temperature	$T_{FF} = \bar{T}(\bar{T}_{FF1}, \bar{T}_{FF2}, \bar{T}_{FF3})$ i.e. mean of the average of all measured temperatures at that point	$T_{FF} = \bar{T}(T_{FF1}, T_{FF2}, T_{FF3})$ with $\bar{T}_{FFi} = \frac{1}{2}(T_{FF,max} + T_{FF,min})$ where $i=1, 2, 3$	$T_{FF} = \bar{T}(\bar{T}_{FF1}, \bar{T}_{FF2}, \bar{T}_{FF3})$	$T_{FF} = \bar{T}(T_{FF1}, T_{FF2}, T_{FF3})$  with $T_{FFi} = \frac{1}{2}(T_{FF,max} + T_{FF,min})$ where $i=1, 2, 3$	$T_{FF} = \frac{1}{2}(T_{FF,max} + T_{FF,min})$ i.e. mean of the highest and the lowest recorded temperature
<i>Freezer compartment</i>					
• Test load	No	Yes (100%)	Yes (75%); no load in automatic defrost models	No	No
• Number of M-points	5	4-6	3-12	1	1
• Size of M-packs	–	50×100×100 mm	40×100×130 mm	–	–
• Compartment temperature	$T_{FR} = \bar{T}(\bar{T}_{FRi}), i=1-5$ without the coldest sensor i.e. mean of all recorded temperatures	$T_{FR} = T_{FR,max}$ i.e. maximum temperature of the warmest M-package	$T_{FR} = \bar{T}(\bar{T}_{FRi})$ mean of all the recorded temperatures	$T_{FR} = \frac{1}{2}(T_{FR,max} + T_{FR,min})$ i.e. mean of the highest and the lowest measured value	$T_{FR} = \frac{1}{2}(T_{FR,max} + T_{FR,min})$ mean of the highest and the lowest measured value
Operation of automatic defrost	Yes	Yes	Yes (manual defrost also)	Yes (not manual defrost)	Yes (not manual defrost)
Door openings	–	–	–	During first 10 h of test: (a) FF every 12 min for 10 s (b) FR every 40 min for 10 s ** Freezer door shall not be opened when it is inside the cabinet	–
Temperature readings	At least every 30 min for at least 3 h		At least every 4 min		
<i>Test period</i>					
• General	≥ 16 h but only until 1 kWh of energy is consumed	≥ 24 h	≥ 3 h and ≤ 24 h; so that compressor completes two or more whole cycles	= 24 h	= 24 h
• With automatic defrost	From a point in one defrost cycle to a corresponding point in another cycle	Complete defrost cycles (if no defrost cycle starts during 24 h, the test period shall be 48 h)	From one point during a defrost period to the same point during the next defrost period	(a) If defrosting once a day, start after 14 h after commencement of test (b) others shall start after 5 h	(a) If defrosting once a day, it shall start after 14 h after commencement of the test (b) others shall start after 5 h
• Without automatic defrost	Between two compressor switch off cycles	Whole number of control cycles	Whole number of control cycles		

<sup>a</sup> "M" stands for measurement.

<sup>b</sup> Mean of the average of all recorded temperatures.

Tabella 3.2 Normativa UNI ISO 15002

La maggior parte delle procedure prescrive il rilevamento dei consumi assumendo la temperatura del vano alimenti di 3°C e la temperatura

ambiente ( $T_A$ ) di 32° e 30°C. Fanno eccezione solo la ISO and ANSI/AHAM che prescrivono rispettivamente temperature di 5° e 7.2°C per lo scomparto alimenti, inoltre la normativa ISO specifica due diverse temperature ambiente (25° e 32°C) in relazione alla zona climatica anche se i consumi energetici presi in considerazione si riferiscono alla classificazione di regione temperata(25°C). L'attuale standard statunitense è l'ANSI/AHAM (la maggior parte dei consumi di energia in USA è determinato dal US Department of Energy Codice di Federal Regulations, che fa riferimento all' AHAM HRF – 1-1979) .

Sebbene il valore dei consumi energetici nella ISO è in genere ottenuto con la temperatura ambiente di 25°C, in aggiunta vengono specificate due diverse temperature ambiente (25/30 °C) in base alla regione climatica. La procedura ISO è inoltre l'unica che prescrive il carico di cibo nel congelatore ma con porte chiuse. Le CNS (Si noti che lo standard Coreano è essenzialmente identico alla Chinese Taipei National Procedure, entrambi infatti sembrano essere una versione della procedura JIS, ad ambiente più caldo, ma senza aperture delle porte.) e JIS richiedono che l'umidità relativa dell'aria ambiente sia 75±5%, mentre la ISO raccomanda tra il 45 e il 75%. Le AS /NZS e l'ANSI / AHAM non prescrivono alcun requisito di umidità. La procedura JIS è l'unica che prescrive l'apertura di entrambi i vani (come indicato in Tabella 3), ma senza caricare eventuali confezioni alimentari in nessuno degli scomparti.

Table 3  
Door opening requirement for the japanese industrial procedure (method A)

Type	Compartment	Rate	Number of openings	Opening angle	Opening time
Refrigerator-freezer	Fresh-food	Every 12 min	50	90°	10 s <sup>a</sup>
	Freezer	Every 40 min	15	90°	10 s <sup>a</sup>

<sup>a</sup> The door shall be fully opened for at least 5 s.

Tabella 3.3

Essa richiede test con una seconda temperatura ambientale di 15 °C e di considerare i due risultati assumendo 100 giorni a 30 °C (27%) e 265 giorni a 15 °C (73%) per valutare il consumo energetico annuale. Tuttavia, la procedura JIS è stata recentemente rivista per renderla compatibile con la ISO ed è detta JIS (Metodo C). Questa nuova procedura prescrive temperature ambiente e dei vani di 25 e 5°C e che la frequenza di apertura degli sportelli sia di 25 volte/25 minuti al giorno per

il vano frigorifero e di 8 volte/25 minuti al giorno per il congelatore. L'introduzione del Metodo C ha ridotto le aperture degli sportelli di circa la metà rispetto al Metodo A. Le prove includono anche i cosiddetti Pull Down test dove il vano è alla temperatura ambiente. Questi test portano tipicamente ad avere consumi elevati dovuti all'utilizzo alla massima potenza del compressore e della resistenza elettrica per il defrost. Le principali differenze riguardo le temperature dei vani nelle varie procedure possono sintetizzate come mostrato di seguito. I metodi e le misurazioni delle temperature interne variano considerevolmente a seconda degli standard come evidenziato qui di seguito:

**Temperature vano frigorifero**

3 °C per AS/NZS, CNS/KS, JIS (Metodo A)

3.3 °C per ANSI/AHAM, Canada, Messico

5 °C per ISO/GOST, JIS (Metodi B and C)

**Temperature vano congelatore**

-15 °C per AS/NZS

-17.8 °C per ANSI/AHAM

-18 °C per ISO/JIS e altri.

**VOLUME INTERNO DEI VANI**

Le performance delle macchine frigorifere sono generalmente fornite in base al volume. Lo AS/NZS è l'unico standard che usa il volume lordo, mentre tutte le altre norme specificano tra volume "netto" e "di immagazzinamento" o una variazione di questo tipo di misura (notare che esiste una variazione per la determinazione del volume nelle diverse procedure).

**APERTURA SPORTELLO**

Il JIS è l'unico standard che prevede l'apertura degli sportelli sotto condizioni di umidità controllate, per attivare la funzione di defrost (come

risultato del formarsi di ghiaccio sull'evaporatore) e per simulare il carico termico nel frigorifero durante il reale utilizzo introducendo calore e umidità. Comunque l'apertura dello sportello viene considerata come irripetibile, non riproducibile, difficile da attuare, costosa e arbitraria (in termini di frequenza e durata di apertura).

### **TEST PACKAGES**

Essi hanno la funzione di emulare l'inerzia termica nello scomparto freezer sotto condizioni reali di utilizzo. Detti M-packages sono dotati di una termocoppia incorporata e vengono utilizzati per ottenere una misura della temperatura più verosimile. Il materiale interno è diverso nell'ANSI/AHAM rispetto a quello specificato nell'ISO (anche se si sta provvedendo affinché venga sostituito il riempimento dei test packages con quello relativo agli standard ISO). I diversi standard hanno differenti risposte come evidenziato di seguito, ma il principale problema è la stabilità termica durante il ciclo di defrost.

- AS/NZS, JIS (Metodo A), CNS/KS non prevede test packages.
- ISO regola l'inserimento dei test packs (nel vano congelatore) affinché essi tocchino le pareti del freezer.
- ANSI/AHAM e JIS (metodo C) prevede che ci sia convezione naturale. Il vano deve essere pieno al 75% circa.

### **ARMONIZZAZIONE DEI DIVERSI STANDARD**

I diversi standard presentano discrepanze per quanto riguarda le temperature ambiente, le temperature degli scomparti e per l'impiego dei test packages.

### **3.1.1 ANALISI CRITICA DELLE PRINCIPALI VARIABILI**

#### **TEMPERATURE AMBIENTE**

E' stato ampiamente riconosciuto che le temperature medie annuali nelle cucine domestiche risulta molto inferiore a 25°C (ISO) o a 32.5°C (ANSI/AHAM) e l'utilizzo queste temperature maggiorate porta ad una sovrastima dei consumi. Si potrebbe considerare però che l'aumento dei consumi appena descritto possa compensare la mancanza di alimenti nel frigo, l'apertura dello sportello e l'assenza di circolazione dell'aria intorno al condensatore nel caso in cui la macchina frigorifera sia posizionata vicino un muro. Negli USA, la sovrastima è sufficiente per i congelatori (che sono isolati meglio e aperti con minor frequenza rispetto agli altri refrigeratori). Nell'America Settentrionale (Messico, USA e Canada), i test relative ai consumi energetici sono svolti sotto l'US DOE Code of Federal Regulations che è basato sull'AHAM HRF-1-2001.

Il codice US DOE specifica che il consumo energetico misurato va corretto con un fattore (0.7 per i chest freezers e 0.85 per i vertical freezers) per ottenere valori coerenti all'uso domestico. Considerando l'esempio dell'Australia, non ha senso usare la stessa temperatura ambiente per identificare le diverse condizioni ambientali di due zone geografiche completamente diverse come quella di Darwin e Hobart. Lo stesso principio può essere applicato in altri Paesi come gli USA e la Russia.

#### **TEMPERATURA INTERNA DEGLI SCOMPARTI**

La maggior parte degli standard impone 3°C come temperature dello scomparto per gli alimenti freschi eccetto gli standard ISO (che usa 5°C), e -18°C per il vano congelatore eccetto l' AS/NZS e l'ANSI/AHAM (che usano -15°C) sebbene non esistano ragioni valide per tali discrepanze. Questo conflitto potrebbe essere risolto stabilendo quale delle temperature

sia la più idonea alla conservazione degli alimenti ricordando che l'obiettivo primario delle macchine frigorifere è quello di conservare le qualità dei cibi impedendo la crescita di micro-organismi ed enzimi (termofili, mesofili e psicrofili). I termofili cessano di proliferare a temperature inferiori a 45°C, i mesofili a temperature minori di 10°C e gli psicrofili a temperature sotto i 7°C. Dunque il motivo di conservare cibi a temperature inferiori a -18°C resta poco chiaro per scopi sanitari (un freezer che lavora a -18°C necessita di una quantità significativamente maggiore di energia rispetto a uno che lavora a -15°C). Va inoltre notato che la massima temperatura del più caldo test pack è quella che determina la temperatura presa come riferimento per il vano freezer secondo gli standard ISO, di conseguenza questa temperatura può risultare differente dalla temperatura media nel freezer che è il parametro che influenza maggiormente i consumi. Tipicamente i test packs misurano temperature di 2-4 K inferiori alla media nello scomparto.

- Si suggeriscono quindi, 3°C (vano frigo) e -18°C (vano freezer) come temperature medie da usare in tutti gli standard per ragioni di conformità, coerenza e comparabilità.
- Questo permetterà ai costruttori di progettare macchine con maggiore efficienza energetica e di facilitare il commercio tra le varie economie. Grazie all'esistenza di diverse procedure di prova tra le diverse economie, sarebbe auspicabile effettuare i vari test creando un archivio di simulazione informatica per accedere ai risultati di consumo energetico per tutte le condizioni di prova o di utilizzo .

### **TEST PACK**

I test pack hanno lo scopo di simulare il carico di cibi nello scomparto freezer durante i test. La procedura ISO è l'unica che prevede l'inserimento di test packages nelle macchine frigorifere dotate di sistema no-frost per i test relativi ai consumi. Durante il ciclo di de-frost, i test pack raggiungono l'equilibrio termico in breve tempo, ciò può portare a problemi di stabilità e ripetibilità. La corretta collocazione dei test pack risulta una fase critica. Le macchine frigorifere dotate di de-frost rappresentano la fetta maggiore del mercato di macchine frigorifere per uso domestico in USA, Australia, Nuova Zelanda, Corea, Taipei e

Giappone ma la normale procedura di prova in questi Paesi richiede di rimuovere i test packages durante le prove di consumo energetico, almeno per nel caso sia presente la funzione di de-frost. La ISO specifica che la temperatura del più caldo pack dovrebbe essere uguale o minore di  $-18^{\circ}\text{C}$ . Questo implica che la temperatura media nel vano freezer sarà molto più bassa (intorno a  $-22^{\circ}\text{C}$ ). Inoltre evidenze sperimentali mostrano che risulta molto difficile raggiungere condizioni stabili nel vano freezer, soprattutto nel caso di de-frost frequenti (uno circa ogni 10 h). Per avere risposte sostanzialmente simili in tutti gli standard si consiglia di non caricare lo scomparto freezer con i “food packs” e che la temperatura media dell’aria nello scomparto sia universalmente di  $-18^{\circ}\text{C}$ .

Relativamente ad i test pack, deve essere fatta un’osservazione importante: secondo diversi studi scientifici tra i quali:

- *P.K BANSAL Developing new test procedures for domestic refrigerators harmonisation issues and future R&D needs-A review. International journal of refrigeration 26(2003) pg.735-748*
- *L. HARRINGTON, A comparative assessment of refrigerator test methods. ECEEE 2001, paper 5.194 Energy efficient strategies, Australia*

È stato dimostrato che gli errori commessi nella misurazione dei consumi senza test pack è di circa il 5%, ragion per cui si è scelto di non utilizzarli nelle prove.

#### **DURATA E PROCEDURA PER I TEST ENERGETICI**

Si può notare che sia le durate dei periodi di misurazione energetiche (tra 3 e 24 h) che la procedura da adottare per tali misurazioni variano da uno standard all’altro. Questo richiede la messa a punto di specifiche strategie di controllo per ogni standard per il rilevamento automatico dei consumi energetici durante gli esperimenti. Sono auspicabili dunque, numerose richieste di conglobare altri standard, se possibile.

**COLLOCAZIONE DEI SENSORI DI TEMPERATURA**

Ogni standard specifica diversi posizionamenti dei sensori per misurare le temperature. Per esempio, in uno scomparto freezer, l'ANSI/AHAM prescrive tre posizioni nella mezzeria dello scomparto (davanti/dietro, centrale, sotto/sopra) mentre l'AS/NZS specifica cinque posizioni (centrale, in alto a sinistra davanti e dietro, in basso a destra sopra e sotto) e usa le quattro temperature maggiori per determinare la temperatura dello scomparto.

I due standard hanno in comune solo il posizionamento centrale. Queste differenze portano a misurazioni diverse di temperatura. Inoltre le differenze tra questi valori risultano intrinsecamente incognite. Questo impedisce una modellazione accurata quindi l'allineamento di questo dettaglio è particolarmente importante. Gli standard dovrebbero armonizzare queste discrepanze e avere misurazioni termiche comuni.

L'analisi di un ciclo termodinamico necessita dell'individuazione di alcuni punti termodinamici fondamentali alla valutazione delle prestazioni e dei parametri d'interesse. Relativamente a questo lavoro di ricerca i sensori di temperatura sono stati posizionati nei punti principali del circuito, permettendo la misurazione delle seguenti variabili termodinamiche:

- *Aspirazione*
- *Mandata*
- *Ingresso capillare*
- *Condensazione*
- *Evaporazione*
- *Temperatura cella superiore*
- *Temperatura cella inferiore*
- *Surriscaldamenti*
- *Sottoraffreddamento*

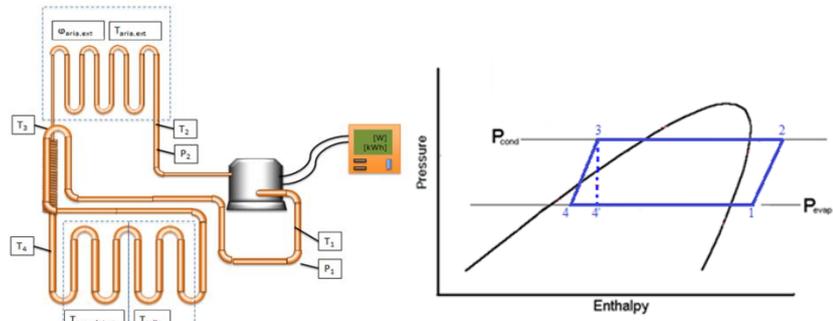


Figura 3.1 Circuito termodinamico e ciclo su piano p-h

#### **TEST PER IL POSIZIONAMENTO DEL SENSORE AL CONDENSATORE**

La macchina frigorifera presa in considerazione è una samsung RT 59QBPN, classe energetica A+ con un consumo annuo di circa 408 kWh/anno ed a bassa rumorosità (42 db), a due scompartimenti, uno da 342 l per il cibo fresco, e quello per i congelati da 131 l. In questa prima fase viene studiato il comportamento del refrigerante all'interno dello scambiatore di calore (condensatore), definendone il gradiente di temperatura. In tal modo è possibile individuare all'interno dello scambiatore la zona nella quale le due fasi liquido-vapore coesistono potendone così ricavare, indirettamente, la pressione di esercizio. All'interno del condensatore il fluido refrigerante subirà un cambiamento di fase, passando prima da vapore surriscaldato a fluido bifasico fino a diventare liquido sotto raffreddato, trasferendo così calore all'ambiente esterno. Per individuare l'intervallo di lunghezza all'interno del condensatore in cui sia presente una miscela satura di liquido e vapore scegliamo 4 zone di test. Il tipo di condensatore è a spirale (4 spire), e su di ognuna viene accuratamente posizionata una termocoppia, numerate da 1 a 4. Sono state effettuate prove in normali condizioni di funzionamento ad una Temperatura ambiente di circa 22°C (prove 1 e 2), prove con riscaldamento convettivo tramite un termo ventilatore da 2000 W (prove

3-4-5-6-7) e prove con raffreddamento convettivo (prove 8-9). Dalle prime due prove notiamo come le zone di prova 2 e 3 abbiano la stessa temperatura e quindi con molta probabilità tra le due zone il fluido è bifasico. Le prove successive sono state effettuate per poter comprendere il comportamento delle temperature nelle zone 2 e 3 in seguito ad un riscaldamento ed un raffreddamento convettivo.

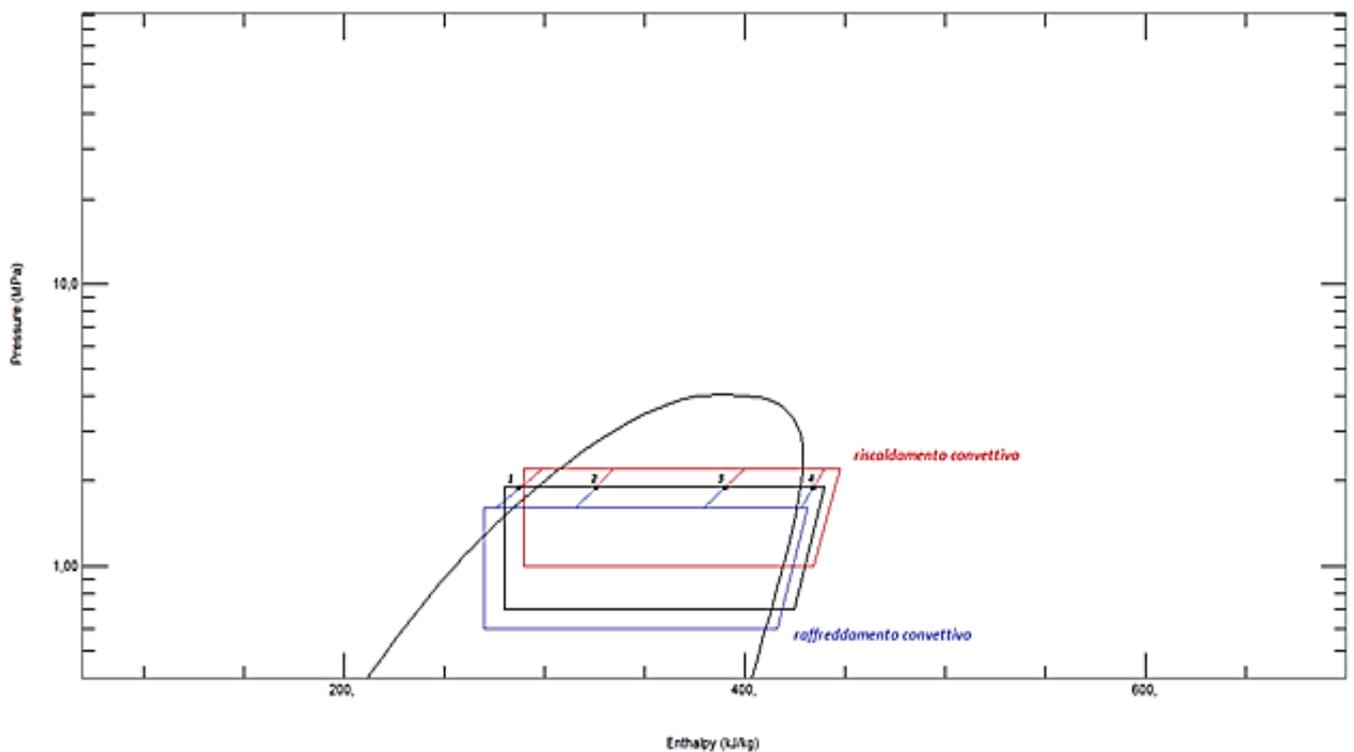


Figura 3.2 Prove per il posizionamento del sensore

Le prove effettuate con riscaldamento e raffreddamento convettivo dimostrano come le zone di prova 2 e 3 siano quelle corrispondenti alla

zona bifasica, ed in particolar modo la zona 3 risulta essere quella più adatta al posizionamento della termoresistenza.

NORMALI CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO						
RTD MANDATA	TC 4	TC 3	TC 2	TC 1	RTD CAPILLARE	RTD CONDENSATORE
	33.1	32.8	32.8	32.5		
	36.6	35.7	35.7	35.2		35.2
RISCALDAMENTO CONVETTIVO						
	46	45.3	45.1	45.1		44.6
	47.8	47.3	47.1	47.2		47
	50.4	50	49.7	50.4		49
59.71	51.5	50.3	50	50.2	47.90	49.75
60.45	47.9	46.5	46	45.8	44	44.75
RAFFREDDAMENTO CONVETTIVO						
55.26	39.1	38.4	38.4	38	36.72	37.23
50.3	38.8	38.1	38.1	37.2	36.5	37.3

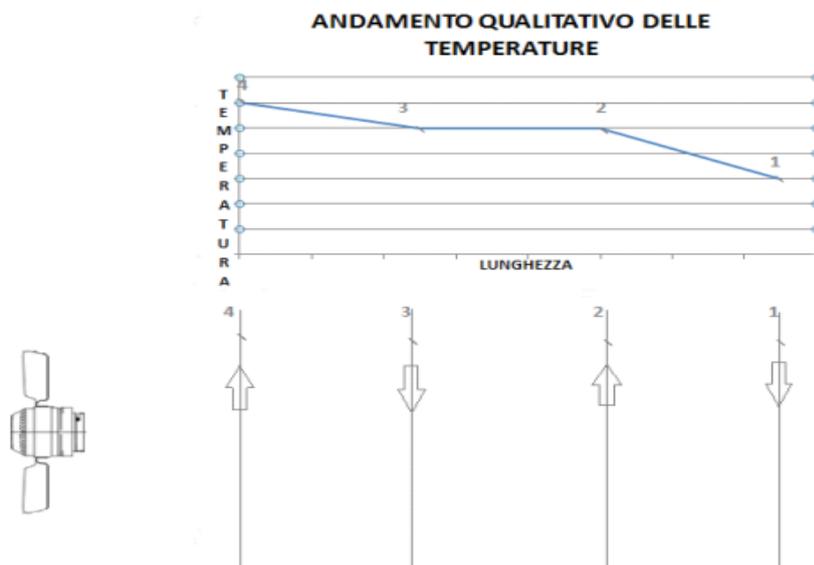
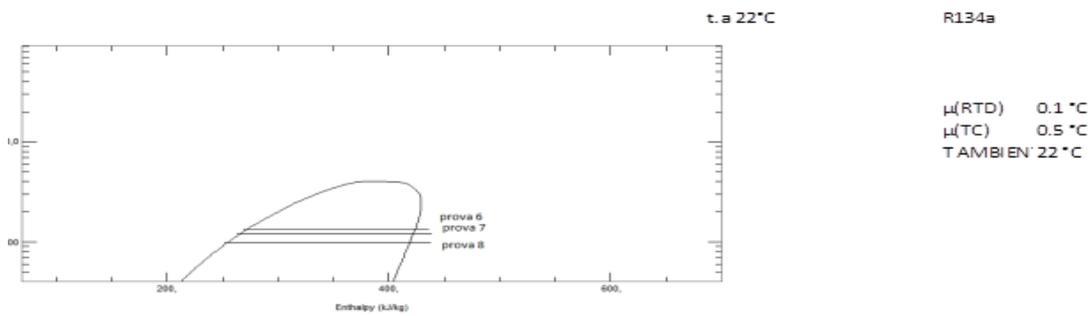


Figura 3-3;3-4 Prove posizionamento sensore

**APERTURA SPORTELLI**

E' stato già appurato che l'apertura degli sportelli crea instabilità nel funzionamento della macchina frigorifera i cui processi diventano irripetibili ed irriproducibili. L'energia consumata da un frigorifero domestico a doppia porta aumenta di circa il 17% con l'apertura degli sportelli, il cui effetto dovrebbe essere incluso nello standard unificato attraverso l'introduzione di vapore d'acqua come descritto in seguito.

**SISTEMA DI DEFROST**

La maggior parte degli standard specifica che l'analisi dei consumi va condotta da un ciclo di de-frost al successivo, d'altra parte molti refrigeratori tra i più moderni hanno utilizzato un sistema di "de-frost adattabile" che a volte, ritarda il manifestarsi del secondo de-frost oltre la durata massima del test. Questa evenienza potrebbe portare a risultati apprezzabilmente diversi. Il problema potrebbe essere superato introducendo ancora una volta, vapore d'acqua nello scomparto. L'effetto del de-frost adattabile o di altri sistemi di de-frost dovrebbe essere specificato dettagliatamente nei vari standard.

**TEST STATICO A SINGOLA TEMPERATURA AMBIENTE CON SPORTELLI CHIUSI**

Molti degli standard prevedono prove statiche con una singola temperatura ambiente lasciando chiusi gli sportelli, in altri invece, aumentando semplicemente la temperatura ambiente, vengono simulati i carichi termici e l'introduzione di cibi tiepidi nel vano. Con questo criterio però non si riesce a trovare risultati in grado di rappresentare in modo soddisfacente la reale performance della macchina frigorifera collocata nello specifico ambiente all'interno di un range di condizioni ambientali e di apertura/chiusura delle porte per i seguenti motivi:

- Alte temperature ambientali non rappresentano fedelmente l'utilizzo reale e possono creare valutazioni meno favorevoli di macchine frigorifere con sistemi ad alta efficienza ma bassa insolazione rispetto a macchine più esposte all'irradiazione solare ma con minore efficienza.
- I costruttori potrebbero ottimizzare i loro prodotti in base ad una specifica temperatura statica, il che non comporta necessariamente che la macchina funzionerà ugualmente bene sotto condizioni diverse (è da considerare che la temperatura ambiente contemplata dallo standard ISO garantisce l'adeguato funzionamento della macchina almeno sotto una serie di condizioni diverse).
- Il consumo energetico aumenta con la temperatura ambiente ma la pendenza della curva che lo rappresenta, è diversa a seconda del modello e del costruttore. A titolo di esempio si veda come le pendenze ( $\Delta E/\Delta T$ ) per tutti i refrigeratori e per i le macchine composte da vano frigo e vano freezer, cambino da 11 a 21 kWh/anno/K secondo i modelli attuali. Per cui è evidente che le attuali procedure di test risultano inadeguate riguardo questo aspetto.

#### **TEMPERATURA AMBIENTE**

Vengono utilizzate temperature molto diverse tra loro (15, 25, 30, 32 e 32.5 °C) ma nessuna di queste temperature rispecchia le temperature effettive delle cucine in ogni parte del mondo. E' evidente, dunque, dai programmi di monitoraggio di performance che i frigoriferi funzionanti in regioni geografiche con climi freddi (Canada, Svezia) presentano consumi energetici maggiori rispetto a zone più temperate (Australia o Nuova Zelanda) a causa del maggiore riscaldamento dello spazio centrale della cucina rispetto allo spazio limitrofo alle mura esterne, durante i freddi mesi invernali. I consumi aumentano con la temperatura ambientale con andamento non lineare mostrato nelle figure seguenti.

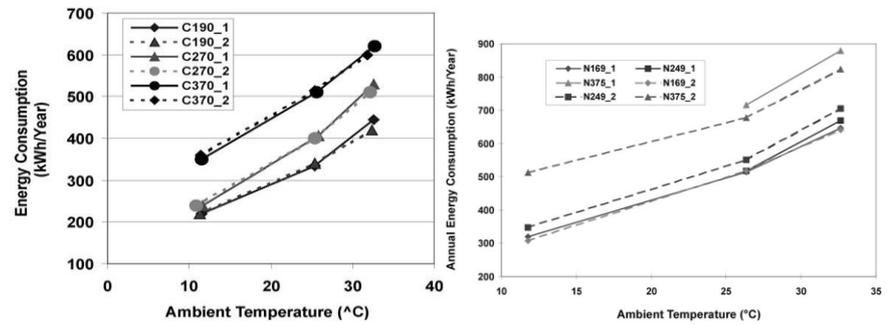


Fig. 3-5 Consumo energetico annuale (kWh/anno) con la temperatura ambiente ;Fig. 4-4 Consumo energetico annuale per diversi modelli di frigorifero-congelatore con la temperatura dell'aria ambiente (umidità relativa dell'aria al 60%).

### 3.2 PROVE SVOLTE E RISULTATI

Per lo svolgimento delle prove si è provveduto ad allestire una camera climatica (Fig. 4.3), consentendo così di monitorare sia la temperatura esterna che l'umidità relativa.



Fig. 3-6 Camera climatica

Per valutare in modo completo le prestazioni energetiche e termodinamiche della macchina frigorifera, è stata condotta una campagna eterogenea di prove, testando il funzionamento prima con l'R134a, secondo la normativa UNI ISO15502 ma in assenza di Test-Pack come disquisito a pg. 58.. È da premettere che prima di iniziare le campagne di prova, è stata apportata una leggera modifica al circuito inserendo una presa di servizio non prevista dal costruttore in vista del successivo retrofit. Questa modifica ha portato all'aggiunta di una breve tubazione al circuito di fabbrica, portando la carica prevista dal costruttore di R134a da 100g a 101g. Una volta verificato, grazie a specifiche prove, che i consumi relativi al funzionamento della macchina fosse rimasto invariato, si è proceduto con i test. Durante i test la macchina è stata sottoposta a diverse condizioni di funzionamento a diverse durate, ottenendo due tipologie di prove diverse: prove per l'individuazione del consumo energetico di durata 24h e prove di discesa delle temperature, le cosiddette prove PULL DOWN .

Nella prima tipologia di prove il frigorifero viene lasciato funzionare per almeno 24h in ambiente a temperatura di 25°C e umidità relativa compresa tra il 45 e 75% come prescritto dalla normativa UNI. La norma specifica inoltre che entro le 24 ore di test, deve verificarsi almeno un ciclo di de-frost altrimenti la prova va prolungata fino a 48 ore. Impostando la temperatura della cella superiore (freezer) a -18°C e -26°C abbiamo ottenuto due prove di 24h di durata. La finalità di queste prove è prevalentemente quella di valutare il consumo annuo della macchina moltiplicando il consumo giornaliero per 365 nonché osservare il funzionamento a regime.

La seconda tipologia di prove invece, consiste nel sottoporre la macchina a condizioni più severe di funzionamento. Si lascia il frigorifero spento e con gli sportelli aperti in modo che la temperatura all'interno dei due scomparti e in tutti i punti del circuito interno raggiunga il valore di 25°C e solo a questo punto si fa partire la prova. In questo caso il test non ha durata prestabilita ma terminerà una volta raggiunte le condizioni di regime. Anche questo tipo di test è stato effettuato secondo due modalità settando le temperature del freezer a -18°C (secondo quanto prescritto dalla norma UNI ISO 15502) e -26°C (stress test). A differenza della tipologia precedentemente descritta, questa tipologia di test permette di osservare il comportamento del frigorifero durante il transitorio.

### ***3.3 DROP-IN DELL'R134A CON L'HFO1234ZE E CON L' HFO 1234YF***

Dopo aver concluso la campagna prove con l'R134a si è provveduto a scaricare il fluido frigorifero in modo da poter caricare l'HFO1234ze e successivamente cominciare con la seconda parte della campagna prove per un successivo confronto. La fase di scarico prevede l'utilizzo di una pompa per il vuoto collegata al circuito mediante un gruppo manometrico a quattro vie. Una volta creato il vuoto all'interno del circuito, viene spenta la pompa e si può procedere con la carica del nuovo fluido collegando la bombola contenente l'HFO al circuito frigorifero per mezzo del gruppo manometrico. Non è necessaria una forzante che immetta tale fluido nel circuito poiché esso fluirà spontaneamente nella direzione delle pressioni inferiori, vale a dire dalla bombola (alta pressione) verso il circuito (bassa pressione). Occorre, prima dell'inizio della ricarica del circuito frigorifero, posizionare la bombola di HFO su una bilancia appositamente tarata sulla massa della bombola completamente piena, in modo da controllare la quantità di refrigerante che si va ad immettere nel circuito. La fase di carica è estremamente delicata per due ragioni principali:

- Nel caso in cui venga immessa una quantità eccessiva di refrigerante, non è più possibile scaricare la parte eccedente perché non sarebbe possibile controllare la quantità che fuoriesce. Pertanto sarebbe necessario scaricare completamente il circuito e ricominciare la carica.
- Risulta complicato stabilire la quantità di refrigerante che raggiunge il circuito perché bisogna tenere conto della quantità di refrigerante presente nei tubi di collegamento.

In base alla differenza di densità dei due fluidi è possibile ottenere una stima preliminare della carica minima di HFO. È da notare che il circuito interno della macchina non è semplicemente un volume da riempire, ma un percorso sede di trasformazioni termodinamiche e fisiche che possono risultare diverse a seconda del fluido in questione, di conseguenza la massa di HFO calcolata attraverso una proporzione tra le densità

rappresenta un valore di stima della carica, la cui adeguatezza resta da verificare. Raggiunto questo valore di stima della carica nel circuito, la macchina viene messa in funzione per verificare che la carica sia corretta.

### **3.4 VERIFICA DELLA CORRETTEZZA DELLA CARICA**

Per questa valutazione occorre controllare i parametri del ciclo termodinamico come le pressioni, le temperature, il  $\Delta T$  tra le temperature di evaporazione e di uscita evaporatore (che chiameremo  $\Delta T$  di surriscaldamento all'evaporatore) nonché l'andamento nel tempo degli stessi. Prendendo come riferimento la carica ottimale di R134a di 101g, siamo partiti con una prova PULL DOWN con una carica di 95g di HFO 1234ze, e 85g di HFO 1234yf.

Attraverso il confronto tra i risultati della prova con questa carica e le medesime prove con l'R134a, si è evidenziato che:

- la temperatura di evaporazione risultava eccessivamente bassa e presentava un andamento molto irregolare (Fig 3-7)
- le pressioni del ciclo risultavano basse (Fig 3-8)
- il  $\Delta T$  di surriscaldamento all'evaporatore risultava eccessivo (Fig 3-9)
- il  $\Delta T$  di surriscaldamento globale (Fig 3-10)
- il  $\Delta T$  di sottoraffreddamento risultava eccessivo (Fig 3-11)
- Temperatura ingresso capillare (Fig 3-12)
- la durata della prova risulta prolungata come si evince da tutti i grafici seguenti

Tutti sintomi di funzionamento a circuito parzialmente scarico. Come si evince chiaramente dal grafico che segue, le due temperature di evaporazione raggiungono valori e seguono andamenti diversi tra loro. In entrambi i casi (HFO 1234ze e HFO 1234yf) la forte oscillazione di questa temperatura evidenzia una depressione all'interno del circuito dovuta alla mancanza di fluido.

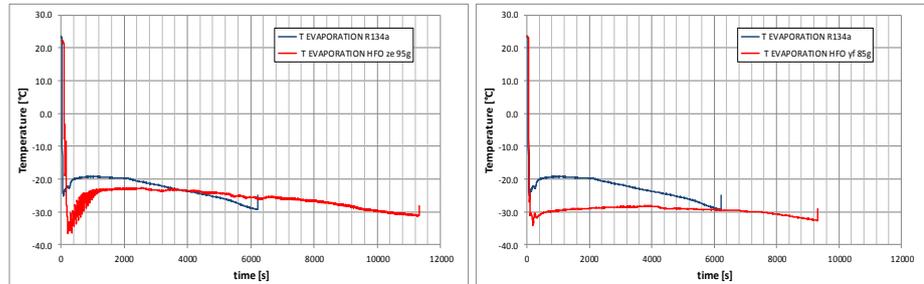


Fig 3-7 Temperature evaporazione

la bassa pressione del ciclo risulta inferiori a causa della esigua quantità di fluido all'interno del circuito. Riguardo la pressione superiore, essa si mostra notevolmente più bassa a causa sia della massa inadeguata di fluido inserito nel circuito sia per le caratteristiche proprie dell'HFO.

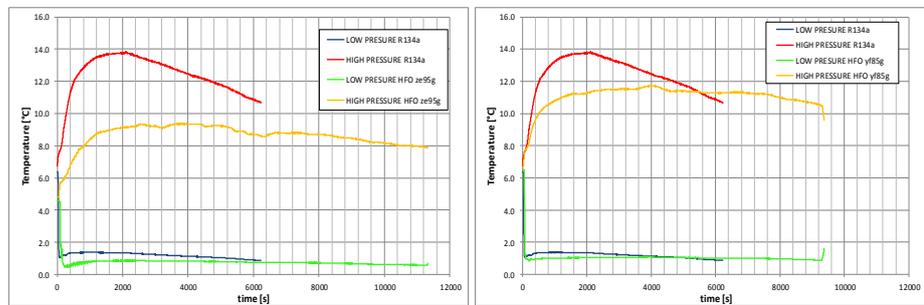


Fig 3-8 Pressioni ciclo

Il seguente grafico mostra come la differenza tra le temperature di evaporazione e di uscita dall'evaporatore risultino fortemente maggiori rispetto alla condizione di carica ideale. Questa differenza, nel caso di circuito scarico, è causata da una veloce evaporazione di tutto il fluido che di conseguenza giunge ben presto in condizioni di vapore surriscaldato.

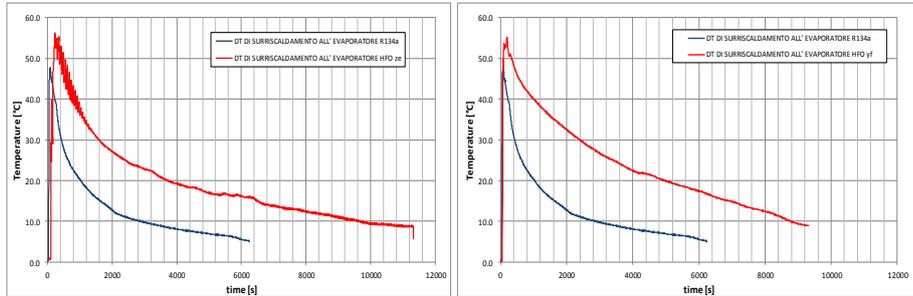


Fig 3-9  $\Delta T$  surriscaldamento evaporatore

È opportuno fare una distinzione tra  $\Delta T$  di surriscaldamento all'evaporatore e  $\Delta T$  di surriscaldamento globale. Il primo riguarda il surriscaldamento del fluido in condizioni bifasiche che ha luogo all'interno dell'evaporatore mentre il secondo è riguarda il surriscaldamento totale che va dall'ingresso nell'evaporatore fino all'ingresso del compressore. Queste due variabili risultano diversi per effetto dello scambio termico che si ha tra il liquido fresco che fluisce nel capillare e il gas caldo che scorre nel tubo di aspirazione del compressore grazie alla scelta costruttiva di avvolgere il capillare intorno al tubo. Nelle prove con l'HFO 1234ze il  $\Delta T$  di surriscaldamento globale risulta minore, a dispetto di un  $\Delta T$  di surriscaldamento all'evaporatore maggiore, per effetto della temperatura inferiore del fluido nel capillare e quindi del maggiore sottoraffreddamento, come mostrato nei grafici seguenti.

