



## Ricerca di Sistema elettrico

Progettazione di due banche prova  
strumentati per test su componenti di  
impianti a compressione di vapore con  
fluidi HFC e HFO

*R. Mastrullo, A.W. Mauro, L. Menna, A. Palma*



PROGETTAZIONE DI DUE BANCHI PROVA STRUMENTATI PER TEST SU COMPONENTI DI IMPIANTI A  
COMPRESSIONE DI VAPORE CON FLUIDI HFC E HFO

R. Mastrullo, A.W. Mauro, L. Menna, A. Palma (Università degli Studi di Napoli Federico II)

Settembre 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2012

Area: RAZIONALIZZAZIONE E RISPARMIO NELL'USO DELL'ENERGIA ELETTRICA

Progetto: Utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione

Obiettivo C: Sviluppo e sperimentazione di pompe di calore elettriche di nuova generazione

Responsabile del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *"Progettazione di due banchi prova strumentati per test su componenti di impianti a compressione di vapore con fluidi HFC e HFO"*

Responsabile scientifico ENEA: Nicolandrea Calabrese, ENEA

Responsabile scientifico UNINA: Prof.ssa Rita Mastrullo

## Indice

SOMMARIO.....	5
1 INTRODUZIONE .....	6
1.1 OBIETTIVO DELL'ATTIVITÀ .....	6
2 MODELLO .....	8
2.1 PREMESSA .....	8
2.2 SCHEMA IMPIANTO E CICLO TERMODINAMICO.....	9
2.3 COMPRESSORE .....	11
2.4 CONDENSATORE ED EVAPORATORE.....	11
2.4.1 <i>Tecnica Numerica Risolutiva</i> .....	12
2.5 VALVOLA DI LAMINAZIONE .....	14
2.6 SCAMBIATORE RIGENERATIVO .....	14
2.7 MATCHING DEI COMPONENTI .....	14
3 ANALISI PARAMETRICA .....	20
3.1 CONTENIMENTO DELLA VARIAZIONE DI TEMPERATURA DEI FLUIDI SECONDARI/PORTATE MASSICHE DEI FLUIDI SECONDARI .....	20
3.2 OTTIMIZZAZIONE DELLO SCAMBIO TERMICO.....	22
3.3 PRESTAZIONI IMPIANTO AL VARIARE DELLA CILINDRATA .....	23
3.4 PRESTAZIONI IMPIANTO AL VARIARE DELL'AREA DEGLI SCAMBIATORI .....	25
4 SCELTA DELL'IMPIANTO – FLUIDO R134A.....	32
4.1 FUNZIONAMENTO IN CONDIZIONI DI PROGETTO .....	33
4.1.1 <i>Dettaglio risultati in configurazione Macchina Frigo</i> .....	33
4.1.2 <i>Dettaglio risultati in configurazione Pompa di Calore</i> .....	34
4.2 FUNZIONAMENTO IN CONDIZIONI FUORI PROGETTO.....	35
4.2.1 <i>Configurazione Macchina Frigo</i> .....	35
4.2.2 <i>Configurazione Pompa di Calore</i> .....	36
4.3 CALCOLO DELL'INDICE SEER (SEASONAL ENERGY EFFICIENCY RATIO) .....	37
4.4 CALCOLO DELL'INDICE SCOP (SEASONAL COEFFICIENT OF PERFORMANCE).....	39
5 SCELTA IMPIANTO – PROPANO.....	40
5.1.1 <i>Calcolo dell'indice SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio)</i> .....	42
5.1.2 <i>Calcolo dell'indice SCOP (Seasonal Coefficient of Performance)</i> .....	43
6 CONFRONTO TRA PIÙ FLUIDI .....	44
6.1 CONFRONTO DELLE SOLUZIONI PROGETTUALI PER FLUIDI DIFFERENTI.....	45
6.2 MODALITÀ MACCHINA FRIGO.....	45
6.3 MODALITÀ POMPA DI CALORE .....	45
7 STRUMENTAZIONE DI MISURA E ACCESSORI.....	47
7.1 STRUMENTI DI MISURA PREVISTI .....	48
7.2 ACCESSORI.....	48
8 APPENDICE .....	49
8.1 RISULTATI CALIBRAZIONE COMPRESSORI .....	49
8.2 ANALISI PARAMETRICA - PROPANO.....	50
8.2.1 <i>Prestazioni Impianto al variare della Cilindrata</i> .....	50
8.2.2 <i>Prestazioni Impianto al variare dell'area degli scambiatori</i> .....	52
8.3 ANALISI PARAMETRICA - ALTRI FLUIDI .....	59
8.3.1 <i>Fluido: R404A</i> .....	59
8.3.2 <i>Fluido: R152a</i> .....	62

8.3.3	<i>Fluido: R1234ze</i> .....	66
8.4	SCELTA DELL'IMPIANTO – ALTRI FLUIDI .....	69
8.4.1	<i>R404A</i> .....	70
8.4.2	<i>R152a</i> .....	71
8.4.3	<i>R1234ze</i> .....	72
8.5	CALCOLO TEMPERATURA NOTA L'ENTALPIA .....	73
8.5.1	<i>Refrigerante</i> .....	73
8.5.2	<i>Fluido Termovettore</i> .....	73
8.6	SCAMBIO TERMICO PER LA BATTERIA ALETTATA .....	74
8.6.1	<i>Coefficienti di scambio termico convettivo lato aria</i> .....	74
8.6.2	<i>Coefficiente di scambio termico convettivo lato refrigerante – Condensazione</i> .....	74
8.6.3	<i>Coefficiente di scambio termico convettivo lato refrigerante – Evaporazione</i> .....	75
8.6.4	<i>Coefficiente di scambio termico convettivo lato refrigerante –Vapore Surriscaldato</i> .....	75
8.7	SCAMBIO TERMICO PER LO SCAMBIATORE A PIASTRE.....	76
8.7.1	<i>Coefficiente di scambio termico convettivo lato acqua</i> .....	76
8.7.2	<i>Coefficiente di scambio termico convettivo lato refrigerante – Condensazione ed Evaporazione</i> .....	76
8.8	CALCOLO DEGLI INDICI SEER E SCOP .....	78
9	RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....	80
10	ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI .....	81

## Sommario

Il presente documento si inserisce all'interno dell'accordo di collaborazione tra ENEA e Università degli Studi di Napoli Federico II nell'ambito del Piano Annuale di Realizzazione 2012, per quanto attiene all'Area "Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia elettrica", tematica di ricerca "Risparmio di energia elettrica nei settori: civile, industria e servizi"; nello specifico, si riferisce all'obiettivo: "Sviluppo e Sperimentazione di pompe di calore elettriche di nuova generazione" del Progetto "Realizzazione di una macchina frigorifera sperimentale di piccola potenza per la prova e la verifica prestazionale di differenti fluidi frigoriferi a basso impatto ambientale".

In particolare nell'allegato tecnico si chiede:

- A. Modellizzazione di un impianto a compressione di vapore
- B. Analisi parametrica del funzionamento e dimensionamento componenti
- C. Progettazione dei banchi prova
- D. Analisi dei differenti fluidi frigoriferi che è possibile testare con i banchi prova

Pertanto, la presente relazione si articola nel seguente modo: analisi teorico-modellistica ai fini del dimensionamento dei componenti di due banchi prova per condurre prove sperimentali sulle performance energetiche di macchine a compressione di vapore di piccola taglia, per due fluidi: R134a e propano, indicati dall'ENEA come prioritari. Infine, è svolta un'analisi per valutare i componenti da sostituire o meno per testare sugli stessi banchi prova fluidi differenti.

## 1 Introduzione

Il principale obiettivo del progetto “Utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione”, che si sta svolgendo nell’ambito del programma di Ricerca di Sistema Elettrico in collaborazione con il Ministero dello Sviluppo Economico, è quello di definire e sviluppare un sistema di produzione integrato che sia robusto, competitivo e di riferimento per il “sistema Italia”, in grado di assolvere l’intero compito della climatizzazione estiva e invernale. Il progetto ha inoltre l’obiettivo di comprendere in quali condizioni climatiche, con quali tecnologie e con quale politica di supporto possa essere avviata un’azione che porti a una diffusione di massa di sistemi di climatizzazione basati sull’energia solare o comunque assistiti da fonti rinnovabili. Per assolvere a tali richieste, la ricerca si sta concentrando su soluzioni caratterizzate essenzialmente dalle seguenti caratteristiche:

1. Sfruttamento di fonti rinnovabili (aria, terra, sole) per la produzione di energia elettrica da utilizzarsi per l’alimentazione di macchine per la climatizzazione
2. Utilizzo di fluidi frigoriferi non dannosi per l’ambiente ( $\text{CO}_2$ ) in macchine termiche a compressione di vapore in luogo di quelli attualmente utilizzati;
3. Realizzazione di sistemi “globali” capaci di provvedere autonomamente al riscaldamento degli ambienti in inverno, al raffrescamento in estate e, simultaneamente, alla produzione di acqua calda sanitaria nell’arco dell’intero anno solare.

Sotto il profilo più strettamente ambientale, la sostituzione dei fluidi frigoriferi attualmente utilizzati con fluidi naturali ( $\text{CO}_2$ ) consentirebbe di ridurre o addirittura annullare gli effetti diretti in caso di dispersione del fluido frigorifero nell’atmosfera ( $\text{GWP}=1$ ). Un importante sistema che si sta imponendo all’attenzione degli specialisti del settore è l’utilizzo di pompe di calore utilizzando la  $\text{CO}_2$  (R744), quindi un fluido naturale con  $\text{GWP}=1$  e  $\text{ODP}=0$ , come fluido refrigerante in grado di provvedere alla produzione di acqua ad alta temperatura e di acqua refrigerata, nonché alla climatizzazione degli ambienti. Il tipo di refrigerante utilizzato consente il funzionamento della macchina anche a temperature esterne prossime a  $-25^\circ\text{C}$  e per questo tali macchine sono specifiche per zone climatiche “rigide”, dove le tradizionali pompe di calore hanno il problema dello sbrinamento delle batterie esterne.

### 1.1 Obiettivo dell’Attività

L’obiettivo del presente documento è la progettazione di due banchi prova per testare delle pompe di calore reversibili del tipo a compressione di vapore aria-acqua di piccola taglia. Un banco prova sarà funzionante con fluido R134a, l’altro avrà invece come fluido refrigerante il propano (R290). Si valuterà poi la possibilità eventuale di testare altri tipi di fluido sui medesimi banchi.

A tal proposito si è sviluppato un modello matematico implementato in ambiente Matlab sul quale si è eseguita un’analisi parametrica al fine di ottimizzare il processo di scelta dei componenti dell’impianto.