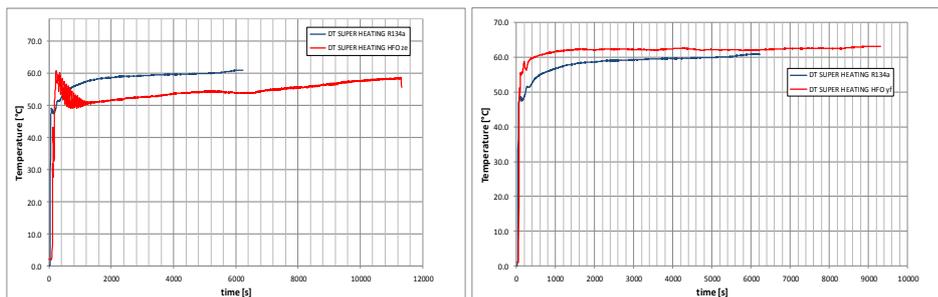


Fig 3-10  $\Delta T$  surriscaldamento globale

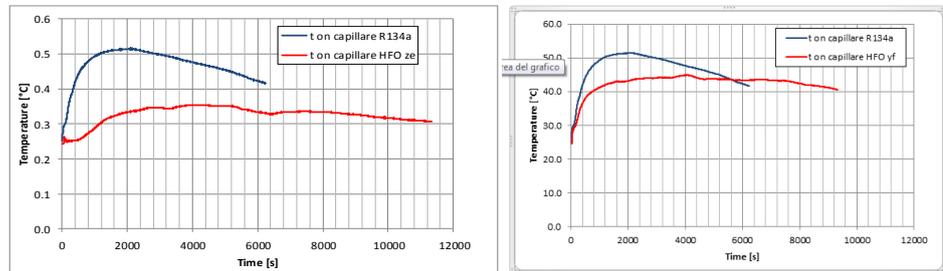


Fig 3-11 Sottoraffreddamento

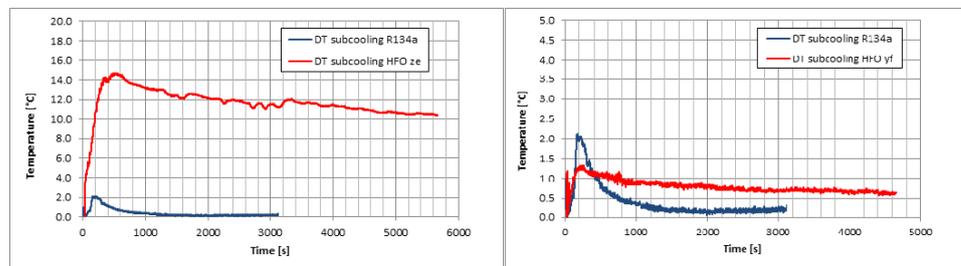


Fig 3-12 Temperatura ingresso capillare

Per quanto riguarda l' HFO 1234yf il surriscaldamento globale risulta leggermente migliore e la temperatura di ingresso capillare simile a quella dell'R134a. Necessariamente queste irregolarità nel funzionamento hanno avuto ripercussioni sui consumi energetici e sull'andamento della potenza elettrica richiesta. Il grafico seguente mostra l'andamento delle potenze elettriche e dei consumi elettrici richiesti ed evidenzia chiaramente che il funzionamento con l'HFO è caratterizzato da potenze minori ma tempi più lunghi per cui i consumi energetici al termine della prova sembrerebbero esaltare l'R134a. In realtà, come sarà spiegato nel seguito della trattazione questo effetto si compenserà fino a capovolgere una volta raggiunta la carica corretta di HFO. Si nota inoltre una differenza nell' andamento della potenza elettrica che ha un andamento prevalentemente decrescente nel caso dell'R134a e pressoché costante con l'HFO.

	Consumi [Wh]	potenza media [W]	durata [s]	durata
R134a	200.9	137.9	6228	103.8
HFO ze	258.17	90.94	11280	188
HFO yf	258.4	105.2	9300	155

Tabella 3-4 Confronto Performance

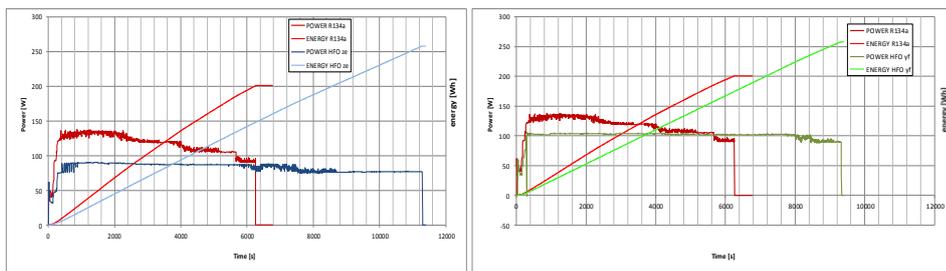


Fig 3-13 Energie-Potenze

Sono sintomatici anche gli andamenti e i valori delle temperature raggiunti all'interno delle due celle poiché all'interno del congelatore si è raggiunta una temperatura prossima a -20°C sebbene in un tempo più lungo, mentre nella cella inferiore la minima temperatura raggiunta è stata di circa 6°C a dispetto dei 5°C con l'R134a.

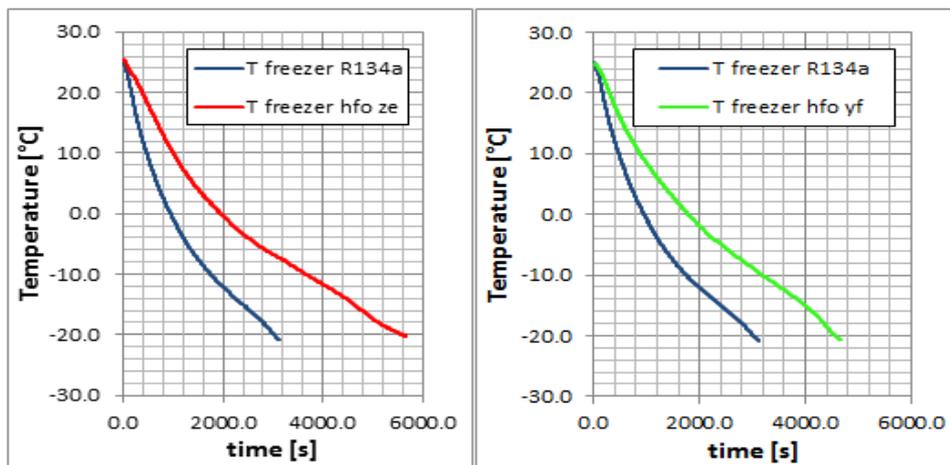


Fig 3-14 Tempi di discesa temperatura freezer

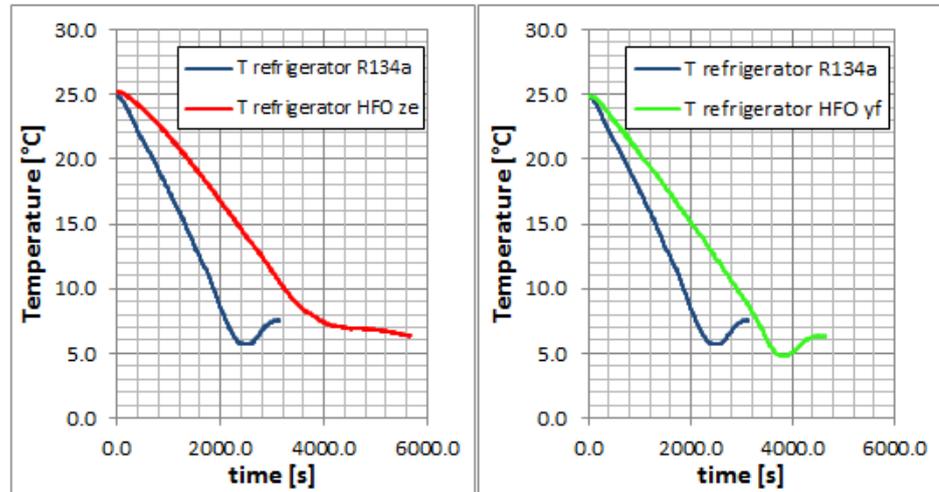


Fig 3-15 Tempi discesa cella frigorifero

Questo comportamento unitamente a quello relativo ai consumi elettrici è imputabile ad un minore effetto frigorifero della macchina. Considerando che la potenza frigorifera viene espressa come:

$$P_{fr} = \dot{m}_{ref} \times \Delta h_{fr} \quad (3.1)$$

Dove il primo fattore rappresenta la portata massica di refrigerante e il secondo è il  $\Delta h$  frigorifero che rappresenta l'aumento di entalpia specifica del fluido mentre asporta calore dalla cella. È evidente dalle precedenti considerazioni che si manifesti una diminuzione della potenza frigorifera assunto che l'energia termica che la macchina si trova a dover asportare dalle celle risulta uguale nelle due condizioni di carica, ma il tempo richiesto per questo processo risulta più lungo. Facendo riferimento infatti alla (formula) è emerso che il  $\Delta h_{fr}$  assume valori stabili dunque la discrepanza è dovuta alla portata massica di refrigerante  $\dot{m}_{ref}$ .

Ricordando che:

$$\dot{m}_{ref} = \rho_{asp} \times \eta_{Vol} \times \dot{V} \quad (3.2)$$

in prima approssimazione, si possono escludere i contributi di  $\dot{V}$  e  $\eta_{Vol}$  dato che, rispettivamente la logica con cui lavora il compressore e il rapporto di compressione  $\beta$  restano invariati per cui in ultima analisi si può affermare che la diminuzione della potenza frigorifera è dovuta esclusivamente alla diminuzione di densità del fluido frigorifero all'aspirazione come mostrato nella tabella seguente. Infatti, come mostra il grafico seguente all'aumentare della carica di refrigerante, oltre allo stabilizzarsi degli andamenti delle principali variabili tende a crescere anche la densità all'aspirazione.

$\rho_{asp}$ R134a	$\rho_{asp\ hfo\ ze}$ 95g	$\rho_{asp\ hfo\ ze}$ 105g	$\rho_{asp\ hfo\ ze}$ 115g	$\rho_{asp\ hfo\ ze}$ 125g	$\rho_{asp\ hfo\ ze}$ 136g	$\rho_{asp\ hfo\ ze}$ 150g
3.6015	2.6821	2.8826	2.98	3.1439	3.1931	3.2254

Tabella 3-5 Densità HFOze

$\rho_{asp}$ R134a	$\rho_{asp\ hfo\ yf}$ 85g	$\rho_{asp\ hfo\ yf}$ 95g	$\rho_{asp\ hfo\ yf}$ 101g	$\rho_{asp\ hfo\ yf}$ 105g	$\rho_{asp\ hfo\ yf}$ 115g
3.602	4.141	4.128	4.493	4.531	4.574

Tabella 3-6 Densità HFOyf

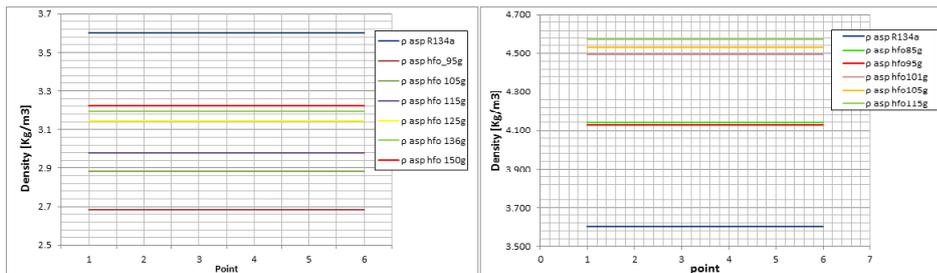


Fig 3-16 Densità R134a-HFOze-HFOyf

La tendenza della densità all'aspirazione dell'HFO 1234ze a raggiungere i valori tipici per l'R134a non induce comunque a pensare di poter raggiungere valori di densità analoghi dato che sono in questione due fluidi diversi. Ragionamento ben diverso per l'HFO 1234yf, che presenta densità all' aspirazione maggiore rispetto all' R134a fin dalla prima carica (85g). Da queste evidenze sperimentali si è proceduto ad introdurre altro refrigerante nel circuito seguendo una logica a step di 10g. Si è notato infatti, che aumentando la quantità di HFO nel circuito tutte le variabili sopra analizzate, hanno raggiunto valori e andamenti via via più adeguati in termini di pendenza e di valori, fino a poter fissare la carica corretta al valore di 136g per l'HFO 1234ze e 105g per l'HFO yf. Di seguito è riportato in un grafico l'andamento delle temperature del freezer al variare della carica di HFO 1234ze e di HFO 1234yf che conferma quanto appena affermato. C'è però da fare un'importante osservazione: innanzitutto, le variabili e grandezze considerate sono da ritenersi condizioni necessarie ma non sufficienti per la determinazione della carica corretta, ed inoltre per quanto riguarda la portata massica, oltre la densità c'è da considerare la velocità di rotazione del compressore che viene regolata dalla logica fuzzy del frigorifero che a noi risulta ignota.

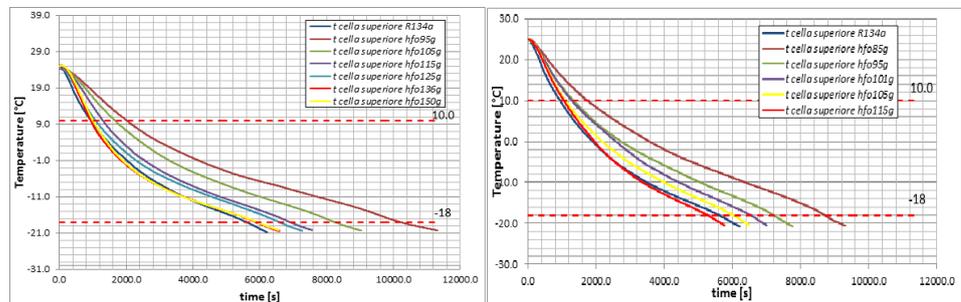


Fig 3-17 Sintesi pull-down

Rilevando i tempi necessari lungo la discesa della temperatura nella cella superiore in tre step (10°C, 0°C e -18°C) viene confermato il trend delle densità mentre anche i consumi tendono ad avvicinarsi a quelli con l'R134a.

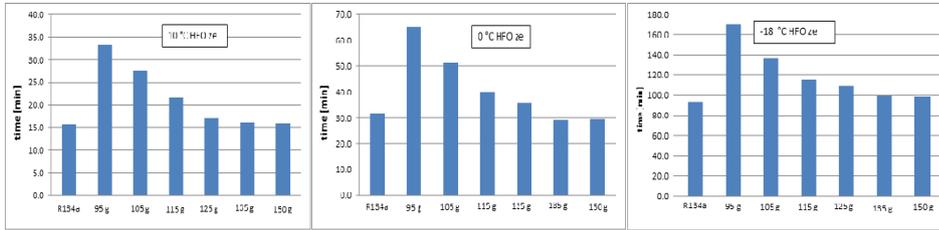


Fig 3-18 Istogramma pull-down

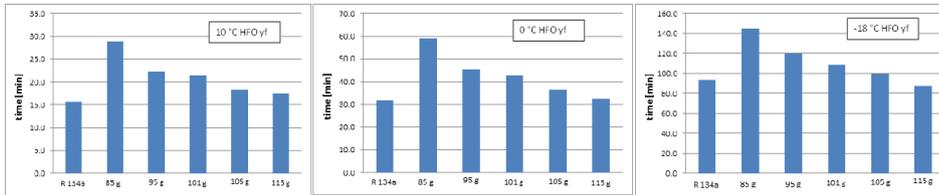


Fig 3-19 istogramma pull-down

tempi [min]/temperature [°C]	R134 a	Hfo ze 95g	Hfo ze105g	Hfo ze115g	Hfo ze125g	Hfo ze136g	Hfo ze150g
10	15.6	33.4	27.7	21.5	17.0	16.3	15.9
0	31.7	65.2	51.5	39.9	36.0	29.3	29.58
-18	93.2	170.2	137.2	115.3	109.0	99.0	98.48
time end	103.8	188.0	150.4	127.3	121.0	110.6	109.41
consumi [Wh]	200.9	258.17	224.53	201.55	194.6	190.4	192.75
Potenza max [W]	137.9	90.24	107.6	111.4	139.3	149.6	148.7

Tabella 3-7 Sintesi pull-down

tempi [min]/temperature [°C]	R13 4a	Hfo yf85g	Hfo yf95g	Hfo yf101g	Hfo yf105g	Hfo yf115g
10	15.6	28.9	22.2	21.4	18.3	17.5
0	31.7	59.2	45.5	42.9	36.3	32.5
-18	93.2	144.9	119.9	108.5	99.9	87.6
time end	103.8	155.1	129.4	116.9	108.0	96.1
consumi [Wh]	200.9	258.4	230.1	218.2	212.0	205.8
potenza [W]	137.9	105.2	119.4	120.8	136.1	162.2

Tabella 3-8 Sintesi pull-down

A questo punto è possibile fare un'osservazione importante: il COP è esprimibile come il rapporto tra il carico termico asportato e l'energia elettrica consumata, ma dato che il carico termico è lo stesso in tutte le prove possiamo esprimere il rapporto dei COP come:

$$\varepsilon = \frac{COP_i}{COP_{i+1}} \quad \rightarrow \quad \varepsilon = \frac{E_{el_{i+1}}}{E_{el_i}}$$

Carica [g]	Consumi [Wh]	$\frac{i}{i+1}$	$\varepsilon$
150	192.72	<b>136/150</b>	1.012
136	190.4	<b>125/136</b>	0.978
125	194.6	<b>115/125</b>	0.965
115	201.5	<b>105/115</b>	0.897
105	224.53	<b>95/105</b>	0.869
95	258.17		

Tabella 3-9 rapporto dei COP HFOze

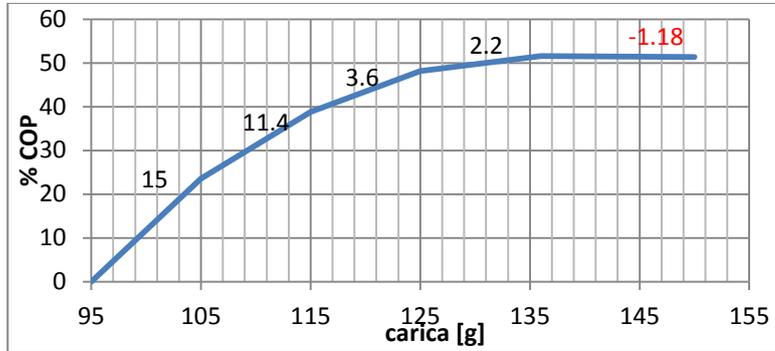


Fig 3-20 Rapporto dei COP HFOze

Carica [g]	Consumi [Wh]
115	205.8
105	212
101	218.2
95	230.1
85	258.4

$\frac{i}{i+1}$	$\epsilon$
<b>105/115</b>	0.97
<b>101/105</b>	0.971
<b>95/101</b>	0.948
<b>85/95</b>	0.89

Tabella 3-10 Rapporto dei COP HFOze

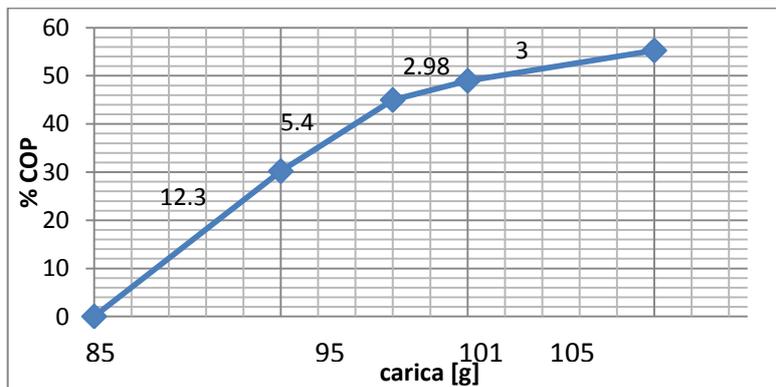


Fig 3-21 Rapporto dei COP HFOyf

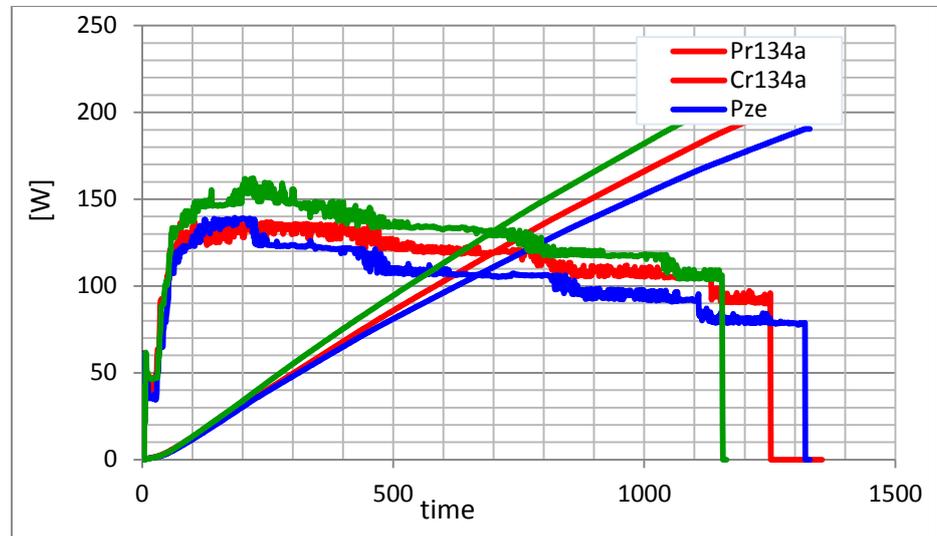


Fig 3-22 Potenze medie

### 3.5 CARICA OTTIMALE HFO 1234 ze

Dopo aver verificato la correttezza della carica sono state effettuate sia prove secondo normativa, che prove in funzionamento power freezer.

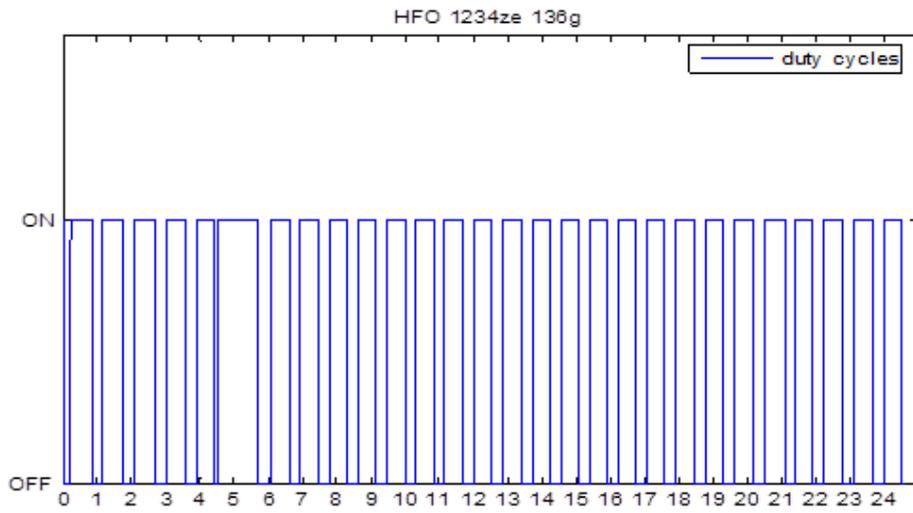


Figura 3-23 Duty Cycles HFOze 136g

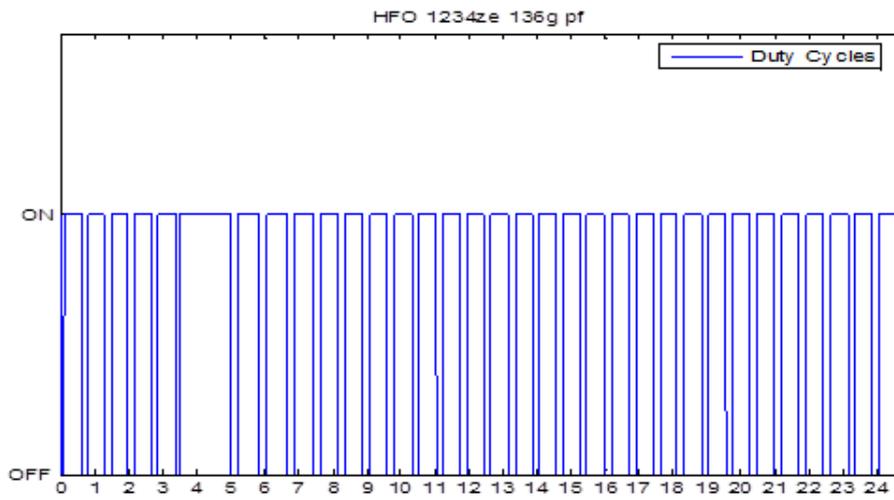


Figura 3-24 Duty Cycles HFOze 136g pf

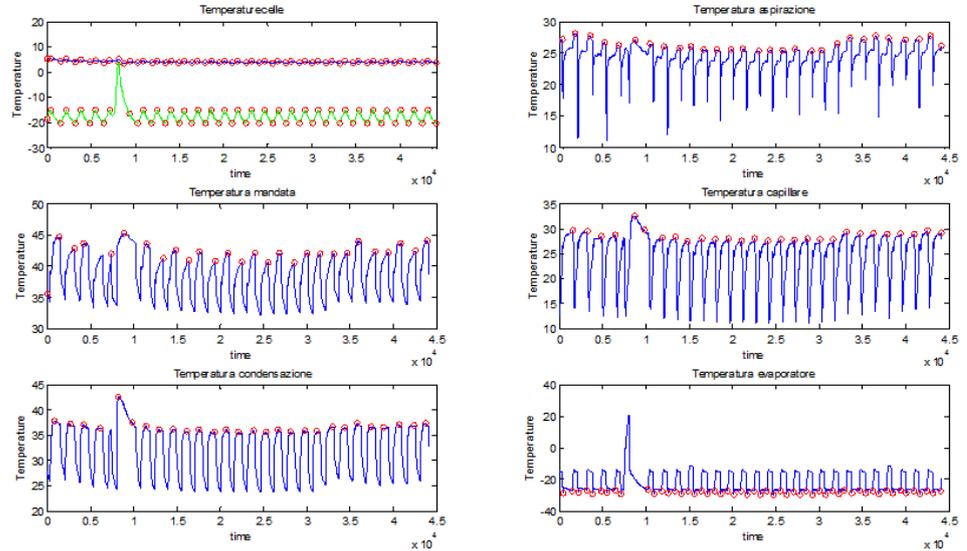


Figura 3-25 Principali proprietà termodinamiche HFOze 136 da normativa

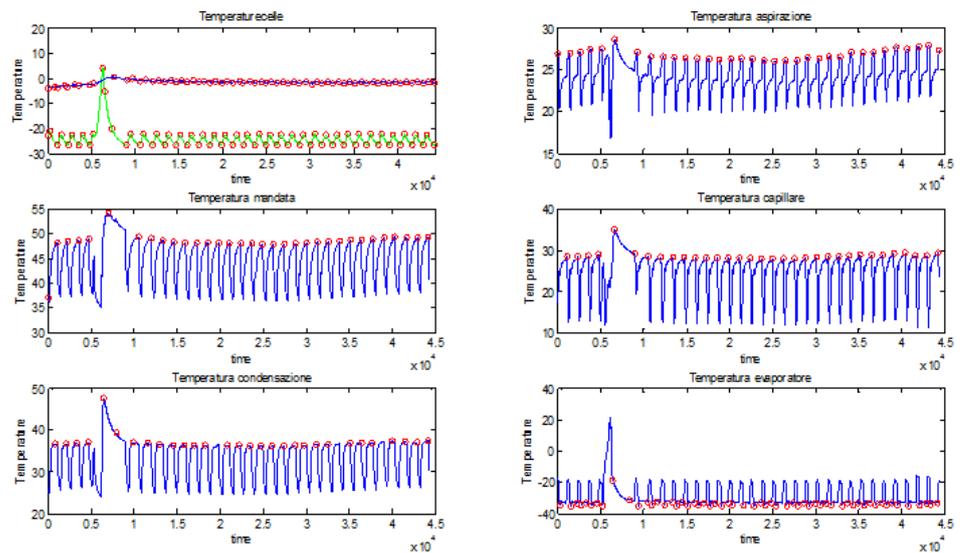


Figura 3-26 Principali proprietà termodinamiche HFOze 136g pf

Durata		R134a	hfo_ze
Tipologia prova		101g	136 g
E24h kWh/anno		289.4	273.0
Duty cycles	Ton [min]	36.4	32.1
	Toff [min]	19.7	19.9
	Ton/(Ton+Toff)	0.65	0.62
$\Delta t_{sh}$ [°C]		56.5	53.0
$\Delta t_{sh}$ evaporatore[°C]		13.0	11.0
$\Delta t_{sc}$ [°C]		0.5	6.6
Tevaporazione [°C]		-28.6	-26.9
Taspirazione [°C]	max medio min medio	27.7	26.4
Tmandata [°C]	max medio min medio	44.6	42.2
Toncapillare [°C]	max medio min medio	34.6	28.5
T condensazione [°C]	max medio min medio	34.8	36.5
T ambiente [°C]	max min med	24.9	24.9
T cella superiore [°C]	max min med	-14.6 -20.5 -17.5	-15.2 -20.3 -17.8
T cella inferiore [°C]	max min med	4.5 3.8 4.2	4.4 3.7 4.1
Picchi cella superiore[min]	up [time]	56.0	51.9
	down [time]	56.2	51.6
Picchi cella inferiore[min]	up [time]	55.8	51.9
	down [time]	55.7	51.6
Pressione alta[bar]	up	8.83	6.96
	down	6.6	4.92
Pressione bassa[bar]	up	1.8	1.26
	down	0.82	0.67

Tabella 3-10 HFOze Prova secondo normativa

Durata		R134a	hfo_ze
Tipologia prova		101	136.0
E24h kWh/anno		461.0	423.0
Duty cycles	Ton [min]	29.4	31.0
	Toff [min]	12.7	21.1
	Ton/(Ton+Toff)	0.70	0.60
$\Delta t_{sh}$ [°C]		63.0	57.5
$\Delta t_{sh}$ evaporatore[°C]		11.6	9.0
$\Delta t_{sc}$ [°C]		0.4	8.6
Tevaporazione[°C]	max	-34.9	-33.1
	min	-37.1	-34.8
	med	-36.0	-34.0
Taspirazione[°C]	max medio min medio	29.0	26.8
Tmandata[°C]	max medio min medio	53.4	48.2
Toncapillare[°C]	max medio min medio	36.4	28.5
T condensazione[°C]	max medio min medio	36.7	36.8
T ambiente[°C]	max		
	min		
	med	24.8	24.9
T cella superior[°C]e	max	-21.8	-22.4
	min	-26.8	-26.6
	med	-24.3	-24.5
T cella inferior[°C]re	max	-0.5	-1.4
	min	-1.0	-2.0
	med	-0.8	-1.7
Picchi cella superiore[min]	up [time]	41.4	43.3
	down [time]	41.5	43.0
Picchi cella inferiore[min]	up [time]	42.0	43.0
	down [time]	41.4	43.0
Pressione alta[bar]	up	9.3	7.01
	down	6.85	5.02
Pressione bassa[bar]	up	1.15	1.04
	down	0.63	0.51

Tabella 3-11 HFOze Prova PF

**3.6 CARICA OTTIMALE HFO 1234 YF**

Dopo aver individuato con l'ausilio delle prove pull-down la carica ottimale di refrigerante HFOyf sono state effettuate le prove di 24 ore sia secondo normativa che power freezer.

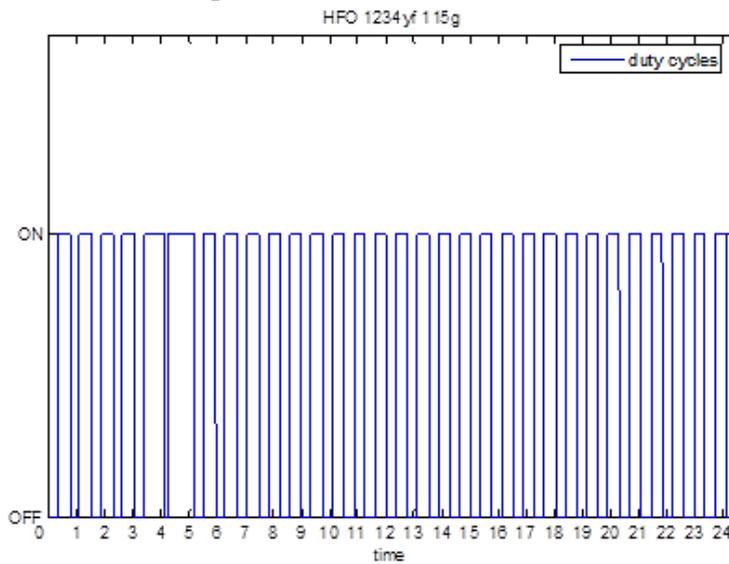


Figura 3-27 Duty Cycles HFOyf 115g da normativa

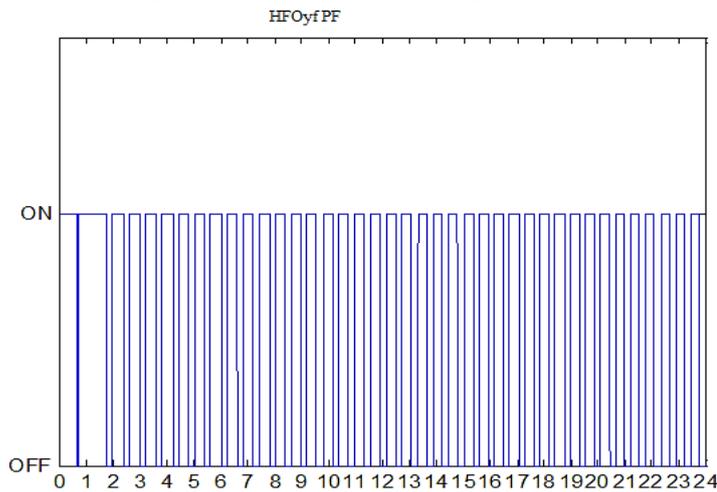


Figura 3-28 Duty Cycles HFOyf 115g pf

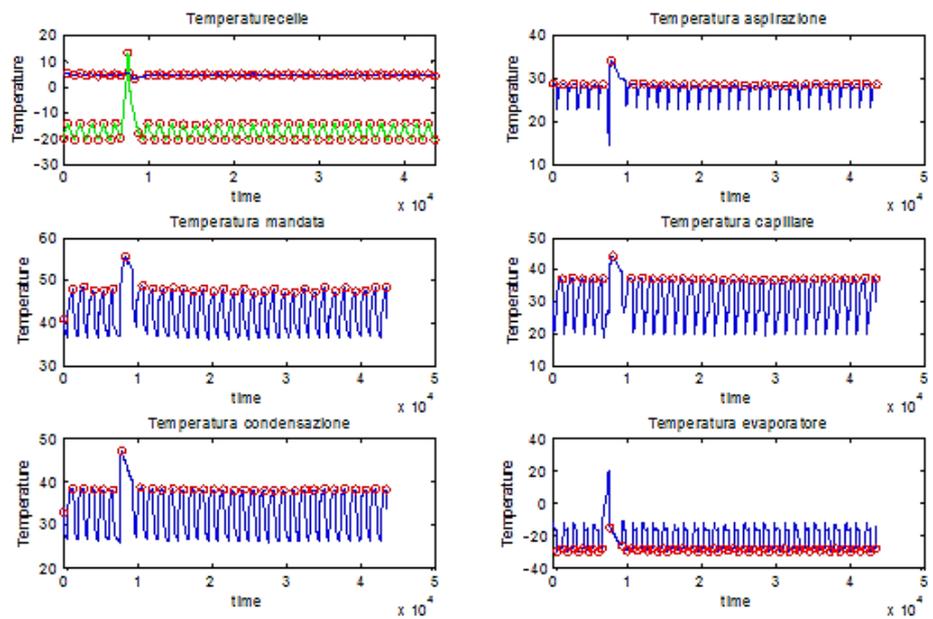


Figura 3-29 Principali proprietà termodinamiche HFOyf 115g da normativa

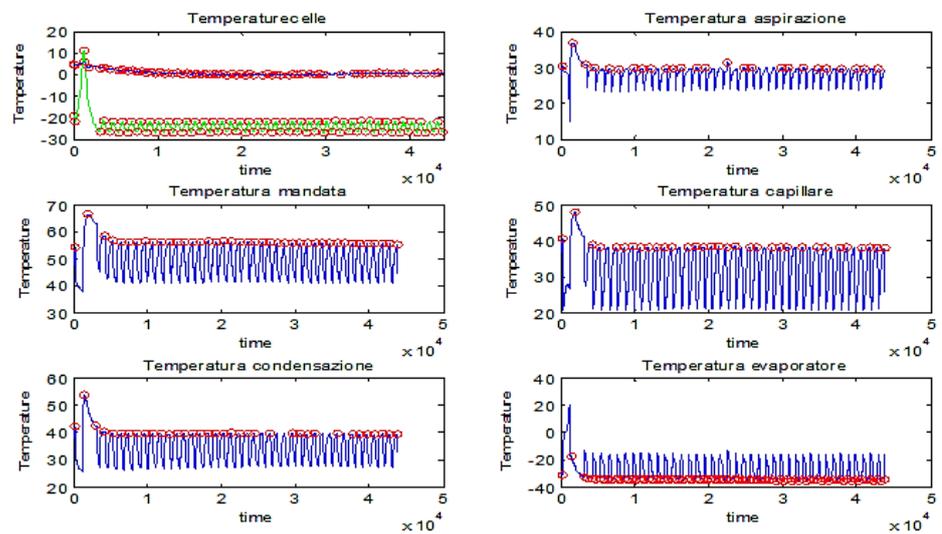


Figura 3-30 Principali proprietà termodinamiche HFOyf 115g p

Durata		R134a	hfo_yf
Tipologia prova		101g	115g
E24h kWh		289.4	282.4
Duty cycles	Ton [min]	36.4	25.5
	Toff [min]	19.7	21.0
	Ton/(Ton+Toff)	0.65	0.55
$\Delta t_{sh}$ [°C]		56.5	56.0
$\Delta t_{sh}$ evaporatore[°C]		13.0	9.5
$\Delta t_{sc}$ [°C]		0.5	1.4
Tevaporazione[°C]		-28.6	-27.7
Taspirazione[°C]	max medio min medio	27.7	28.6
Tmandata[°C]	max medio min medio	44.6	47.6
Toncapillare[°C]	max medio min medio	34.6	37
T condensazione[°C]	max medio min medio	34.8	38
T ambiente[°C]	max min med	24.9	25
T cella superiore[°C]	max min med	-14.6 -20.5 -17.5	14.3 20.5 17.4
T cella inferiore[°C]	max min med	4.5 3.8 4.2	4.9 4.2 4.6
Picchi cella superiore[min]	up [time]	56.0	45.6
	down [time]	56.2	45.5
Picchi cella inferiore[min]	up [time]	55.8	45.6
	down [time]	55.7	45.3
Pressione alta[bar]	up	8.83	9.7
	down	6.6	7
Pressione bassa[bar]	up	1.8	2.04
	down	0.82	1.06

Tabella 3-12 HFOyf Prova secondo normativa

Durata		R134a	hfo_yf
Tipologia prova		101	115
E24h kWh		461.0	475.0
Duty cycles	Ton [min]	29.4	21.7
	Toff [min]	12.7	13.3
	Ton/(Ton+Toff)	0.70	0.62
$\Delta tsh$ [°C]		63.0	63.2
$\Delta tsh$ evaporatore[°C]		11.6	9.0
$\Delta tsc$ [°C]		0.4	1.4
Tevaporazione[°C]	max	-34.9	-34.3
	min	-37.1	-35.4
	med	-36.0	-34.8
Taspirazione[°C]	max medio min medio	29.0	29.9
Tmandata[°C]	max medio min medio	53.4	56.1
Toncapillare[°C]	max medio min medio	36.4	38.3
T condensazione[°C]	max medio min medio	36.7	39.8
T ambiente[°C]	max		
	min		
	med	24.8	25.1
T cella superiore[°C]	max	-21.8	-21.6
	min	-26.8	-26.8
	med	-24.3	-24.2
T cella inferiore[°C]	max	-0.5	0.9
	min	-1.0	0.4
	med	-0.8	0.65
Picchi cella superiore[min]	up [time]	41.4	34.8
	down [time]	41.5	34.7
Picchi cella inferiore[min]	up [time]	42.0	41.3
	down [time]	41.4	35.6
Pressione alta[bar]	up	9.3	10.12
	down	6.85	7.23
Pressione bassa[bar]	up	1.15	1.78
	down	0.63	0.8

Tabella 3-13 HFOze Prova PF

3.7 CONFRONTO R134A-HFOZE-HFOYF

Gli andamenti di temperatura relativi alla cella superiore sono simili, così come è possibile osservare in figura 4.29

La tabella, inoltre, evidenzia come il fluido HFO 1234yf presenti tempi minori nella prova pulldown e consumi simili all' R134a, mentre l'HFO ze presenta consumi minori.

tempi [min]/temperature [°C]	R134a	hfoze	hfoyf
10	15.6	16.3	17.5
0	31.7	29.3	32.5
-18	93.2	99.0	87.6
time end	103.8	110.6	96.1
consumi [Wh]	200.9	190.4	205.8
Potenza max [W]	137.9	149.6	162.2

Tabella 3-14 confronto performance

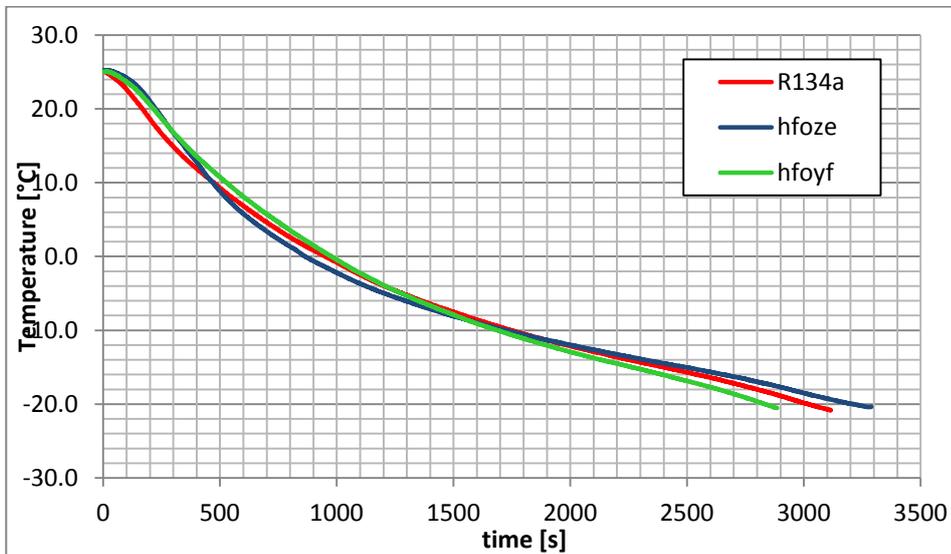


Fig 3-31 confronto pull-down

La differenza sostanziale è nella densità all' aspirazione che risulta essere diversa. L'HFOyf ha la densità all'aspirazione pari a  $5.3 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ , maggiore sia

rispetto l'R134a (pari a  $3.7 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ ), sia all'HFOze ( $3.4 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ ), che influenza notevolmente il funzionamento della macchina frigorifera così come si vedrà nell'analisi dei dati relativi alle 24 ore

### CONFRONTO 24H

Durata		R134a	hfo_ze	hfo_yf
E24h kWh		289.4	273.0	282.4
Duty cycles	Ton [min]	36.4	32.1	25.5
	Toff [min]	19.7	19.9	21.0
	Ton/(Ton+Toff)	0.64	0.62	0.54
$\Delta t_{sh}$ [°C]		56.5	53.0	56.0
$\Delta t_{sh}$ evaporatore[°C]		13.0	11.0	9.5
$\Delta t_{sc}$ [°C]		0.5	6.6	1.4

Tabella 3-15

Durata		R134a	hfo_ze	hfo_yf
E24h Kwh		461.0	423.0	475.0
Duty cycles	Ton [min]	29.4	31.0	21.7
	Toff [min]	12.7	21.1	13.3
	Ton/(Ton+Toff)	0.70	0.60	0.62
$\Delta t_{sh}$ [°C]		63.0	57.5	63.2
$\Delta t_{sh}$ evaporatore[°C]		11.6	9.0	9.0
$\Delta t_{sc}$ [°C]		0.4	8.6	1.4

Tabella 3-16

Valutando i risultati relativi alle prove 24h e alle power-freezer, risulta evidente come i consumi dell' HFO1234ze diminuiscano rispetto all' R134a, rispettivamente dell' 5.85% nelle 24 ore, e dell' 8.25% nella Power freezer. Anche il fluido HFO1234yf presenta ottime performance, simili a quelle dell'R134a, anche se inferiori rispetto quelle dell' HFOyf. Se prendiamo in considerazione le grandezze intensive, temperature e pressioni, notiamo come i fluidi presentano un rapporto di compressione simile, ma l'HFOyf ha un valore  $\beta^V$  minore, che fa sì che il rendimento volumetrico risulti maggiore. Questo, in aggiunta all'elevato valore della

$\rho_{asp}$ , potrebbe essere sintomatico di una portata massica maggiore. Osservandi i valori di  $\Delta h_{fr}$ , ( $\Delta h_{frHFOyf} < \Delta h_{frHFOze}$ ) (valutato nelle 24h), e la potenza elettrica assorbita che aumenta dimostra quindi che è più consistente l'aumento della portata massica e di conseguenza è maggiore la potenza frigorifera come confermato dal valore minore di duty cycle, che assumendo valori minori evidenzia come il compressore stia in ON per meno tempo a ciclo erogando la stessa energia frigorifera, perché le condizioni a contorno non variano. Entrambi gli HFO, quindi, possono ritenersi adeguati al drop-in

	R134a	HFO1234yf	HFO1234ze
Massa [g]	101	115	136
P. massima [bar]	8.9	9.8	6.9
P. minima [bar]	0.9	1.0	0.7
T. aspirazione [°C]	27.1	28.2	24.4
T. mandata [°C]	44.8	47.5	42.0
T. condensazione [°C]	34.8	38.2	36.1
T. ingr. Capillare [°C]	34.4	36.9	28.0
T. evaporazione [°C]	-28.6	-27.6	-26.9
T. out. Evaporatore [°C]	-22.0	-23.4	-22.4
$\beta$	9.9	9.8	9.9
$\beta^{\gamma}$	8.0	7.2	8.1
$\rho_{asp} \left[ \frac{Kg}{m^3} \right]$	3.7	5.3	3.4
$\Delta h_{fr} \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$	178	142	170
Potenza media ON [W]	48.0	54.2	45.8
Duty cycle	0.64	0.54	0.62

Tabella 3-17

con l'R134a, ma l'HFO1234ze risulta migliore per questo tipo di macchina frigorifera. Resta da valutare il comportamento in altri tipi di impianti riguardanti ad esempio la refrigerazione industriale, la climatizzazione,

## CAPITOLO IV MISCELE R134A-HFO1234YF

### 4.1 DETERMINAZIONE DEL RAPPORTO DI MISCELAZIONE

Il rapporto di miscelazione è stato scelto tenendo in considerazione il GWP esibito dalla miscela che non deve violare il limite imposto dalla normativa pari a 150.