In tale analisi sono stati assunti come parametri i seguenti:

- taglia del compressore
- Area scambiatore a piastre
- Area batteria alettata

All’interno del documento sarà presentato brevemente dapprima il modello matematico, successivamente saranno illustrati i risultati ottenuti dall’analisi parametrica rispetto alla taglia dei componenti per ognuno dei due banchi prova. Quindi viene definita la configurazione progettuale che soddisfa i requisiti di prestazioni in termini di potenza resa richiesta, preferendo quella che fornisca buone performance in termini di COP. Per i due banchi prova operanti con i rispettivi fluidi viene fatta una stima degli indici SEER e SCOP secondo la direttiva europea EN 14825 del 2012.

Successivamente, a partire da una lista di fluidi comunicati dal Committente si valuta la possibilità di operare su uno dei due banchi di prova sostituendo il fluido di lavoro e fornendo indicazioni sugli eventuali componenti da adeguare.

## 2 Modello

### 2.1 Premessa

Il modello matematico descrive il funzionamento dei singoli componenti:

- Compressore
- Valvola di laminazione
- Evaporatore
- Condensatore
- Rigeneratore

Il punto di funzionamento dell'impianto è ricavato in condizioni di regime stazionario dalla risoluzione contemporanea di tutte le equazioni per fissate condizioni a contorno.



## 2.2 Schema impianto e ciclo termodinamico

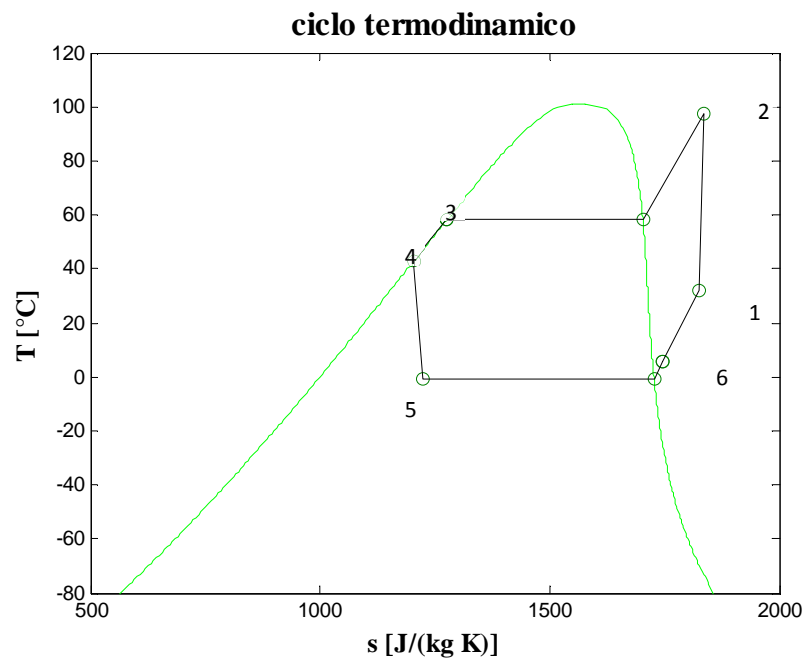
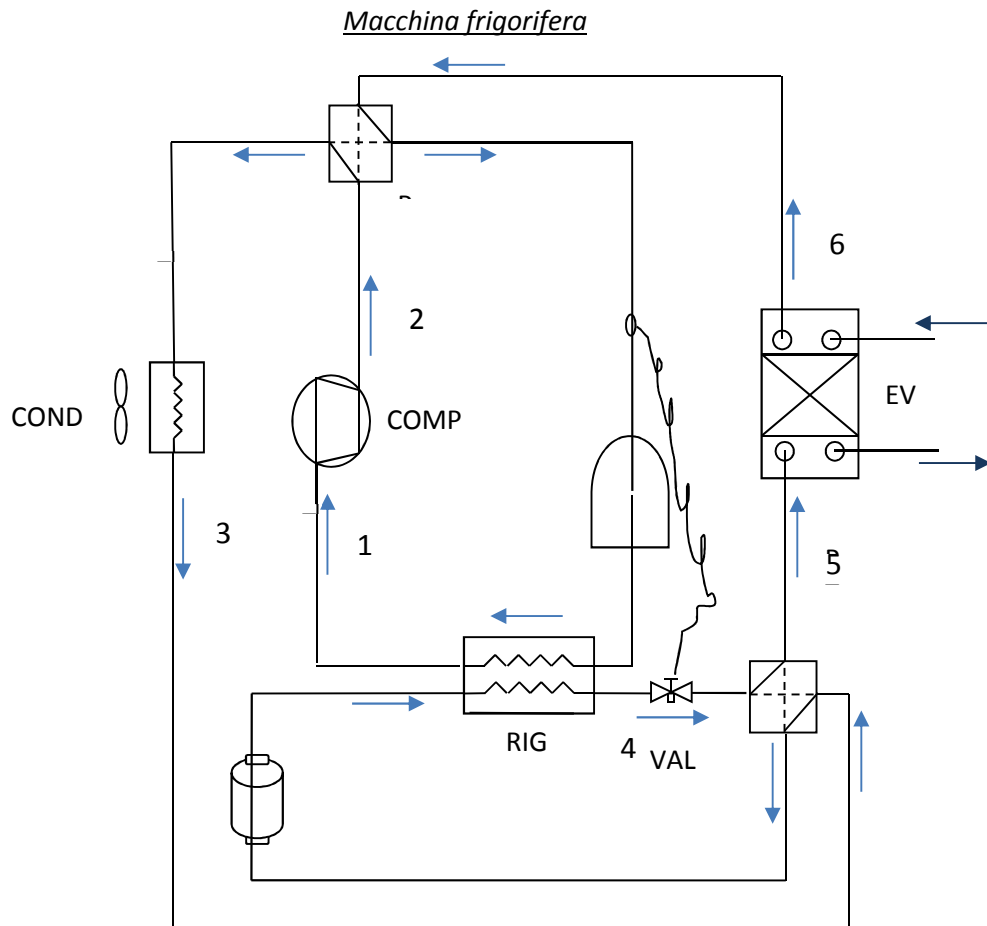
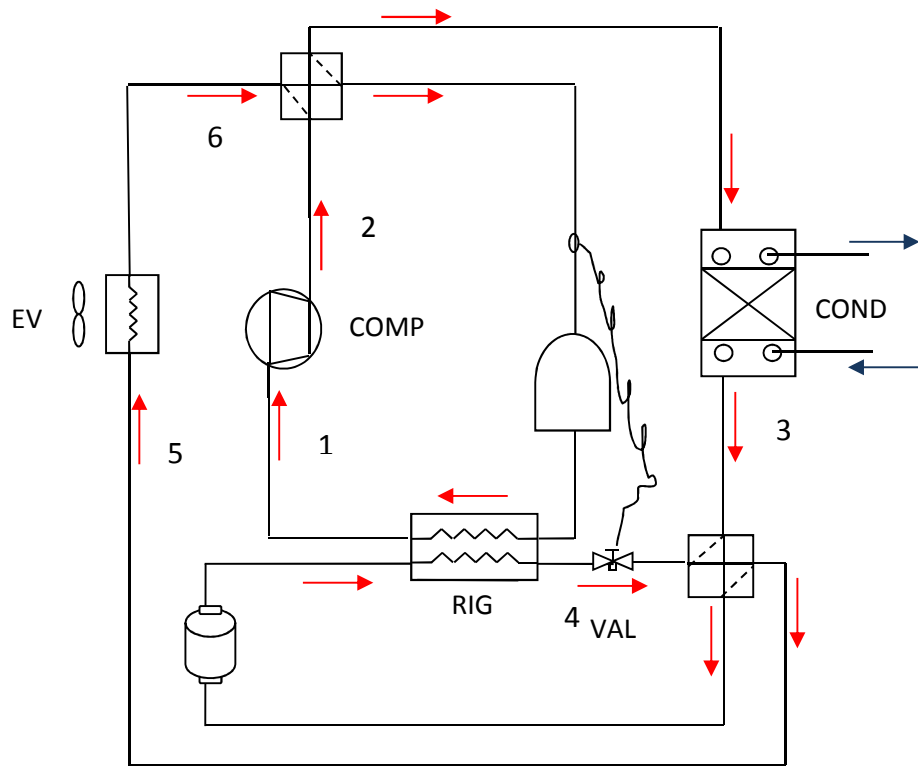


Figura 1 – schema impianto e ciclo termodinamico funzionamento macchina frigo

Pompa di calore



**ciclo termodinamico**

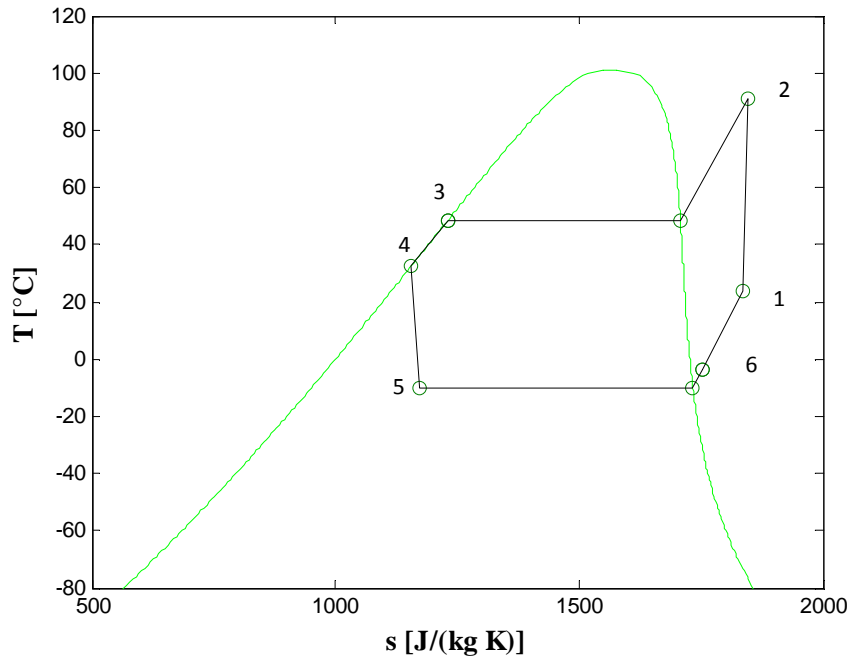


Figura 2 – schema impianto e ciclo termodinamico funzionamento pompa di calore

### 2.3 Compressore

Il modello ne descrive il comportamento attraverso le equazioni per la portata, per il rendimento globale e per la potenza elettrica, nelle ipotesi di funzionamento a regime stazionario, trascurabilità dei termini di variazione di energia cinetica e potenziale e di adiabaticità per il bilancio di energia.

$$\dot{m} = \rho_1 C \frac{n}{60} \left[ 1 - \frac{V_n}{C} \cdot \left( \frac{\rho_2}{\rho_1} - 1 \right) \right] \quad (1)$$

$$\eta_g = a\beta^4 + b\beta^3 + c\beta^2 + d\beta + e \quad (2)$$

$$\dot{L} = \frac{\dot{L}_{is}}{\eta_g} \quad (3)$$

Dove  $\dot{L}_{is}$  è calcolato mediante la seguente equazione:

$$\dot{L}_{is} = \dot{m} \cdot (h_{2is} - h_1) \quad (4)$$

In cui  $h_1$  e  $h_{2is}$  rappresentano l'entalpia in aspirazione al compressore e quella che si avrebbe alla mandata in una trasformazione isoentropica (adiabatica internamente reversibile).