Per il calcolo del GWP della miscela si è utilizzata la formula:

$$GWP_{TOT} = \frac{GWP_{R134a} \times m_{R134a} + GWP_{HFO1234yf} \times m_{HFO1234yf}}{m_{R134a} + m_{HFO1234yf}}$$

Che riferendoci alla percentuale si può scrivere come:

$$GWP_{TOT} = \frac{GWP_{R134a} \times \%_{R134a} + GWP_{HFO1234yf} \times \%_{HFO1234yf}}{\%_{R134a} + \%_{HFO1234yf}}$$

Ricordando che il GWP dell'R134a è pari a 1430 e quello dell'HFO1234yf è pari a 4, invertendo la relazione di sopra si trova banalmente che la massima percentuale di R134a introducibile in un circuito di frigorifero al fine di rispettare la normativa è:

$$\%_{R134a} = \frac{GWP_{TOT} - GWP_{HFO1234yf}}{GWP_{R134a} - GWP_{HFO1234yf}} \times 100$$

quindi la percentuale massima di R134a è 10,24%.

E' stato quindi realizzato in linguaggio MatLab un programma in grado di valutare alcune delle principali caratteristiche delle miscele (HFOyf-R134a ed HFOze-R134a) relative all'utilizzo come fluido refrigerante.

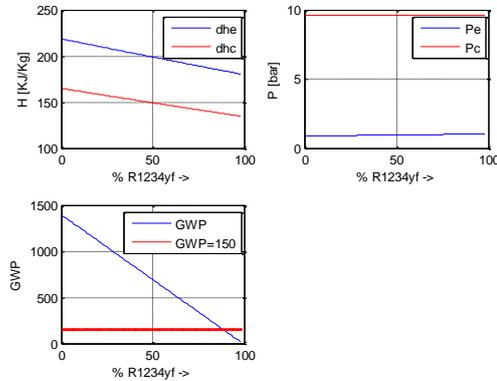


Fig. 4-1 Miscela

Dallo studio fatto, risulta come la miscela 90%HFO- 10%R134a tra le soluzioni a norma abbia proprietà migliori. All'interno della macchina frigorifera si è pertanto introdotta la miscela con rapporto di miscela del 10%.

#### 4.2 ANALISI DELLA TEMPERATURA DI SCORRIMENTO

Prima di effettuare ogni analisi o considerazione sul funzionamento del ciclo termodinamico si è ritenuto opportuno calcolare quanto il comportamento della miscela si discosta dal comportamento di una sostanza pura. In particolare è stata valutata la cosiddetta “Temperatura di scorrimento” o Glide di temperatura. La miscela infatti non è azeotropica ossia durante il cambiamento di fase, a parità di pressione, si verifica un cambiamento di temperatura: un incremento durante la fase di evaporazione (da titolo  $x=0$  a titolo  $x=1$ ) e una diminuzione durante la fase di condensazione (da titolo  $x=1$  a titolo  $x=0$ ) dovuto al fatto che le isoterme nella regione bifasica hanno pendenza non nulla e quindi non vi è neppure corrispondenza biunivoca tra temperatura e pressione. Tale fenomeno è stato valutato mediante l’ausilio di un tool realizzato in ambiente Matlab denominato Refprop che realizza delle ottime approssimazioni in riferimento alla percentuale dei componenti da noi utilizzata. Sono stati realizzati dei grafici al variare della pressione, con

due intervalli, l'intervallo (0.50;3.00) [bar] per prendere in considerazione tutti i possibili valori di pressione riscontrabili all'evaporatore e l'intervallo (8.00;16.00) [bar] per il condensatore per gli stessi motivi di cui sopra.

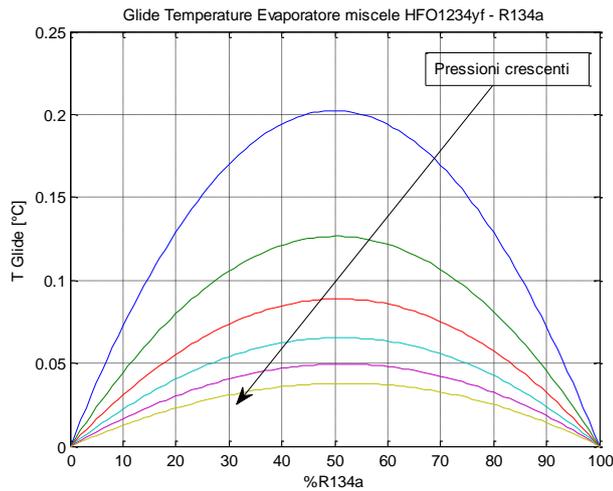


Figura 4-2: Glide Temperature in funzione della % di R134a e delle pressioni tipiche di evaporazione

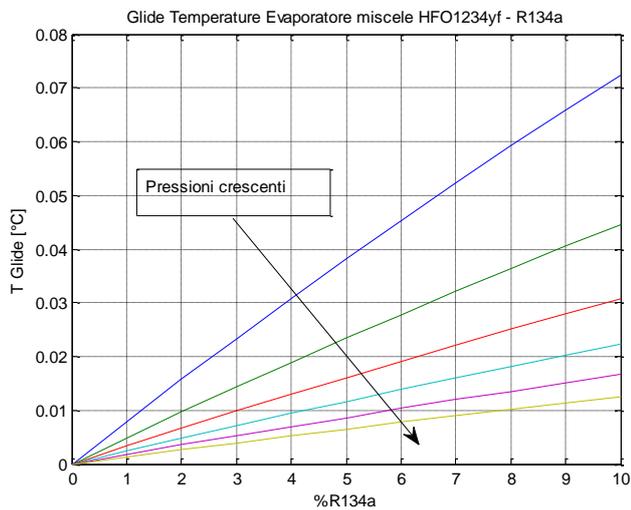


Figura 4-3: Glide Temperature per basse % di R134a e pressioni tipiche dell'evaporatore

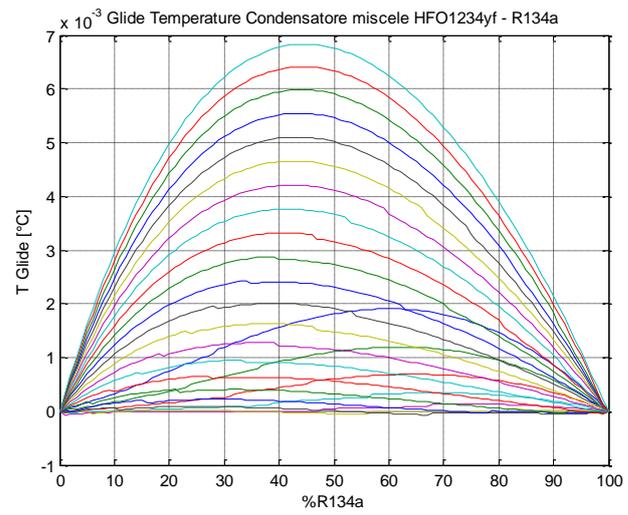


Figura 4-4: Glide Temperature in funzione della % di R134a e delle pressioni tipiche di condensazione

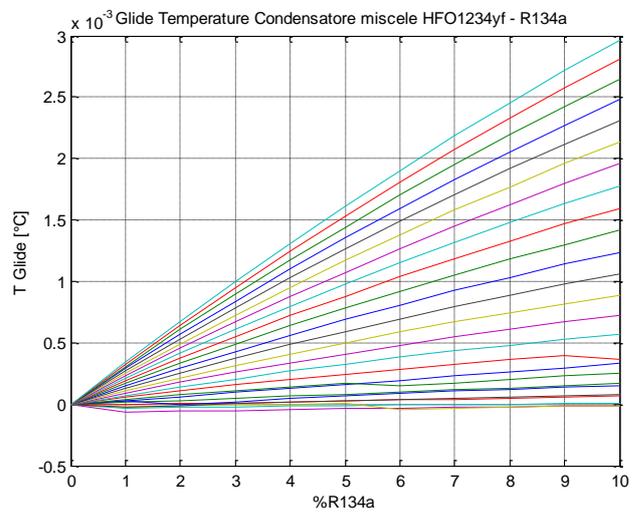


Figura 4-5: Glide Temperature per basse % di R134a e pressioni tipiche del condensatore

Come mostrato dalle figure, il Glide di Temperatura assume dei valori molto piccoli e pertanto nella trattazione seguente la miscela verrà considerata alla stregua di una sostanza pura.

### **4.3 RICERCA CARICA OTTIMALE: PULLDOWN**

Per la valutazione della carica ottimale occorre controllare le grandezze tipiche del ciclo termodinamico come le pressioni, le temperature, il  $\Delta T$  tra le temperature di evaporazione e di uscita (che chiameremo  $\Delta T$  di surriscaldamento all'evaporatore) nonché l'andamento degli stessi nel tempo. Prendendo come riferimento la carica ottimale di R134a di 101g, siamo partiti con una prova PULLDOWN con carica 90g di HFO1234yf e 10g di R134a. Attraverso il confronto tra i risultati della prova con questa carica e le medesime prove con la carica ottimale di R134a e di HFO1234yf, si è evidenziato che:

- La temperatura di evaporazione era troppo bassa (all'evaporatore abbiamo un fluido in passaggio di fase per cui c'è legame biunivoco tra pressione e temperatura e se la temperatura all'evaporatore è bassa allora anche la pressione all'evaporatore è bassa e ciò indica scarsa carica)
- Pressioni del ciclo basse (sia al condensatore che all'evaporatore)
- Il surriscaldamento all'evaporatore troppo grande (il fluido in quantità insufficiente evapora prima di concludere il percorso nell'evaporatore e quindi all'uscita si presenta già fortemente surriscaldato)
- Durata della prova molto prolungata rispetto a carica ottimale di R134a e HFO1234yf.

Come si evince chiaramente dal grafico che segue, le due temperature di evaporazione raggiungono valori e seguono andamenti diversi tra loro. Nel caso dell'HFO1234yf la lieve oscillazione di questa temperatura

evidenzia una depressione all'interno del circuito dovuta alla mancanza di fluido.

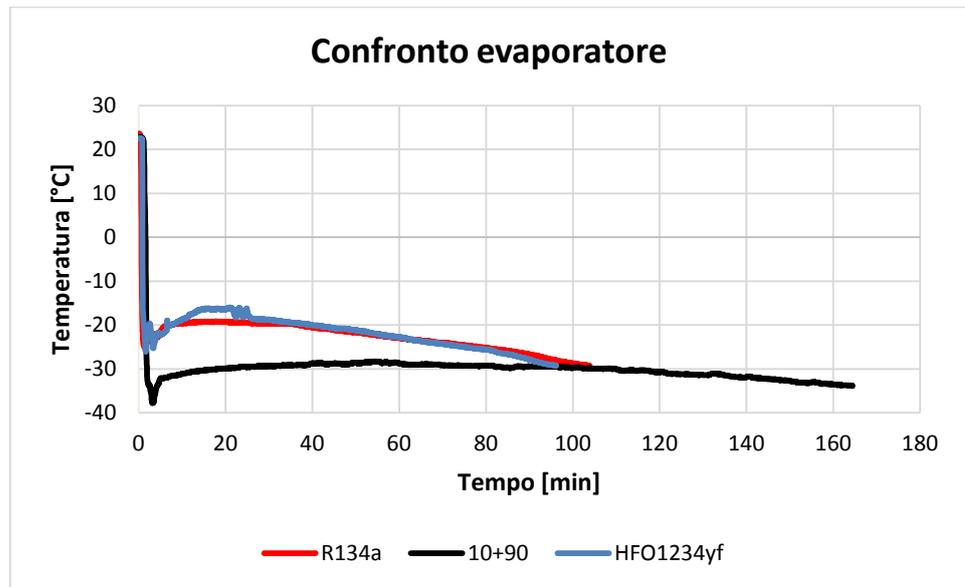


Figura 4-6 Temperatura di evaporazione registrata durante le prove PULLDOWN

La pressione superiore si mostra più bassa a causa della massa inadeguata di fluido inserito nel circuito.

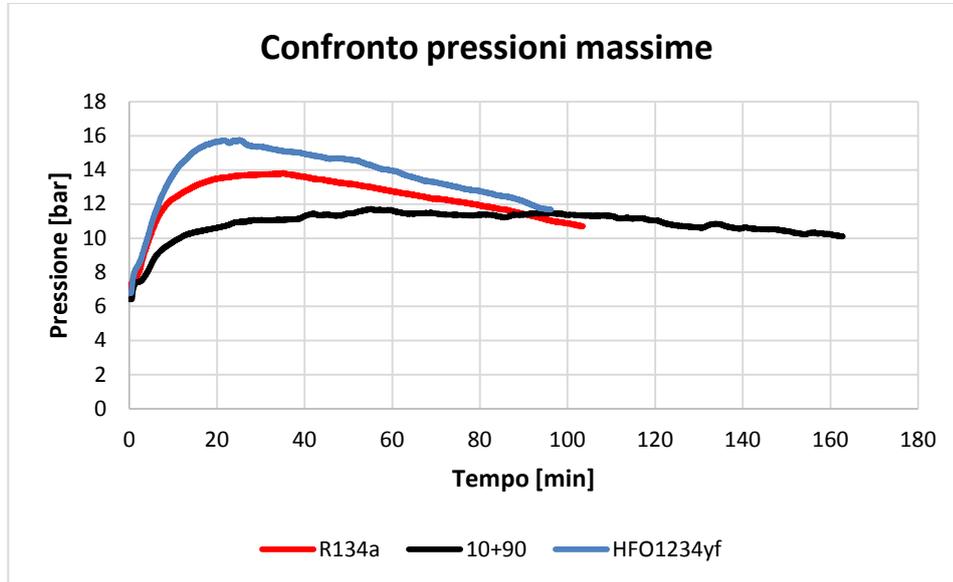


Figura 4-7: Pressione di condensazione registrata durante le prove PULLDOWN

Il seguente grafico mostra come la differenza tra le temperature di evaporazione e di uscita dall'evaporatore risultino fortemente maggiori rispetto alla condizione di carica ideale. Questa differenza, nel caso di circuito scarico, è causata da una veloce evaporazione di tutto il fluido che di conseguenza giunge ben presto in condizioni di vapore surriscaldato. Tuttavia non è presente una forte oscillazione della variazione di temperatura di surriscaldamento tipica dei circuiti scarichi. Inoltre il  $\Delta T$  così marcato è dovuto alla poca massa che transita nell'evaporatore e che si trova a dover sottrarre l'energia termica della cella superiore.

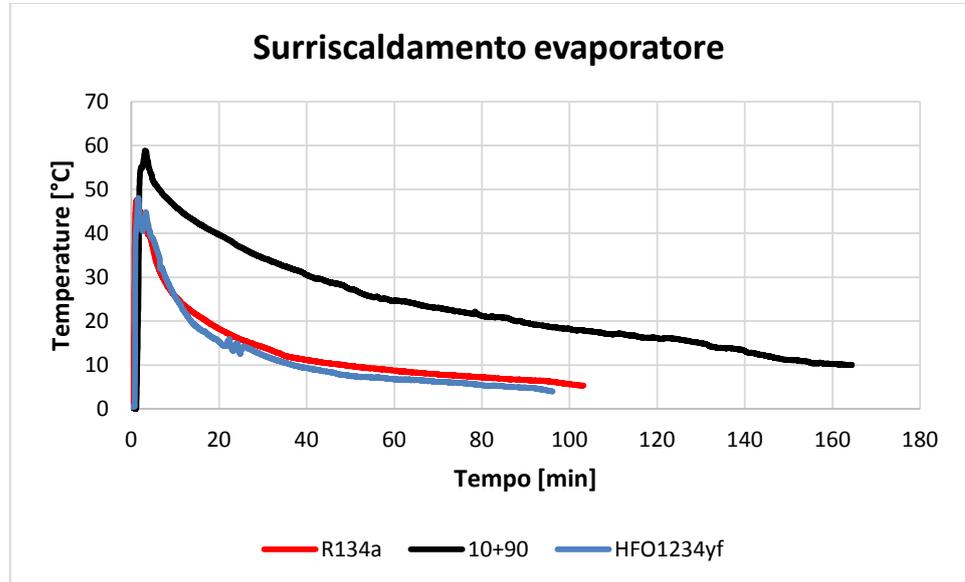


Figura 4-8: Surriscaldamento all'evaporatore registrato durante le prove PULLDOWN

È opportuno fare una distinzione tra  $\Delta T$  di surriscaldamento all'evaporatore e  $\Delta T$  di surriscaldamento globale. Il primo riguarda il surriscaldamento del fluido in condizioni bifasiche che ha luogo all'interno dell'evaporatore mentre il secondo è riguarda il surriscaldamento totale che va dall'ingresso nell'evaporatore fino all'ingresso del compressore. Queste due variabili risultano diversi per effetto dello scambio termico che si ha tra il liquido fresco che fluisce nel capillare e il gas caldo che scorre nel tubo di aspirazione del compressore grazie alla scelta costruttiva di avvolgere il capillare intorno al tubo. Nelle prove con la miscela il  $\Delta T$  di surriscaldamento globale risulta maggiore, il  $\Delta T$  di surriscaldamento all'evaporatore è maggiore, nonostante l'effetto della temperatura inferiore del fluido nel capillare e il sotto raffreddamento sia maggiore. Abbiamo un fluido che raggiunge prima la condizione di vapore saturo secco.

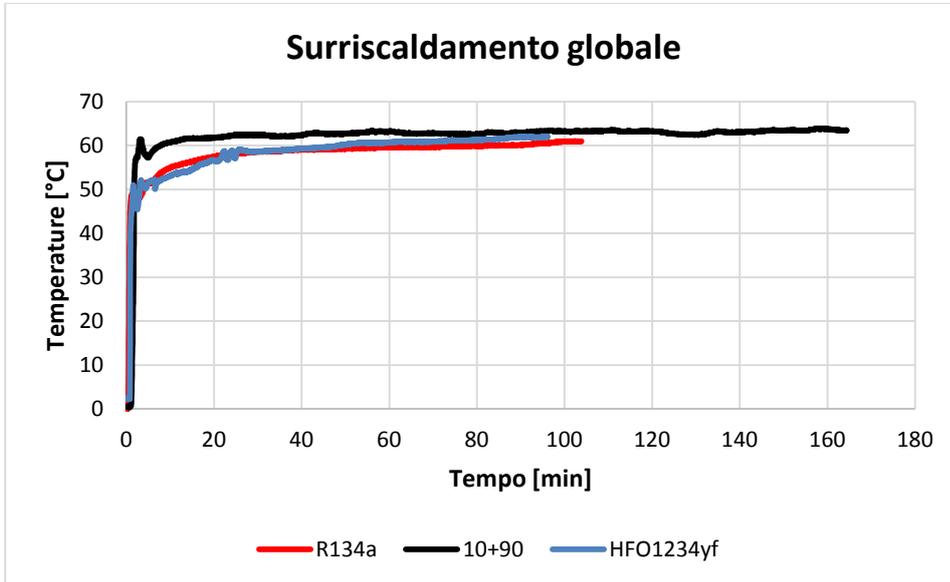


Figura 4-9: Andamento del surriscaldamento globale ossia differenza di temperatura tra l'aspirazione del compressore e l'evaporatore durante la prova PULLDOWN

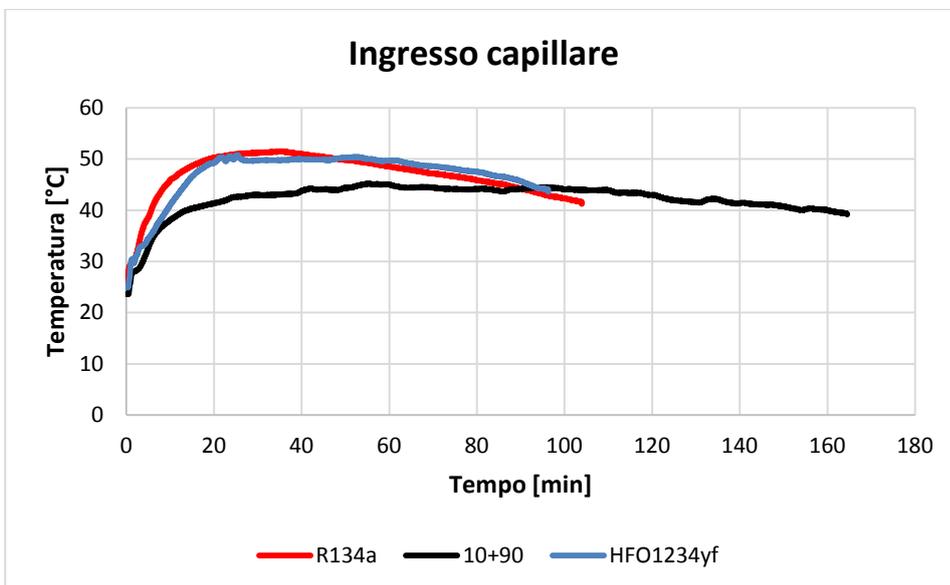


Figura 4-10: Temperatura all'ingresso del capillare registrata durante la prova PULLDOWN

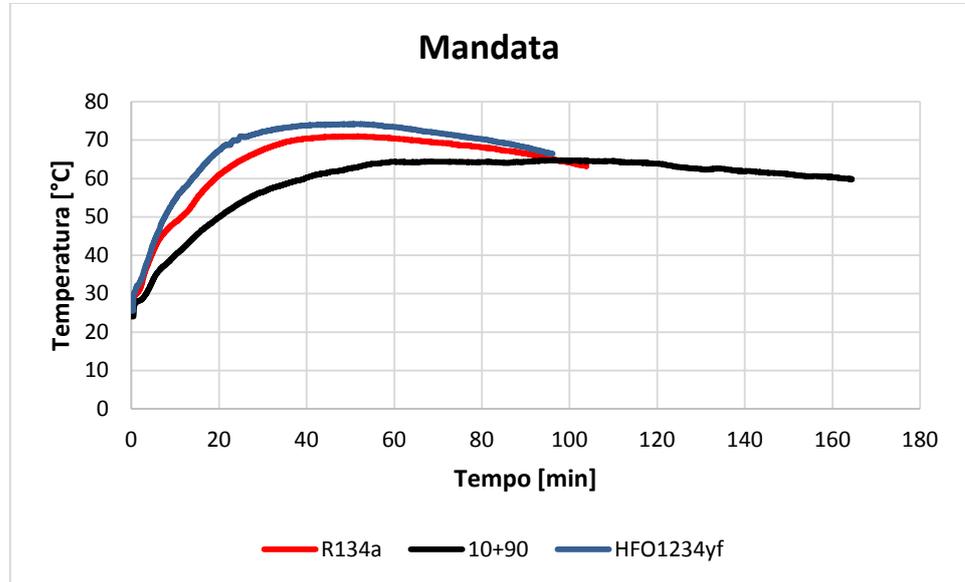


Figura 4-11: Temperatura di mandata del compressore registrata durante la prova PULLDOWN

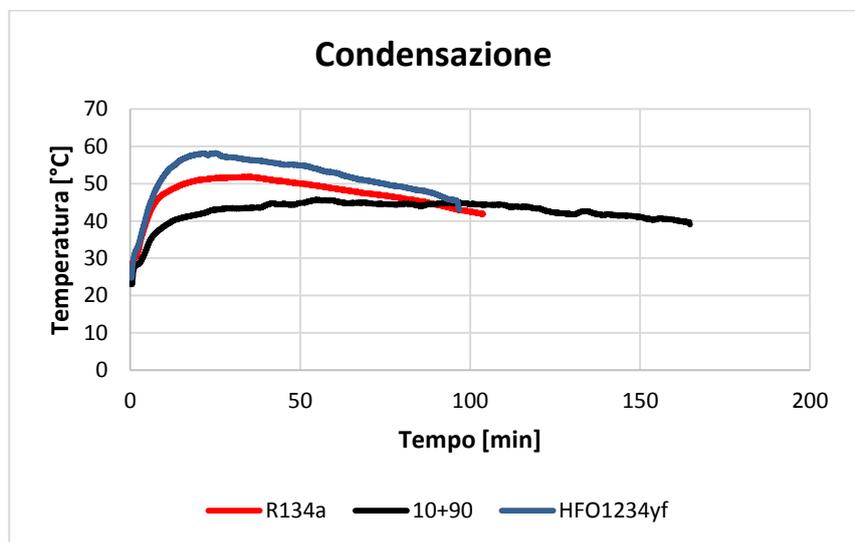


Figura 4-12: Temperatura di condensazione registrata durante la prova PULLDOWN

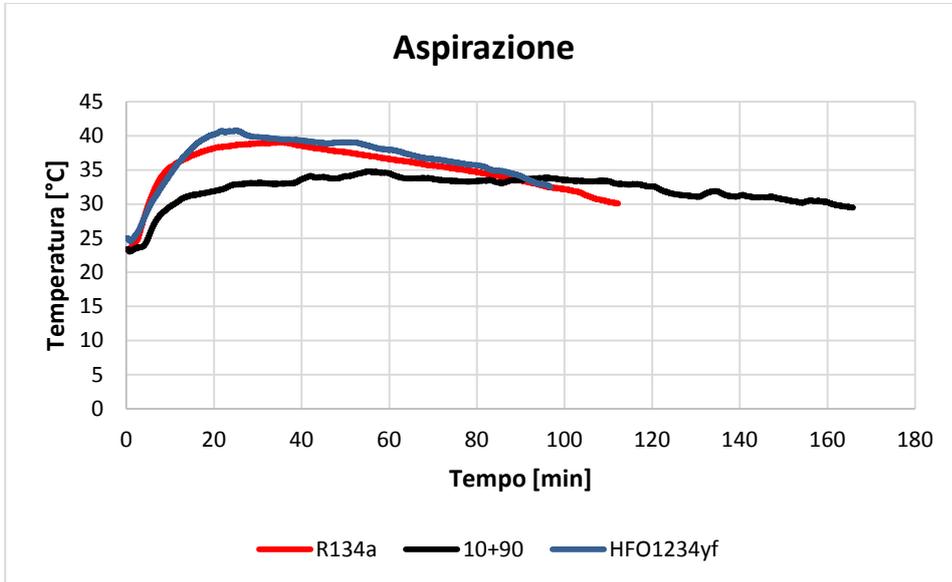


Figura 4-13: Temperatura di aspirazione registrata durante la prova PULLDOWN

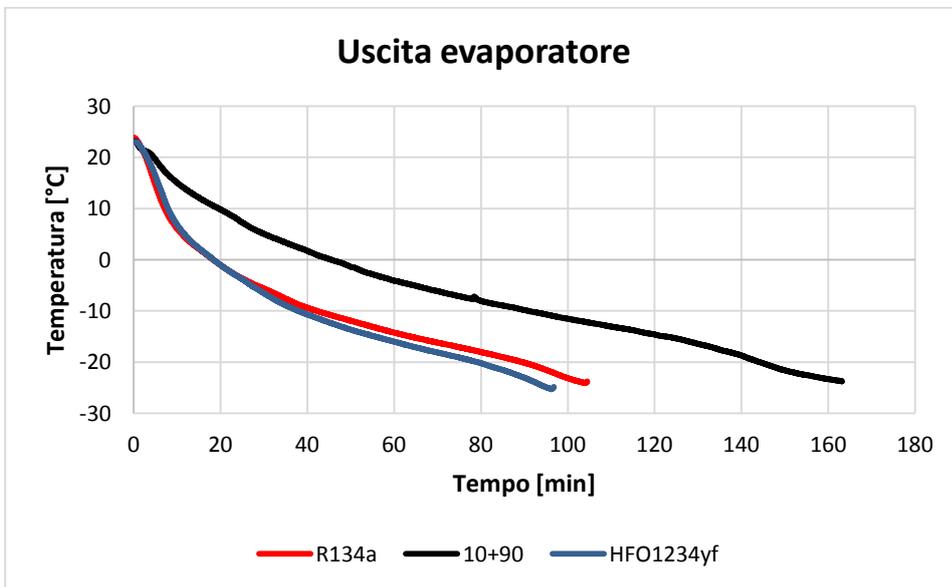


Figura 4-14: Temperatura all'uscita dell'evaporatore registrata durante la prova PULLDOWN

Queste irregolarità hanno avuto delle conseguenze sui consumi energetici, sull'andamento della potenza elettrica richiesta e sulla durata della fase di discesa. In particolare si evidenzia una potenza elettrica richiesta minore ma con tempi più lunghi per la carica 90g di HFO1234yf e 10g di R134a rispetto ai soli R134a 101g e HFO1234yf 115g. Ciò ha comportato un aumento dei consumi considerevole, come mostrato nella tabella e nella figura seguente:

		REFRIGERANTE		
		R134a	R134a + HFO1234yf	HFO1234yf
Massa	[g]	101	10+90	115
Consumi	[Wh]	200,9	272,8	205,8
$\Delta$ Consumi %		-	35,8	2,4
Potenza Max	[W]	137,9	107,2	162,2
Durata	[min]	103,8	165,8	96,1
$\Delta$ Durata %		-	59,7	-7,4

Tabella 4-1

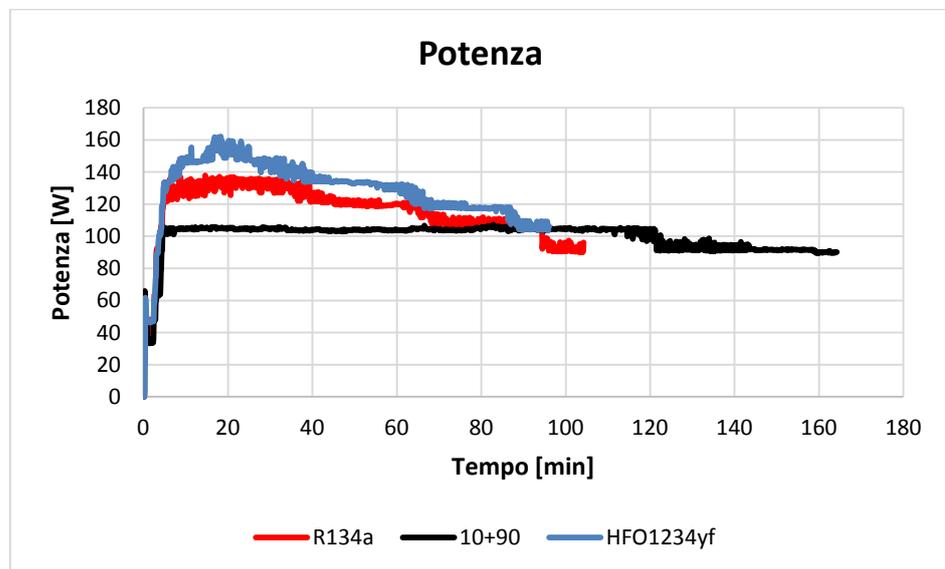


Figura 4-15: Andamento della potenza elettrica assorbita durante la prova PULLDOWN

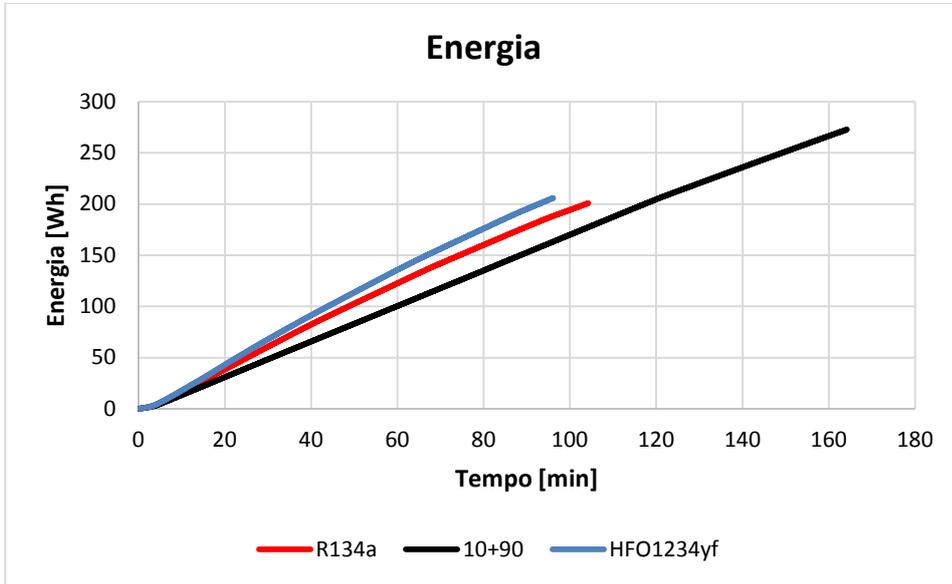


Figura 4-16: Andamento dell'energia assorbita durante la prova PULLDOWN

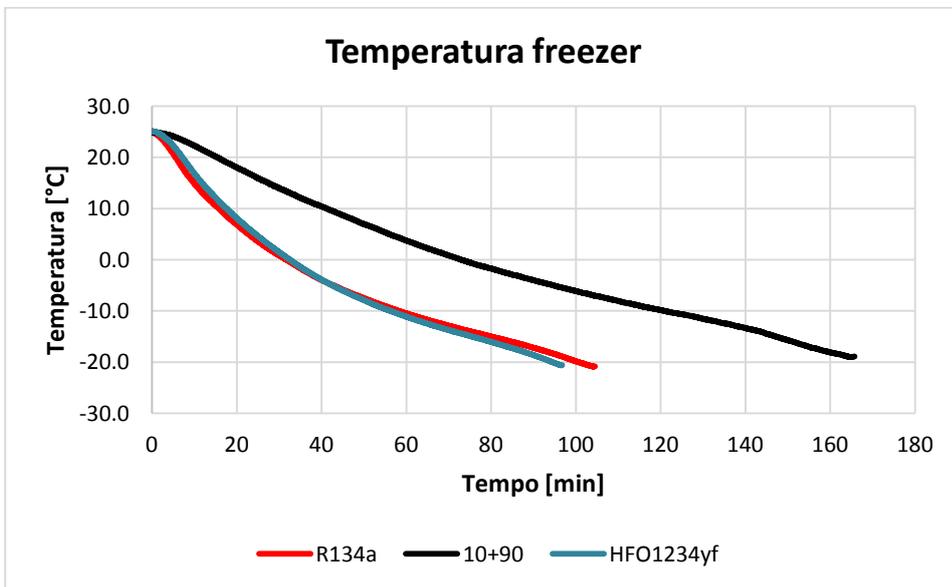


Figura 4-17: Andamento della temperatura nella cella freezer registrata durante la prova PULLDOWN

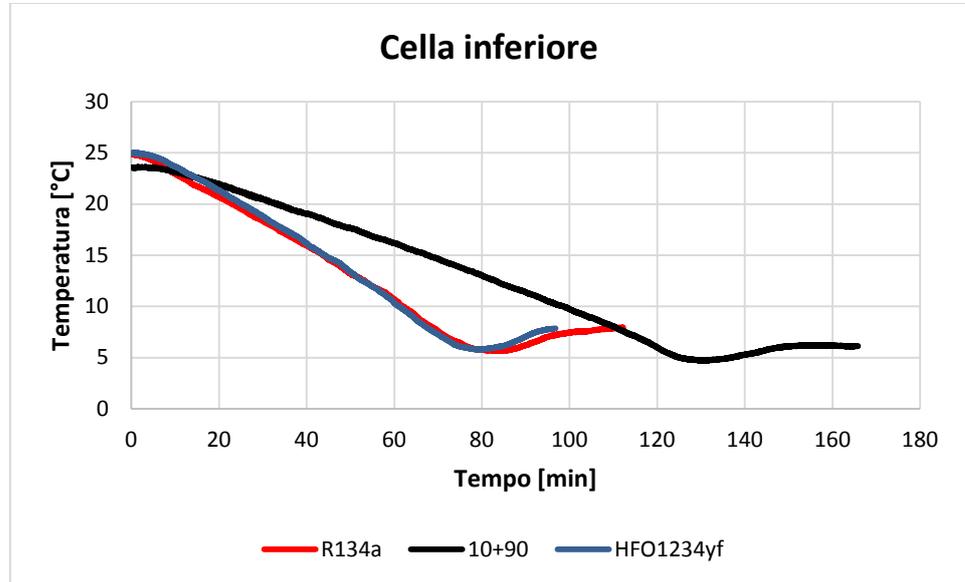


Figura 4-18: Andamento della temperatura nella cella frigo registrata durante la prova PULLDOWN

Questo comportamento unitamente a quello relativo ai consumi elettrici è imputabile ad un minore effetto frigorifero della macchina. Considerando che la potenza frigorifera viene espressa come:

$$P_{fr} = \dot{m}_{ref} \times \Delta h_{fr} \quad (4.1)$$

Dove il primo fattore rappresenta la portata massica di refrigerante e il secondo è il  $\Delta h$  frigorifero che rappresenta l'aumento di entalpia specifica del fluido mentre asporta calore dalla cella. È evidente dalle precedenti considerazioni che si manifesti una diminuzione della potenza frigorifera, infatti, assunto che l'energia termica che la macchina si trova a dover asportare dalle celle risulta uguale nelle due condizioni di carica, si ha che il tempo richiesto per questo processo risulta più lungo.