Nella relazione della portata massica  $C$  e  $V_n$  rappresentano rispettivamente la cilindrata ed il volume nocivo del compressore,  $n$  è la velocità di rotazione in [giri/min] mentre  $\rho_1$  e  $\rho_2$  rappresentano la densità del refrigerante all'aspirazione e alla mandata.

Il rendimento globale è calcolato mediante una polinomio di quarto grado in  $\beta$ , rapporto di compressione. Viceversa dall'esperienza, è noto che si può ritenere il rendimento isoentropico della trasformazione costante senza considerevoli errori nella capacità predittiva del modello. In questo caso si è assunto un valore pari a 0,92.

Il modello va calibrato in funzione dei dati di catalogo di compressori presenti sul mercato. La calibrazione restituisce i parametri geometrici  $C$  e  $V_n$  ed i coefficienti del polinomio del rendimento (per ogni compressore considerato i risultati della calibrazione sono disponibili in Appendice).

### 2.4 Condensatore ed Evaporatore

Gli scambiatori di calore adottati nell'impianto da modellare sono costituiti da una batteria alettata a flussi incrociati raffreddata ad aria (scambiatore che interagisce con l'ambiente esterno) ed uno scambiatore a piastre con flussi in controcorrente (scambiatore che interagisce con l'acqua, fluido secondario da inviare al processo da simulare).

Definita la geometria degli scambiatori e le condizioni al contorno, il modello calcola la potenza termica scambiata ed i profili di temperatura ai due scambiatori.

Dal punto di vista modellistico, la potenza termica scambiata al condensatore e all'evaporatore è ricavata in maniera seguente:

$$\dot{Q}_{st} = \int d\dot{Q}_{st} \quad (5)$$

In cui:

$$d\dot{Q}_{st} = U \cdot (T_{ref} - T_{f.t.}) \cdot dA \quad (6)$$

In cui il coefficiente di scambio termico globale  $U$  è calcolato come:

- Scambiatore a piastre:

$$U = \left( \frac{1}{h_{f.t}} + \frac{1}{h_{ref}} \right)^{-1} \quad (7)$$

- Batteria alettata:

$$U = \left( \frac{1}{h_{f.t}} + \frac{1}{h_{ref} \cdot \frac{A_i}{A_e \cdot \eta_{al}}} \right)^{-1} \quad (8)$$

Dove si è considerata trascurabile la resistenza termica del metallo interposto tra i due fluidi essendo esso nella maggior parte dei casi rame o alluminio.  $h_{f.t}$  e  $h_{ref}$  rappresentano rispettivamente il coefficiente di scambio termico convettivo lato fluido termovettore e lato refrigerante le cui relazioni sono riportate in Appendice. Per quanto riguarda la batteria alettata,  $A_i$  ed  $A_e$  rappresentano rispettivamente l'area interna dei tubi che si interfaccia con il refrigerante, e l'area esterna della batteria, che si interfaccia invece con l'aria:

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L_{bt} \cdot N_t \cdot N_r \quad (9)$$

$$A_e = \left[ 2 \cdot \pi \cdot r_e \cdot (L_{bt} - s_{al} \cdot N_{al}) \cdot N_t \cdot N_r \right] + \left[ 2 \cdot \left( B_{bt} \cdot H_{bt} - \frac{\pi d^2}{4} \cdot N_t \right) \cdot N_{al} \right] \quad (10)$$

Infine con  $\eta_{al}$  si è indicato il rendimento delle alette, posto pari ad 1.

Le temperature di refrigerante e fluido termovettore in ogni sezione dello scambiatore si ottengono a partire dalla conoscenza della potenza scambiata e dell'entalpia nella sezione precedente:

$$dh_{ref} = \frac{d\dot{Q}_{st}}{\dot{m}_{ref}} \quad (11)$$

$$dh_{f.t.} = \frac{d\dot{Q}_{st}}{\dot{m}_{f.t.}} \quad (12)$$

Dalla quale si risale alla temperatura di refrigerante e fluido termovettore in ogni sezione dello scambiatore (Appendice).

#### 2.4.1 Tecnica Numerica Risolutiva

Per quanto riguarda lo scambiatore a piastre, il campo di temperature dei fluidi si risolve con un modello unidimensionale, ritenendoli a correnti parallele in controcorrente. Si discretizza il tratto percorso dal refrigerante e in corrispondenza quello dell'acqua in un numero finito di elementi,  $N_{el}$ , si fissano le condizioni al contorno: portata massica, pressione ed entalpia di ingresso lato refrigerante e portata massica e temperatura di uscita lato acqua. Tramite l'equazione dello scambio termico (6) si ricava la potenza termica scambiata nel singolo elemento. Quindi dal bilancio di energia lato refrigerante (11) e lato acqua (12) si ricavano le temperature dei fluidi all'elemento successivo e si itera la procedura per tutti gli elementi.

Per la batteria alettata vista la potenza esigua scambiata e il campo di temperature di esercizio dei refrigeranti si ipotizza che il tubo si sviluppi su un circuito singolo e inoltre che il percorso del tubo completi un rango prima di passare al successivo. Si discretizzano: il tratto percorso dal refrigerante lungo il tubo per un singolo rango in un numero finito di elementi,  $N_{el}$ , tali da avere un sottomultiplo intero di  $N_{al} \times N_{tubi}$ ; l'aria in ingresso al rango in una matrice di elementi pari al numero di elementi  $N_{el}$  e di dimensioni coerenti con la discretizzazione fatta per il tubo (figura 4).

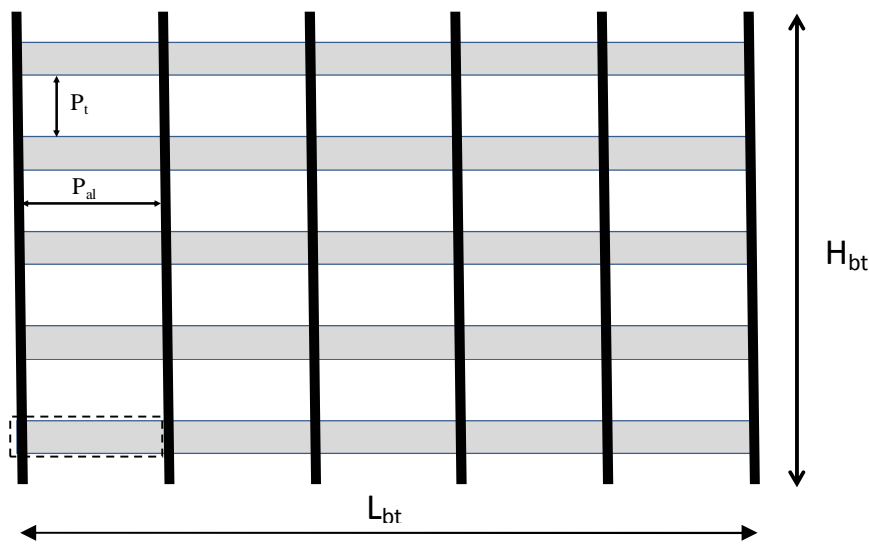


Figura 4 – Schematizzazione batteria alettata (vista frontale)

Fissate le condizioni al contorno: portata massica, pressione e entalpia di uscita lato refrigerante e portata massica e temperatura di ingresso lato aria al primo rango (supposta uniforme) tramite l'equazione dello scambio termico (6) si ricava la potenza termica scambiata nel singolo elemento. Quindi dal bilancio di energia lato refrigerante (11) e lato fluido secondario (12) si ricavano la temperatura del refrigerante all'elemento successivo e la temperatura dell'aria al rango successivo per l'elemento corrispondente nel verso di percorrenza dell'aria.

Completata l'integrazione su un rango sarà noto tutto il campo di temperature per l'aria (nuova condizione al contorno) e la pressione e l'entalpia del refrigerante al primo elemento. Di conseguenza si può iterare la procedura svolta per il primo rango.

Di seguito sono rappresentati i profili di temperatura dei fluidi all'interno degli scambiatori di calore per una fissata configurazione di impianto, operante da macchina frigo.

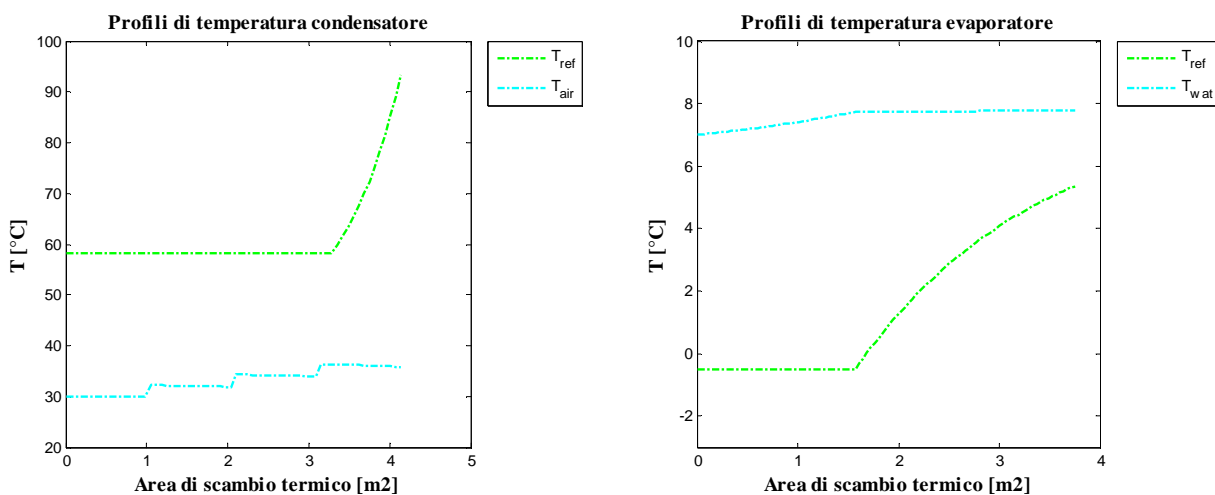


Figura 3 Profili di temperatura al condensatore ed all'evaporatore, funzionamento da macchina frigorifera

## 2.5 Valvola di laminazione

La valvola adoperata nell'impianto è di tipo termostatico o elettronica passo-passo (non ad impulsi), il modello calcola la portata che attraversa tale organo attraverso la relazione seguente:

$$\dot{m} = A \cdot \rho_{liq} \cdot \sqrt{\frac{2 \bar{v} (p_{co} - p_{ev})}{\xi}} \quad (13)$$

In cui  $\rho_{liq}$  rappresenta la densità del liquido in ingresso alla valvola,  $\bar{v}$  rappresenta il volume specifico medio del fluido durante l'espansione ad entalpia specifica costante dalla pressione di condensazione a quella di evaporazione, calcolato in maniera seguente:

$$\bar{v} = \frac{\int_{p_{co}}^{p_{ev}} v dp}{(p_{ev} - p_{co})} \quad (14)$$

Infine  $p_{co}$  e  $p_{ev}$  rappresentano le pressioni di condensazione ed evaporazione.

Con l'ausilio dei dati di catalogo si effettua la calibrazione del parametro  $A / \sqrt{\xi}$  in funzione delle caratteristiche costruttive della valvola, ricavando il seguente polinomio di secondo grado in  $T_{ev}$ :

$$\frac{A_0}{\sqrt{\xi}} = aT_{ev}^2 + bT_{ev} + c \quad (15)$$

## 2.6 Scambiatore rigenerativo

Il rigeneratore è rappresentato da uno scambiatore a piastre o multi-tubo, in cui il refrigerante è da un lato vapore surriscaldato e dall'altro liquido sottoraffreddato.

Per il calcolo della potenza termica scambiata il modello fa riferimento al metodo della media logaritmica delle differenze di temperatura di ingresso e uscita dallo scambiatore di calore :

$$\dot{Q}_{rig} = UA_{rig} \cdot \Delta T_{ml} \quad (16)$$

laddove il coefficiente di scambio termico  $UA_{rig}$  è calcolato mediante la seguente relazione:

$$UA_{rig} = \left( \frac{1}{h_{f,c} \cdot A_{st,p}} + \frac{1}{h_{f,f} \cdot A_{st,p}} \right)^{-1} \quad (17)$$

I coefficienti di scambio termico convettivo sono ricavati a partire dalle relazioni per lo scambio termico all'interno di scambiatori a piastre o tubi con refrigerante in singola fase, riportati in Appendice.

## 2.7 Matching dei componenti

Per la determinazione del punto di funzionamento del sistema, devono essere fissati: i componenti (in termini di tipologia e taglia) e le condizioni al contorno.

In particolare devono essere assegnati:

- Fluido refrigerante
- Surriscaldamento a valle dell'evaporatore
- Condizioni a valle del condensatore
- Fluidi termovettori
- Portate dei fluidi termovettori

- Temperature di uscita/ingresso dei f.t. dai rispettivi scambiatori
- Cilindrata, volume nocivo e rendimento del compressore
- Geometria di tutti gli scambiatori di calore

Una volta fissati i dati elencati sopra, si vuole determinare il corrispondente ciclo termodinamico con il quale funzionerà l'impianto e la portata massica di refrigerante, da cui poi saranno noti tutti i flussi energetici e quindi le prestazioni effettive del sistema.

Per raggiungere questo scopo, si procede fissando un dominio in termini di temperature di condensazione e di evaporazione ampio. Per ogni coppia di temperature del dominio, si determina la portata massica elaborata dal compressore attraverso l'equazione (1) e il modello del rigeneratore (Eq. 16-17).

Quindi sono noti tutti i punti del ciclo, laddove risulta fissato il surriscaldamento imposto dalla valvola, mentre il sottoraffreddamento in uscita dal condensatore si può ritenere nullo data la presenza del ricevitore di liquido.

Di conseguenza sono note le potenze scambiate in ciascun componente, come rappresentato a titolo di esempio nelle figure seguenti:

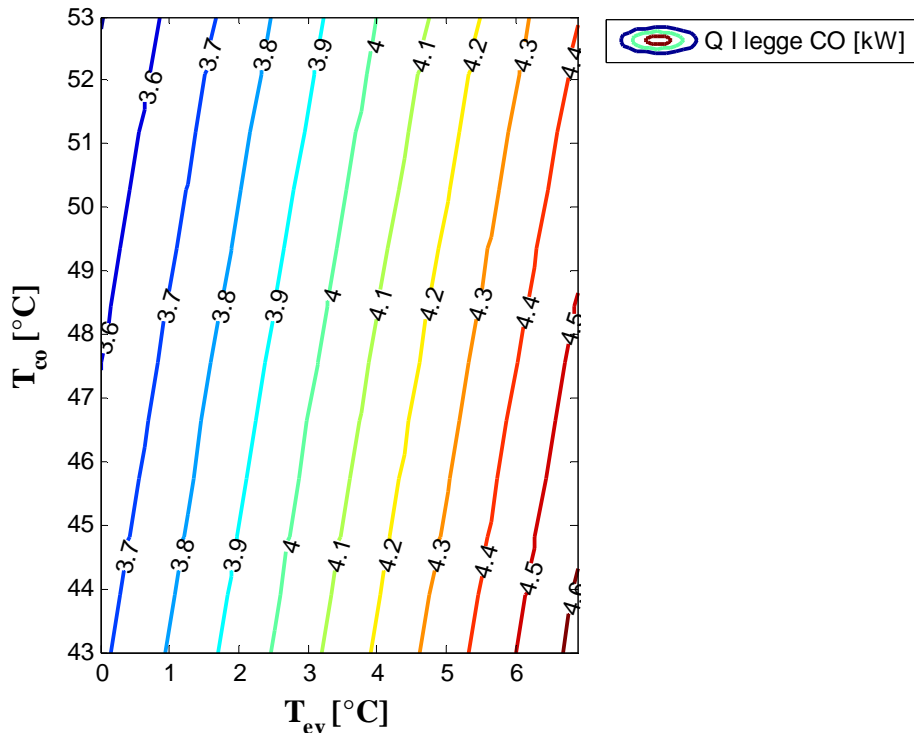


Figura 5 – Potenza termica di l legge al condensatore

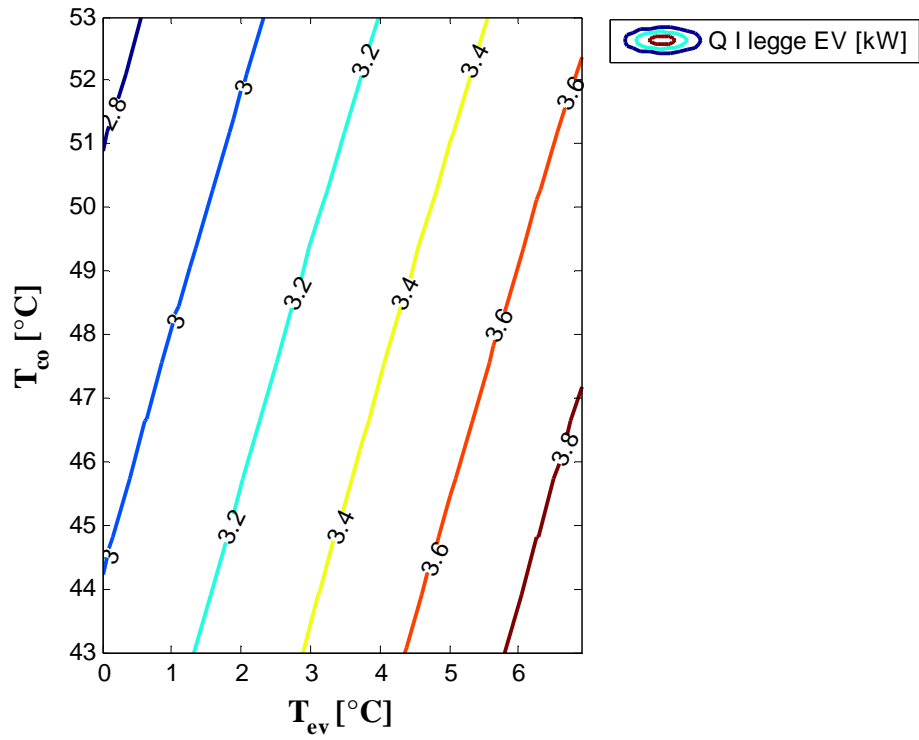


Figura 6 – Potenza termica di I legge all'evaporatore

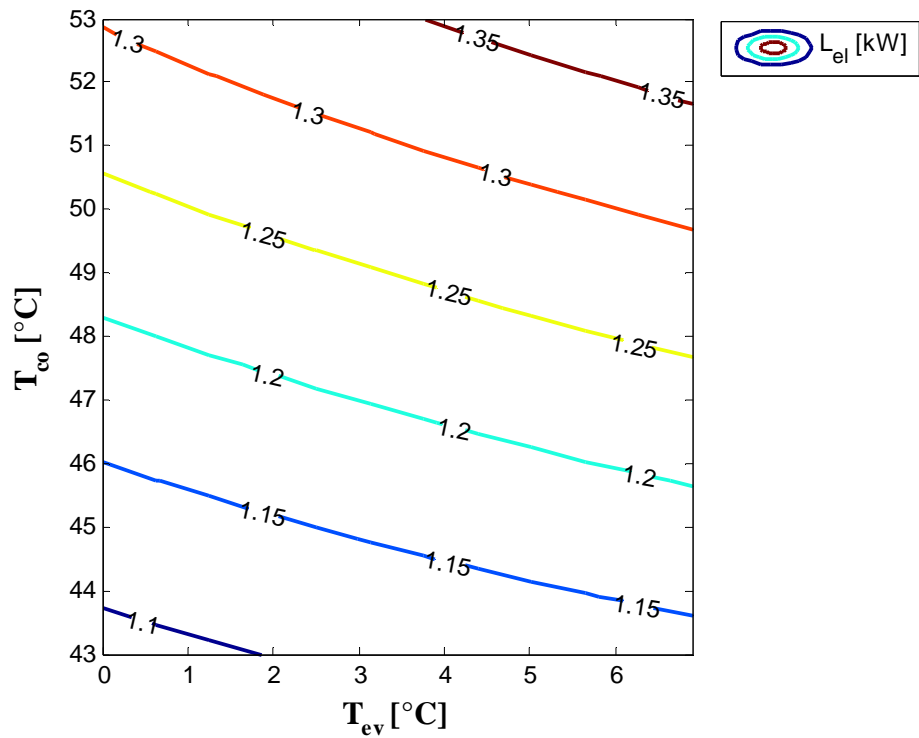


Figura 7 – Potenza elettrica assorbita dal compressore



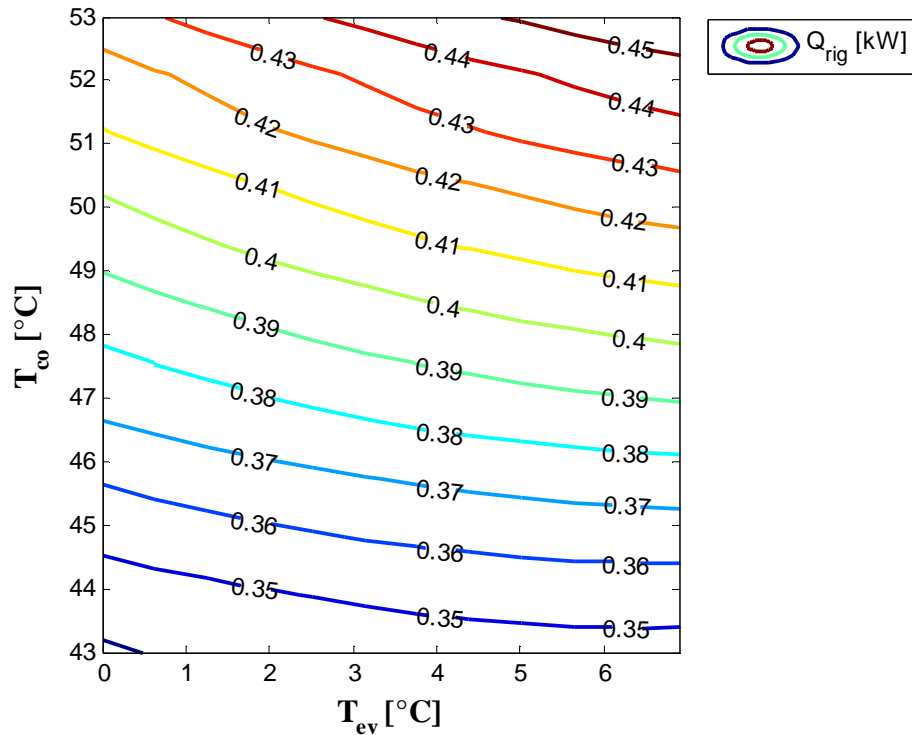


Figura 8 – Potenza termica al rigeneratore

A questo punto si risolvono per ciascuna coppia di  $T_{co}$  e  $T_{ev}$ , le equazioni per gli scambiatori di calore al fine di determinare, per le portate massiche fissate e le temperature di ingresso dei fluidi secondari, le potenze termiche scambiate in termini di scambio termico.