Ricordando che:

$$\dot{m}_{ref} = \rho_{asp} \times \eta_{Vol} \times \dot{V} \quad (4.2)$$

La formula della potenza diventa:

$$P_{fr} = \rho_{asp} \times \eta_{Vol} \times \dot{V} \times \Delta h_{fr} \quad (4.3)$$

A questo punto occorre valutare i vari fattori che concorrono alla potenza frigorifera. Iniziamo dal calcolo del salto entalpico che il fluido subisce all'evaporatore, il  $\Delta h_{fr}$ . Occorre subito precisare che il ciclo termodinamico in questione deve tener conto del fatto che il capillare è avvolto attorno al tubo dell'aspirazione, all'uscita tra l'uscita dell'evaporatore e l'aspirazione. Il ciclo termodinamico nel piano p-h diventa quindi:

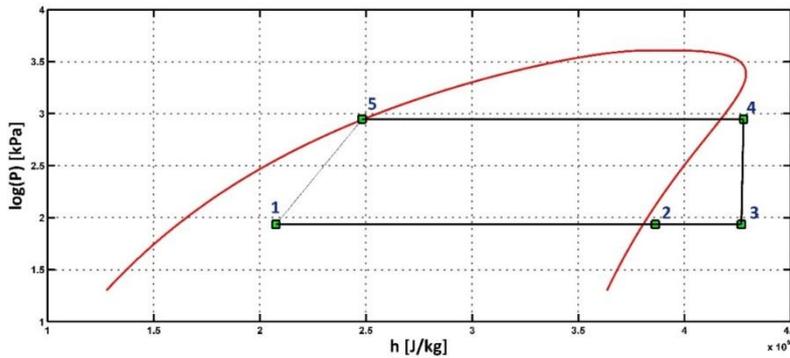


Figura 4-19 Ciclo termodinamico che si ottiene tenendo conto dello scambio di calore tra capillare e tubo di aspirazione

Rispetto al caso senza alcuno scambio di calore tra capillare e tubo di aspirazione (linea tratteggiata) abbiamo un incremento del  $\Delta h_{fr}$  dovuto alla potenza termica che il fluido che attraversa il capillare cede al fluido che si trova nel condotto che collega l'uscita dell'evaporatore con l'aspirazione. Effettuando un bilancio di potenza a capillare a condotto di aspirazione si ha:

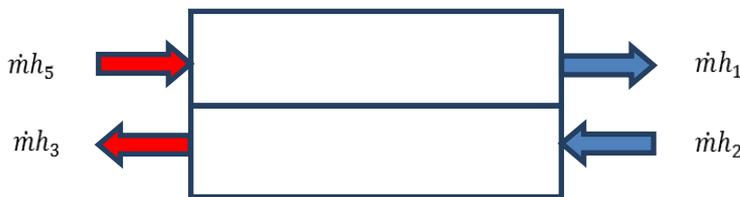


Figura 4-20: Scambio di calore tra capillare e tubo di aspirazione

Pertanto, poiché la portata massica è la stessa in tutti i punti del circuito, si ha:

$$h_1 = h_5 - (h_3 - h_2) \quad (4.4)$$

E ritornando alla variazione di entalpia frigorifera si ha:

$$\Delta h_{fr} = h_2 - h_1 = h_2 - h_5 + (h_3 - h_2) = h_3 - h_5 \quad (4.5)$$

Tali valori di entalpia sono stati calcolati conoscendo le proprietà termodinamiche (pressioni e temperature) e utilizzando il tool Refprop per il calcolo di  $h$ . Osservo che in entrambi i casi siamo al di fuori della regione bifasica, (in 5 il fluido si trova in condizioni di liquido sottoraffreddato e, anche se esso appare sulla curva limite inferiore, in realtà è nella regione di liquido). Per quanto riguarda il punto 3 conosciamo la pressione che corrisponde alla pressione minima del circuito e la temperatura all'aspirazione mentre per quanto riguarda il punto 5 conosciamo la pressione che è quella di condensazione e la temperatura che è quella di ingresso al capillare. Ovviamente  $\Delta h_{fr}$  è determinabile ma è necessario osservare che non siamo in condizioni di regime quindi bisogna innanzitutto prestare attenzione al suo valore in riferimento al tempo.

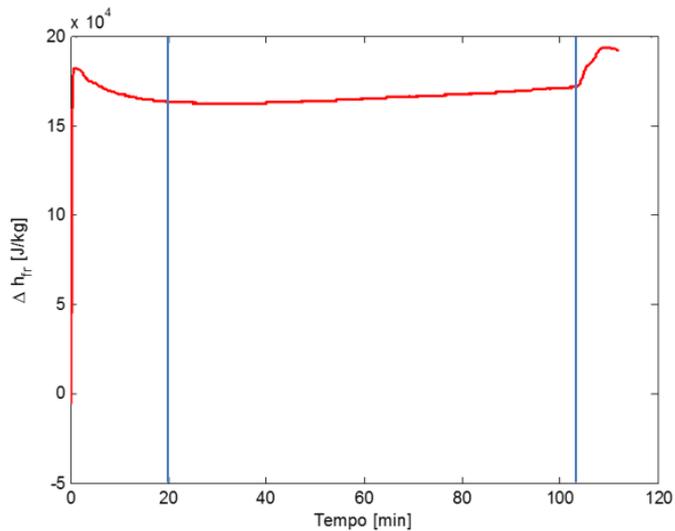


Figura 4-21: Andamento dell'effetto frigorifero  $\Delta h_{fr}$  durante la prova PULLDOWN

Come si osserva facilmente il  $\Delta h_{fr}$  tende a stabilizzarsi quasi subito attorno ad un valore di regime. Facendo la media (trascurando i valori osservati durante il transitorio iniziale, prima linea verticale, e quelli dopo che il compressore è andato in OFF, seconda linea verticale), si trovano i seguenti valori:

	REFRIGERANTE					
	R134a	R134a + HFO1234yf				HFO1234yf
<b>Massa</b>	<b>101</b>	<b>10+90</b>	<b>11+99</b>	<b>12+104</b>	<b>14+123,5</b>	<b>115</b>
<b><math>\Delta h_{fr}</math> [kJ/kg]</b>	165	141	140	136	136	134
	-	- 14,5%	- 15,0%	-17,6%	-17,6%	-19,0%

Tabella 4-2

Come si nota l'R134a esibisce un  $\Delta h_{fr}$  notevolmente superiore sia all'HFO1234yf preso singolarmente sia rispetto alle miscele. Se consideriamo invece le miscele, le differenze di  $\Delta h_{fr}$  sono molto esigue (inferiori al 5%) e non sono tali da giustificare le differenze significative nei tempi di discesa e quindi le differenze significative nelle potenze frigorifere, pertanto si può assumere un  $\Delta h_{fr}$  essenzialmente costante per le miscele.

Continuiamo la nostra analisi con l'osservare la densità all'aspirazione  $\rho_{asp}$  :

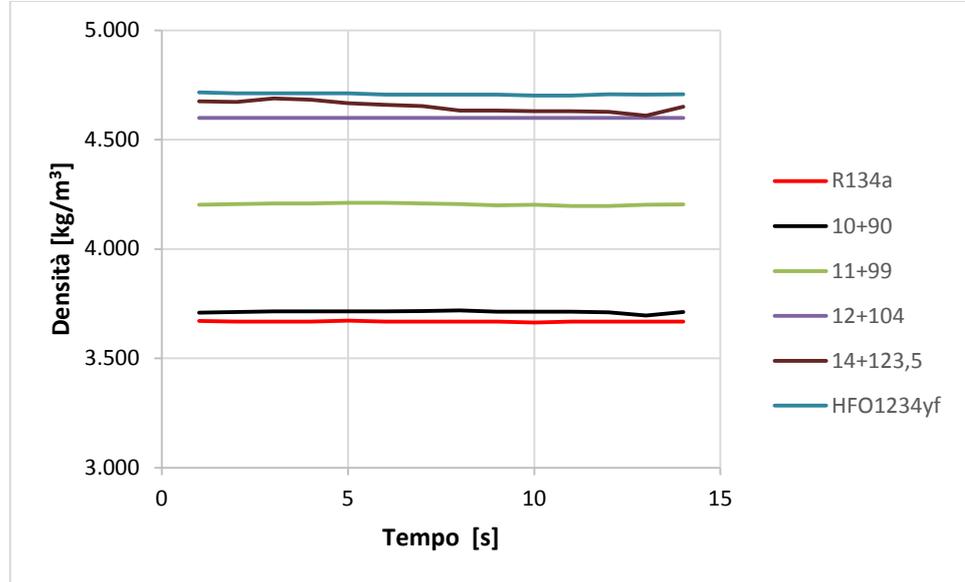


Figura 4-22 : Andamento delle densità all'aspirazione

	REFRIGERANTE					
	R134a	R134a + HFO1234yf				HFO1234yf
<b>Massa</b>	<b>101</b>	<b>10+90</b>	<b>11+99</b>	<b>12+104</b>	<b>14+123,5</b>	<b>115</b>
<b>Densità [kg/m3]</b>	3,67	3,71	4,20	4,60	4,65	4,71

Tabella 4-3

La tabella mostra chiaramente come il valore della densità all'aspirazione per la miscela R134a-HFO1234yf risulti sempre maggiore della densità del solo R134a. Inoltre aumentando la carica di refrigerante si nota un aumento della densità all'aspirazione.

La tendenza della densità all'aspirazione della miscela R134-HFO1234yf ad essere superiore ai valori tipici dell'R134a non induce comunque a pensare di poter aver una condizione di potenza frigorifera ottimale già

con la prima carica, la quale si raggiunge con le ultime prove. Combinando solo la densità all'aspirazione con il  $\Delta h_{fr}$  non siamo comunque in grado di spiegare il differente comportamento della potenza frigorifera, dobbiamo analizzare indirettamente (poiché non ne abbiamo una misura diretta) anche il comportamento di  $\eta_{Vol}$  e di  $\dot{V}$ .

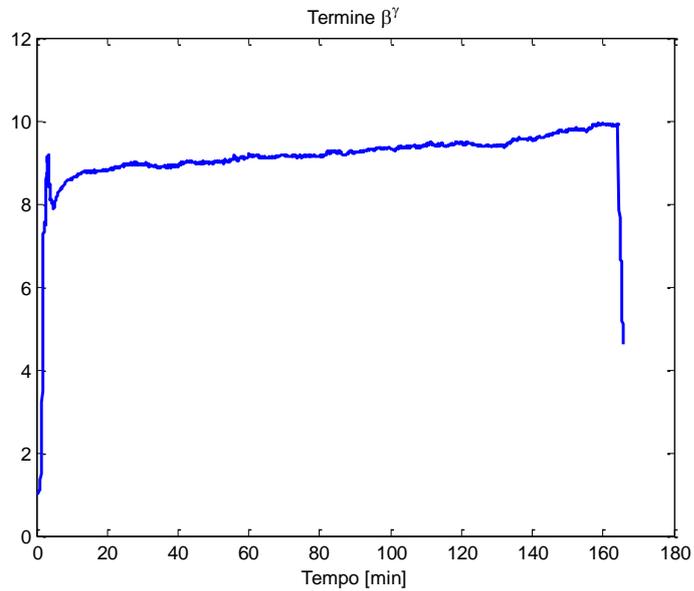
Per quanto riguarda il rendimento volumetrico sappiamo che esso dipende dalla riespansione del fluido intrappolato nel volume morto, dalle perdite di carico dovute a trafiletti nelle valvole e nell'accoppiamento cilindro pistone, e dal riscaldamento del gas a contatto con le pareti del cilindro che in questo modo espande: il volume specifico del gas nel cilindro è più alto di quello del fluido che entra nel compressore e ciò ostacola l'elaborazione di nuovo fluido. Il rendimento volumetrico teorico è dato da:

$$\eta_{vt} = 1 - m(\beta^\gamma - 1) \quad (4.6)$$

Ove  $m$  è la frazione di volume morto (clearance rate):

$$m = \frac{V_3}{V_1 - V_3} \quad (4.7)$$

Con  $V_3$  pari al volume morto e  $V_1$  pari al volume massimo;  $\beta$  è il rapporto di compressione ossia il rapporto tra la pressione massima e la pressione minima del circuito;  $\gamma$  è l'esponente della politropica e, assumendo la trasformazione come adiabatica e internamente reversibile, è pari al rapporto tra  $\frac{c_p}{c_v}$  ossia rispettivamente i calori specifici a pressione costante e volume costante. Assumendo  $m$  costante perché relativo solo a fattori geometrici, l'unica variabile è il termine  $\beta^\gamma$  di cui si riporta il grafico dell'andamento nel tempo e la tabella

Figura 4-23: Andamento nel tempo del termine  $\beta^\gamma$ 

	REFRIGERANTE					
	R134a	R134a + HFO1234yf				HFO1234yf
<b>Massa</b>	<b>101</b>	<b>10+90</b>	<b>11+99</b>	<b>12+104</b>	<b>14+123,5</b>	<b>115</b>
$C_v$ [J/(kg K)]	870	911	916	924	926	932
$C_p$ [J/(kg K)]	779	830	834	841	842	849
$\gamma$	0,89	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
$\beta$	10,9	11,5	10,7	10,3	10,2	10,2
$\beta^\gamma$	8,5	9,3	8,7	8,3	8,3	8,3

Tabella 4-4

Si nota che aumentando la carica di refrigerante aumenta il rendimento volumetrico perché a parità di m, clearance rate, diminuisce il termine sottrattivo  $\beta^\gamma$ .

In ultimo si è valutato indirettamente il contributo di  $\dot{V}$  attraverso l'analisi della potenza elettrica assorbita dal compressore:

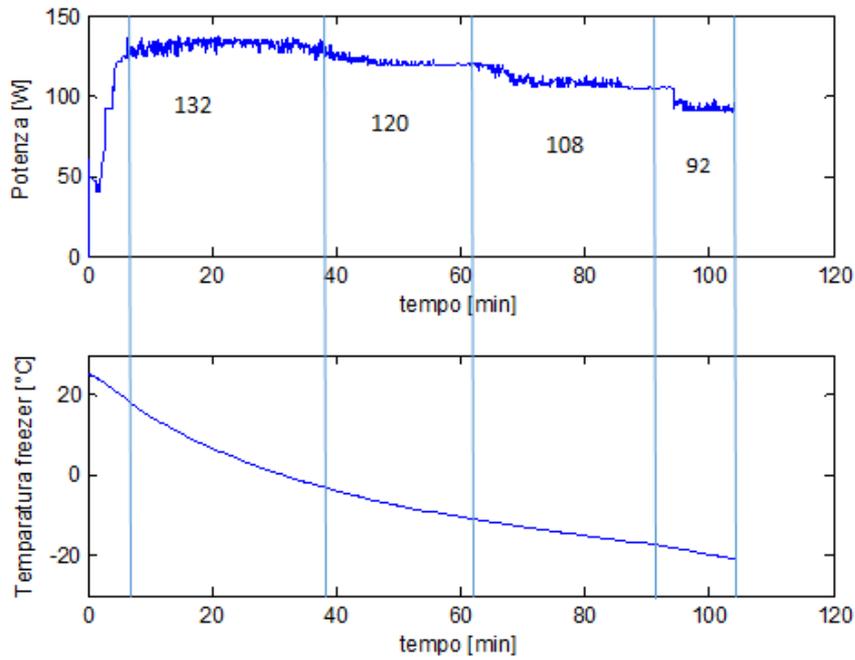


Figura 4-24: Andamento della potenza assorbita e della temperatura della cella superiore (freezer) utilizzando R134a

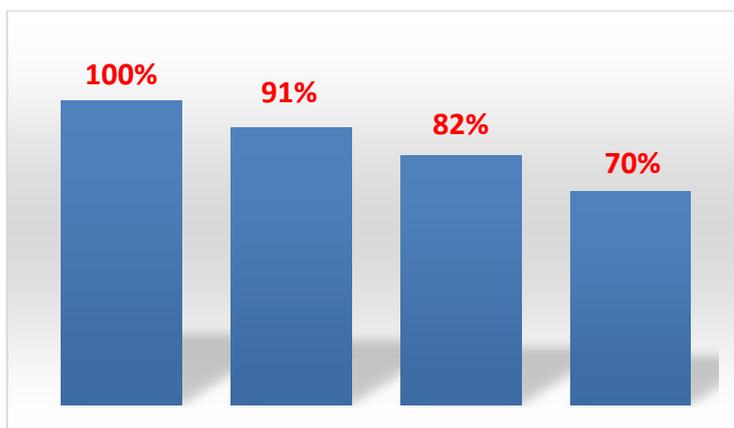


Figura 4-25: Step di regolazione del compressore nell'elaborazione di R134a

Osserviamo innanzitutto che c'è corrispondenza tra la variazione di potenza elettrica e il regime di rotazione del compressore, quindi a potenze elettriche assorbite diverse corrispondono diversi regimi di rotazione così come si può notare nella scheda tecnica.. Inoltre si nota che la macchina frigorifera segue, nella sua regolazione le derivate della Temperatura di discesa infatti a pendenze diverse di T corrispondono valori diversi di potenza assorbita. Ripetendo lo stesso grafico per la carica ottima di HFO1234yf 115, la miscela 104 – 12 e la miscela 123,5 – 14 si ottengono gli stessi risultati in termini di step di regolazione del compressore anche se ovviamente con potenze massime assorbite diverse:

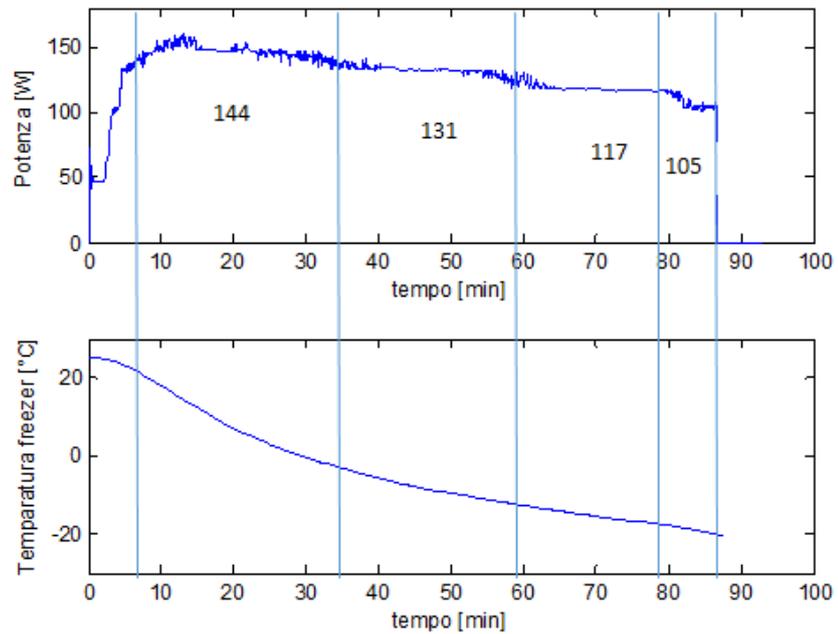


Figura 4-26: Andamento della potenza assorbita e della temperatura della cella superiore (freezer) utilizzando la miscela 104g di HFO e 12g di R134a

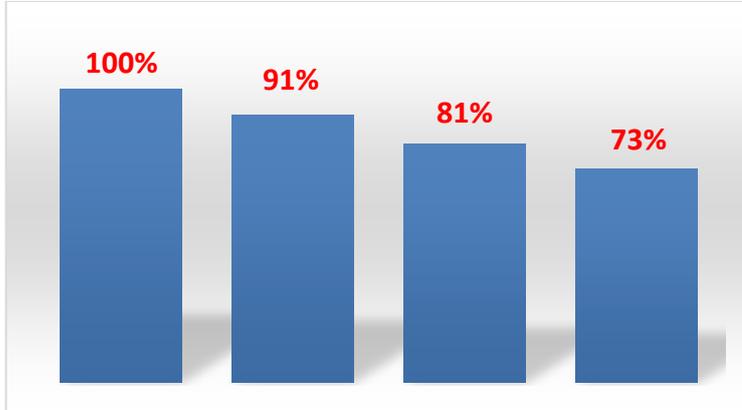


Figura 4-27: Step di regolazione del compressore nell'elaborazione della miscela 104g di HFO e 12g di R134a

Osservando il grafico di potenza assorbita dalla miscela 90 – 10 notiamo che in questo caso la macchina frigorifera, a causa del sistema di controllo che vi è stato implementato, non è in grado di modificare il regime di rotazione e quindi la potenza elettrica assorbita. Pertanto è lecito supporre, rispetto a cariche di refrigerante più alte, un valore di  $\dot{V}$  minore il quale risulta fattore determinante nella riduzione della potenza frigorifera della macchina.

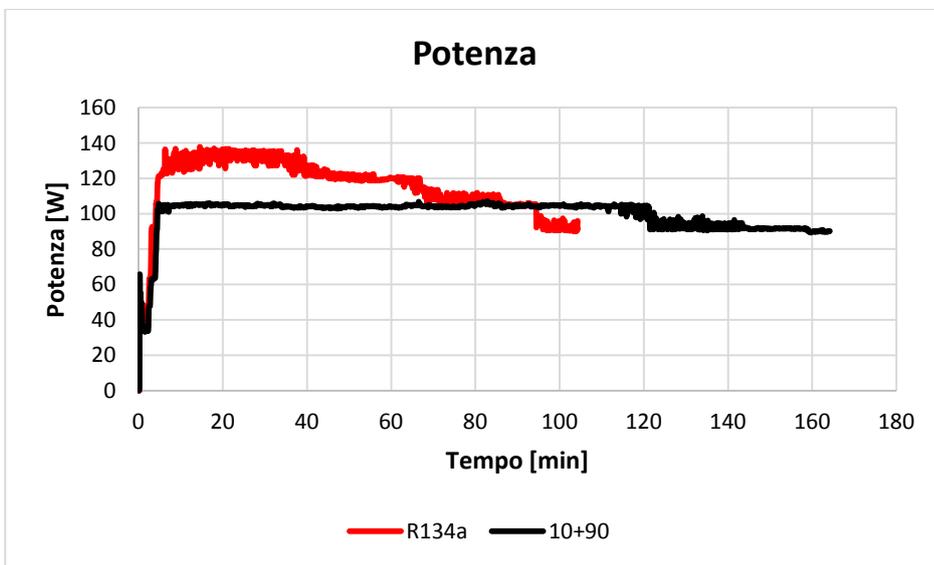


Figura 4-28 Potenze

Riepilogando e concentrandosi solo sulle miscele, aumentando la carica di refrigerante, il  $\Delta h_{fr}$  resta praticamente invariato, la densità all'aspirazione aumenta, il rendimento volumetrico aumenta, la logica di controllo permette la regolazione del regime di rotazione e tutti questi fattori concorrono a far sì che la potenza frigorifera aumenti. Dall'analisi di tutti questi fattori si giunge alla conclusione che la carica di refrigerante inizialmente introdotta sia insufficiente e quindi si è proceduto ad introdurre altro refrigerante nel circuito sempre mantenendo la proporzione 10% R134a e 90% HFO1234yf. Si è notato infatti, che aumentando la quantità di refrigerante nel circuito tutte le variabili sopra analizzate, hanno raggiunto valori e andamenti via via più adeguati in termini di pendenza e di valori. Di seguito è riportato in un grafico l'andamento delle temperature del freezer al variare della carica di refrigerante:

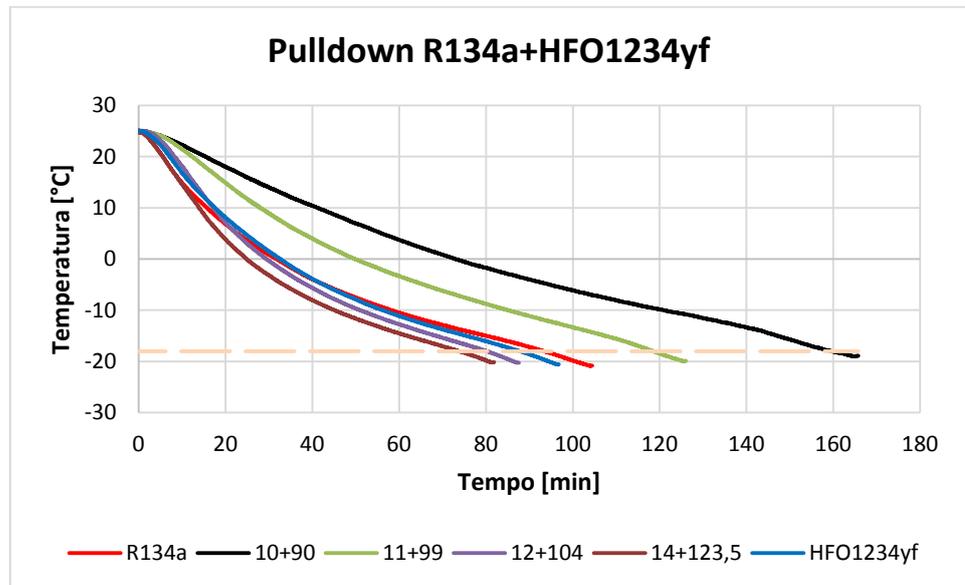


Figura 4-29: Andamento temperatura cella freezer durante la prova PULLDOWN

Come si evince dal grafico precedente, e dagli istogrammi successivi, i tempi discesa migliorano considerevolmente aumentando la carica di refrigerante:

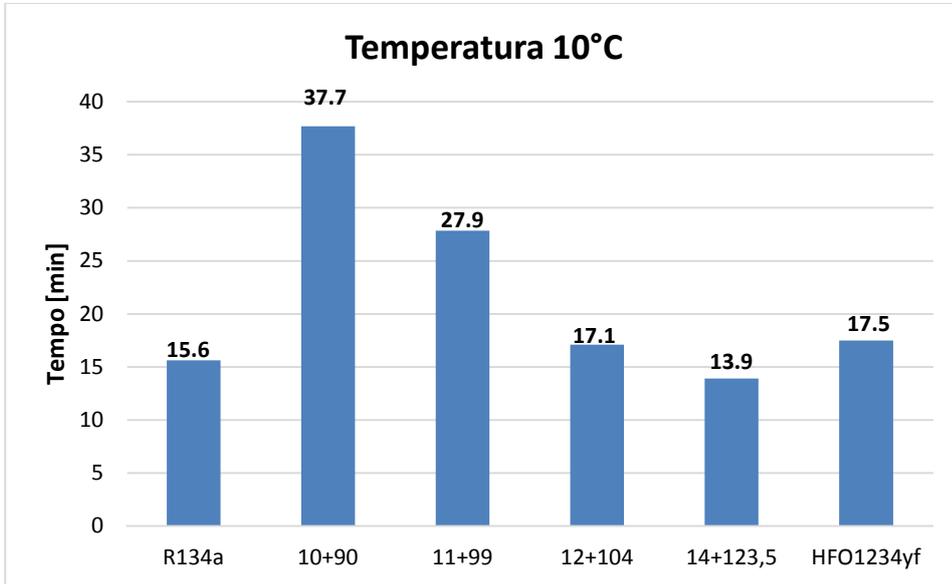


Figura 4-30: Tempo di raggiungimento della temperatura di 10°C nella cella superiore

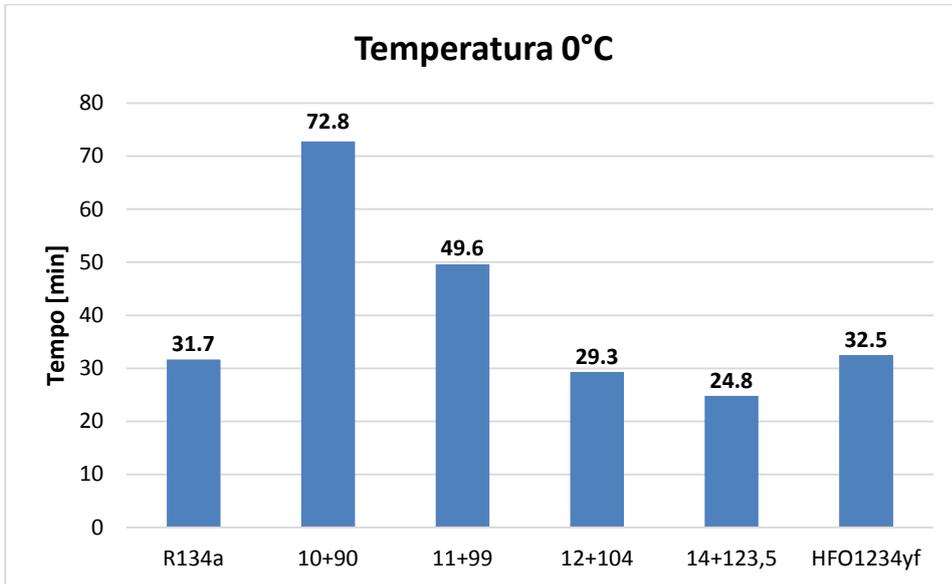


Figura 4-31: Tempo di raggiungimento della temperatura di 0°C nella cella superiore

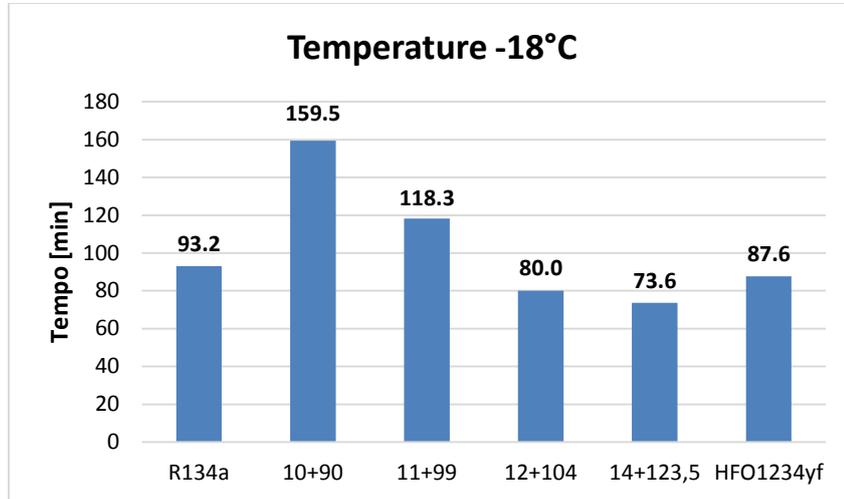


Figura 4-32: Tempo di raggiungimento della temperatura di -18°C nella cella superiore

Il miglioramento della performance della macchina è testimoniato, oltre che dalla riduzione dei tempi, anche dalla riduzione dell'energia assorbita.

Tabella 4-5

	REFRIGERANTE					
	R134a	R134a + HFO1234yf				HFO1234yf
<b>Massa</b> [g]	<b>101</b>	<b>10+90</b>	<b>11+99</b>	<b>12+104</b>	<b>14+123,5</b>	<b>115</b>
<b>Consumi</b> [Wh]	200,9	272,8	229,9	185,7	180,2	205,8
<b>ΔConsumi</b> %	-	35,8	14,4	-7,5	-10,3	2,5
<b>PotenzaMax</b> [W]	137,9	107,2	123,2	161,7	167,8	162,2
<b>Durata</b> [min]	103,8	165,8	125,2	86,9	81,9	96,1
<b>Δ Durata %</b>	-	59,8	20,6	-16,3	-21,1	-7,4

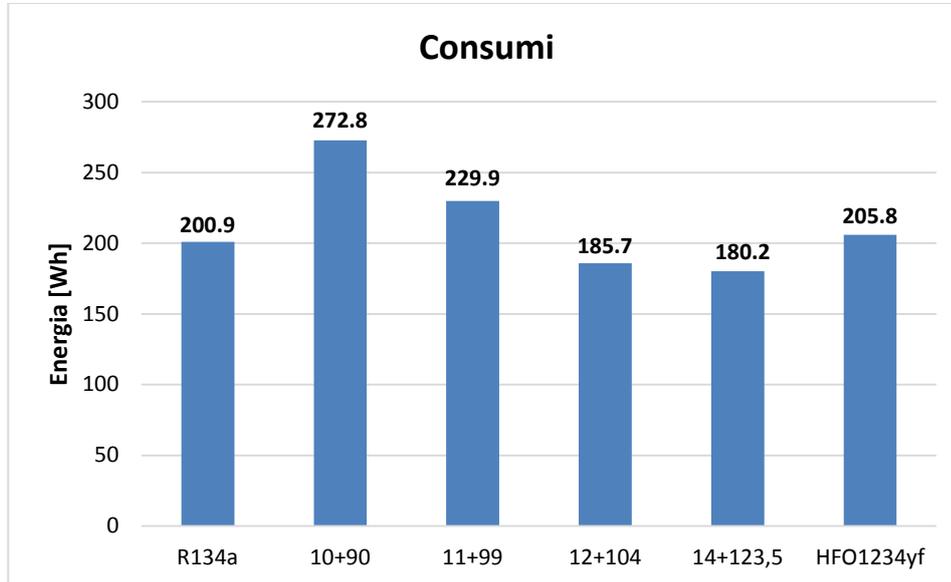


Figura 4-33: Consumi registrati durante la prova PULLDOWN

E' molto interessante confrontare la carica ottimale di HFO1234yf, pari a 115g, con l'equivalente massa di miscela R134a e HFO1234yf nelle proporzioni rispettivamente di 12g e 104g. La miscela infatti ha un comportamento migliore esibendo consumi e durata della fase di discesa minori rispetto ai due fluidi presi singolarmente. Altro aspetto positivo è anche il minor valore della pressione massima registrata durante la prova: infatti un valore troppo alto potrebbe sollecitare il circuito dell'impianto, cosa questa che si preferirebbe sempre evitare. Si fa osservare che la miscela 104 g HFOyf – 12g R134a sperimenta valori di picco della pressione massima di circa 1 bar in meno della miscela 123,5 g HFOyf – 14 12g R134a (14,9 bar della miscela 104 g HFOyf – 12g R134a contro i 15,8 bar della miscela miscela 123,5 g HFOyf – 14 12g).

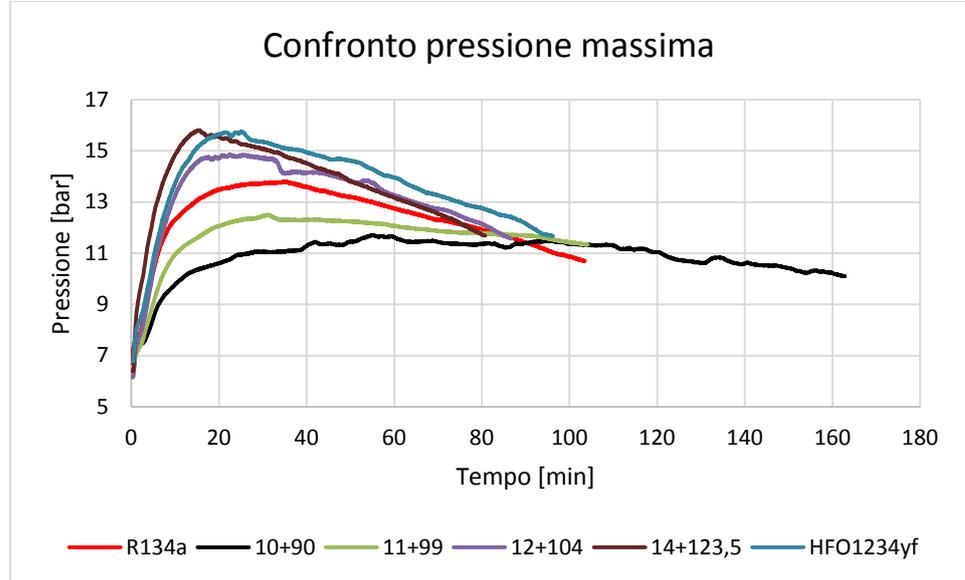


Figura 4-34: Andamento della pressione di condensazione durante la prova PULLDOWN

Si riporta infine il confronto tra le pressioni minime ove si evince chiaramente che man mano che la carica aumenta si ha un aumento dei valori di pressione registrati:

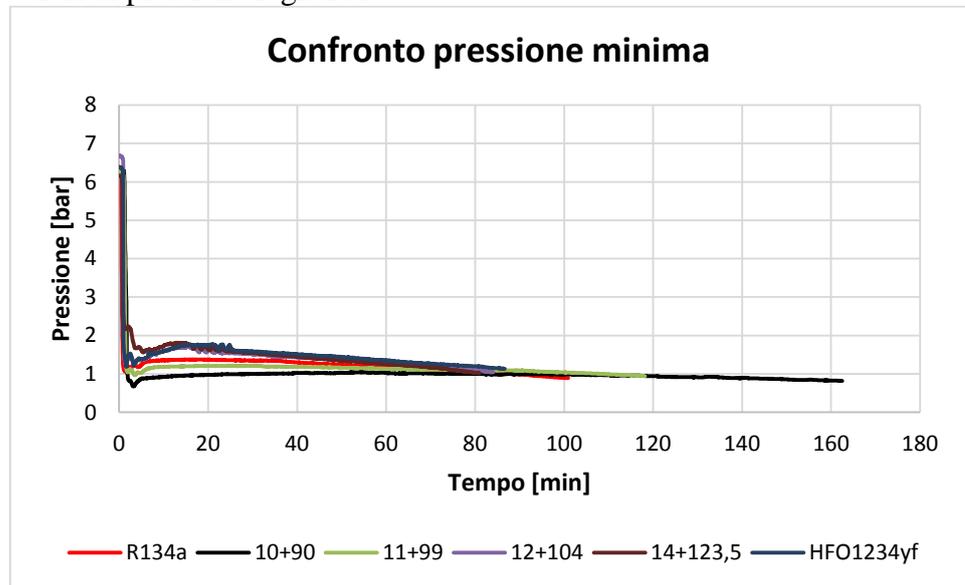


Figura 4-35: Andamento della pressione di evaporazione durante la prova PULLDOWN

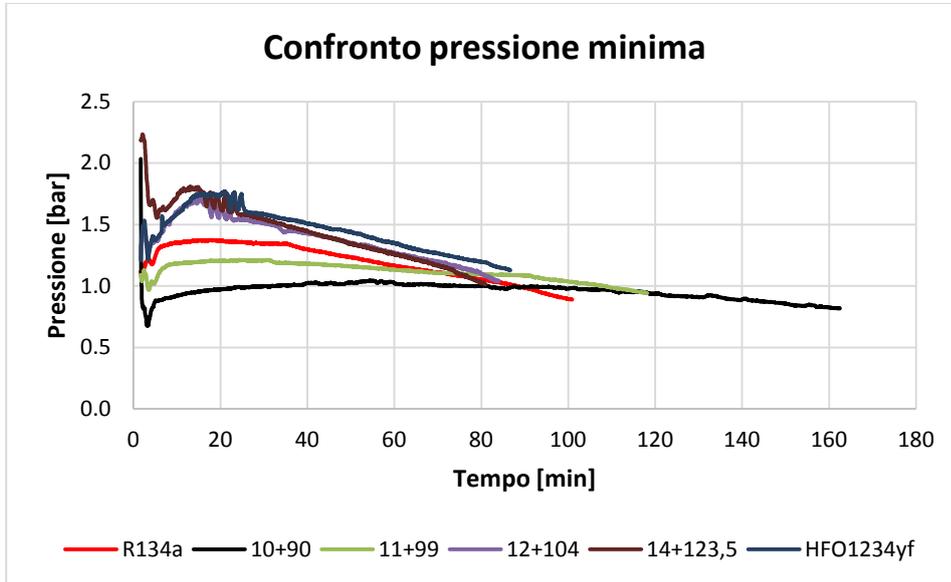


Figura 4-36: Andamento della pressione di evaporazione durante la prova PULLDOWN

Riassumendo tutti i dati fin qui illustrati, chiaramente che la miscela che ha mostrato un comportamento migliore durante la pulldown è quella che ha composizione 123.5g di HFO1234yf e 14g di R134a. Tuttavia la pressione massima risulta molto elevata, praticamente uguale a quella del solo HFO1234yf 115g. Fatta questa analisi non resta che valutare il comportamento delle miscele HFO1234yf – R134a di composizioni rispettivamente 104g-12g e 123.5g-14g durante il funzionamento per 24h.

#### **4.3.1 PRESTAZIONI ENERGETICHE:24H**

Le due miscele da confrontare in accordo con i risultati delle prove pulldown sono: la miscela 12g R134a e 104g HFO1234yf e la miscela 14g R134a e 123.5g HFO1234yf.