Quindi, si determina il luogo di punti della mappa lungo il quale si ha l'uguaglianza tra le potenze termiche calcolate dal modello del compressore e del rigeneratore (potenza di prima legge) e quelle calcolate con lo scambio termico, sia per l'evaporatore (vedi figura 9) che per il condensatore (vedi figura 10) e quindi l'eventuale punto di intersezione tra questi due luoghi di punti che rappresenta il punto di funzionamento per le condizioni al contorno fissate (figura 11).

$$\dot{Q}_{st,ev} = \dot{Q}_{ev,comp} \quad (18)$$

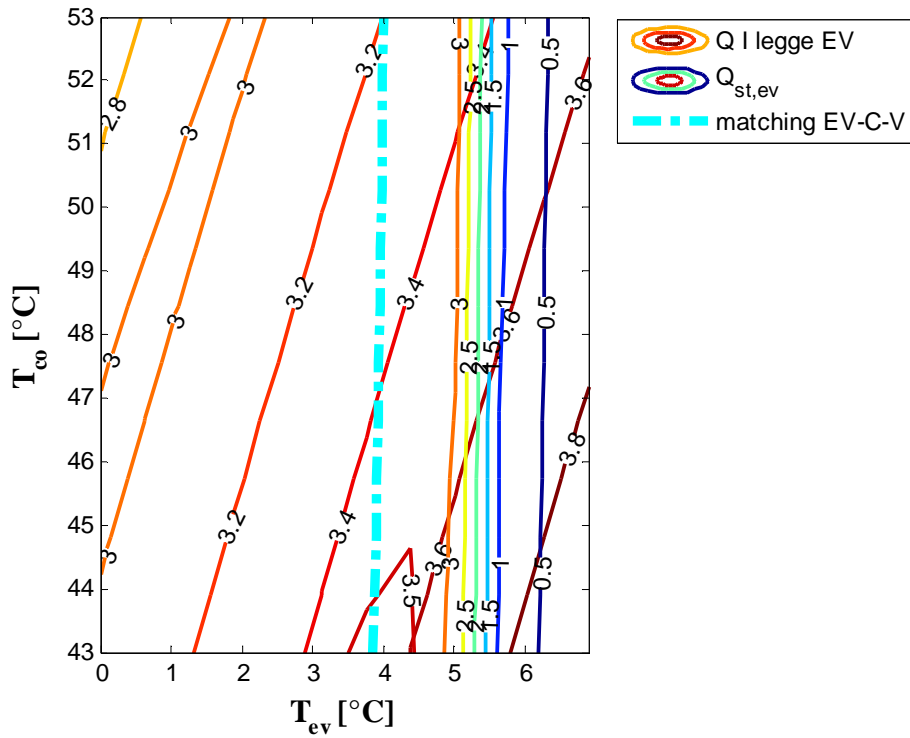


Figura 9-Matching Evaporatore-Compressore-Valvola

$$\dot{Q}_{st,co} = \dot{Q}_{co,comp} \quad (19)$$

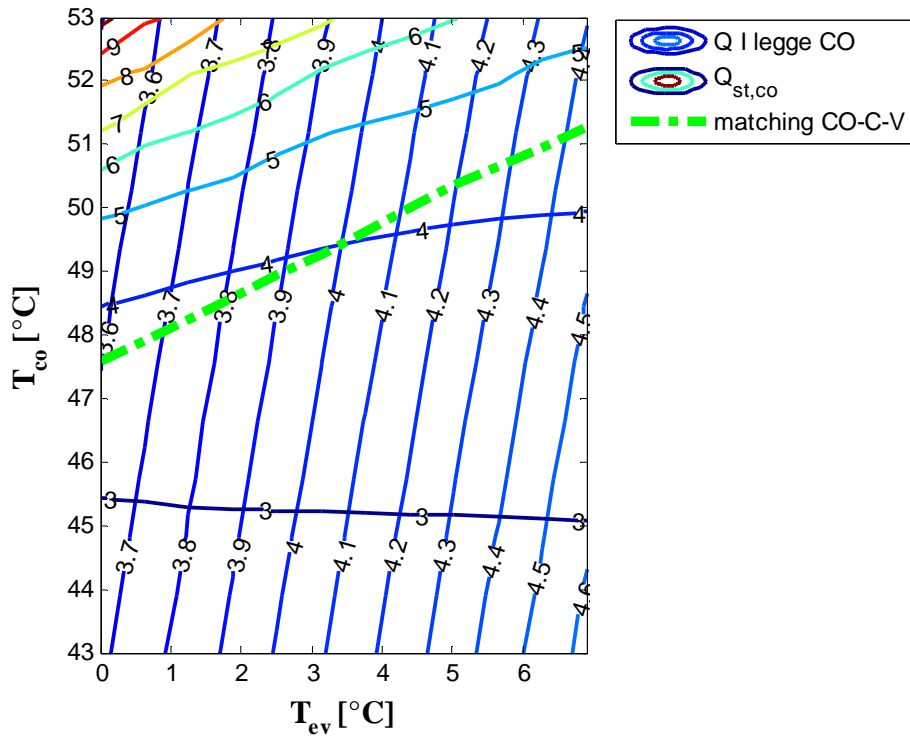


Figura 10 – Matching Condensatore-Compressore-Valvola

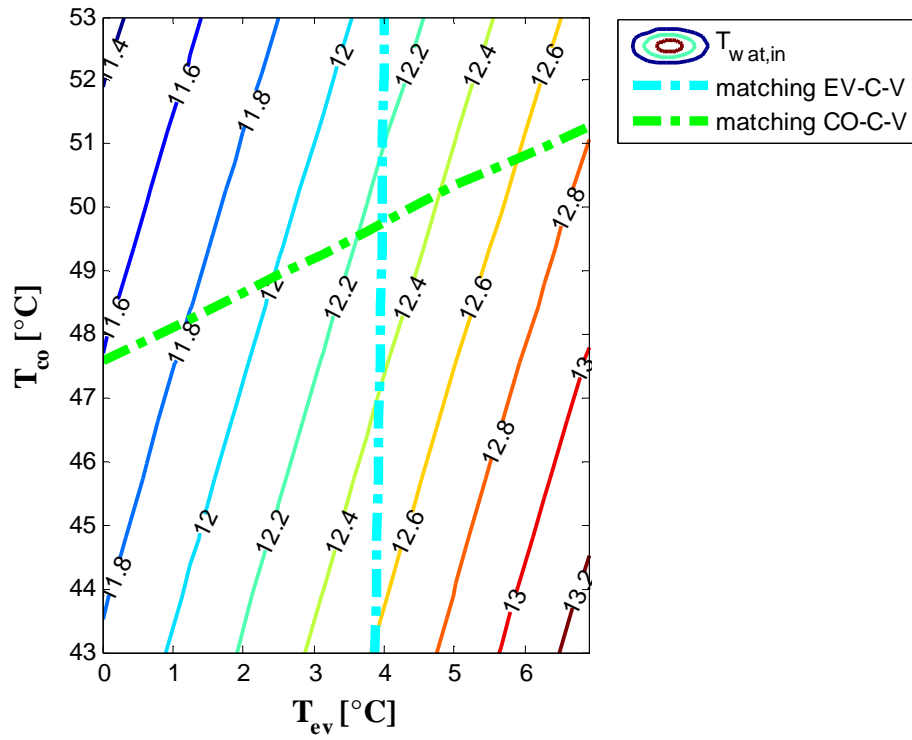


Figura 11 – Matching Impianto – Temperatura di ingresso acqua all'evaporatore

### 3 Analisi Parametrica

Ai fini della progettazione dei due banchi prova, il modello è stato implementato in un codice di calcolo, effettuando per fissate condizioni al contorno (quelle nominali nel funzionamento di macchina frigorifera) un'analisi delle prestazioni dell'impianto al variare della taglia dei componenti, per determinare l'insieme dei componenti che garantisce, per i due fluidi R134a e propano, le performance in termini di resa frigorifera richieste dal Committente:

- Resa frigorifera  $\geq 3$  kW
- Temperatura uscita acqua evaporatore =  $7$  °C
- $\Delta T$  acqua evaporatore  $\approx 5$  °C

con impianto operante a Temperatura ambiente pari a  $30$ °C.

Le condizioni al contorno fissate assegnano i seguenti dati per il funzionamento in macchina frigorifera:

- Fluido refrigerante
- Temperatura dell'aria ambiente in ingresso al condensatore
- Temperatura fluido termovettore in uscita dallo scambiatore a piastre

Inoltre, si ritiene, come già detto che il sistema sia ad espansione diretta con un surriscaldamento imposto dalla valvola in uscita dall'evaporatore e il sottoraffreddamento in uscita dal condensatore sia nullo.

Di seguito viene descritta nel dettaglio la procedura progettuale seguita per il fluido R134a, mentre per gli altri fluidi sono riportati i risultati finali del dimensionamento dei componenti, con i risultati dell'analisi parametrica riassunti in Appendice.

I parametri dell'analisi parametrica sono:

- Taglia compressore
- Area scambiatore a piastre
- Area di scambio batteria alettata

Ai fini di una corretta progettazione si impongono alcuni vincoli, prima di procedere all'analisi, funzionali al raggiungimento di buone performance.

#### *3.1 Contenimento della variazione di temperatura dei fluidi secondari/portate massiche dei fluidi secondari*

La variazione di temperatura dei fluidi secondari è strettamente legata alla portata massica degli stessi, tramite la prima legge della termodinamica. A fronte di una variazione di temperatura maggiore, si riscontra una portata massica minore. Forti variazioni di temperatura dei fluidi secondari determinano un aumento delle differenze di temperature tra i fluidi e, quindi, una riduzione delle performance della macchina. Viceversa, piccole variazioni di temperatura richiederebbero portate massiche elevate, impraticabili sia per i costi di pompaggio che per il contenimento delle perdite di carico.

Pertanto per contenere queste variazioni di temperatura, all'evaporatore, nota la temperatura di uscita pari a  $7$ °C e la temperatura di ingresso di  $12$  °C (corrispondente ad un  $\Delta T$  di  $5$ °C), dalla Figura 12 si ottiene una portata di acqua di circa  $0,15$  kg/s, valore assunto per l'analisi per il fluido R134a.

Analogamente per il condensatore, stimando la potenza corrispondente alla resa frigorifera obiettivo, si può diagrammare la portata di aria alla batteria alettata in funzione della temperatura di uscita. Come si può notare dalla Figura 13, la pendenza della curva è molto meno pronunciata rispetto a quella dell'acqua, non essendoci inoltre alcun vincolo progettuale particolare sul valore della Temperatura di uscita dell'aria, la portata di quest'ultima non sarà fissata durante l'analisi parametrica.

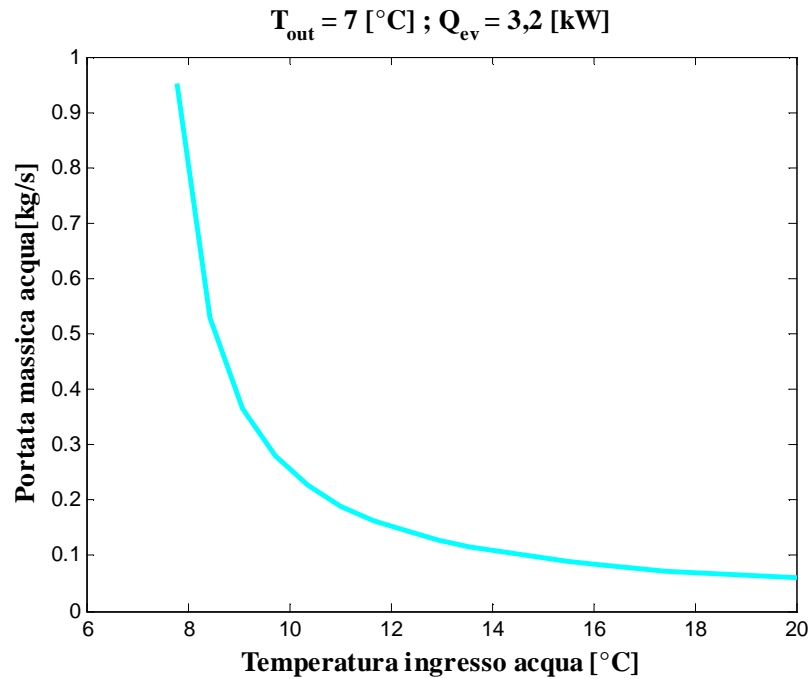


Figura 12 – Portata di acqua in funzione della temperatura di ingresso all'evaporatore

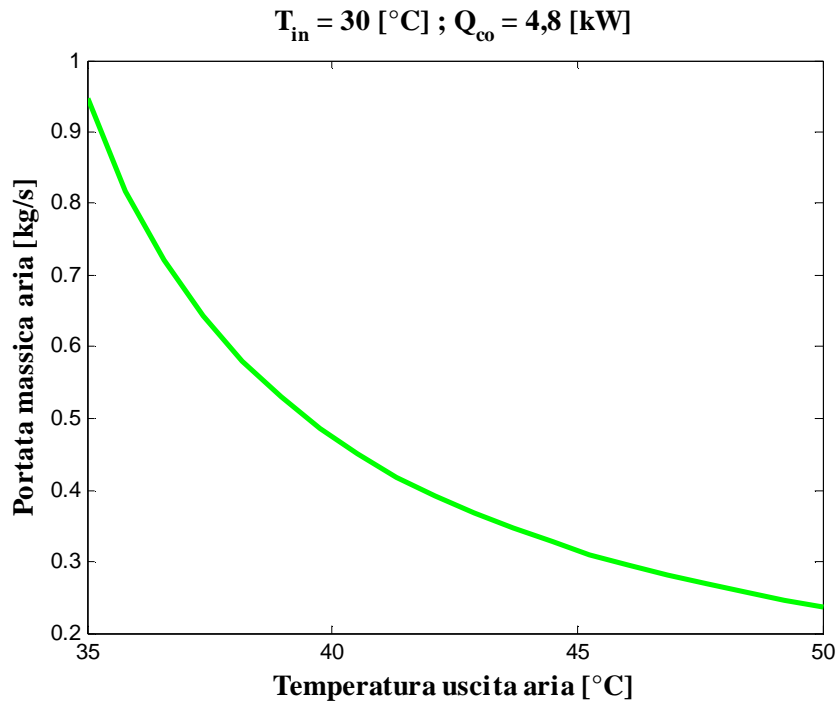


Figura 13– Portata di aria in funzione della temperatura di uscita dal condensatore

### 3.2 Ottimizzazione dello scambio termico

Per sfruttare in maniera efficiente le superfici di scambio termico e ottenere una conduttanza unitaria buona, sono stati imposti a priori i valori dei coefficienti di scambio termico lato refrigerante e fluido secondario, vincolando la velocità di passaggio dei fluidi secondari.

In particolare, per la batteria alettata, si considera fissata l'unità geometrica di area di scambio determinata da passo tubi, passo alette e passo ranghi. Il coefficiente di scambio termico risulta pertanto funzione della sola velocità, come riportato in Figura 14. Si assume una velocità dell'aria pari a 2,5 m/s, tale da garantire un coefficiente di scambio termico convettivo pari a circa 35 W/m<sup>2</sup>K.

Una volta fissato il numero di ranghi e il numero di tubi, il dimensionamento dello scambiatore si riduce alla determinazione della lunghezza dei tubi  $L_{bt}$ . La portata volumetrica dell'aria varia conseguentemente.

Il controllo del coefficiente di scambio termico lato refrigerante è di secondaria importanza nel caso della batteria alettata; esso comunque risulterà vincolato all'unico parametro progettuale libero (il diametro interno dei tubi), scelto coerentemente alla dimensione delle batterie alettate disponibili in commercio (tali parametri sono dettagliati di seguito per ciascun fluido studiato).

Per lo scambiatore a piastre, una volta fissata un valore di riferimento della portata massica, si vincola lo spessore tra le piastre e la larghezza delle piastre ai valori comuni degli scambiatori a piastre disponibili in commercio (tali parametri sono dettagliati di seguito per ciascun fluido studiato).

Pertanto, al variare del numero di piastre si avrà una velocità di attraversamento e conseguentemente un certo coefficiente di scambio termico lato acqua.

La Figura 15 riporta un esempio dell'analisi di sensibilità svolta in via preliminare. Si assume una velocità dell'acqua di 0,04 m/s a cui corrisponde un coefficiente di scambio termico convettivo di circa  $2,5 \times 10^3$  W/m<sup>2</sup>K. Conseguentemente, il numero di piastre rimane fissato così come il coefficiente di scambio termico e il dimensionamento della superficie di scambio termico si riduce alla determinazione dell'altezza delle piastre.

Lato refrigerante l'unico parametro progettuale libero è lo spessore tra le piastre scelto in base ai valori comunemente usati per queste taglie di scambiatori di calore in commercio (tali parametri sono dettagliati di seguito per ciascun fluido studiato).

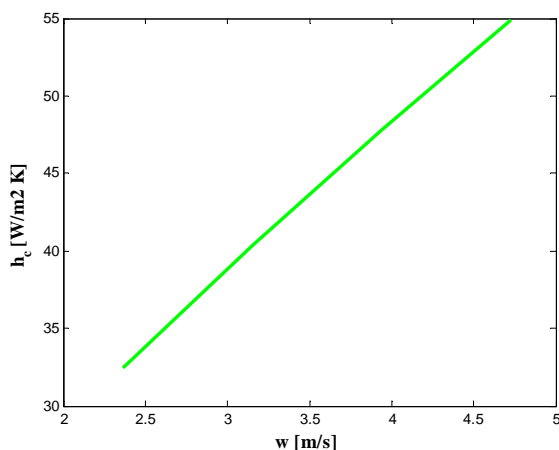


Figura 14 –  $h_{conv}$  dell'aria in funzione di  $w$

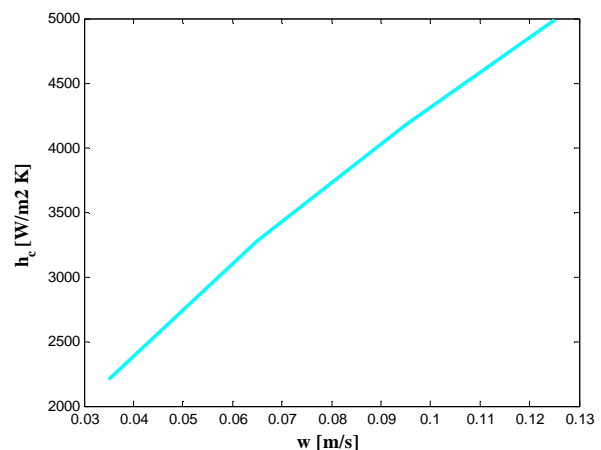


Figura 15 –  $h_{conv}$  dell'acqua in funzione di  $w$

### 3.3 Prestazioni Impianto al variare della Cilindrata

Si riportano di seguito i grafici rappresentanti le prestazioni dell'impianto operante in macchina frigo, al variare della cilindrata per due diversi valori dell'area della batteria alettata. Nella parte alta del grafico è indicato il valore dell'area del piastre, mantenuta invece costante.