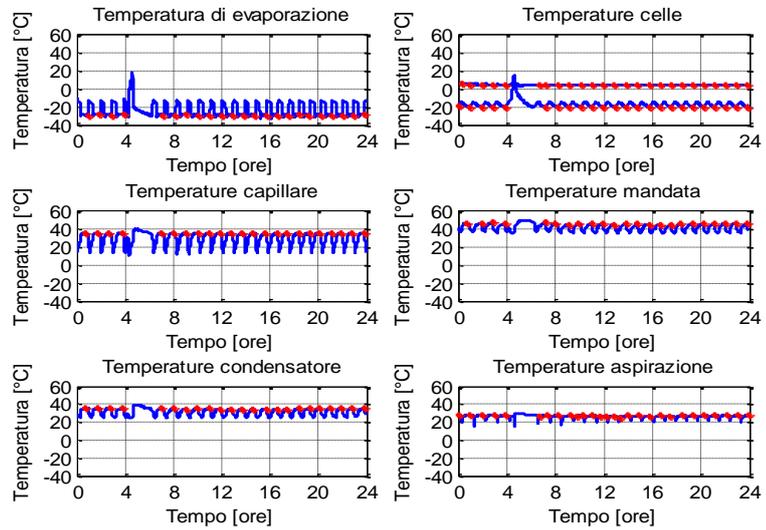


Figura 4-37: Temperature registrate durante la prova 24h per l'R134a

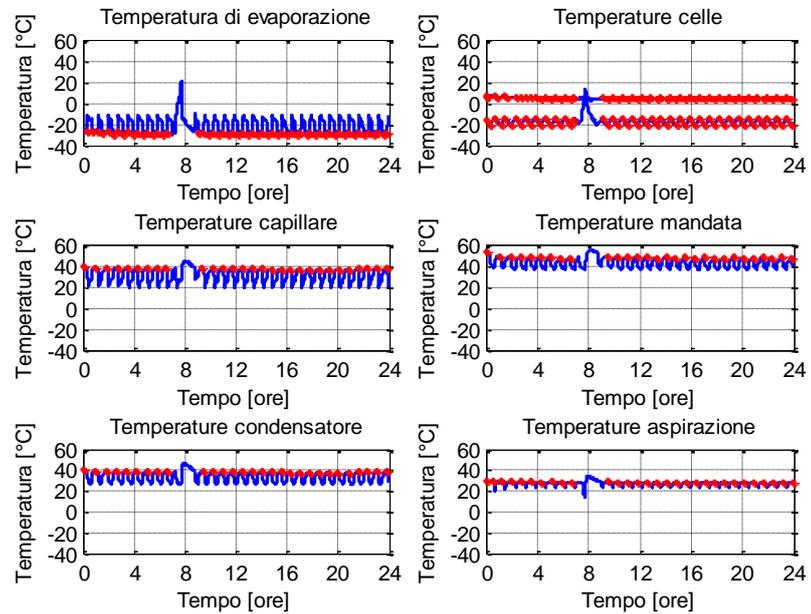


Figura 4-38: Temperature registrate durante la prova 24h per l'HFO 115g

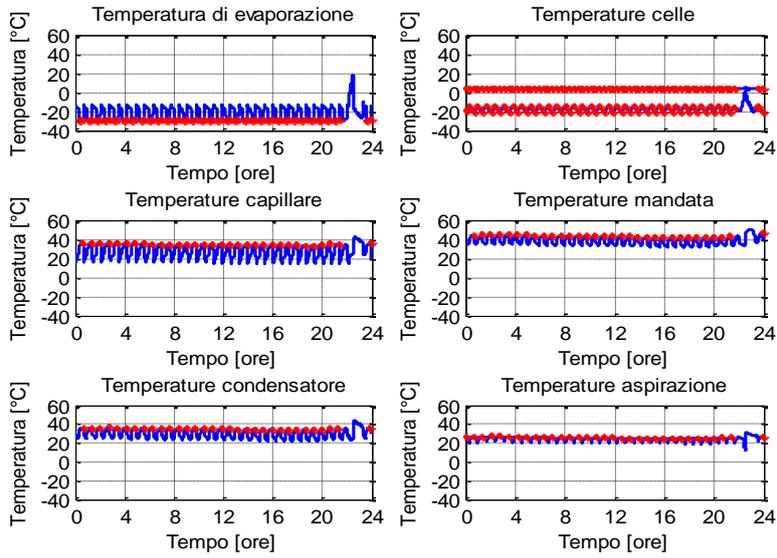


Figura 4-39: Temperature registrate durante la prova 24h per la miscela 104-12

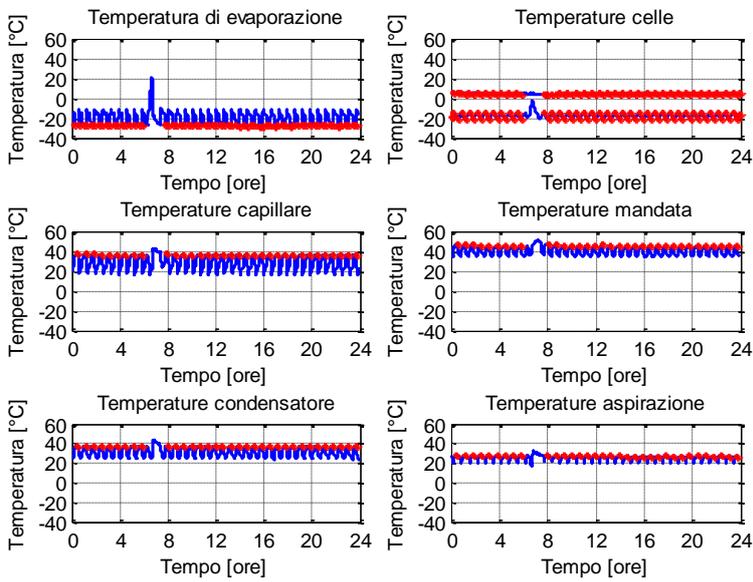


Figura 4-40: Temperature registrate durante la prova 24h per la miscela 123.5-14

I picchi di temperatura presenti nei vari diagrammi sono relativi ai cicli di de-frost. Ricordiamo infatti che per evitare la formazione di brina all'evaporatore che andrebbe a peggiorare lo scambio termico con la cella superiore, si attivano delle resistenze le quali riscaldandosi eliminano la brina ma determinano delle temperature anomale che non devono essere considerate. Una volta filtrati i valori di temperatura per eliminare le anomalie dovute al de frost si è passati all'analisi vera e propria dei dati. I valori da prendere in considerazione, come detto, devono essere sintomatici di condizioni a regime e si ha per esempio che per la temperatura di evaporazione occorre utilizzare i valori che si registrano poco prima che il compressore vada in OFF: ciò garantisce che tale valore sia quanto più rappresentativo delle condizioni di regime.

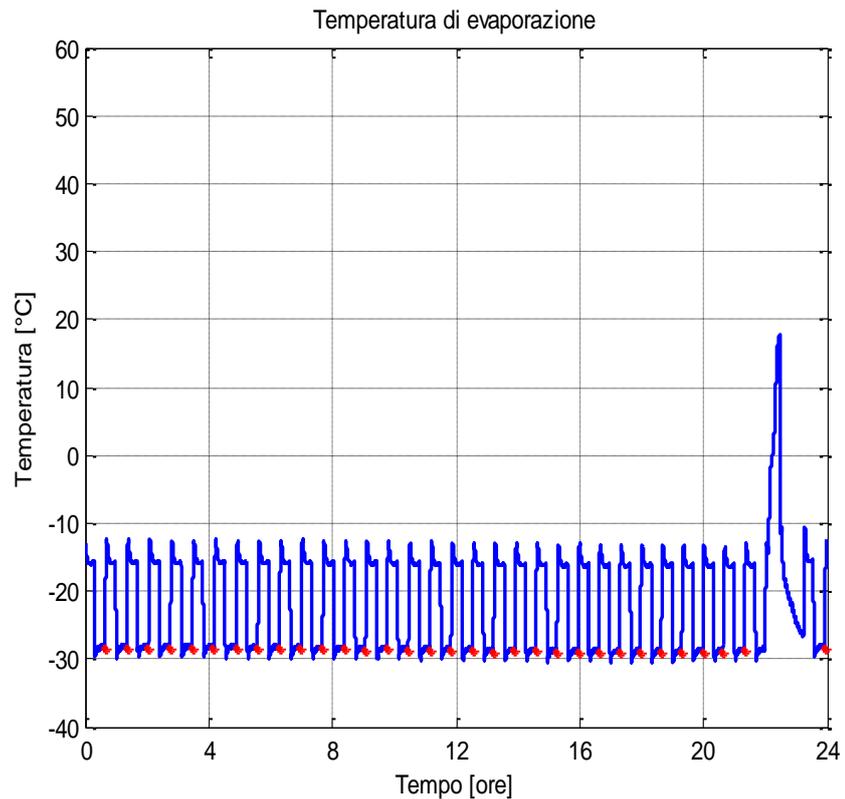


Figura 4-41: Temperatura di evaporazione registrate durante la prova 24h per la miscela 104-12

Discorso analogo è stato effettuato per tutte le temperature prese in considerazione. Di questi valori rappresentativi di condizione di regime se ne sono fatti i valori medi lungo le 24 ore di prova:

		REFRIGERANTE			
		R134a	R134a+HFO1234yf	HFO1234yf	
Massa	[g]	101	12+104	14+123,5	115
Temperatura evaporatore	[°C]	-28,6	-28,5	-27,3	-27,6
Temperatura capillare	[°C]	34,4	34,7	36,4	36,9
Temperatura uscita evap.	[°C]	-22,0	-23,8	-23,9	-23,4
Temperatura mandata	[°C]	44,8	43,2	44,1	47,5
Temperatura condensatore	[°C]	34,8	35,1	37,0	38,2
Temperatura aspirazione	[°C]	27,1	25,6	27,2	28,2
Surriscaldamento evaporatore	[°C]	6,6	4,7	3,3	4,2
Surriscaldamento globale	[°C]	56,2	54,1	54,4	55,8
Sottoraffreddamento	[°C]	0,5	0,5	0,6	1,2

Tabella 4-6

A questo punto si sono valutate le grandezze intensive, in particolare le differenze che esse hanno esibito nei confronti dell'R134a:

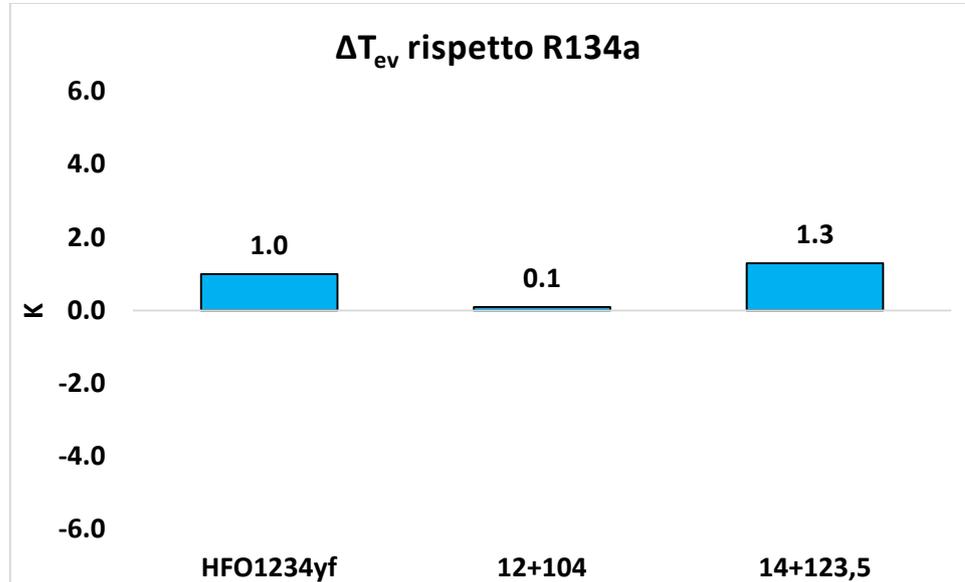


Figura 4-42: Differenza di temperatura di evaporazione rispetto l'R134a

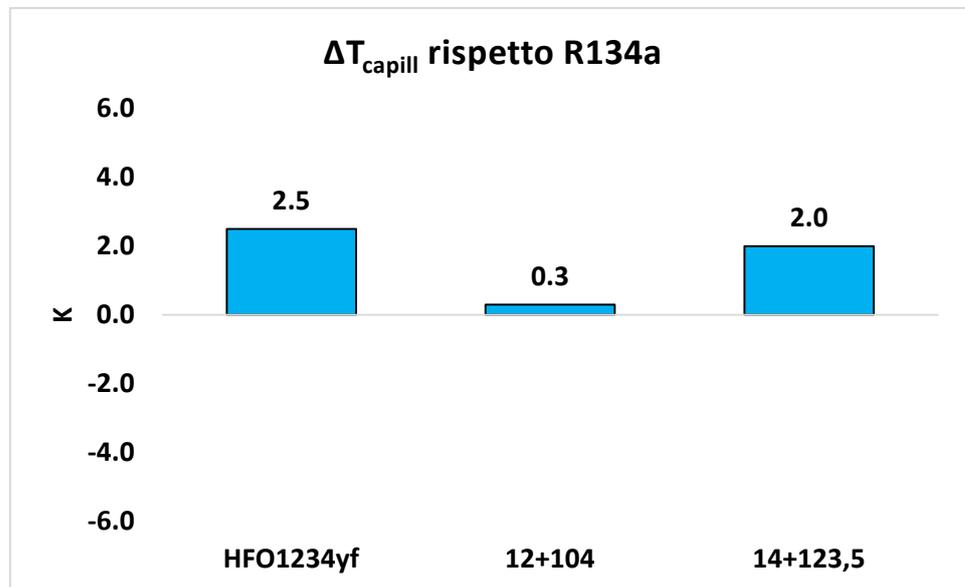


Figura 4-43: Differenza di temperatura di ingresso al capillare rispetto allo'R134a

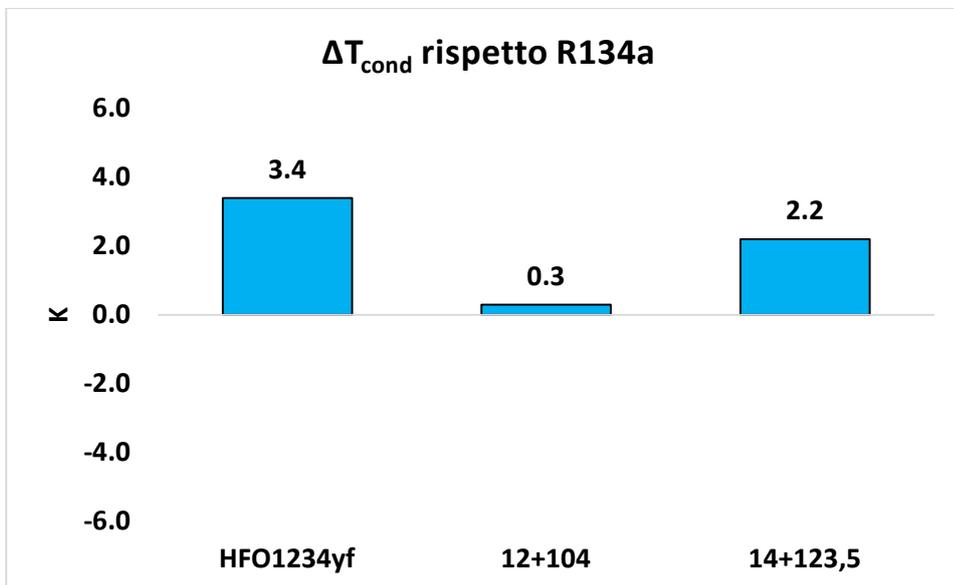


Figura 4-44: : Differenza di temperatura di condensazione rispetto allo'R134a

Come si evince chiaramente, la differenza maggiore si rileva per l'HFO preso singolarmente che presenta temperature mediamente più alte. Passando alle pressioni si riportano i seguenti grafici:

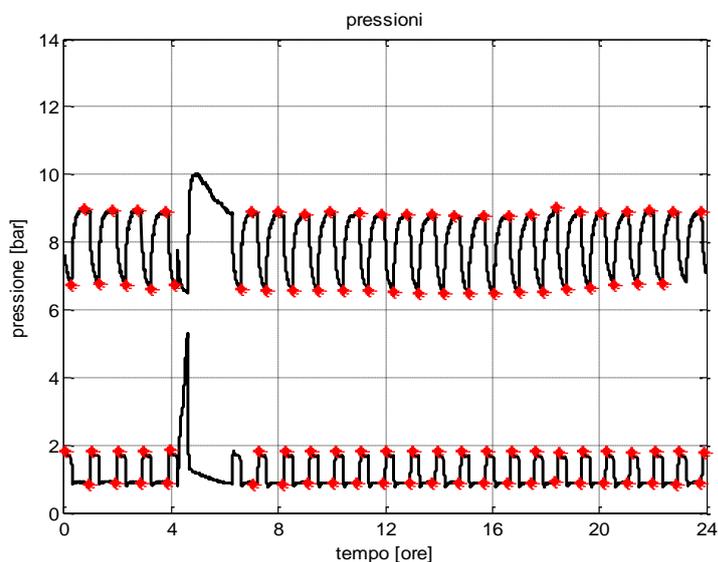


Figura 4-45: Pressioni registrate durante la prova 24h per l'R134a

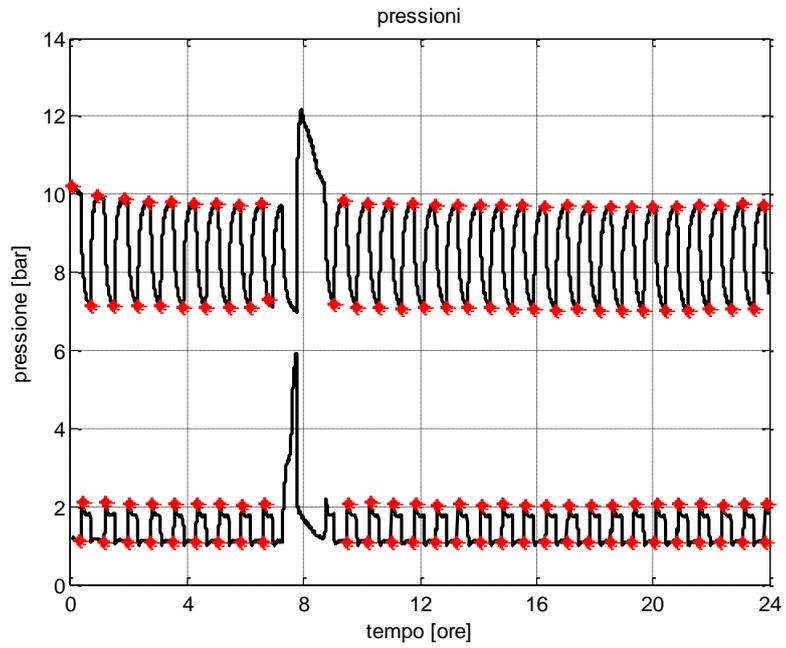


Figura 4-46: Pressioni registrate durante la prova 24h per l'HFO1234yf115g

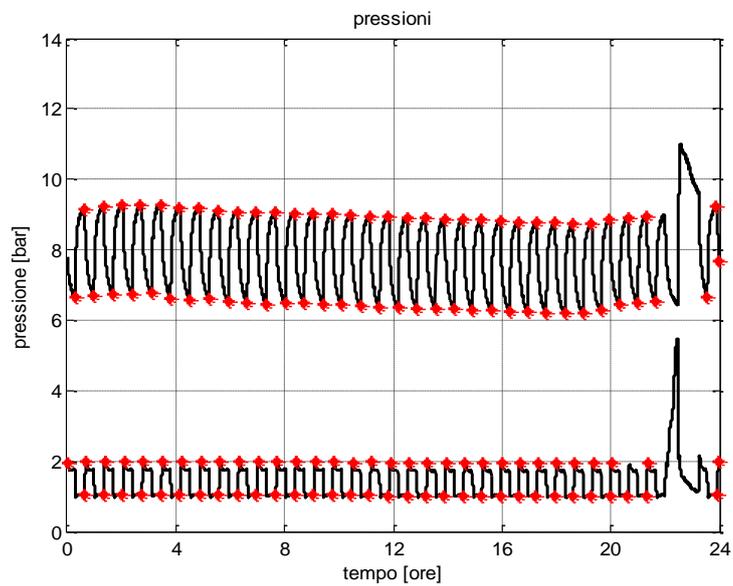


Figura 4-47: Pressioni registrate durante la prova 24h per la miscela R134a12+HFO1234yf104

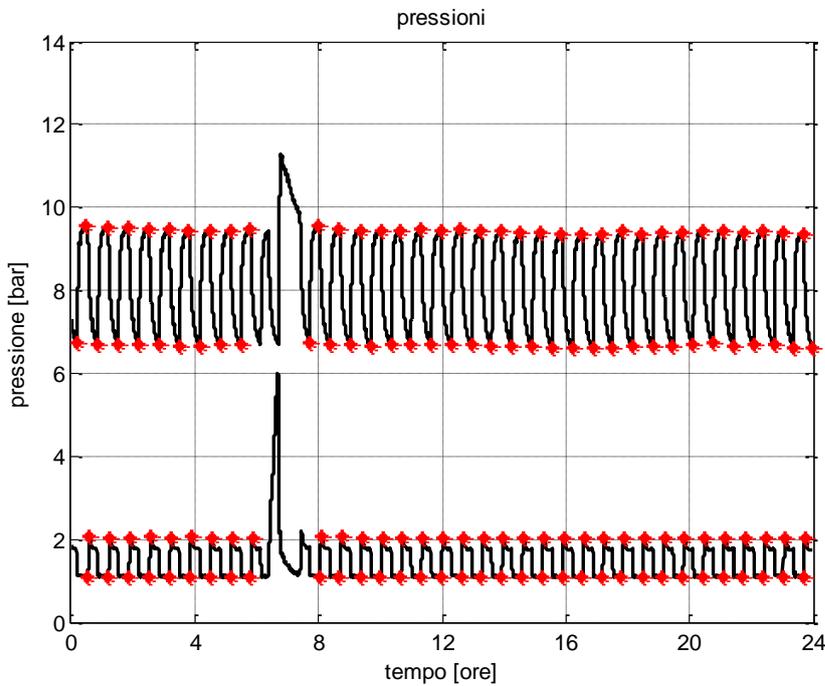


Figura 4-48: Pressioni registrate durante la prova 24h per la miscela R134a14+HFO1234yf123.5

L'elaborazione delle pressioni ha portato alla seguente tabella. Si fa notare come le due miscele in esame esibiscano valori minori nei picchi alti di pressione alta rispetto al solo HFO1234yf 115g il che rappresenta un indubbio vantaggio perché si evitano condizioni particolari di stress al circuito:

Tabella 4-7

	REFRIGERANTE			
	R134a	R134a+HFO1234yf		HFO1234yf
Massa [g]	101	12+104	14+123,5	115
Pressione bassa [bar]	0,9	1,0	1,1	1,1
Pressione alta [bar]	8,9	9,0	9,4	9,8

### 4.3.2 CONFRONTO PRESTAZIONI E CALCOLO DEL TEWI

L'ultima analisi ha riguardato il confronto delle prestazioni energetiche e del TEWI. I dati sui consumi e le potenze sono stati acquisiti mediante Energy tester di cui già si è parlato precedentemente. L'andamento nel tempo della potenza e dei consumi è rappresentato dai grafici seguenti:

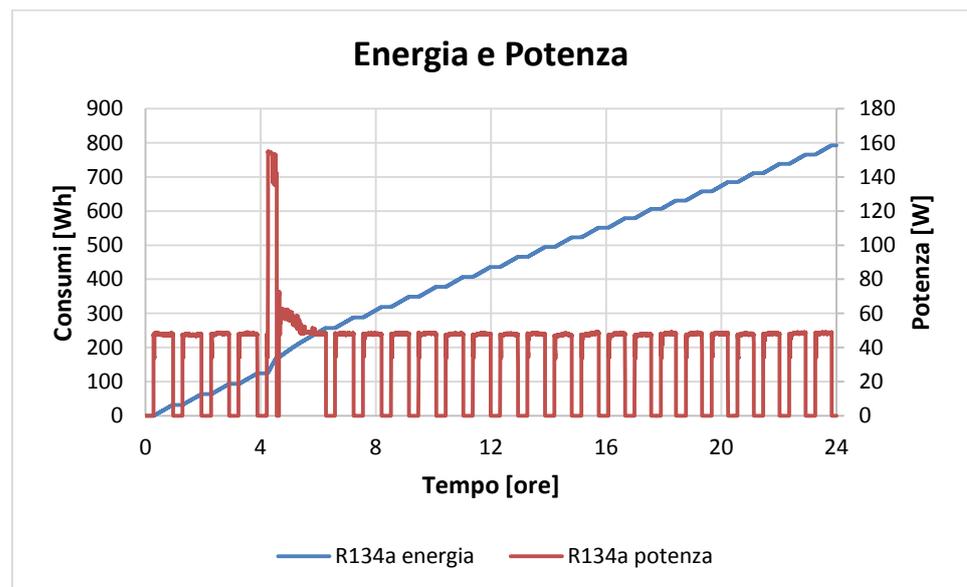


Figura 4-49: Potenza e consumi registrati durante la prova 24h per l'R134a

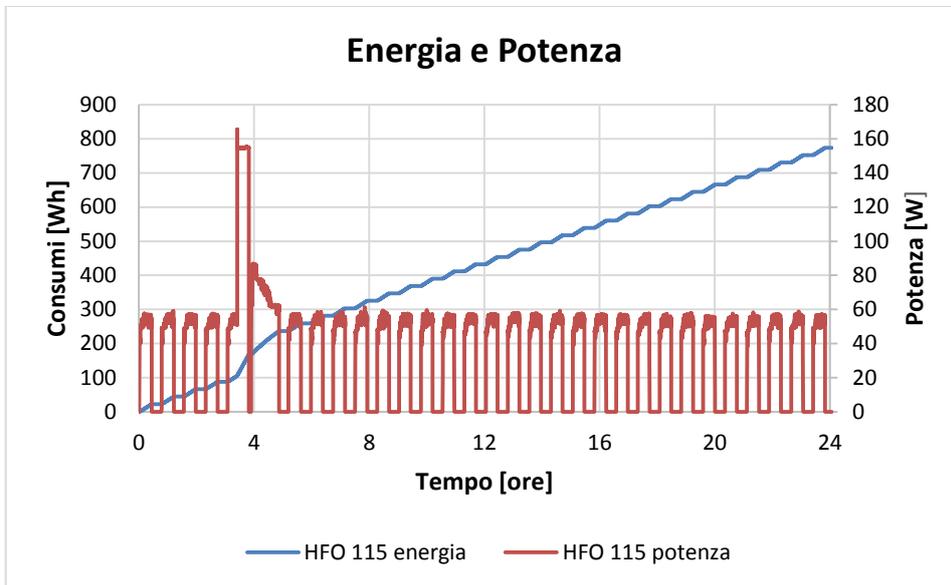


Figura 4-50: Potenza e consumi registrati durante la prova 24h per l'HFO1234yf 115g

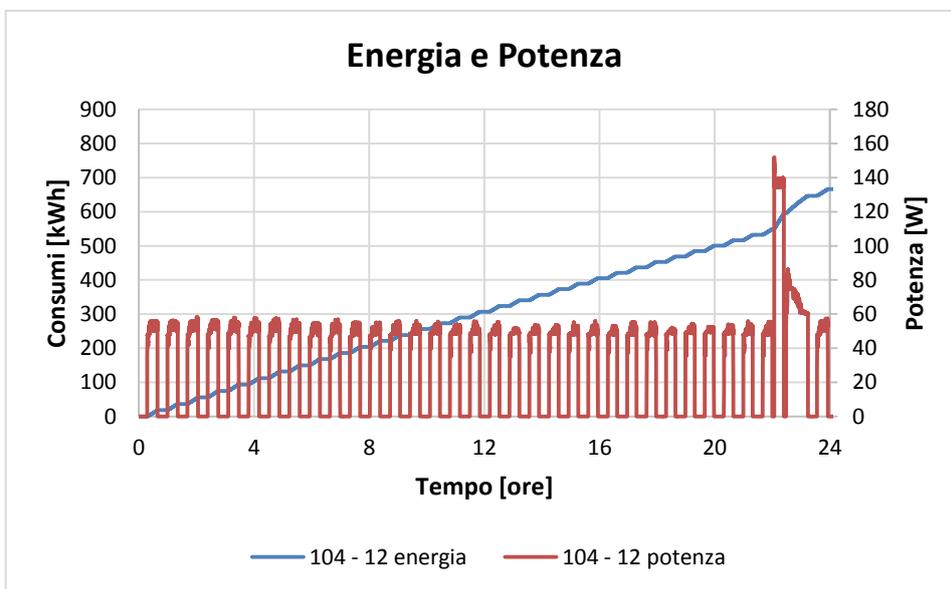


Figura 4-51: Potenza e consumi registrati durante la prova 24h per la miscela 104-12

Questi dati sono stati elaborati e sintetizzati nel seguente diagramma:

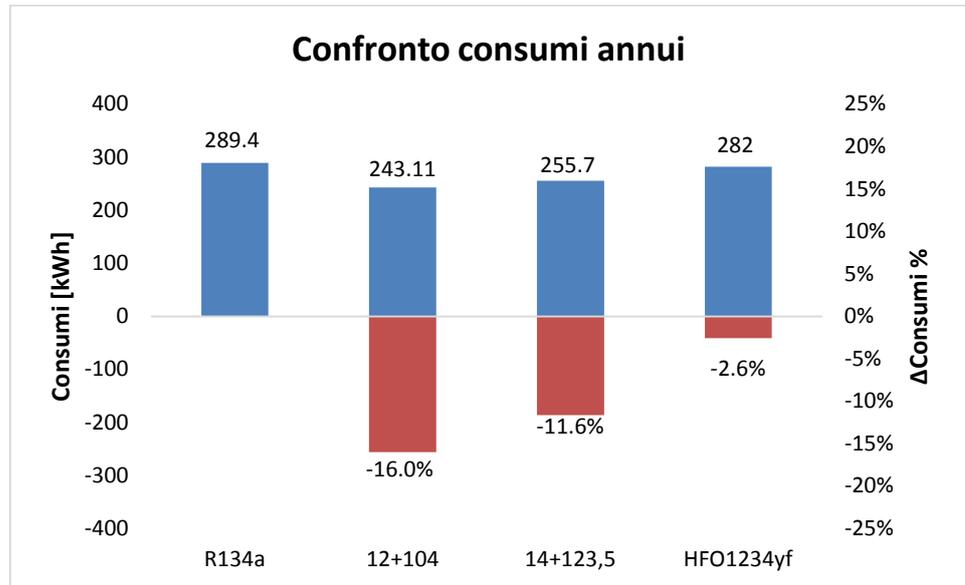


Figura 4-52: Consumi assoluti e differenze relative all'R134a

Dall'analisi dei consumi emerge chiaramente che la miscela che offre le prestazioni migliori sia quella che presenta 104g di HFO1234yf e 12g di R134a che può a tutti gli effetti candidarsi come soluzione ideale, tra le miscele R134a HFO1234yf, per il drop-in in un impianto frigorifero già esistente. Per concludere questa analisi è utile esprimere le performance della macchina nei due utilizzi esprimendo il COP (coefficiente di prestazione) attraverso il rapporto tra effetto utile e spesa, vale a dire:

$$\text{COP}_{\text{R134a}} = \frac{E_{\text{frR134a}}}{E_{\text{elR134a}}} \quad \text{COP}_{\text{MISCELA}} = \frac{E_{\text{frMISCELA}}}{E_{\text{elMISCELA}}} \quad (4.8)$$

Dove al numeratore abbiamo l'energia termica che il fluido preleva dalla cella e al denominatore la richiesta di energia elettrica. A questo punto va considerato che i due numeratori non possono che avere lo stesso valore dato che il calore che il fluido si trova ad asportare durante il funzionamento è lo stesso poiché la macchina è sottoposta a condizioni analoghe (le temperature esterne sono le stesse per tutte le prove, e

ovviamente l'armadio frigorifero non è cambiato e quindi non è presente alcuna variazione della potenza termica dispersa). Di conseguenza è utile dunque calcolare un indice di performance facendo il rapporto tra i COP:

$$\varepsilon = \frac{COP_{MISCELA}}{COP_{R134a}} = \frac{\frac{1}{E_{elMISCELA}}}{\frac{1}{E_{elR134a}}} = \frac{0,79}{0,66} = 1,20 \quad (4.9)$$

Il valore di  $\varepsilon$  indica che la richiesta di energia elettrica adoperando l'R134a risulta maggiore del 20% circa rispetto al caso della miscela 104 - 12. L'analisi si conclude con la valutazione dell'impatto ambientale complessivo tramite calcolo dell'indice TEWI (vedi sopra):

$$T. E. W. I. = (m \times l \times S_l \times GWP) + (E \times S_l \times r) \quad (4.10)$$

Tabella 4.8

		REFRIGERANTE			
		R134a	R134a+HFO1234yf	HFO1234yf	HFO1234yf
Massa, $m$	[kg]	0,101	0,012+0,104	0,014+0,1235	0,115
Leakage annuo, $l$	[/]	0,5%	0,5%	0,5%	0,5%
Service life, $S_l$	[anni]	15	15	15	15
$GWP$	[kgCO2/kg]	1430	150	150	4
Energia, $E$	[kWh]	289,4	243,1	255,7	282,0
Fattore, $r$	[kgCO2/kWh]	0,410898	0,410898	0,410898	0,410898
Impatto diretto	[kgeq,CO2]	10,83	1,31	1,55	0,03
Impatto indiretto	[kgeq,CO2]	1783,71	1498,40	1576,00	1738,10
TEWI	[kgeq,CO2]	1794,54	1499,71	1577,55	1738,10

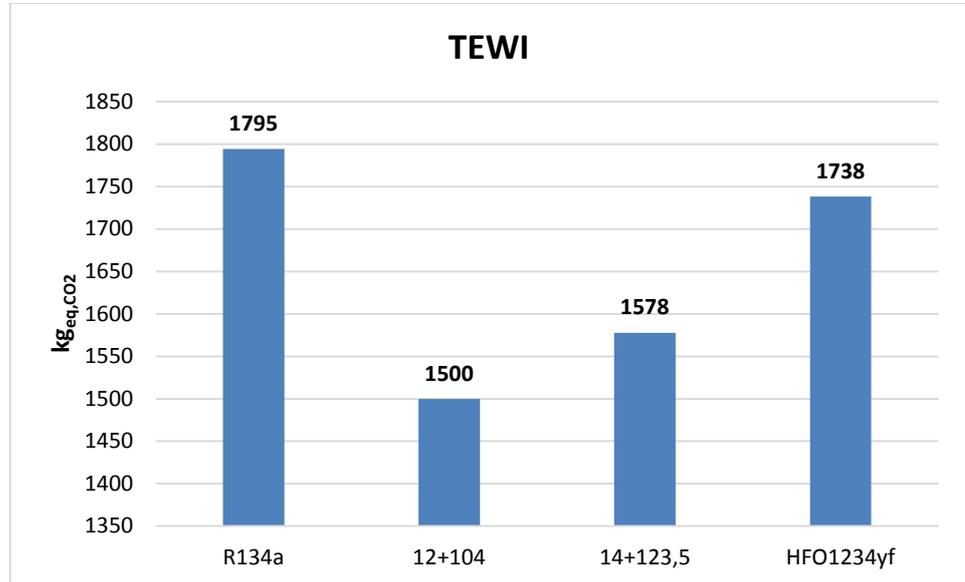


Figura 4-53: Analisi del TEWI

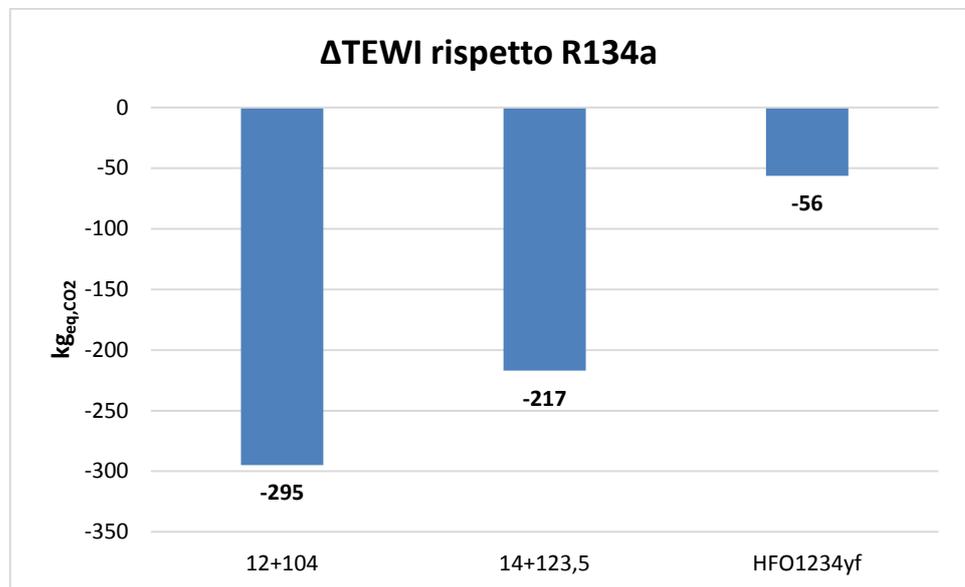


Figura 4-54: Differenza di TEWI calcolate rispetto all'R134a

Come si evince chiaramente dal grafico, effettuando il drop-in della miscela 104 g di HFO1234yf e 12 g di R134a si ha una consistente riduzione dell'impatto ambientale. Analogamente a quanto fatto per le prove PULLDOWN, anche qui si riportano i valori delle grandezze caratteristiche da cui dipende la potenza frigorifera. Tali valori sono stati calcolati allo stesso modo delle grandezze sopra elencate, ossia facendo la media dei valori registrati poco prima della fase di OFF del compressore:

	REFRIGERANTE			
	R134a	R134a + HFO1234yf	HFO1234yf	
<b>Massa [g]</b>	<b>101</b>	<b>12+104</b>	<b>14+123.5</b>	<b>115</b>
$C_v$ [J/(kg K)]	852	902	905	912
$C_p$ [J/(kg K)]	763	820	823	830
$\gamma$	0,89	0,91	0,91	0,91
$\beta$	10,15	8,66	8,56	8,72
$\beta^{\gamma}$	7,97	7,12	7,07	7,23
<b>Densità [kg/m<sup>3</sup>]</b>	<b>3,66</b>	<b>4,86</b>	<b>5,11</b>	<b>5,25</b>
$\Delta h_{fr}$ [kJ/kg]	178	147	145	142

Tabella 4.9

#### 4.3.3 PROVA 24H A -26°C

Tale prova è stata effettuata impostando la cella freezer a -26°C. In questa prova vi sono due valori da tenere in considerazione, il numero di cicli di ON del compressore in cui si verifica una termostatazione a -26°C ossia il numero di volte in cui si raggiungono temperature inferiori a tale soglia e i consumi registrati in 24h.

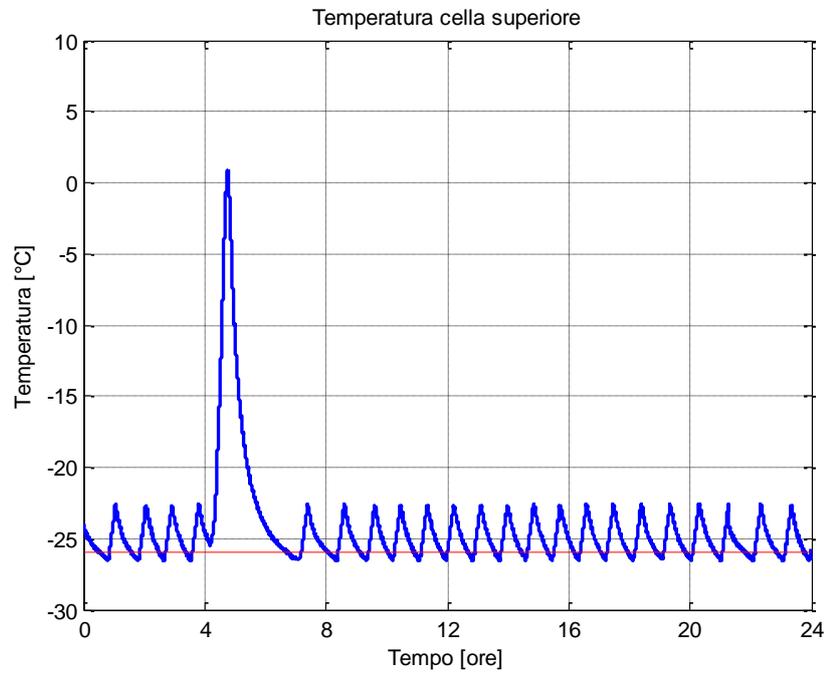


Figura 4-55: Temperature della cella superiore registrate durante la prova di 24h a -26°C per la miscela 104-12

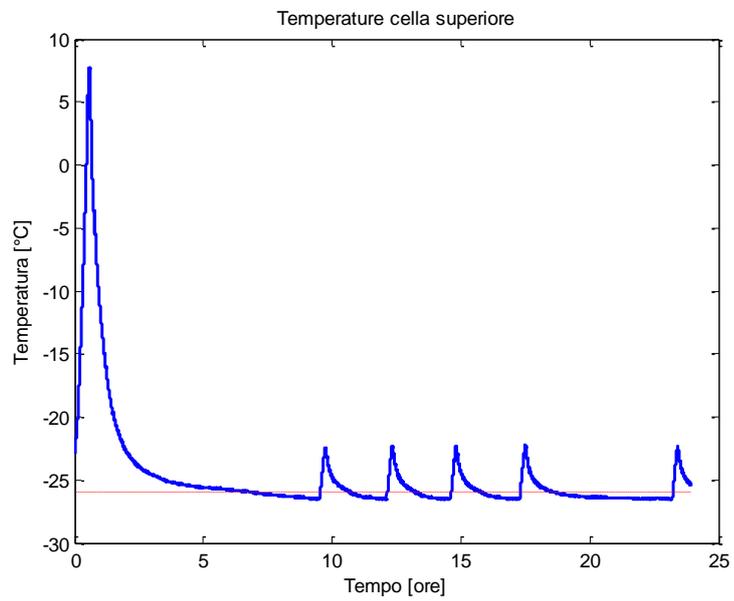


Figura 4-56: Temperature della cella superiore registrate durante la prova di 24h a -26°C per l'R134a

Come mostrato nei grafici precedenti la miscela ha esibito un comportamento migliore del solo R134a, infatti si sono raggiunte temperature inferiori a -26°C praticamente durante ogni fase di ON del compressore e i consumi sono risultati anche in questi casi di circa il 15% in meno. Non si riporta il dato dell'HFO1234yf poiché esso non era riuscito a far scendere la temperatura del freezer a valori minori o uguali a -26°C.

	REFRIGERANTE		
	R134a	R134a+HFO1234yf	HFO1234yf
Massa [g]	101	12+104	115
Termostatazioni	5	21	-
Consumi [Wh]	1147,2	1003,9	-

Tabella 4-10

#### 4.4 MISCELA R134A-HFO1234ZE

##### 4.4.1 DETERMINAZIONE DEL RAPPORTO DI MISCELAZIONE SULLA BASE DELLA NORMATIVA

Analogamente a quanto fatto per la miscela R134a – HFO1234yf, anche per la miscela R134a – HFO1234ze si è provveduto dapprima a determinare il rapporto di miscela tale per cui fosse rispettata la normativa.

$$GWP_{TOT} = \frac{GWP_{R134a} \times m_{R134a} + GWP_{HFO1234ze} \times m_{HFO1234ze}}{m_{R134a} + m_{HFO1234ze}}$$

Che riferendoci alla percentuale si può scrivere come:

$$GWP_{TOT} = \frac{GWP_{R134a} \times \%_{R134a} + GWP_{HFO1234ze} \times \%_{HFO1234ze}}{\%_{R134a} + \%_{HFO1234ze}}$$

Ricordando che il GWP dell'R134a è pari a 1430 e quello dell'HFO1234ze è pari a 6 si ha che la massima percentuale di R134a introducibile nel circuito frigorifero al fine di rispettare la normativa è:

$$\%_{R134a} = \frac{GWP_{TOT} - GWP_{HFO1234ze}}{GWP_{R134a} - GWP_{HFO1234ze}} \times 100$$

quindi la percentuale massima di R134a è 10,11%.

All'interno della macchina frigorifera si è pertanto introdotta la miscela con rapporto di miscela del 10%.

#### **4.4.2 ANALISI DELLA TEMPERATURA DI SCORRIMENTO**

Coerentemente con quanto fatto per la miscela R134a – HFO1234yf, anche per la miscela R134a – HFO1234ze si sono calcolate le temperature di scorrimento. Sono stati realizzati dei grafici al variare della pressione, con due intervalli, l'intervallo (0.50;3.00) [bar] per prendere in considerazione tutti i possibili valori di pressione riscontrabili all'evaporatore e l'intervallo (8.00;16.00) [bar] per il condensatore per gli stessi motivi di cui sopra.

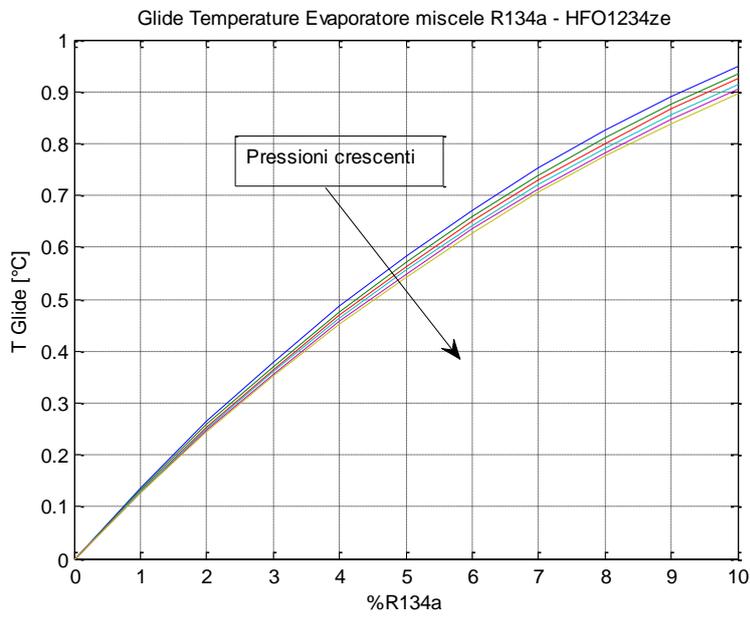


Figura 4-57: Glide Temperature in funzione della % di R134a e delle pressioni tipiche di evaporazione

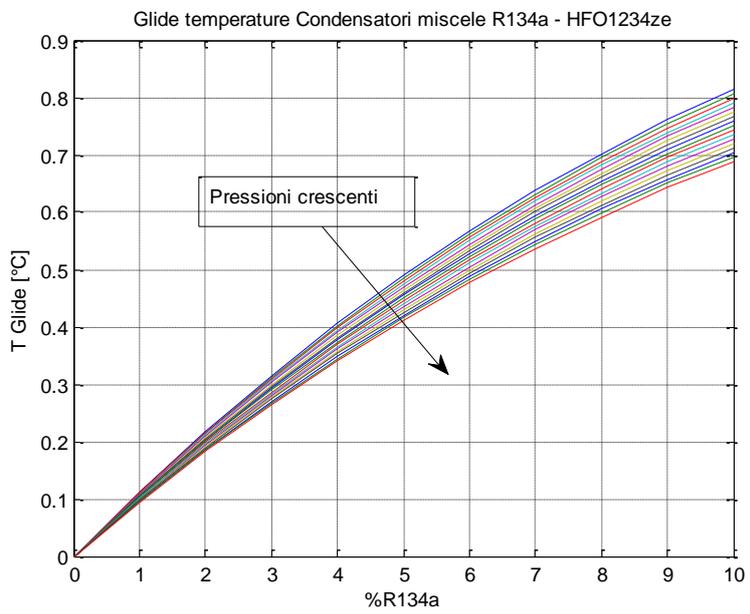


Figura 4-58: Glide Temperature in funzione della % di R134a e delle pressioni tipiche di condensazione

Anche in questo caso i Glide di temperatura sono contenuti non raggiungendo il valore di 1°C nemmeno nel peggiore dei casi

#### **4.4.3 ESECUZIONE DELLE PROVE E RISULTATI**

Le prove svolte per la miscela 90% HFO1234ze-10% R134a sono le stesse effettuate sulla miscela 90% HFO1234yf-10% R134a, per cui si manda al capitolo precedente per delucidazioni riguardo la logica che sta alla base di ciascuna prova.

#### **4.4.4 RICERCA CARICA OTTIMALE: PULLDOWN**

Per la valutazione della carica ottimale occorre controllare le grandezze caratteristiche del ciclo termodinamico come le pressioni, le temperature, il  $\Delta T$  tra le temperature di evaporazione e di uscita (che chiameremo  $\Delta T$  di surriscaldamento all'evaporatore) nonché l'andamento degli stessi nel tempo. Prendendo come riferimento la carica ottimale di R134a di 101g, siamo partiti con una prova PULLDOWN con carica 90g di HFO1234ze e 10g di R134a. Attraverso il confronto tra i risultati della prova con questa carica e le medesime prove con la carica ottimale di R134a e di HFO1234ze, si è evidenziato che:

- La temperatura di evaporazione bassa (all'evaporatore abbiamo un fluido in passaggio di fase per cui c'è legame biunivoco tra pressione e temperatura e se la temperatura all'evaporatore è bassa allora anche la pressione all'evaporatore è bassa e ciò indica scarsa carica)
- Pressioni del ciclo basse (sia al condensatore che all'evaporatore) dovuto sia alle caratteristiche dell'HFO1234ze ma soprattutto all'esiguità della carica

- Il surriscaldamento all'evaporatore grande rispetto al valore esibito dalla carica di HFO1234ze ma confrontabile con quello
- Durata della prova molto prolungata rispetto a carica ottimale di R134a e HFO1234ze

Come si evince chiaramente dal grafico che segue, le due temperature di evaporazione raggiungono valori e seguono andamenti diversi tra loro. Nel caso dell'HFO1234ze la lieve oscillazione di questa temperatura evidenzia una depressione all'interno del circuito dovuta alla mancanza di fluido.

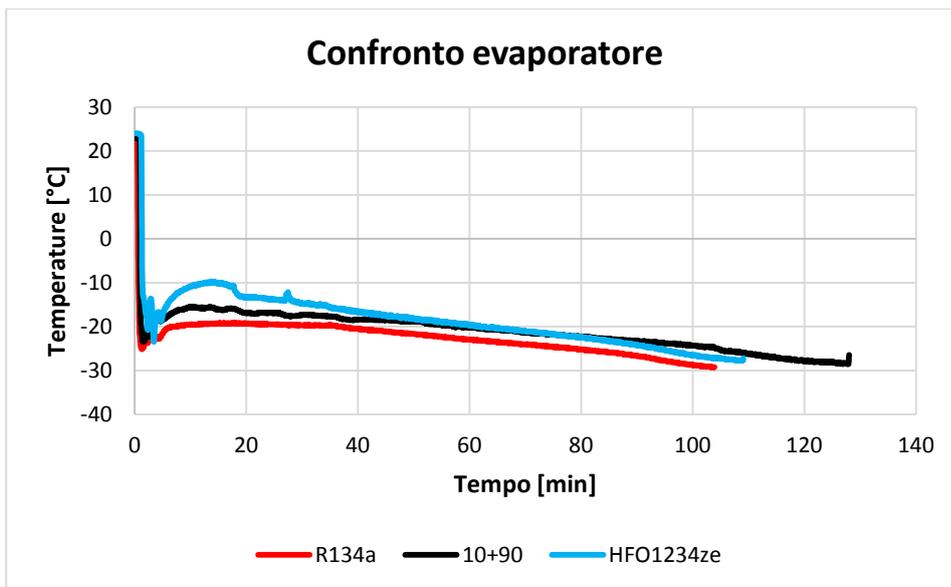


Figura 4-59: Temperatura all'evaporatore registrata nel corso della prova PULLDOWN

Come già anticipato la bassa pressione del ciclo risulta inferiori a causa della esigua quantità di fluido all'interno del circuito. Riguardo la pressione superiore, essa si mostra più bassa a causa della massa inadeguata di fluido inserito nel circuito.

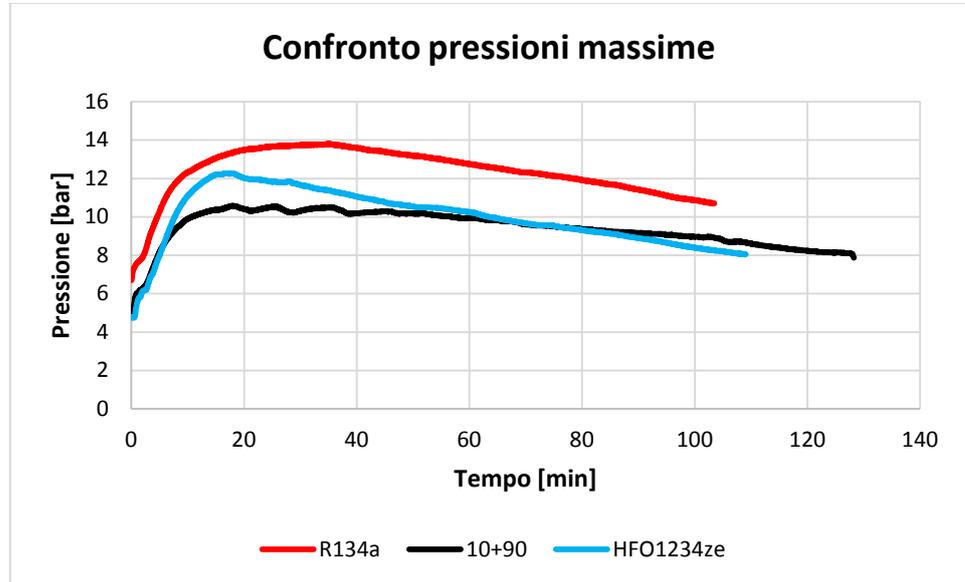


Figura 4-60: Pressioni registrate al condensatore nel corso della prova PULLDOWN

Il seguente grafico mostra come la differenza tra le temperature di evaporazione e di uscita dall'evaporatore risultino maggiori rispetto alla condizione di carica ideale. Questa differenza, nel caso di circuito scarico, è causata da una veloce evaporazione di tutto il fluido che di conseguenza giunge ben presto in condizioni di vapore surriscaldato. Tuttavia non è presente una forte oscillazione della variazione di temperatura di surriscaldamento tipica dei circuiti scarichi. Inoltre il  $\Delta T$  così marcato è dovuto alla poca massa che transita nell'evaporatore e che si trova a dover sottrarre l'energia termica della cella superiore.

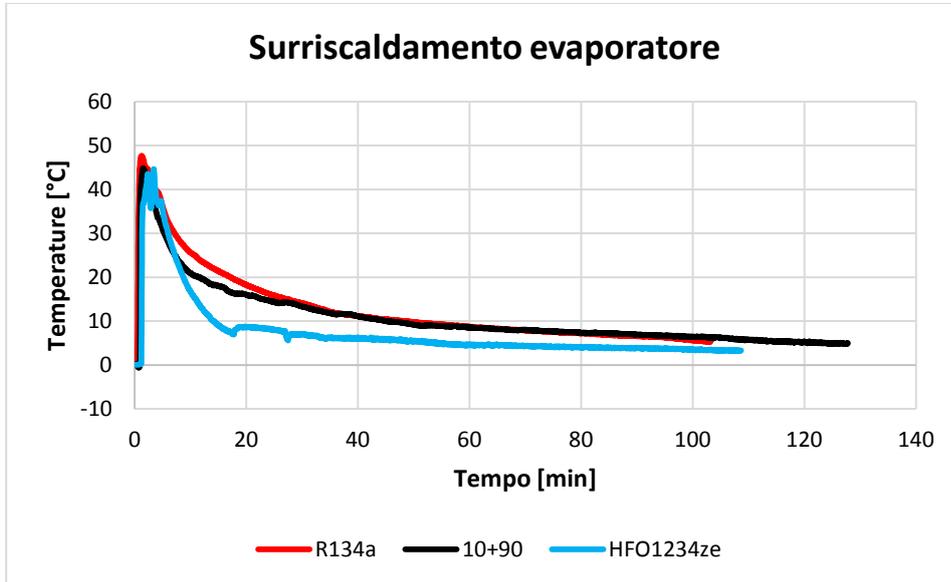


Figura 4-61: Andamento del surriscaldamento tra ingresso e uscita evaporatore durante la prova PULLDOWN

È opportuno fare una distinzione tra  $\Delta T$  di surriscaldamento all'evaporatore e  $\Delta T$  di surriscaldamento globale. Il primo riguarda il surriscaldamento del fluido in condizioni bifasiche che ha luogo all'interno dell'evaporatore mentre il secondo è riguarda il surriscaldamento totale che va dall'ingresso nell'evaporatore fino all'ingresso del compressore. Queste due variabili risultano diversi per effetto dello scambio termico che si ha tra il liquido fresco che fluisce nel capillare e il gas caldo che scorre nel tubo di aspirazione del compressore grazie alla scelta costruttiva di avvolgere il capillare intorno al tubo. Nelle prove con la miscela il  $\Delta T$  di surriscaldamento globale risulta maggiore, il  $\Delta T$  di surriscaldamento all'evaporatore è maggiore, nonostante l'effetto della temperatura inferiore del fluido nel capillare e il sotto raffreddamento sia maggiore. Abbiamo un fluido che raggiunge prima la condizione di vapore saturo secco.

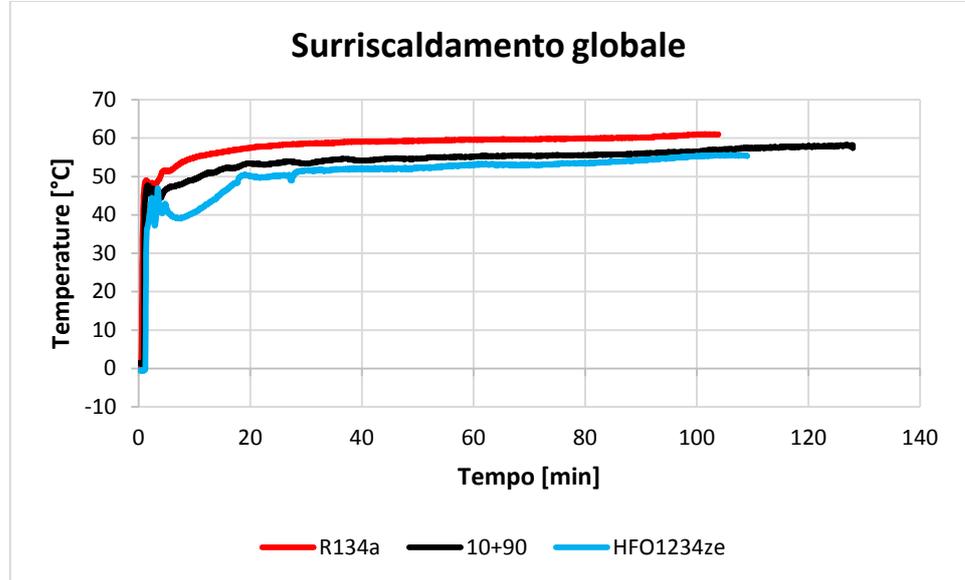


Figura 4-62 Andamento del surriscaldamento globale ossia differenza di temperatura tra l'aspirazione del compressore e l'evaporatore durante la prova PULLDOWN

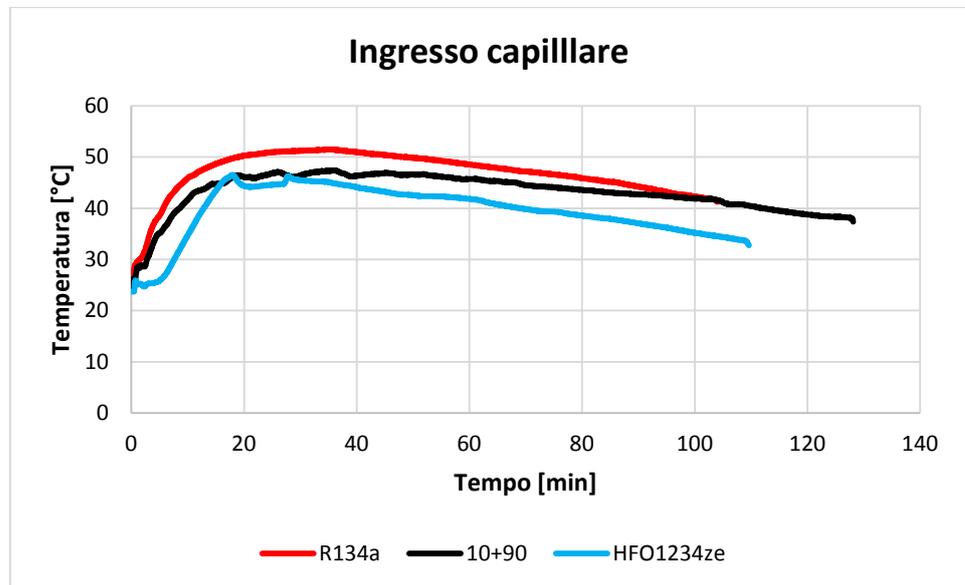


Figura 4-63: Temperatura all'ingresso del capillare registrata durante la prova PULLDOWN

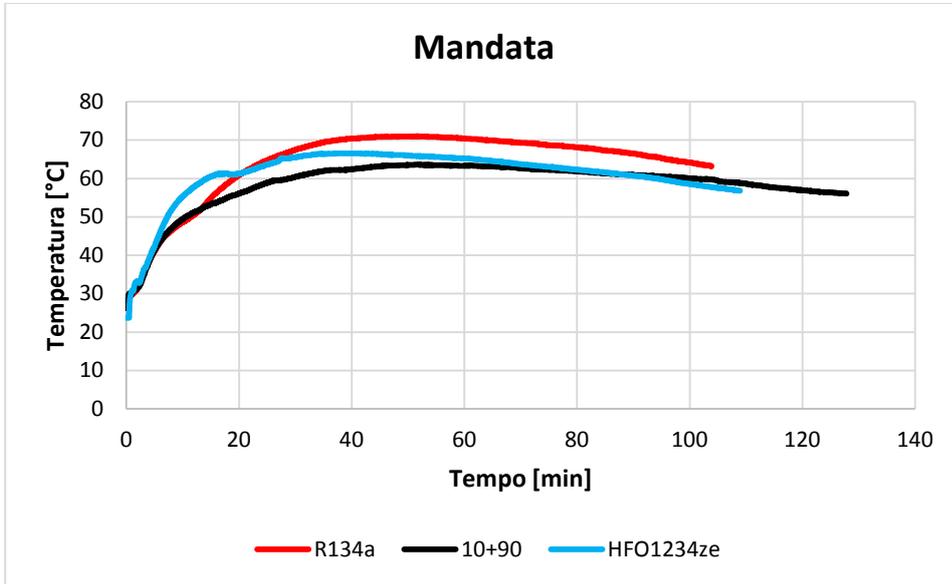


Figura 4-64: Temperatura di mandata del compressore registrata durante la prova PULLDOWN

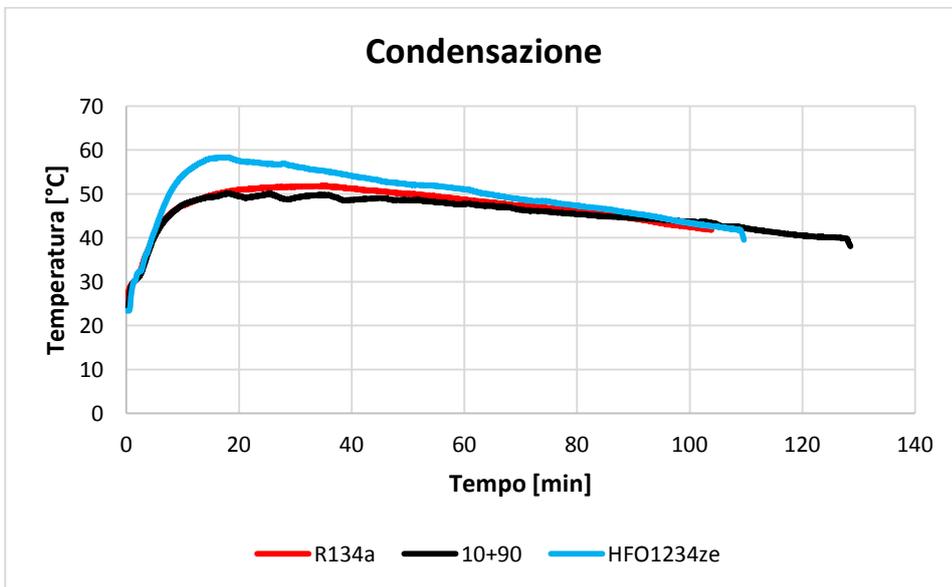


Figura 4-65: Temperatura di condensazione registrata durante la prova PULLDOWN

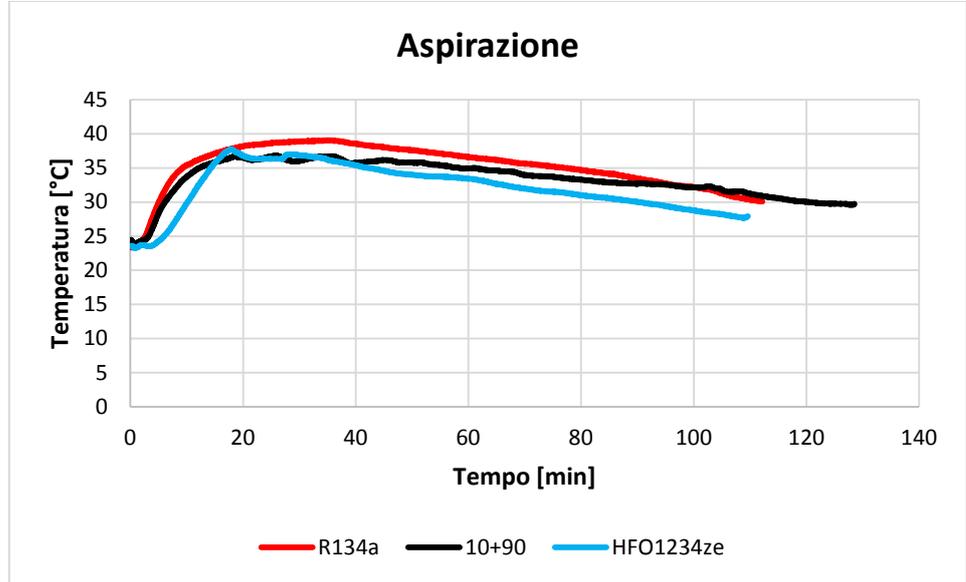


Figura 4-66: Temperatura di aspirazione registrata durante la prova PULLDOWN

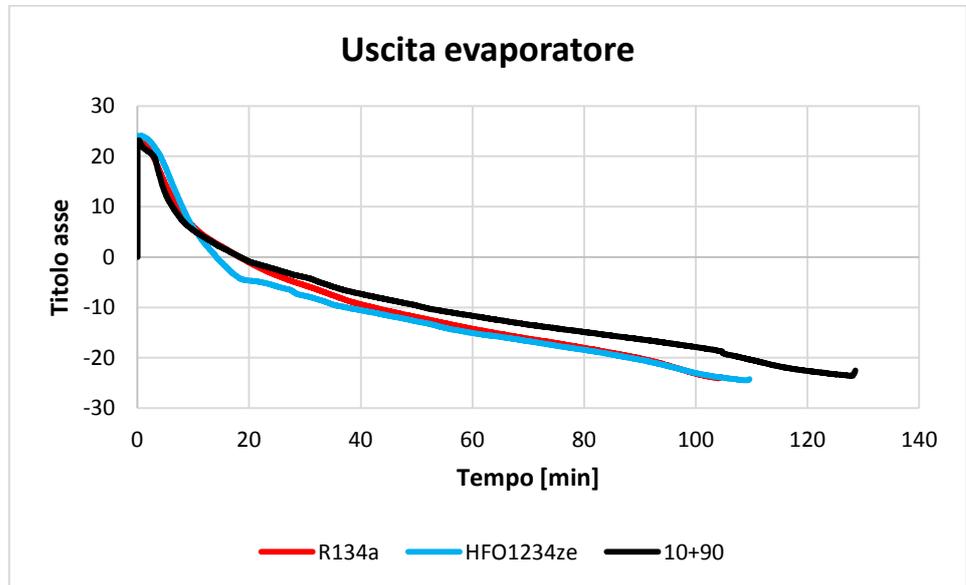


Figura 4-67: Temperatura all'uscita dell'evaporatore registrata durante la prova PULLDOWN

Queste irregolarità hanno avuto delle conseguenze sui consumi energetici, sull'andamento della potenza elettrica richiesta e sulla durata della fase di discesa. In particolare si evidenzia una potenza elettrica richiesta minore ma con tempi più lunghi per la carica 90g di HFO1234ze e 10g di R134a rispetto ai soli R134a 101g e HFO1234ze 136g. Ciò ha comportato un aumento dei consumi considerevole, come mostrato nella tabella e nella figura seguente:

		REFRIGERANTE		
		R134a	R134a + HFO1234ze	HFO1234ze
<b>Massa</b>	[g]	<b>101</b>	<b>10+90</b>	<b>136</b>
<b>Consumi</b>	[Wh]	200,9	206,2	190,4
<b>Δ Consumi %</b>	-	-	2,6	-5,5
<b>Potenza Max</b>	[W]	137,9	121	149,6
<b>Durata</b>	[min]	103,8	128,5	110,6
<b>Δ Durata %</b>	-	-	23,8	6,6

Tabella 4-11

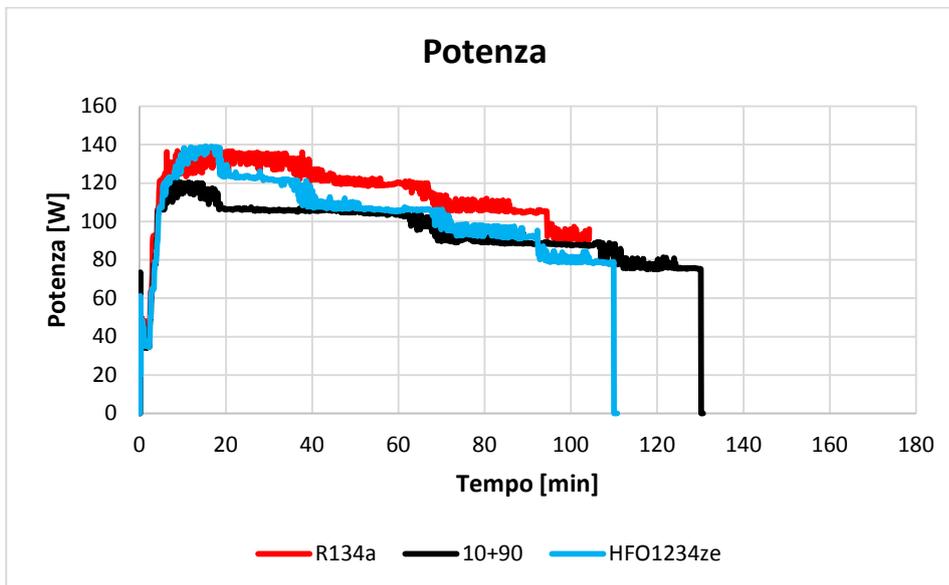
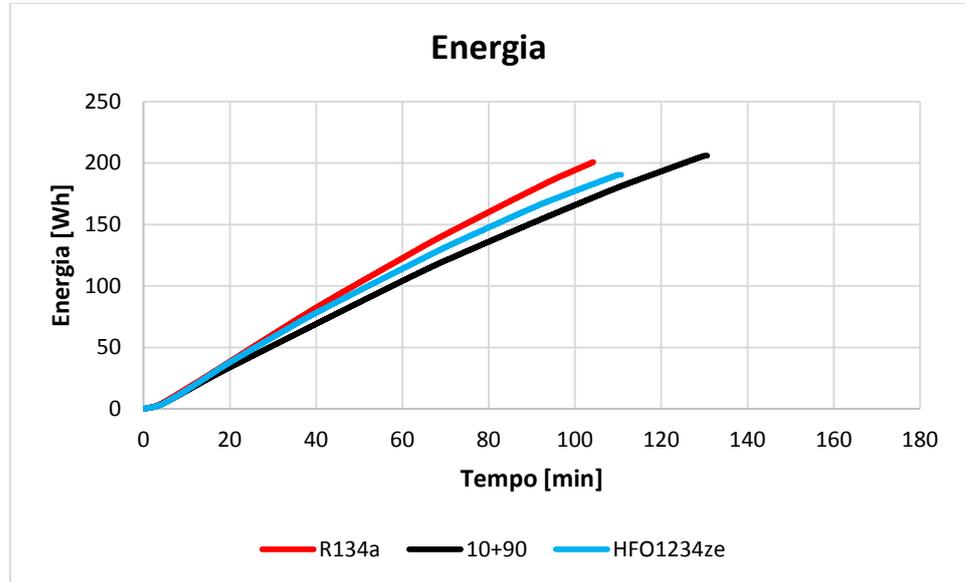
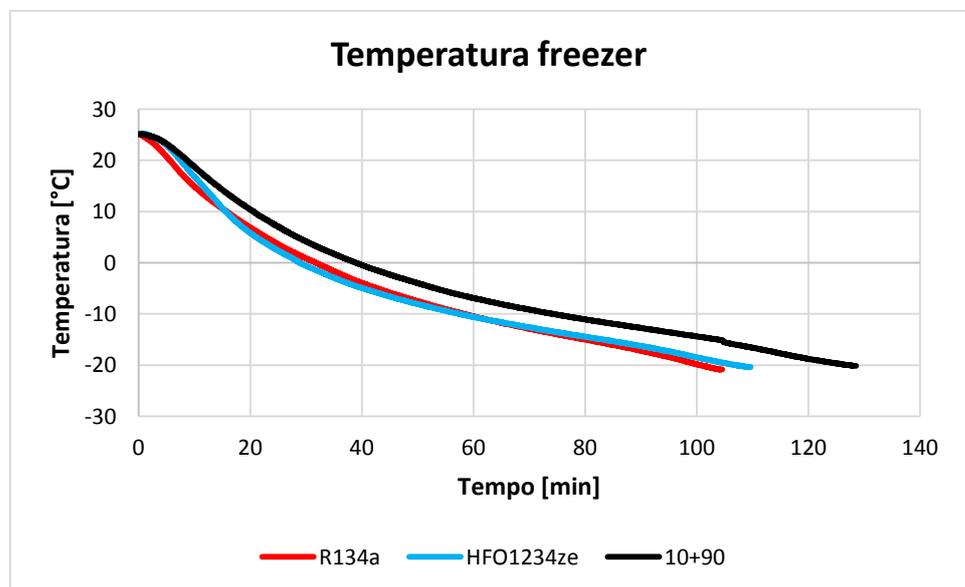


Figura 4-68: Andamento della potenza elettrica assorbita durante la prova PULLDOWN

Figura 4-69: Andamento dell'energia assorbita durante la prova *PULLDOWN*Figura 4-70: Andamento della temperatura nella cella freezer registrata durante la prova *PULLDOWN*

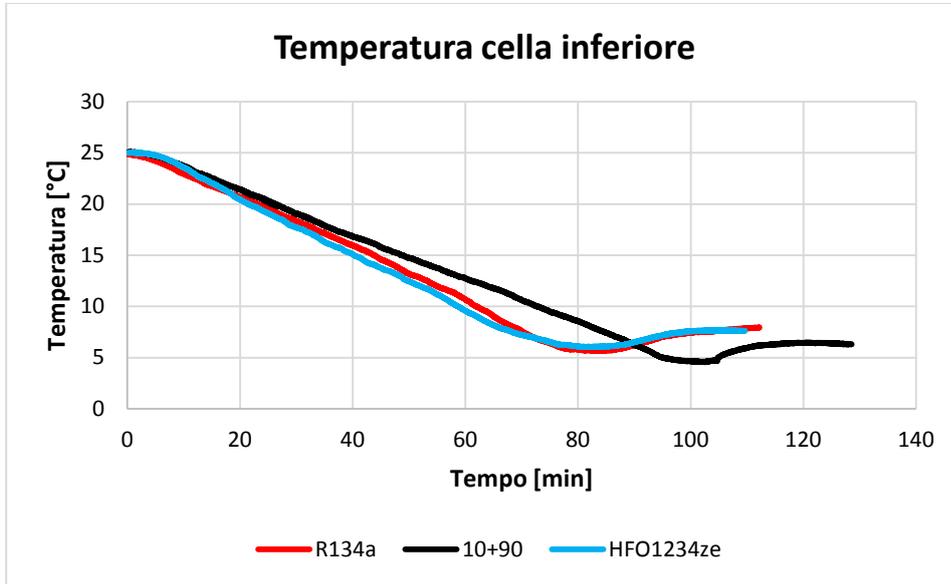


Figura 4-71: Andamento della temperatura nella cella frigo registrata durante la prova PULLDOWN

Questo comportamento unitamente a quello relativo ai consumi elettrici è imputabile ad un minore effetto frigorifero della macchina. Considerando che la potenza frigorifera viene espressa come:

$$P_{fr} = \dot{m}_{ref} \times \Delta h_{fr} \quad (4.11)$$

Dove il primo fattore rappresenta la portata massica di refrigerante e il secondo è il  $\Delta h$  frigorifero che rappresenta l'aumento di entalpia specifica del fluido mentre asporta calore dalla cella. È evidente dalle precedenti considerazioni che si manifesti una diminuzione della potenza frigorifera, infatti, assunto che l'energia termica che la macchina si trova a dover asportare dalle celle risulta uguale nelle due condizioni di carica, si ha che il tempo richiesto per questo processo risulta più lungo.

Ricordando che:

$$\dot{m}_{ref} = \rho_{asp} \times \eta_{vol} \times \dot{V} \quad (4.12)$$

La formula della potenza diventa:

$$P_{fr} = \rho_{asp} \times \eta_{Vol} \times \dot{V} \times \Delta h_{fr} \quad (4.13)$$

A questo punto occorre valutare i vari fattori che concorrono alla potenza frigorifera.

Come precedentemente accaduto per la miscela R134a – HFO1234ze, anche in questo caso il ciclo è differente da ciclo standard per via dello scambio di potenza termica che si ha tra il capillare e il tubo dell'aspirazione, all'uscita tra l'uscita dell'evaporatore e l'aspirazione. Il ciclo termodinamico nel piano p-h diventa quindi:

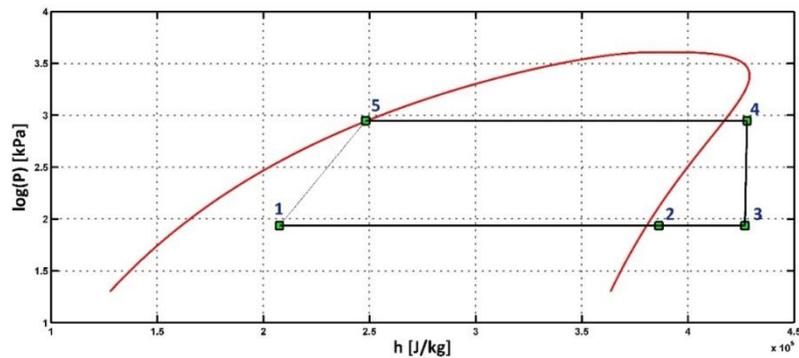


Figura 4-72: Ciclo termodinamico che si ottiene tenendo conto dello scambio di calore tra capillare e tubo di aspirazione

E la variazione di entalpia frigorifera è:

$$\Delta h_{fr} = h_3 - h_5 \quad (4.14)$$

Facendo le medesime considerazioni già espresse nel capitolo precedente si trovano i seguenti valori di entalpia:

	REFRIGERANTE			
	R134a	R134a + HFO1234ze	HFO1234ze	
<b>Massa</b>	<b>101</b>	<b>10+90</b>	<b>14+123</b>	<b>136</b>
<b><math>\Delta h_{fr}</math> [kJ/kg]</b>	165	156	155	160
	-	-5,5%	-6,1%	-3%

Tabella 4-12

Come si nota l'R134a esibisce un  $\Delta h_{fr}$  notevolmente superiore sia all'HFO1234ze preso singolarmente sia rispetto alle miscele. Se consideriamo invece le miscele, le differenze di  $\Delta h_{fr}$  sono molto esigue (inferiori al 10%) e non sono tali da giustificare le differenze significative nei tempi di discesa e quindi le differenze significative nelle potenze frigorifere.