Fluido: R134a

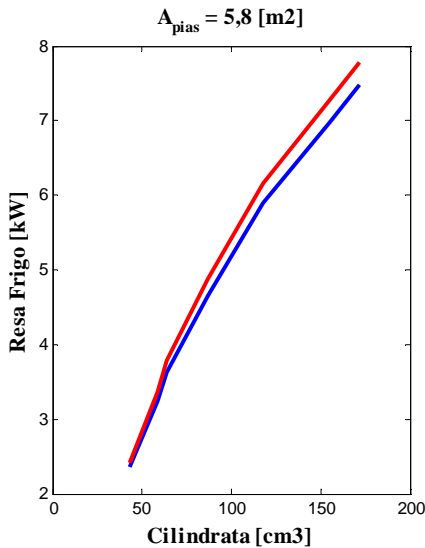


Figura 16 – Resa frigo in funzione della cilindrata

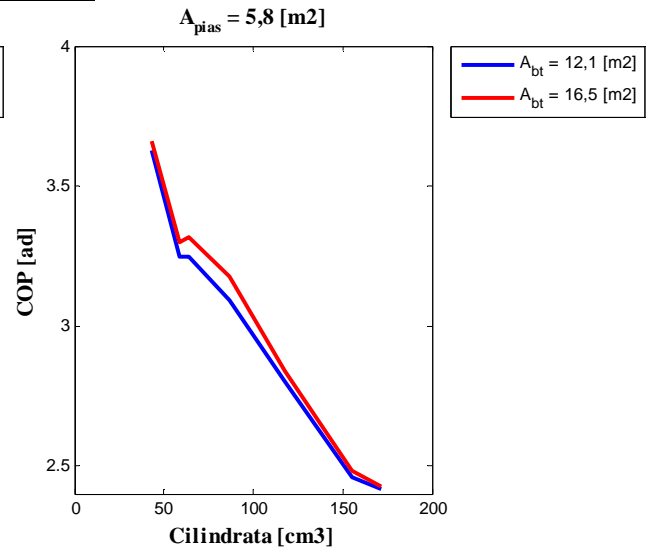


Figura 17– COP in funzione della cilindrata

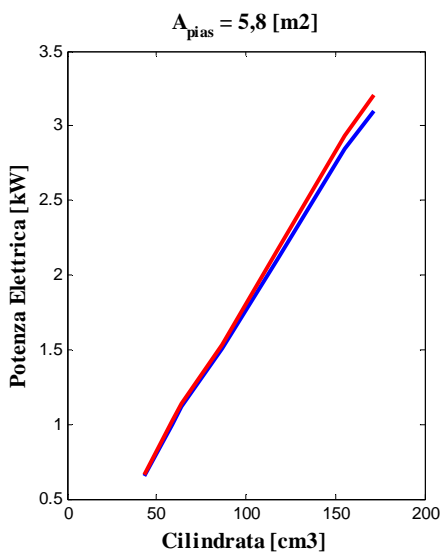


Figura 18 Potenza elettrica in funzione della cilindrata

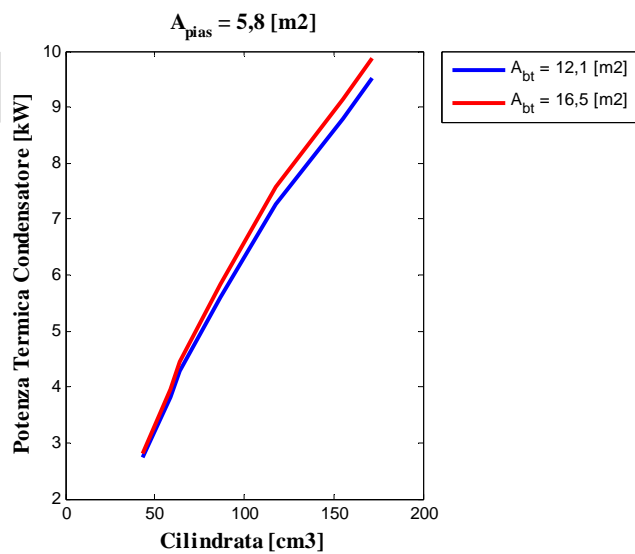


Figura 19 – Potenza condensatore in funzione della cilindrata

Di seguito si riportano invece i grafici che rappresentano le prestazioni dell'impianto al variare della cilindrata per diversi valori dell'area dello scambiatore a piastre. Nella parte alta dei grafici è riportata l'area della batteria alettata, mantenuta invece costante.

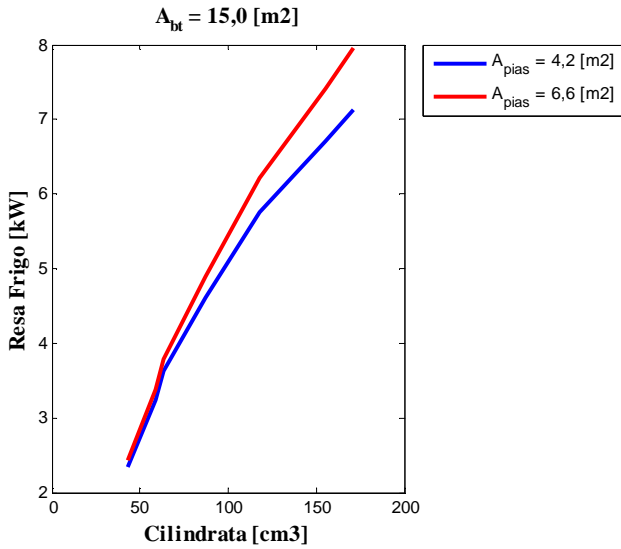


Figura 20 – Resa frigo in funzione della cilindrata

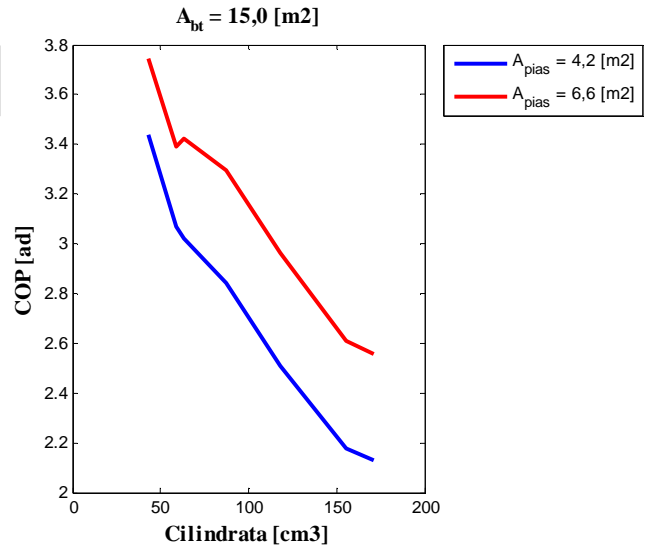


Figura 21 – COP in funzione della cilindrata

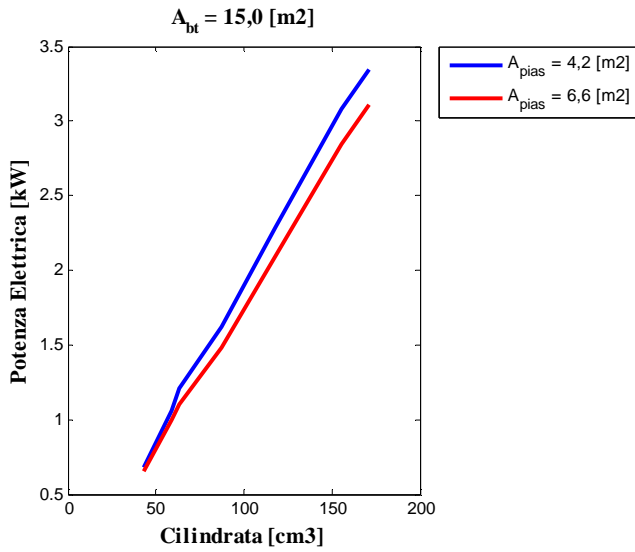


Figura 22– Potenza elettrica in funzione della cilindrata

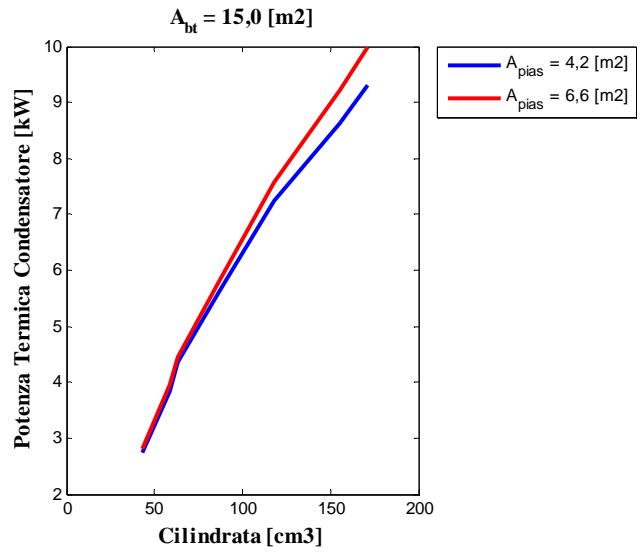


Figura 23 – Potenza condensatore in funzione della cilindrata



### 3.4 Prestazioni Impianto al variare dell'Area degli scambiatori

Di seguito sono rappresentati i grafici che vengono fuori da un'analisi parametrica sulle aree degli scambiatori.