Continuiamo la nostra analisi con l'osservare la densità all'aspirazione  $\rho_{asp}$  :

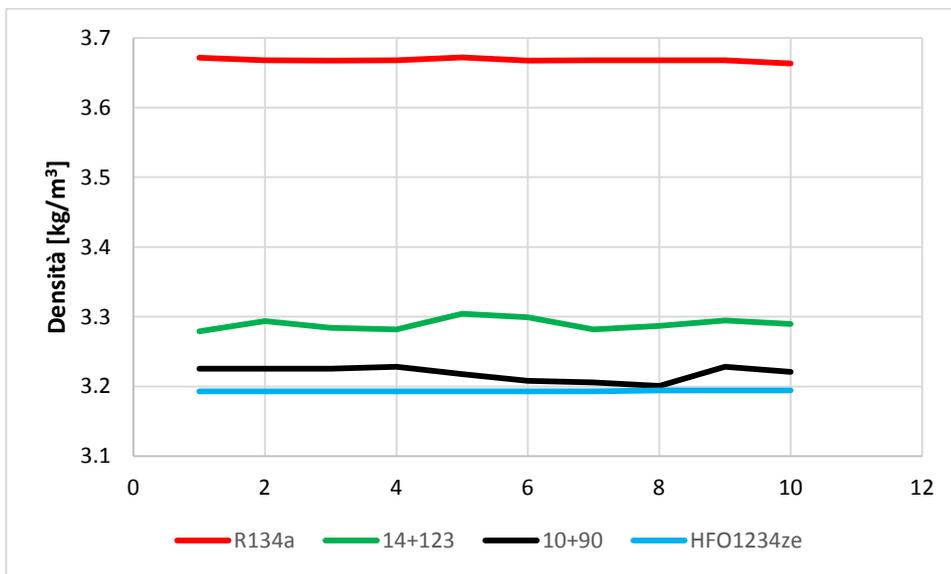


Figura 4-73: Andamento delle densità all'aspirazione

	REFRIGERANTE			
	R134a	R134a + HFO1234ze	HFO1234ze	
Massa	101	10+90	14+123	136
Densità [kg/m3]	3,67	3,22	3,2	3,19

Tabella 4-13

La tabella mostra chiaramente come il valore della densità all'aspirazione per la miscela R134a-HFO1234ze risulti sempre maggiore della densità

del solo R134a. Per quanto riguarda il rendimento volumetrico sappiamo che esso dipende dalla riespansione del fluido intrappolato nel volume morto, dalle perdite di carico dovute a trafiletti nelle valvole e nell'accoppiamento cilindro pistone, e dal riscaldamento del gas a contatto con le pareti del cilindro che in questo modo espande: il volume specifico del gas nel cilindro è più alto di quello del fluido che entra nel compressore e ciò ostacola l'elaborazione di nuovo fluido. Il rendimento volumetrico teorico è dato da:

$$\eta_{vt} = 1 - m(\beta^\gamma - 1) \quad (4.15)$$

Ove  $m$  è la frazione di volume morto (clearance rate):

$$m = \frac{V_3}{V_1 - V_3} \quad (4.16)$$

Con  $V_3$  pari al volume morto e  $V_1$  pari al volume massimo;  $\beta$  è il rapporto di compressione ossia il rapporto tra la pressione massima e la pressione minima del circuito;  $\gamma$  è l'esponente della politropica e, assumendo la trasformazione come adiabatica e internamente reversibile, è pari al rapporto tra  $\frac{c_p}{c_v}$  ossia rispettivamente i calori specifici a pressione costante e volume costante. Assumendo  $m$  costante perché relativo solo a fattori geometrici, l'unica variabile è il termine  $\beta^\gamma$  il quale presenta lo stesso andamento già visto prima:

	REFRIGERANTE			
	R134a	R134a + HFO1234ze	HFO1234ze	
<b>Massa</b>	<b>101</b>	<b>10+90</b>	<b>14+123</b>	<b>136</b>
$C_v$ [J/(kg K)]	870	896	900	895
$C_p$ [J/(kg K)]	779	815	818	813
$\gamma$	0,89	0,91	0,91	0,91
$\beta$	10,9	9,9	10,5	10,4
$\beta^\gamma$	8,5	8,1	8,5	8,4

Tabella 4-14

In ultimo si è valutato indirettamente il contributo di  $\dot{V}$  attraverso l'analisi della potenza elettrica assorbita dal compressore:

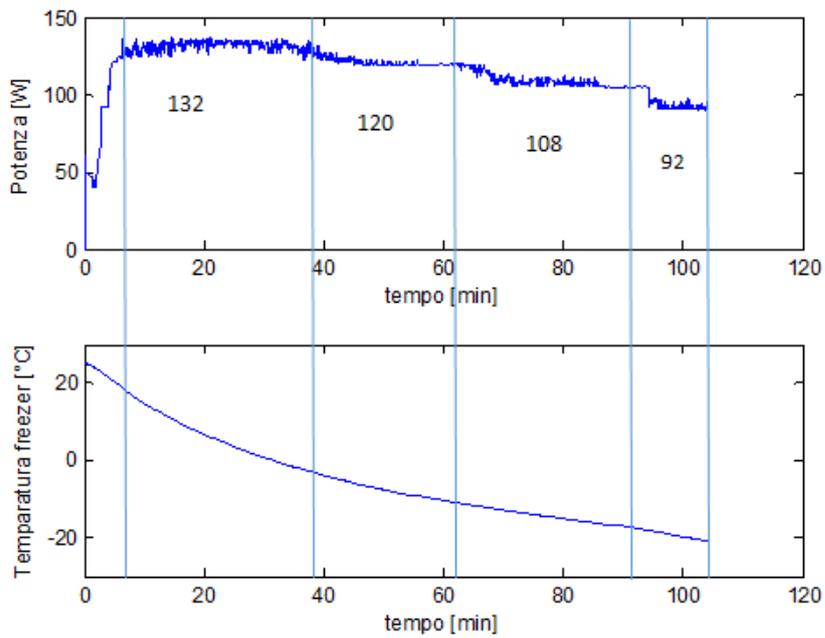


Figura 4-74: Andamento della potenza assorbita e della temperatura della cella superiore (freezer) utilizzando R134a

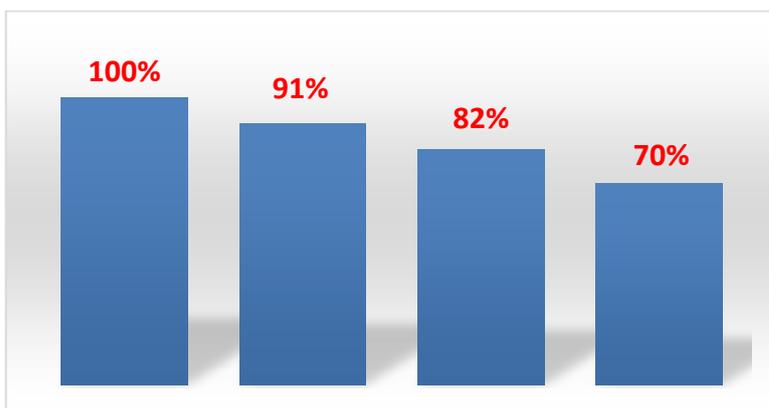


Figura 4-75: Step di regolazione del compressore nell'elaborazione di R134a

Osserviamo innanzitutto che c'è corrispondenza tra la variazione di potenza elettrica e il regime di rotazione del compressore, quindi a potenze elettriche assorbite diverse corrispondono diversi regimi di rotazione. Inoltre si nota che la macchina frigorifera segue, nella sua regolazione le derivate della Temperatura di discesa infatti a pendenze diverse di T corrispondono valori diversi di potenza assorbita. Ripetendo lo stesso grafico per la carica ottima di HFO1234ze 136, e la miscela 123,5 – 14 si ottengono gli stessi risultati:

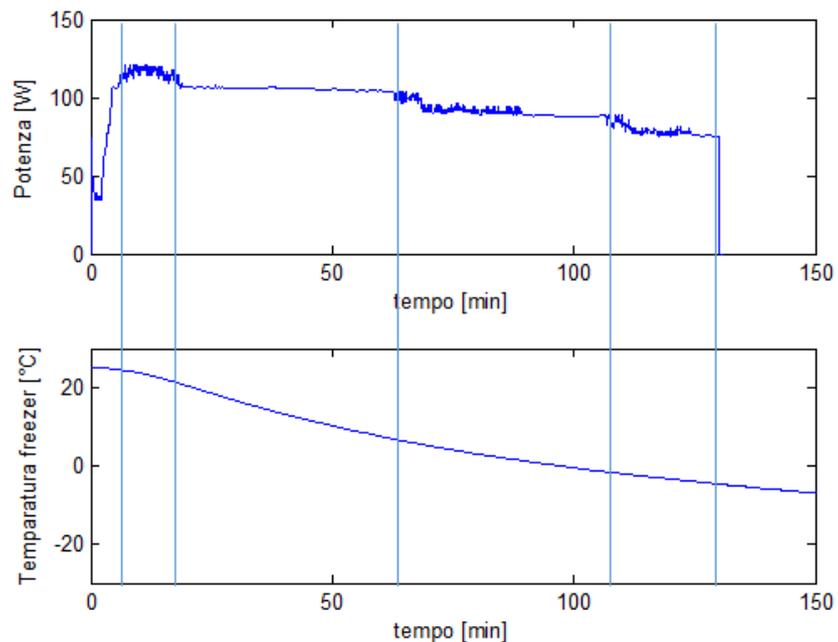


Figura 4-76: Andamento della potenza assorbita e della temperatura della cella superiore (freezer) utilizzando la miscela 90-10

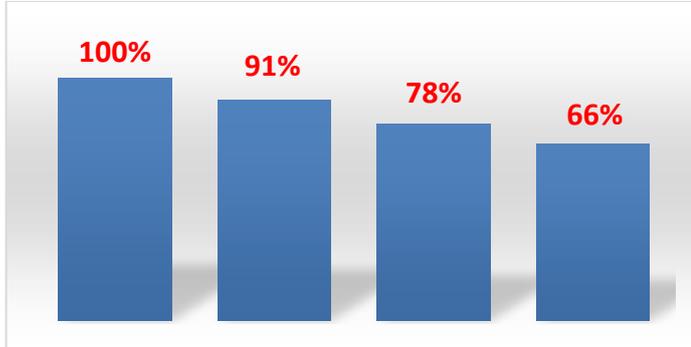


Figura 4-77: Step di regolazione del compressore nell'elaborazione della miscela 90g di HFO e 10g di R134a

Pertanto è lecito supporre, rispetto a cariche di refrigerante più alte, un valore di  $\dot{V}$  minore il quale risulta fattore determinante nella riduzione della potenza frigorifera della macchina. Dall'analisi di tutti questi fattori si giunge alla conclusione che la carica di refrigerante inizialmente introdotta sia insufficiente e quindi si è proceduto ad introdurre altro refrigerante nel circuito sempre mantenendo la proporzione 10% R134a e 90% HFO1234ze. Si è notato infatti, che aumentando la quantità di refrigerante nel circuito tutte le variabili sopra analizzate, hanno raggiunto valori e andamenti via via più adeguati in termini di pendenza e di valori. Di seguito è riportato in un grafico l'andamento delle temperature del freezer al variare della carica di refrigerante:

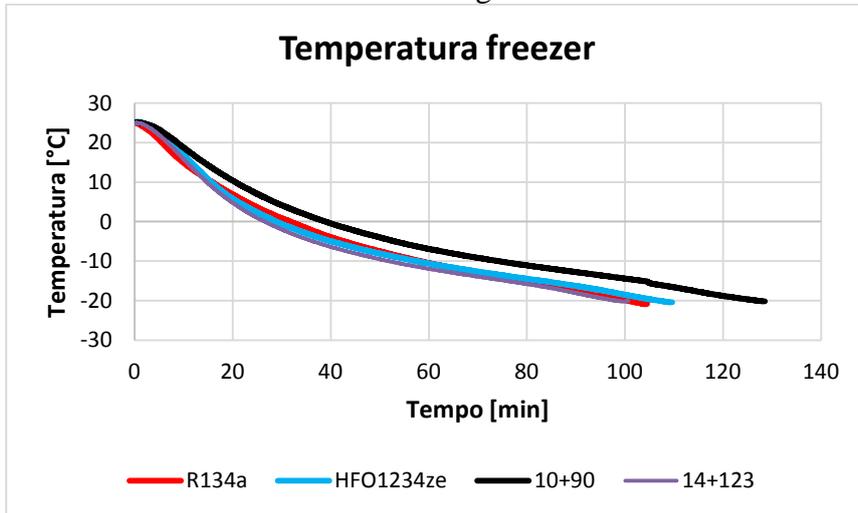


Figura 4-78: Andamento temperatura cella freezer durante la prova PULLDOWN

Come si evince dal grafico precedente, e dagli istogrammi successivi, i tempi discesa migliorano considerevolmente aumentando la carica di refrigerante:

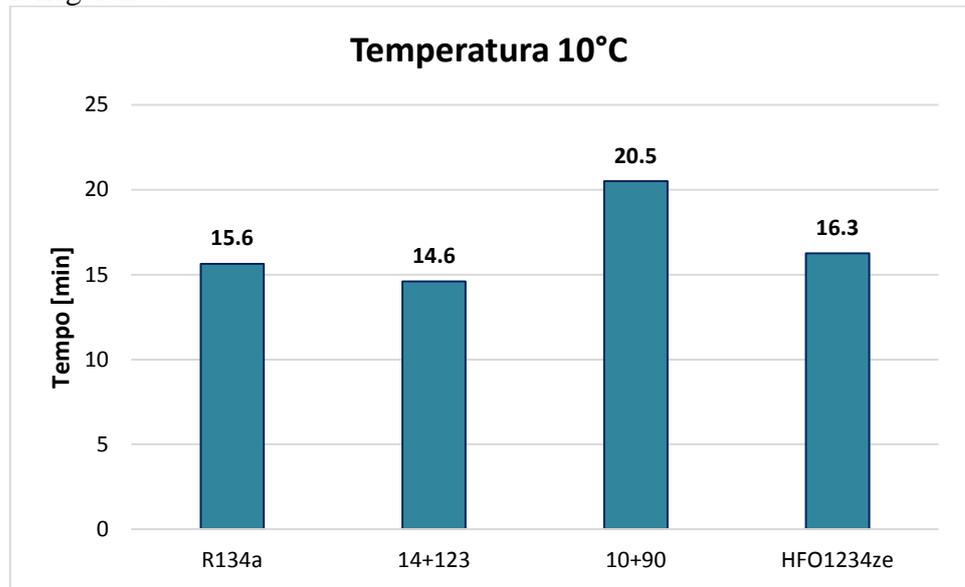


Figura 4-79: Tempo di raggiungimento della temperatura di 10°C nella cella superiore

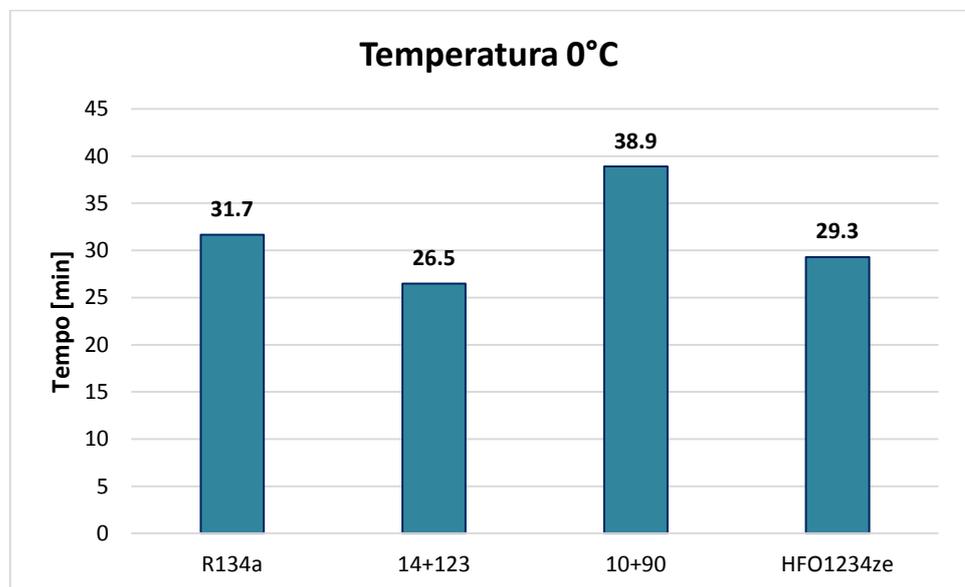


Figura 4-80: Tempo di raggiungimento della temperatura di 0°C nella cella superiore

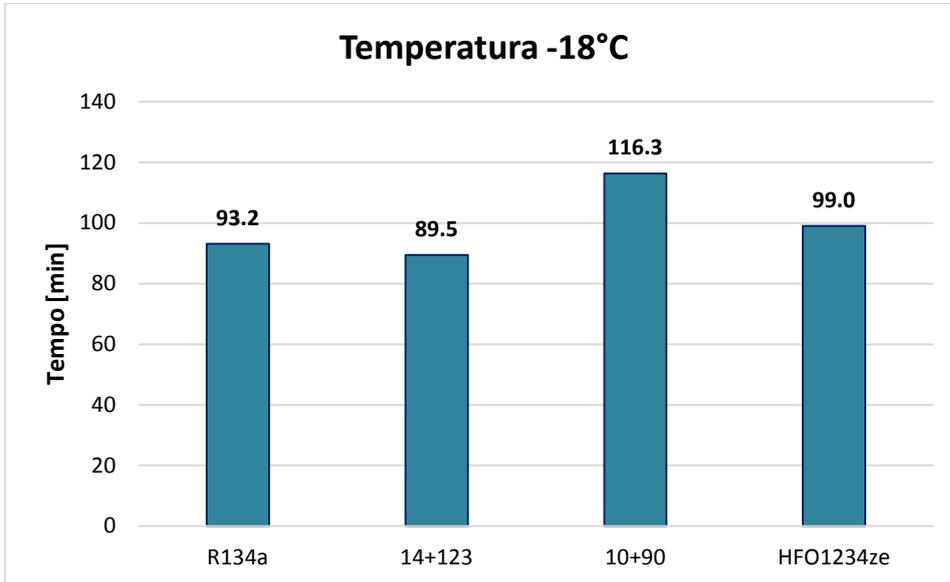


Figura 4-81: Tempo di raggiungimento della temperatura di -18°C nella cella superiore

Il miglioramento della performance della macchina è testimoniato, oltre che dalla riduzione dei tempi, anche dalla riduzione dell'energia assorbita.

	REFRIGERANTE			
	R134a	R134a + HFO1234ze	HFO1234ze	
<b>Massa [g]</b>	<b>101</b>	<b>10+90</b>	<b>14+123</b>	<b>136</b>
<b>Consumi [Wh]</b>	200,9	206,2	187,5	190,4
<b>ΔConsumi %</b>	-	2,6	-7,1	-5,5
<b>PotenzaMax [W]</b>	137,9	107,2	167,8	162,2
<b>Durata [min]</b>	103,8	129,0	99,3	110,6
<b>Δ Durata %</b>	-	23,8	-4,3	6,6

Tabella 4-15

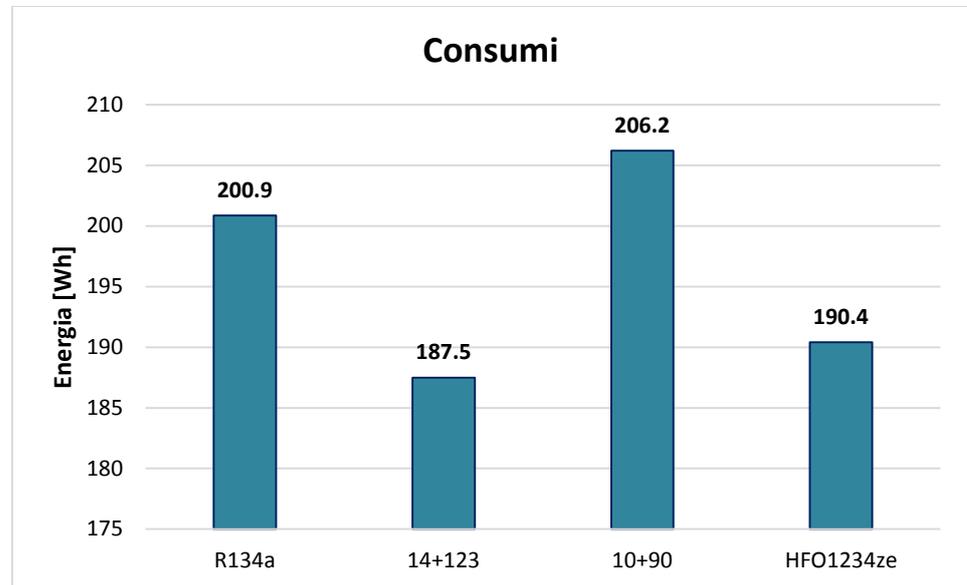


Figura 4-82: Consumi registrati durante la prova PULLDOWN

E' molto interessante confrontare la carica ottimale di HFO1234ze, pari a 136g, con l'equivalente massa di miscela R134a e HFO1234ze nelle proporzioni rispettivamente di 14g e 123g. La miscela infatti ha un comportamento migliore esibendo consumi e durata della fase di discesa minori rispetto ai due fluidi presi singolarmente. Altro aspetto positivo è anche il minor valore della pressione massima registrata durante la prova: infatti un valore troppo alto potrebbe sollecitare il circuito dell'impianto, cosa questa che si preferirebbe sempre evitare.

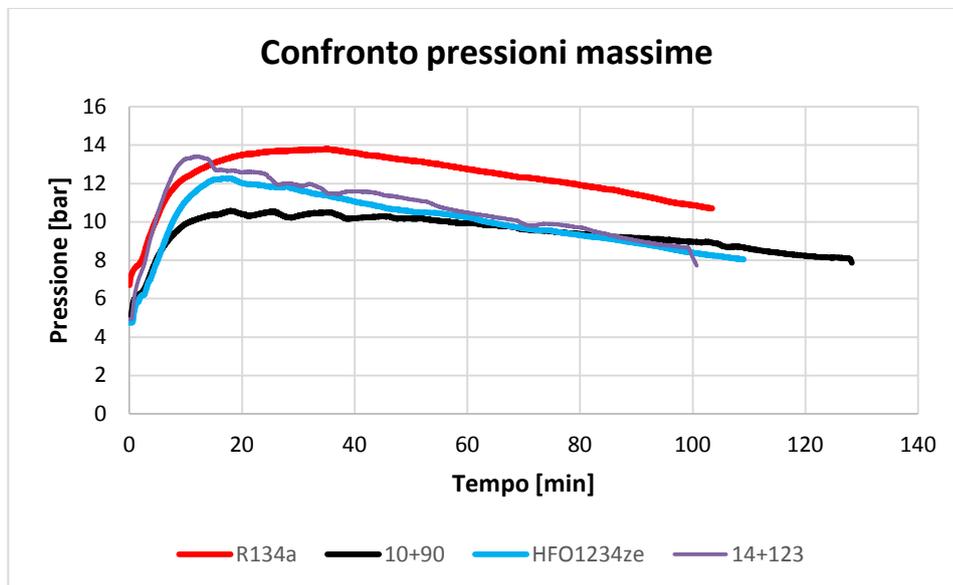


Figura 4-83: Andamento della pressione di condensazione durante la prova PULLDOWN

Si riporta infine il confronto tra le pressioni minime ove si evince chiaramente che man mano che la carica aumenta si ha un aumento dei valori di pressione registrati:

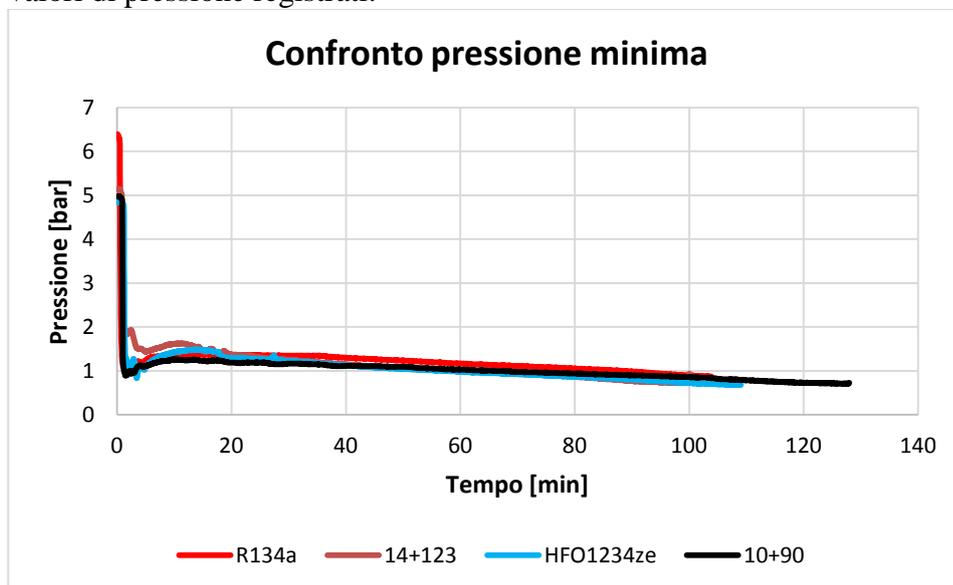


Figura 4-84: Andamento della pressione di evaporazione durante la prova PULLDOWN

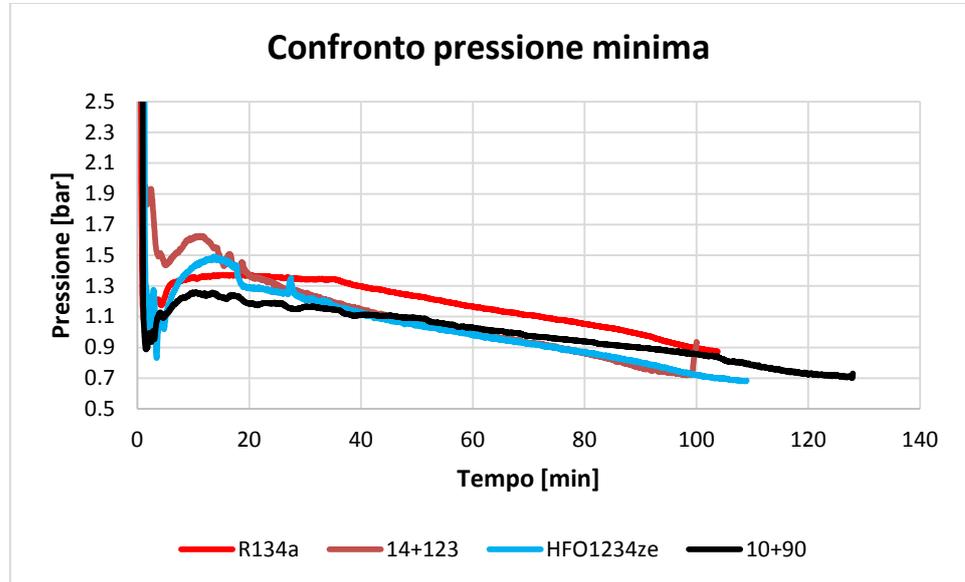


Figura 4-85: Andamento della pressione di evaporazione durante la prova PULLDOWN

Riassumendo tutti i dati fin qui illustrati, chiaramente che la miscela che ha mostrato un comportamento migliore durante la pulldown è quella che ha composizione 123g di HFO1234ze e 14g di R134a.

#### 4.4.5 PRESTAZIONI ENERGETICHE: 24H

A questo punto occorre valutare se le prestazioni energetiche esibite dalla miscela siano migliori o peggiori delle prestazioni dell'HFO1234ze utilizzato da solo. Per fare questo, coerentemente a quanto fatto per le miscele con l'HFO1234yf, si sono avviate le prove 24h per le quali valgono le stesse considerazioni, in merito ai punti di interesse, fatte precedentemente per le miscele R134a-HFO1234yf.

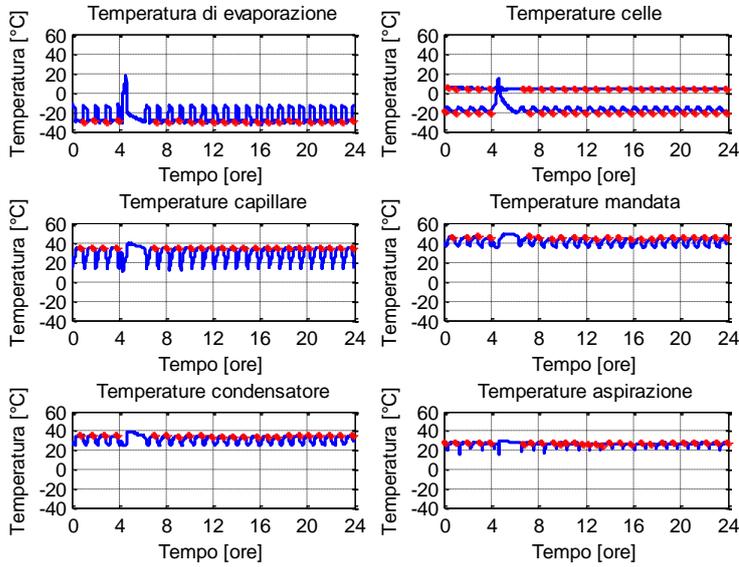


Figura 4-86: Temperature registrate durante la prova 24h per l'R134a

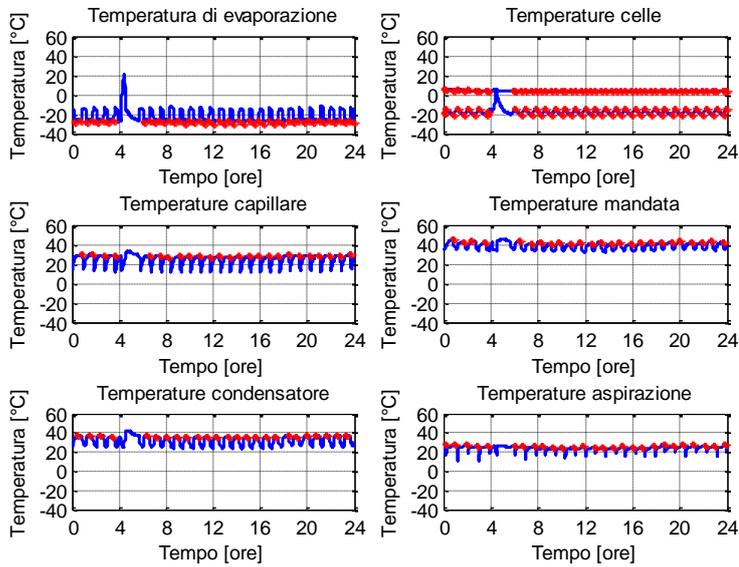


Figura 4-87: Temperature registrate durante la prova 24h per l'HFO 136g

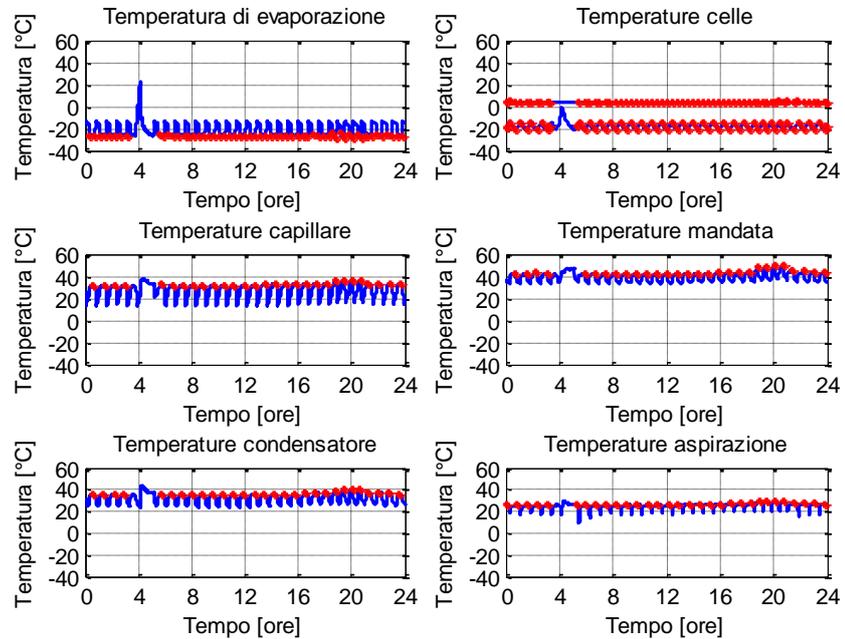


Figura 4-88: Temperature registrate durante la prova 24h per la miscela 123-14

Come precedentemente asserito, i picchi di temperatura presenti nei vari diagrammi sono relativi ai cicli di de-frost. Ricordiamo infatti che per evitare la formazione di brina all'evaporatore che andrebbe a peggiorare lo scambio termico con la cella superiore, si attivano delle resistenze le quali riscaldandosi eliminano la brina ma determinano delle temperature anomale che non devono essere considerate. Una volta filtrati i valori di temperatura per eliminare le anomalie dovute al de frost si è passati all'analisi vera e propria dei dati. I valori da prendere in considerazione, come detto, devono essere sintomatici di condizioni a regime e si ha per esempio che per la temperatura di evaporazione occorre utilizzare i valori che si registrano poco prima che il compressore vada in OFF: ciò garantisce che tale valore sia quanto più rappresentativo delle condizioni di regime.

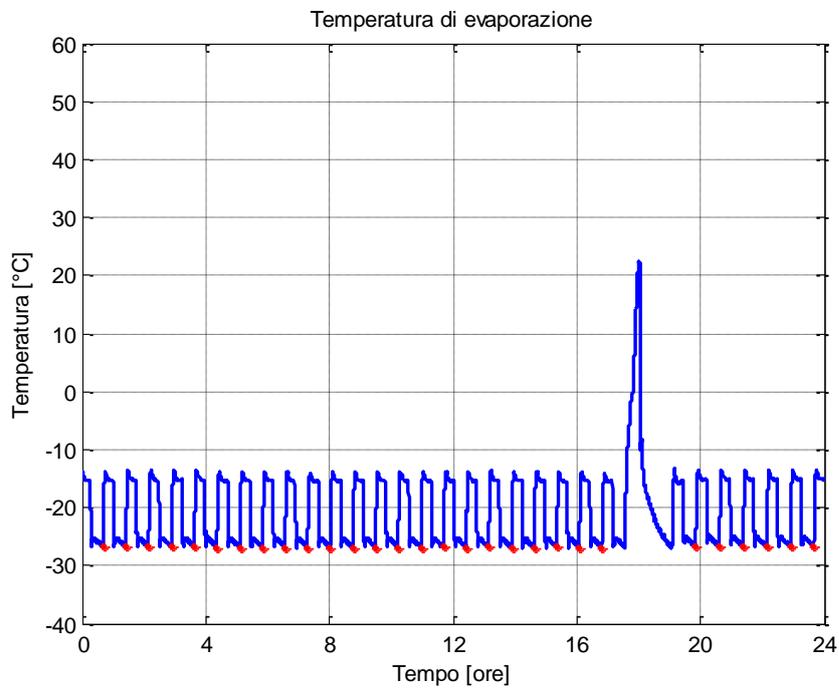


Figura 4-89: Temperatura di evaporazione registrate durante la prova 24h per la miscela 123-14

Discorso analogo è stato effettuato per tutte le temperature prese in considerazione. Di questi valori rappresentativi di condizione di regime se ne sono fatti i valori medi:

		REFRIGERANTE		
		R134a	R134a+HFO1234ze	HFO1234ze
<b>Massa</b>	<b>[g]</b>	<b>101</b>	<b>14+123</b>	<b>136</b>
<b>Temperatura evaporatore</b>	<b>[°C]</b>	<b>-28,6</b>	<b>-25,9</b>	<b>-26,9</b>
<b>Temperatura capillare</b>	<b>[°C]</b>	<b>34,4</b>	<b>31,6</b>	<b>28,0</b>
<b>Temperatura uscita evap.</b>	<b>[°C]</b>	<b>-22,0</b>	<b>-23,8</b>	<b>-22,4</b>
<b>Temperatura mandata</b>	<b>[°C]</b>	<b>44,8</b>	<b>41,3</b>	<b>42,0</b>
<b>Temperatura condensatore</b>	<b>[°C]</b>	<b>34,8</b>	<b>35,1</b>	<b>36,1</b>
<b>Temperatura aspirazione</b>	<b>[°C]</b>	<b>27,1</b>	<b>25,2</b>	<b>24,4</b>
<b>Surriscaldamento evaporatore</b>	<b>[°C]</b>	<b>6,6</b>	<b>2,1</b>	<b>4,5</b>
<b>Surriscaldamento globale</b>	<b>[°C]</b>	<b>56,2</b>	<b>51,1</b>	<b>51,3</b>
<b>Sottoraffreddamento</b>	<b>[°C]</b>	<b>0,5</b>	<b>3,5</b>	<b>8,1</b>

Tabella 4-16

A questo punto si sono valutate le grandezze intensive, in particolare le differenze che esse hanno esibito nei confronti dell'R134a:

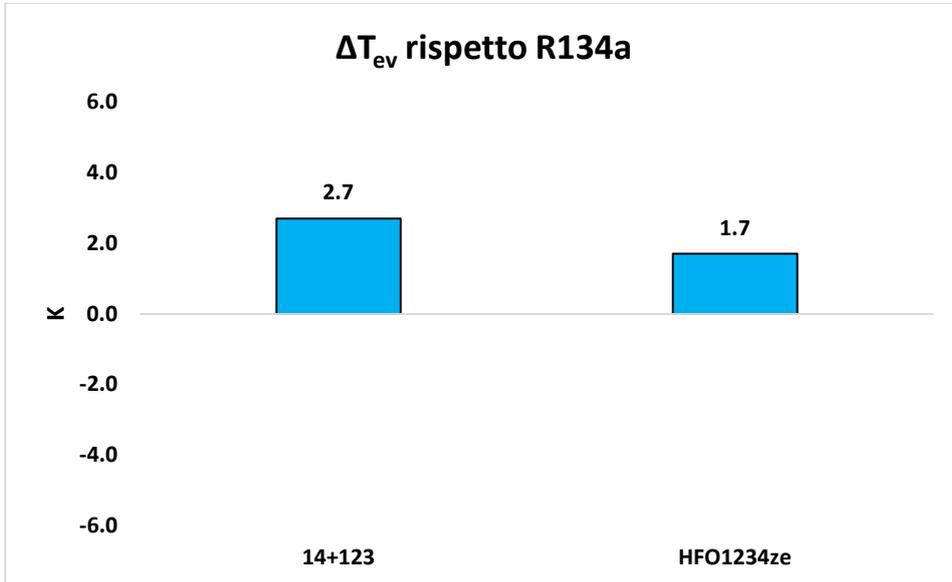


Figura 4-90: Differenza di temperatura di evaporazione rispetto l'R134a

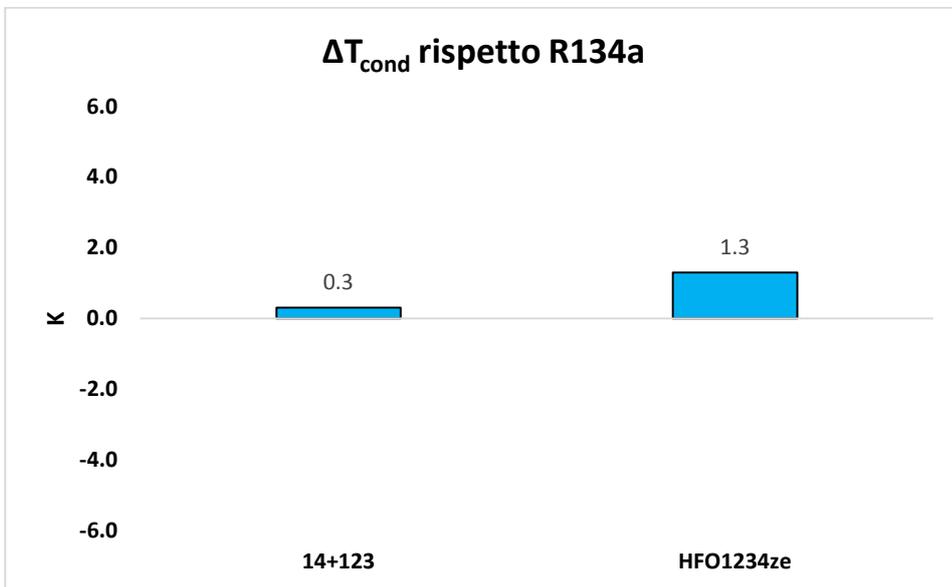


Figura 4-91: Differenza di temperatura di ingresso al capillare rispetto l'R134a

Non si evincono grossi scostamenti rispetto all'R134a se non temperature leggermente superiori. Passando alle pressioni si riportano i seguenti grafici:

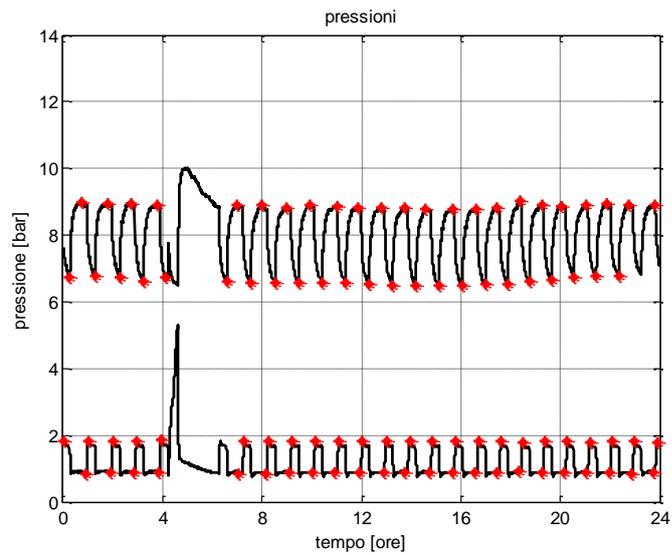


Figura 4-92: Pressioni registrate durante la prova 24h per l'R134a

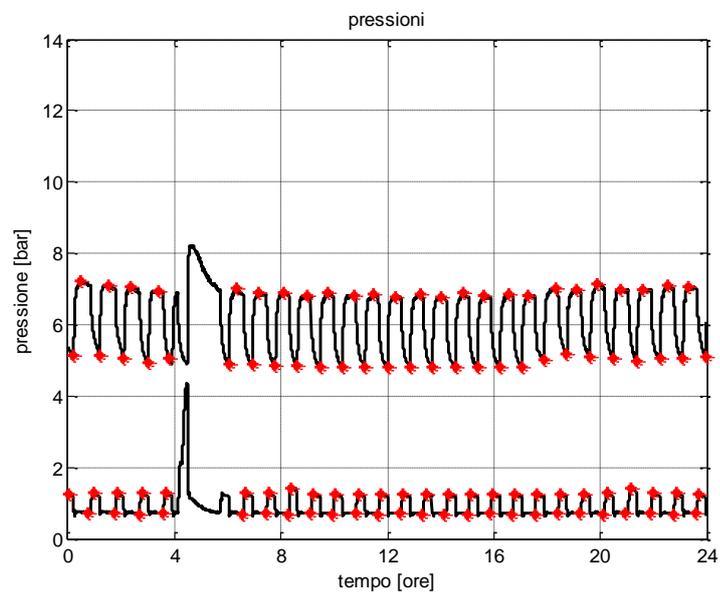


Figura 4-93: Pressioni registrate durante la prova 24h per l'HFO136

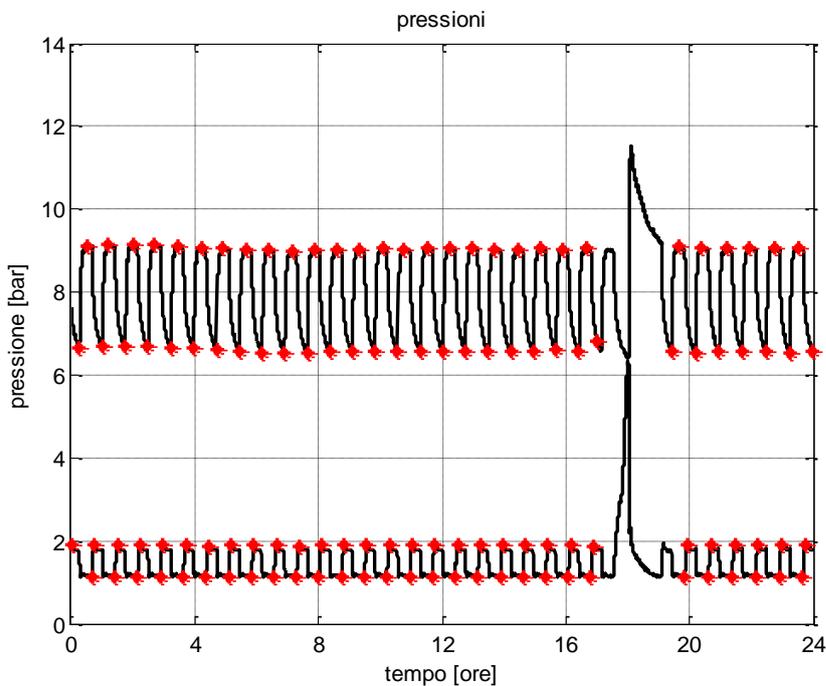


Figura 4-94: Pressioni: Pressioni registrate durante la prova 24h per la miscela 123-14

L'elaborazione delle pressioni ha portato alla seguente tabella. Si fa notare come le due miscele in esame esibiscano valori minori nei picchi alti di pressione alta rispetto al solo HFO1234yf 115g il che rappresenta un indubbio vantaggio perché si evitano condizioni particolari di stress al circuito:

Tabella 4.17

	REFRIGERANTE		
	R134a	R134a+HFO1234ze	HFO1234ze
Massa [g]	101	14+123	136
Pressione bassa [bar]	0,9	0,8	0,7
Pressione alta [bar]	8,9	7,2	6,9

#### 4.4.6 CONFRONTO PRESTAZIONI E CALCOLO DEL TEWI

L'ultima analisi ha riguardato il confronto delle prestazioni energetiche e del TEWI. I dati sui consumi e le potenze sono stati acquisiti mediante Energy tester di cui già si è parlato precedentemente. L'andamento nel tempo della potenza e dei consumi è rappresentato dai grafici seguenti:

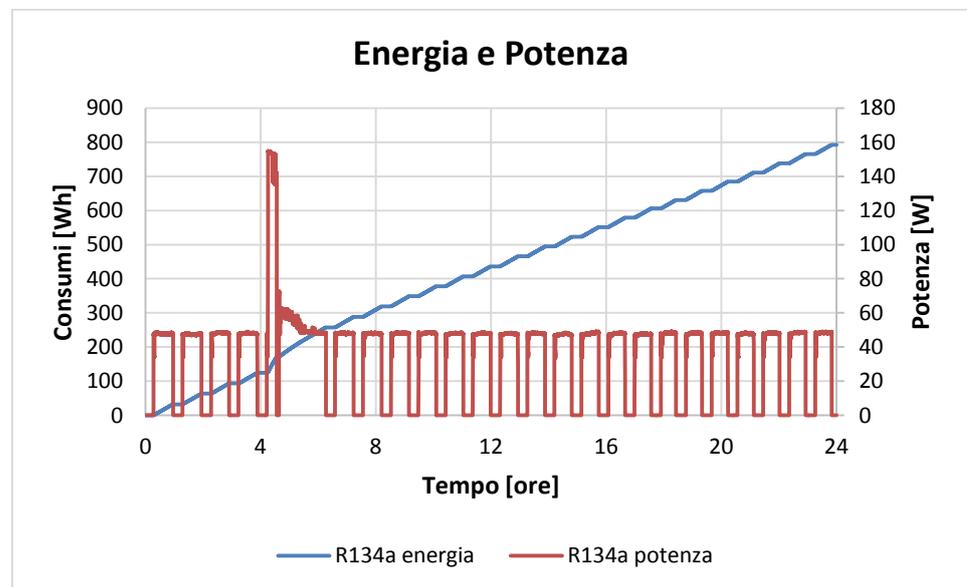


Figura 4-95: Potenza e consumi registrati durante la prova 24h per l'R134a

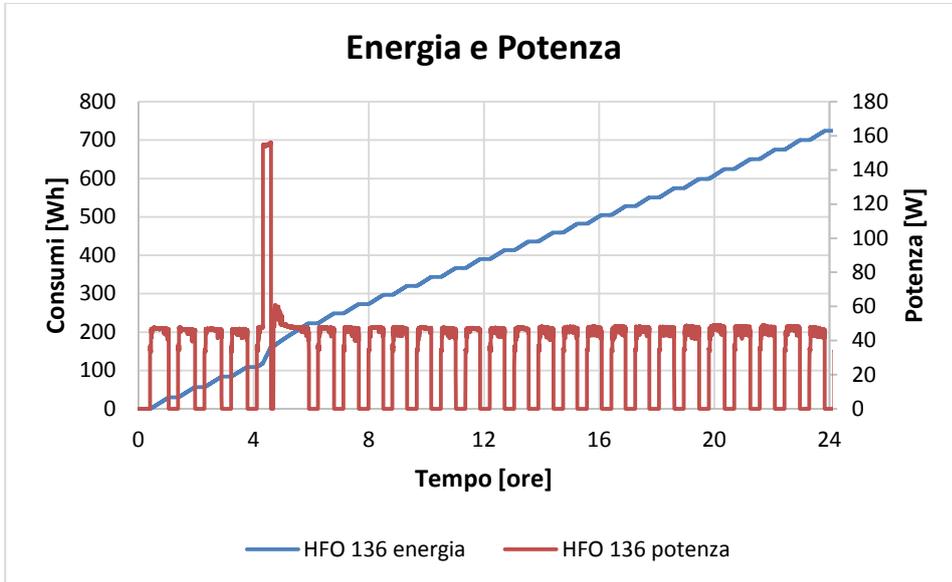


Figura 4-96: Potenza e consumi registrati durante la prova 24h per l'HFO 136g

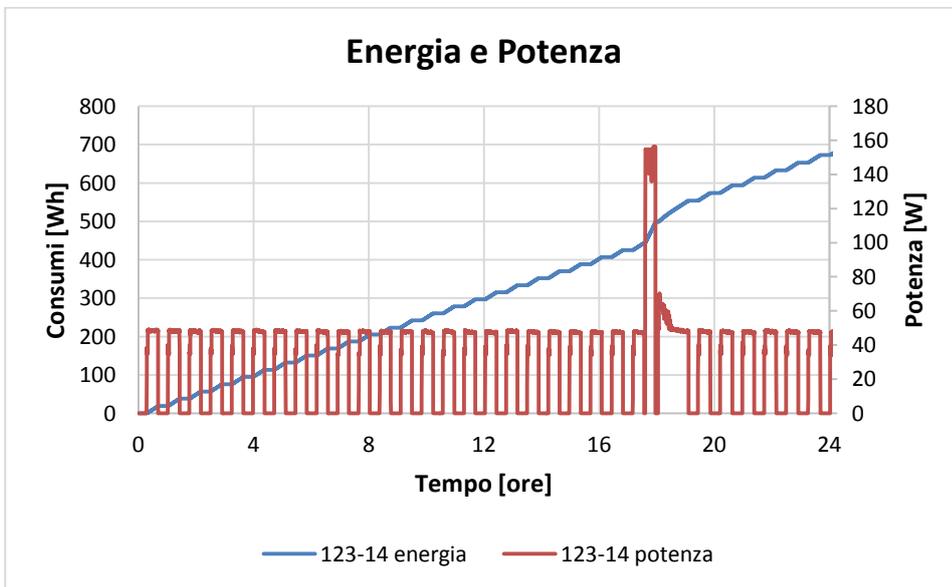


Figura 4-97: Potenza e consumi registrati durante la prova 24h per la miscela 123-14

Si fa notare che, in accordo con la Normativa Test, i dati relativi ai consumi sono comprensivi dei cicli di de-frost. Per quanto riguarda invece il valore dei cicli di servizio essi sono stati elaborati senza prendere in considerazione i cicli di de-frost.

	REFRIGERANTE		
	R134a	R134a+HFO1234ze	HFO1234ze
<b>Massa [g]</b>	<b>101</b>	<b>14+123</b>	<b>136</b>
<b>Consumo giornaliero [kWh]</b>	<b>0,79</b>	<b>0,68</b>	<b>0,74</b>
<b>Consumo annuo [kWh]</b>	<b>289,40</b>	<b>248,70</b>	<b>273,06</b>
<b>Tempo medio di ON [min]</b>	<b>35,63</b>	<b>24,04</b>	<b>32,04</b>
<b>Tempo medio di OFF [min]</b>	<b>19,83</b>	<b>20,30</b>	<b>19,77</b>
<b>Duty medio [%]</b>	<b>0,64</b>	<b>0,60</b>	<b>0,62</b>
<b>Potenza fase di ON</b>	<b>48,0</b>	<b>47,6</b>	<b>45,8</b>

Tabella 4-18

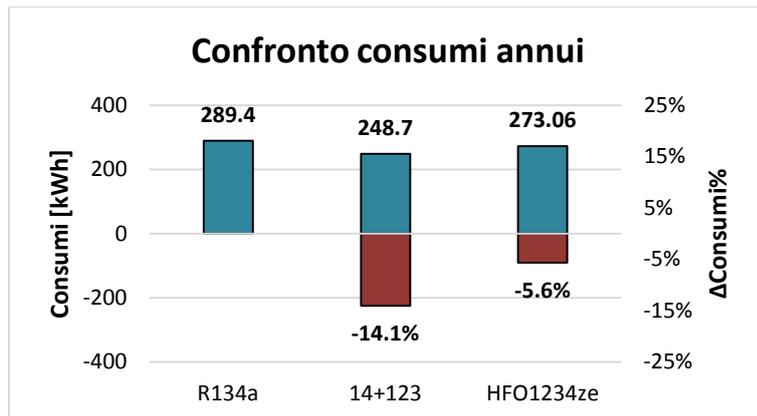


Figura 4-98: Consumi assoluti e differenze relative all'R134a

Per concludere questa analisi è utile esprimere le performance della macchina nei due utilizzi esprimendo il COP (coefficiente di prestazione) attraverso il rapporto tra effetto utile e spesa, vale a dire:

$$\text{COP}_{\text{R134a}} = \frac{E_{\text{frR134a}}}{E_{\text{elR134a}}} \quad (4.17)$$

$$\text{COP}_{\text{MISCELA}} = \frac{E_{\text{frMISCELA}}}{E_{\text{elMISCELA}}} \quad (4.18)$$

Dove al numeratore abbiamo l'energia termica che il fluido preleva dalla cella e al denominatore la richiesta di energia elettrica.

A questo punto va considerato che i due numeratori non possono che avere lo stesso valore dato che il calore che il fluido si trova ad asportare durante il funzionamento è lo stesso poiché la macchina è sottoposta a condizioni analoghe (le temperature esterne sono le stesse per tutte le prove, e ovviamente l'armadio frigorifero non è cambiato e quindi non è presente alcuna variazione della potenza termica dispersa). Di conseguenza è utile dunque calcolare un indice di performance facendo il rapporto tra i COP:

$$\varepsilon = \frac{\text{COP}_{\text{MISCELA}}}{\text{COP}_{\text{R134a}}} = \frac{\frac{1}{E_{\text{elMISCELA}}}}{\frac{1}{E_{\text{elR134a}}}} = \frac{0,79}{0,68} = 1,16 \quad (4.19)$$

Il valore di  $\varepsilon$  indica che la richiesta di energia elettrica adoperando l'R134a risulta maggiore del 16% circa rispetto al caso della miscela 123 - 14. L'analisi si conclude con la valutazione dell'impatto ambientale complessivo tramite calcolo dell'indice TEWI (vedi sopra):

$$\text{T. E. W. I.} = (m \times l \times S_1 \times \text{GWP}) + (E \times S_1 \times r) \quad (4.20)$$

		REFRIGERANTE		
		R134a	R134a+HFO1234ze	HFO1234ze
Massa, $m$	[kg]	0,101	0,014+0,123	0,136
Leakage annuo, $l$	[l]	0,5%	0,5%	0,5%
Service life, $S_f$	[anni]	15	15	15
$GWP$	[kgCO2/kg]	1430	150	6
Energia, $E$	[kWh]	289,4	248,7	273,06
Fattore, $r$	[kgCO2/kWh]	0,410898	0,410898	0,410898
Impatto diretto	[kgeq,CO2]	10,83	1,54	0,06
Impatto indiretto	[kgeq,CO2]	1783,71	1532,86	1683,00
TEWI	[kgeq,CO2]	1794,54	1534,40	1683,06

Tabella 4-19

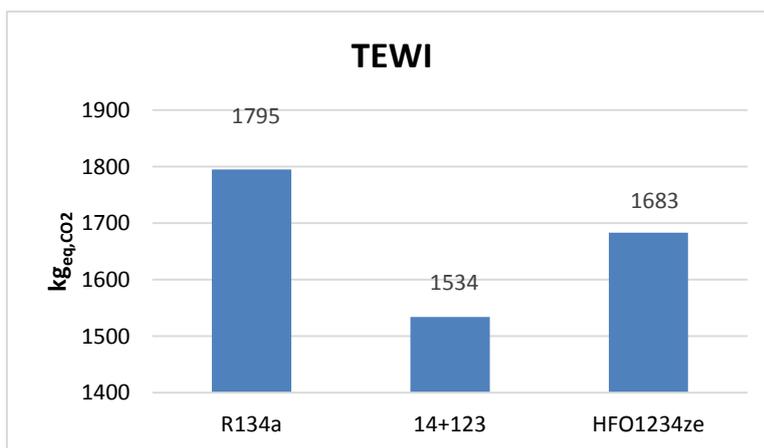


Figura 4-99: Analisi del TEWI

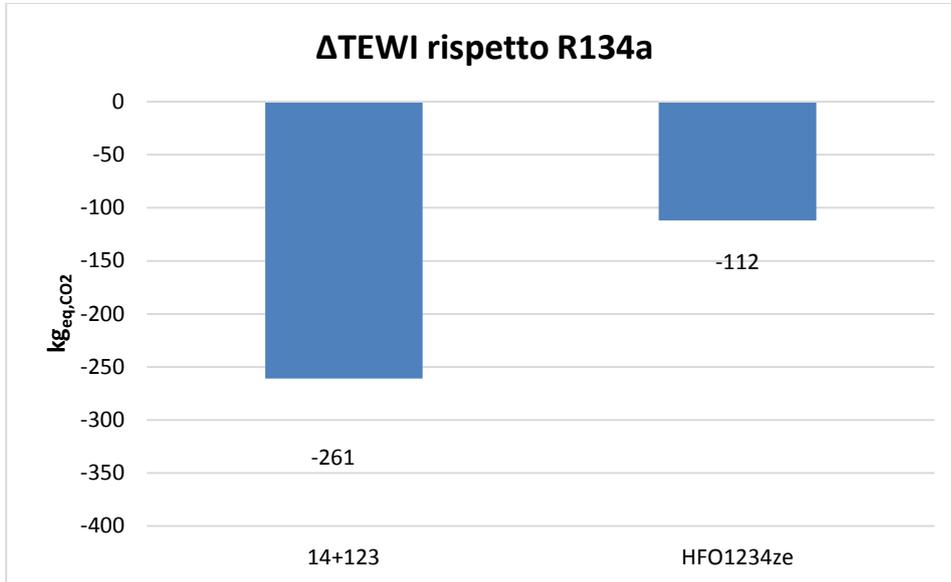


Figura 4-100: Differenza di TEWI calcolate rispetto all'R134a

Come si evince chiaramente dal grafico, effettuando il drop-in della miscela 123 g di HFO1234ze e 14 g di R134a si ha una consistente riduzione dell'impatto ambientale. Analogamente a quanto fatto per le prove PULLDOWN, anche qui si riportano i valori delle grandezze caratteristiche da cui dipende la potenza frigorifera. Tali valori sono stati calcolati allo stesso modo delle grandezze sopra elencate, ossia facendo la media dei valori registrati poco prima della fase di OFF del compressore:

	REFRIGERANTE		
	R134a	R134a + HFO1234ze	HFO1234ze
Massa [g]	101	14 + 123	136
$C_v$ [J/(kg K)]	852	882	885
$C_p$ [J/(kg K)]	763	801	806
$\gamma$	0,89	0,91	0,91
$\beta$	10,15	9,22	9,94
$\beta\gamma$	7,97	7,54	8,10
Densità [kg/m <sup>3</sup> ]	3,66	3,62	3,35
$\Delta h_{fr}$ [kJ/kg]	178	172	170

Tabella 4-20

#### 4.4.7 PROVA 24H A -26°C

Né l'HFO1234ze singolarmente né la miscela 14g di R134a e 123g di HFO1234ze sono riusciti ad effettuare termostatazioni a temperature minori o uguali a -26°C.

#### 4.8 CONFRONTO MISCELE E CONCLUSIONI

Confrontando le miscele e i fluidi presi singolarmente si ottiene che la miscela che sembra garantire migliori performance dal punto di vista dei consumi e dell'impatto ambientale è la miscela 104 g di HFO1234yf e 12 g di R134a:

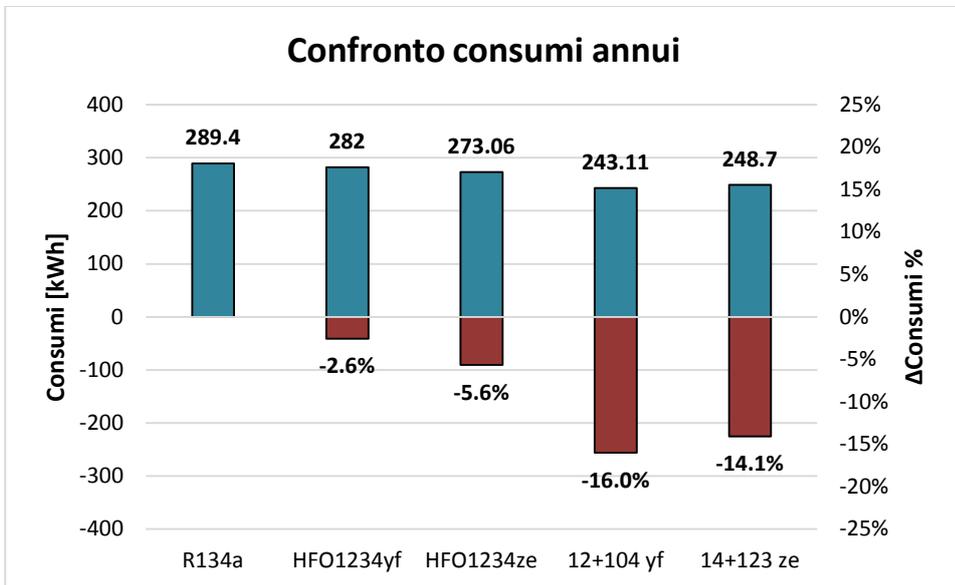


Figura 4-101 Consumi dei fluidi migliori

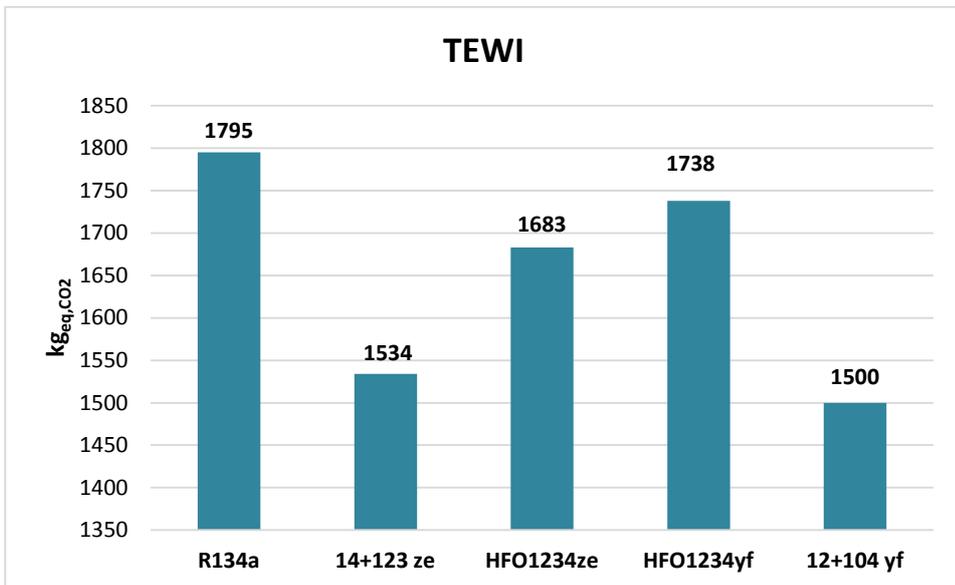


Figura 4-102 TEWI dei fluidi migliori

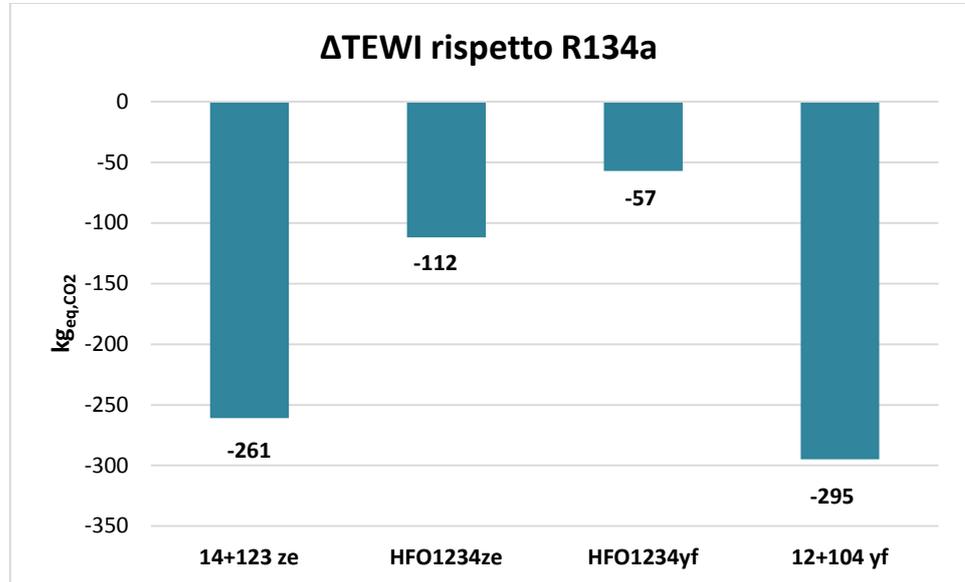


Figura 4-103 Differenza del TEWI rispetto all'R134a

Come ampiamente dimostrato il drop-in di una miscela HFO1234yf-R134a oppure di una miscela HFO1234ze-R134a comporta un minore impatto ambientale sia per quello che riguarda l'impatto diretto (GWP) che per quello che riguarda l'impatto indiretto (consumi energetici). Occorre però evidenziare vantaggi e svantaggi dell'una e dell'altra miscela: l'utilizzo dell'HFO1234yf sebbene abbatta notevolmente il costo di funzionamento con prestazioni comparabili se non superiori al solo R134a comporta dei rischi di infiammabilità che seppur non particolarmente rilevanti potrebbero essere un deterrente per l'espansione su alcuni mercati (in primis USA) di questa miscela. L'HFO1234yf ha inoltre dei costi al kg molto elevati se paragonati all'HFO1234ze. D'altro canto la miscela con l'HFO1234ze, pur avendo dei consumi paragonabili con la miscela HFO1234yf non riesce a uguagliarne le prestazioni in termini soprattutto di temperatura raggiungibile nel freezer (nessuna termostatazione a -26) ma la non infiammabilità e il costo ridotto ne fanno un ottimo candidato all'utilizzo per scopi domestici. A valle dell'analisi dei consumi e del TEWI che sono grandezze estensive, ci siamo interrogati sulla motivazione dei risultati ottenuti. Bisognava tentare di capire il motivo dei minori consumi avuti con la miscela R134a + HFO1234yf con massa totale di 116g. Per fare ciò abbiamo analizzato

le grandezze intensive, pressione e temperatura, individuandone le correlazioni con il compressore. Tale analisi ha dovuto prendere in considerazione la dinamica di funzionamento del compressore. Prendendo ad esempio la temperatura di evaporazione, si nota che non appena il compressore entra in funzione la temperatura si porta nel giro di pochi istanti ad un certo livello (qui ad esempio raggiungiamo i  $-29,5^{\circ}\text{C}$ ) per poi stabilizzarsi su valori che possiamo considerare di regime, nel nostro caso tra  $-28$  e  $-28,5^{\circ}\text{C}$ . La media di questi valori che possono considerarsi di regime, fatta per ogni fase di ON del compressore, ci restituisce un valore rappresentativo della grandezza. Tali considerazioni per calcolare i valori medi sono stati effettuati per tutte le grandezze oggetto di studio. Come si evince però dalla prima figura ci sono dei valori anomali: essi sono dovuti all'attivazione delle resistenze elettriche poste in corrispondenza dell'evaporatore e che avviano il ciclo di sbrinamento dell'evaporatore, il ciclo di defrost. Per il calcolo dei valori medi di temperatura e pressione si è ovviamente provveduto, per ciascuna prova per qualsiasi miscela, a eliminare questi valori anomali.

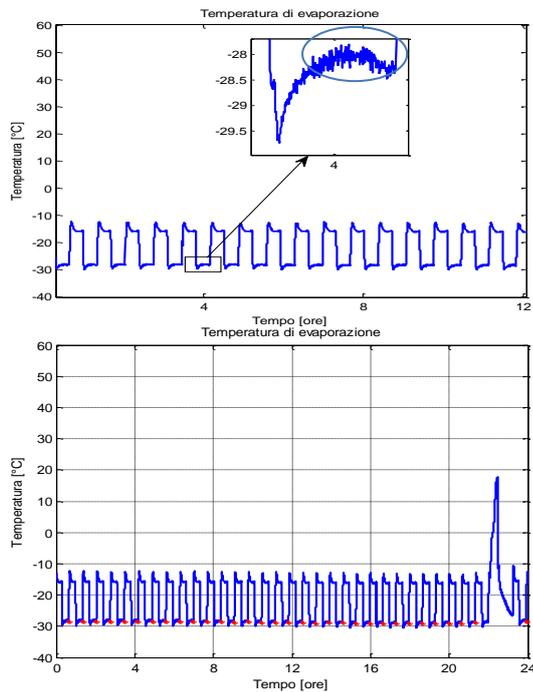


Figura 4-104 Temperatura evaporatore con defrost

	REFRIGERANTE				
	R134a	HFO1234yf	R134a + HFO1234yf	HFO1234ze	R134a + HFO1234ze
Massa [g]	101	115	116	136	137
P. massima [bar]	8.9	9.8	9.4	6,9	7,2
P. minima [bar]	0.9	1.0	1.1	0,7	0,8
T. aspirazione [°C]	27.1	28.2	25.6	24.4	25.2
T. mandata [°C]	44.8	47.5	43.2	42.0	41.3
T. condensazione [°C]	34.8	38.2	35.1	36.1	35.1
T. ingr. Capillare [°C]	34.4	36.9	34.7	28.0	31.6
T. evaporazione [°C]	-28.6	-27.6	-28.5	-26.9	-25.9
T. out. Evaporatore [°C]	-22.0	-23.4	-23.8	-22.4	-23.8
$\beta$	9.9	9.8	8.6	9.9	9.0
$\beta^{\gamma}$	8.0	7.2	7.1	8.1	7.5
$\rho_{asp} \left[ \frac{Kg}{m^3} \right]$	3.7	5.3	4.9	3.4	3.6
$\Delta h_{fr} \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$	178	142	147	170	172
Potenza media ON [W]	48.0	54.2	51.8	45.8	47.6
Duty cycle	0.64	0.54	0.50	0.62	0.60

Tabella 4-21

Cominciamo osservando come il rapporto di compressione  $\beta$  sia minore, di conseguenza anche il lavoro ideale di compressione risulta essere minore. Le temperature di evaporazione sono simili, quindi, a parità di condizioni al contorno (trasmissione termica globale), si ha lo stesso scambio di potenza termica. Per quanto riguarda la temperatura di mandata, che ricordiamo risulta essere la temperatura di funzionamento maggiore, è quella minore, ed anche questo aspetto è molto importante,

infatti, in questo modo si preserva il funzionamento del compressore relativamente all' olio. Anche la densità all' aspirazione ( $\rho_{asp}$ ) è maggiore, quindi il volume specifico risulta essere minore e conseguentemente il lavoro ideale di compressione diminuisce. Il rendimento volumetrico più alto, dovuto ad un minor valore di  $\beta^{\gamma}$  sinergicamente ad un  $\rho_{asp}$  maggiore potrebbe essere sintomatico di una portata massica maggiore. Osservando infatti, il  $\Delta h_{fr}$ , notiamo come sia inferiore rispetto quello dell' R134a, ma potenza elettrica assorbita aumenta quindi è più consistente l'aumento della portata massica e di conseguenza è maggiore la potenza frigorifera come confermato dal valore minore di duty cycle , che ricordo essere il rapporto tra il tempo di on e la somma tra tempo di on e tempo di off, e che se assume valori minori significa che il compressore sta in ON per meno tempo a ciclo, e il sistema eroga la stessa energia frigorifera, perché le condizioni a contorno non variano, in meno tempo. Quindi, anche dal punto di vista delle grandezze intensive, la performance con la miscela 10%R134a-90%HFO1234yf, risulta migliore.

## **CAPITOLO V**

### **5.1 IMPATTO AMBIENTALE**

#### **5.1.1 ANALISI DEL TEWI**

Al fine di confrontare l'impatto ambientale complessivo della macchina in esame è necessario calcolare il TEWI nell'utilizzo dei fluidi R134a, HFO 1234yf, HFO 1234ze. Come descritto dettagliatamente in precedenza, nel calcolo si utilizzerà 101g di massa per R134a, 135g per l'HFOze e 115g per l'HFOyf e per le miscele R134a-HFOyf 116g per quella R134a-HFOze 136g nel calcolo del contributo diretto. Nel computo del contributo indiretto verrà considerato un orizzonte temporale di un anno, moltiplicando il consumo giornaliero per 365, mentre per quanto concerne il coefficiente di emissione  $r$  si fa riferimento alla letteratura scientifica [24].

$$T. E. W. I. = (m \times l \times S_1 \times GWP) + (E \times S_1 \times r) \quad (5.1)$$

Infine  $l$  è un indice di perdita nell'ambiente in base alla tipologia di compressore. Prendendo come riferimento due prove di durata 24h in cui la macchina lavora nelle condizioni prescritte dalla norma UNI ISO 15502, si possono valutare i consumi elettrici necessari al calcolo del TEWI. Si è assunto a questo scopo  $l$  pari all'1% considerando che il compressore è di tipo ermetico [5,6] e  $r$  pari a 0.59, valore valido in Italia in base al processo di trasformazione dell'energia elettrica. Prendendo in considerazione inoltre i valori del GWP e della massa di refrigerante mostrati in precedenza, sono stati ottenuti due valori del TEWI relativamente all'utilizzo di ognuno dei fluidi:

$TEWI_{R134a}^{1\text{ anno}}$ = kg di $CO_2$	$TEWI_{HFO\ ze}^{1\text{ anno}}$ = kg di $CO_2$	$TEWI_{HFO\ yf}^{1\text{ anno}}$ = kg di $CO_2$
$TEWI_{R134a}^{10\text{ anni}}$ = kg di $CO_2$	$TEWI_{HFO\ ze}^{10\text{ anni}}$ = kg di $CO_2$	$TEWI_{HFO\ yf}^{10\text{ anni}}$ = kg di $CO_2$

		REFRIGERANTE			
		R134a	R134a+HFO1234yf		HFO1234yf
Massa, $m$	[kg]	0,101	0,012+0,104	0,014+0,1235	0,115
Leakage annuo, $l$	[/]	0,5%	0,5%	0,5%	0,5%
Service life, $S_l$	[anni]	15	15	15	15
$GWP$	[kgCO2/kg]	1430	150	150	4
Energia, $E$	[kWh]	289,4	243,1	255,7	282,0
Fattore, $r$	[kgCO2/kWh]	0,410898	0,410898	0,410898	0,410898
Impatto diretto	[kgeq,CO2]	10,83	1,31	1,55	0,03
Impatto indiretto	[kgeq,CO2]	1783,71	1498,40	1576,00	1738,10
TEWI	[kgeq,CO2]	1794,54	1499,71	1577,55	1738,10

Tabella 5-1 Calcolo del TEWI R134a-HFOyf

		REFRIGERANTE		
		R134a	R134a+HFO1234ze	HFO1234ze
Massa, $m$	[kg]	0,101	0,014+0,123	0,136
Leakage annuo, $l$	[/]	0,5%	0,5%	0,5%
Service life, $S_l$	[anni]	15	15	15
$GWP$	[kgCO2/kg]	1430	150	6
Energia, $E$	[kWh]	289,4	248,7	273,06
Fattore, $r$	[kgCO2/kWh]	0,410898	0,410898	0,410898
Impatto diretto	[kgeq,CO2]	10,83	1,54	0,06
Impatto indiretto	[kgeq,CO2]	1783,71	1532,86	1683,00
TEWI	[kgeq,CO2]	1794,54	1534,40	1683,06

Tabella 5-2 Calcolo del TEWI R134a-HFOze

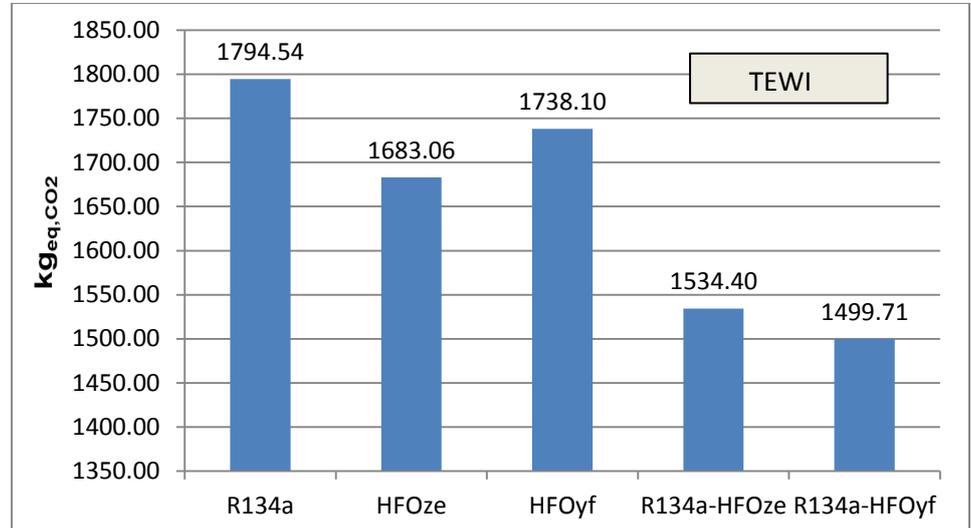


Figura 5-1 Confronto TEWI

### 5.1.2 LCCP :LIFE CYCLE CLIMATE PERFORMANCE

Indice di prestazione ambientale nel ciclo di vita. Tiene conto anche dell'emissione di gas serra nel corso del processo di costruzione e distribuzione di un impianto frigorifero. Verranno quindi valutati sia l'effetto diretto che quello indiretto:

$$LCCP = EmDIRETTE + EmINDIRETTE$$

#### *Emissioni dirette*

- perdita del refrigerante;
- cause accidentali;
- manutenzione effettuata sull'impianto;
- perdita a fine utilizzo ;
- perdite produzione e trasporto;
- reazione collaterale del refrigerante immesso in atmosfera  $AdpGWP$ ;

**Emissioni indirette**

- legate ai kg CO<sub>2</sub>eq/kg materiale per costruire il sistema (normativa RAEE);
- legate ai Kg CO<sub>2</sub>eq/kg di gas prodotto ;
- energia richiesta per riciclare il sistema;
- dovute al consumo d'energia elettrica;
- riciclo e allo smantellamento del refrigerante a fine ciclo;
- utilizzata per trasportare il sistema sino al luogo d'ubicazione

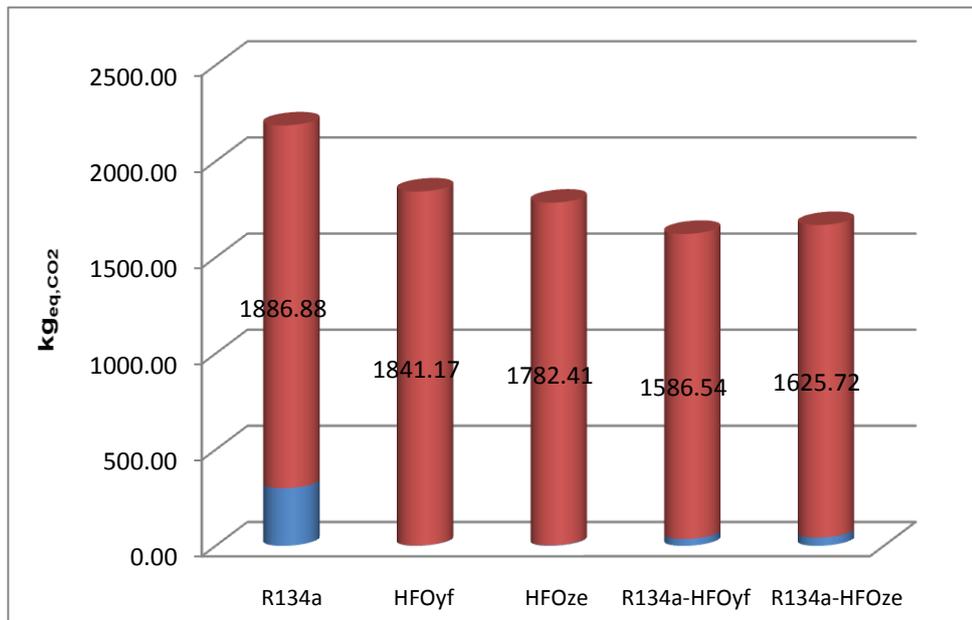


Figura. 5-2 Confronto LCCP

**5.2 CONCLUSIONI**

Il Presente lavoro sperimentale è nato dall'esigenza di ampliare la conoscenza sulla nuova tipologia di fluidi refrigeranti, gli HFO, che

rappresentano la quarta generazione di fluidi frigoriferi fluorurati, nati in risposta alle direttive prima del protocollo di Kyoto e successivamente con l'entrata in vigore del nuovo regolamento in campo europeo (F-gas Regulation) che impongono l'abbattimento dei cosiddetti gas serra, tra i quali sono inclusi anche gli HFC. La tecnologia basata sugli HFO offre promesse interessanti per ciò che concerne l'efficienza energetica e l'impatto ambientale. La caratteristica primaria degli HFO è il potenziale di riscaldamento globale (GWP) estremamente ridotto. A dispetto di altri fluidi, rendimenti paragonabili dell' R134a sono ottenibili senza modifiche significative dell' hardware impiantistico, in quanto alcune delle proprietà termodinamiche principali (punto di ebollizione, punto critico, densità del liquido e densità del vapore) degli HFO sono molto simili a quelle dell'R134a. Infatti, la conoscenza delle proprietà chimico-fisiche di un fluido frigorifero è di fondamentale importanza per poter dimensionare correttamente i componenti meccanici impiegati nel ciclo inverso a compressione di vapore. Ciò permette di valutare la possibilità o meno di introdurre i nuovi fluidi sugli impianti esistenti e come eventualmente andrebbero modificati per effettuare il drop-in . Per entrambi i fluidi e successivamente anche per le due miscele, sono state fatte prove secondo la normativa UNI ISO 15502 utilizzando come impianto sperimentale una macchina frigorifera samsung RT 59QBPN, classe energetica A+ a due scompartimenti, uno da 342 l per il cibo fresco, e quello per i congelati da 131 l. In un primo momento di sono verificate le prestazioni dell' impianto con l'R134a .Tutti i dati sono stati acquisiti con l'ausilio di LabView ed analizzati tramite un programma in ambiente MatLab. Una volta estrapolate le principali proprietà termodinamiche del ciclo e le performance relative all' R134a, è stato effettuato il drop-in prima con l'R1234ze poi con l'R1234yf, ed infine sono state testate le miscele. Anche se . le prestazioni dell' R1234yf sono molto simili a quelle dell'R134a i parametri prestazionali dell' HFO1234ze superano leggermente quelli del tradizionale R134a, inoltre diminuiscono sia il TEWI che l' LCCP, ragion per cui lo si potrebbe pensare come valido candidato per un prossimo utilizzo negli impianti di refrigerazione domestica. Addirittura migliori sono le prestazioni in seguito al drop-in effettuato prima con una miscela R134a-HFOyf ed in seguito con quella R134a-HFOze. In sintesi si sono ottenuti per la prima miscela una diminuzione dei consumi ( $\approx 16\%$ ), del TEWI ( $\approx 16.5\%$ ) e del

LCCP ( $\approx 16\%$ ). Resta da valutare le performance in altri tipi di applicazione.

## Riferimenti

- [1] J.M. Calm "The next generation of refrigerants – Historical review, consideration and outlook" International journal of Refrigeration 31, (2008), 1123-1133;
- [2] E. Fornasieri "Dispensa del corso di Tecnica del Freddo" Dipartimento di Ingegneria Industriale Università degli Studi di Padova, AA 2009/2010;
- [3] ANSI/ASHRAE Standard 34-2007 "Designation and Safety Classification of Refrigerants"
- [4] Mark R. Schoeberl and JoseM. Rodriguez, "The Rise and Fall of Dynamic Theories of the Ozone Hole, Twenty Years of Ozone Decline" (2009), pp263-272;
- [5] NASA "2012 Antarctic Ozone Hole Second Smallest in 20 Years" 24/10/2012
- [6] <http://www.giss.nasa.gov/research/news/20120119>;
- [7] Global Warming Potentials (Fonte: IPCC Third Assessment Report – Climate Change 2001: The Scientific Basis, Cambridge, UK, Cambridge University Press, 2001);
- [8] Hung M. Pham, Rajan Rajendran ID:2262 "R32 And HFOs As Low GWP Refrigerants For Air Conditioning", Emerson Climate Technologies, Inc., United State of America;

[9] Professor Arthur P. Cracknell, Professor Costas A. Varotsos "The Monteal Protocol", Remote Sensing and Atmospheric Ozone Springer Praxis Books 2012, pp 339-378

[10] P. Mazzei, R. Vanoli "Fondamenti di Termodinamica, cap. IV Liguori editore

[11] R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli Termodinamica per Ingegneri Liguori editore cap III

[12] E. Pita, Refrigeration Principles and systems: an energy approach Wiley editore ISBN 0471876169

[13] W.M. Kays, A.L. London "compact heat exchangers" McGrawHill, New York 1964

[14] J.P. Holman, "Heat transfer", McGrawHill, New York 1997

[15] Guida all'uso di LabView, National Instruments.

[16] R. Malvano, P.G. Spazzini, "Fondamenti di acquisizione dati ed introduzione al sistema LabView, Centro studi dinamiche dei fluidi.

[17] Angrilli, "Corso di misure meccaniche, termiche e collaudi, CEDAM 2000.

[18] P. Adreini, Manuale dell' Ingegnere Meccanico, seconda edizione, HOEPLI, 2005.

- [19] NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant mixture Database( Refprop), us dept of commerce, Gaithersburg
- [20] Aprea, Maiorino An experimental investigation of the global environmental impact of R22 retrofit with R422D.
- [21] Coulborne D, Suen K. , Expanding the domain of TEWI calculations. In: Proceedings of the 20<sup>th</sup> congress of refrigeration, vol III, Sydney Australia : IIF/IIR; 1990 n230
- [22] Psomopoulos CS, Skoulai, Karra SC, Chatzimpiros A. , Chionidis M. , Electricity saving and  $CO_2$ emission reduction in buildings sector 2010:35: 485 e 90
- [23] <http://www.pcc.ch/pdf/special-reports/S20C04.pdf>
- [24] P. K. Bansal Developing new test procedures for domestic refrigerators: harmonization issues and future R&D needs-a review