*Fluido: R134a*  
**Compressore H75CC (43 cc)**

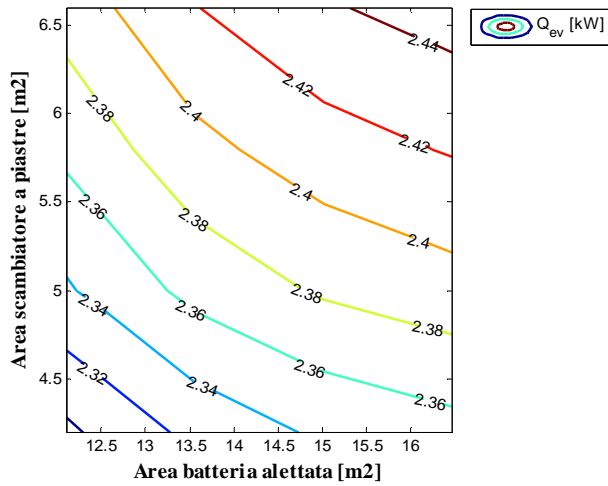


Figura 24 –Resa frigo - H75CC - R134a

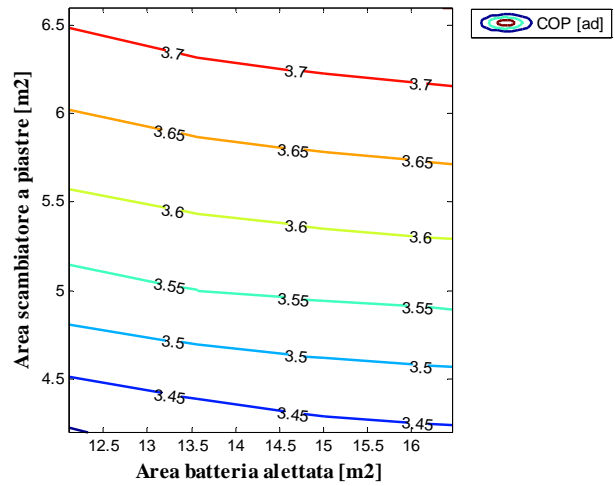


Figura 25 –COP - H75CC - R134a

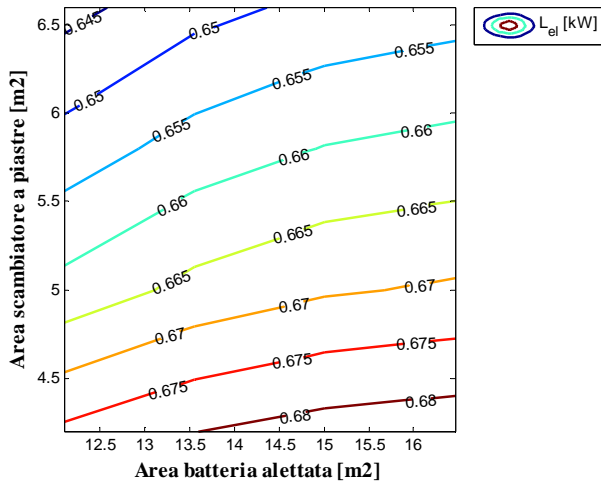


Figura 26 –Potenza elettrica- H75CC - R134a

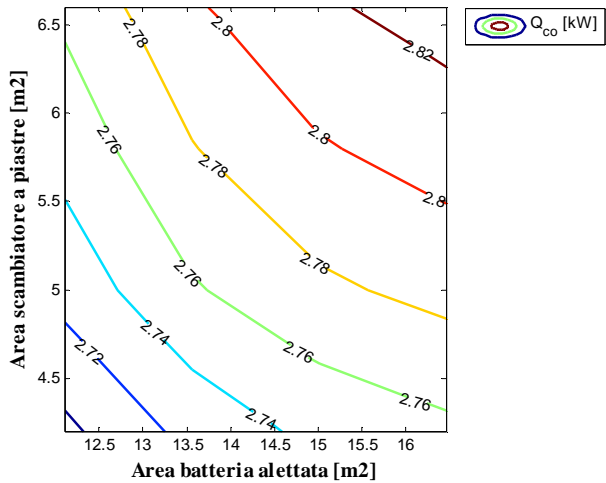


Figura 27 –Potenza termica condensatore - H75CC - R134a

**Compressore H100CC (59 cc)**

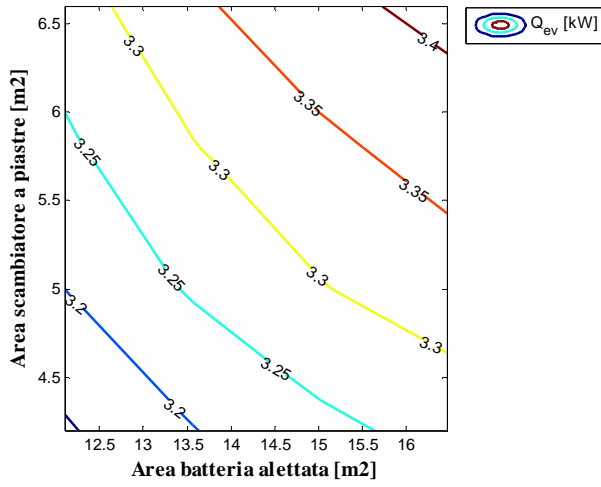


Figura 28–Reso frigo- H100CC - R134a

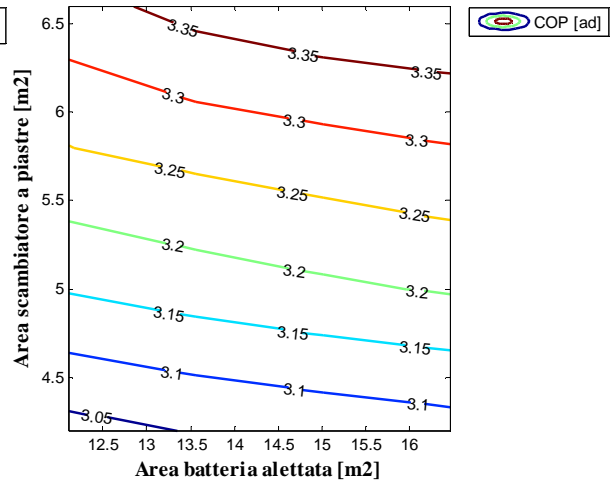


Figura 29–COP – H100CC - R134a

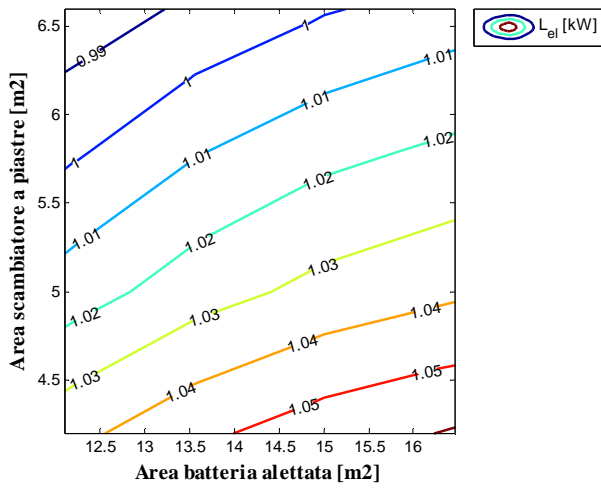


Figura 30–potenza elettrica- H100CC - R134a

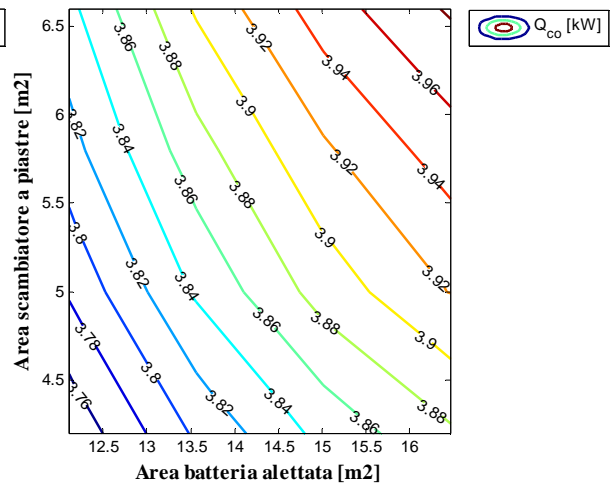


Figura 31–Potenza termica condensatore – H100CC - R134a

**Compressore H150CC (63 cc)**

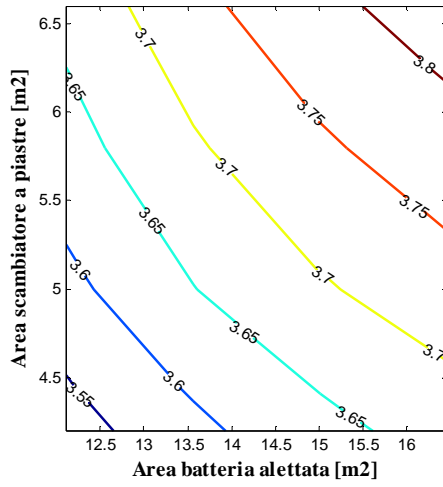


Figura 32 –Resa frigo- H150CC - R134a

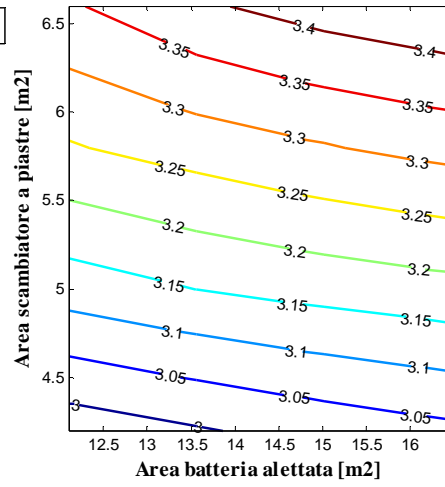


Figura 33 –COP– H150CC - R134a

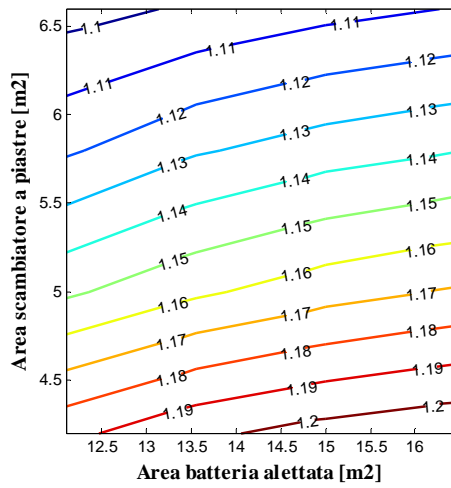


Figura 34 –potenza elettrica- H150CC - R134a

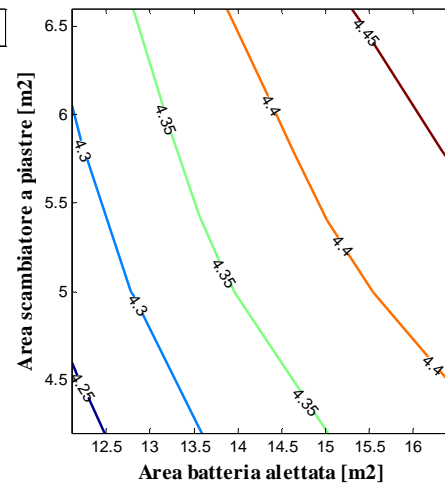
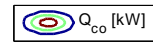


Figura 35– Potenza termica condensatore – H150CC - R134a



**Compressore H200CC (87 cc)**

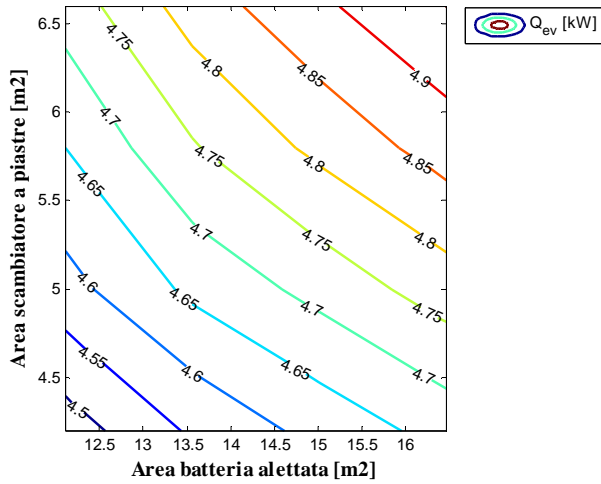


Figura 36 –Resa frigo- H200CC - R134a

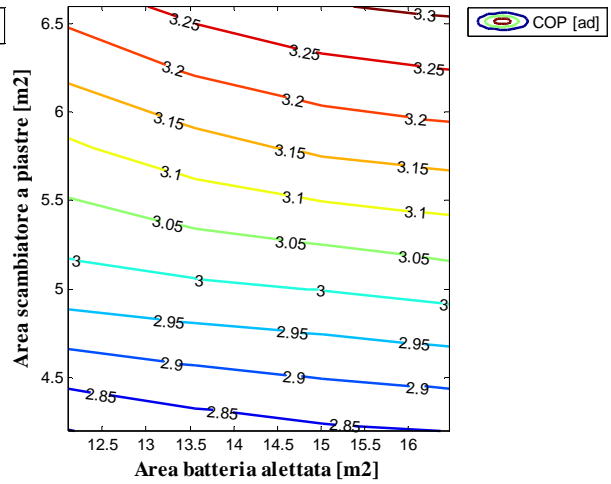


Figura 37 –COP – H200CC - R134a

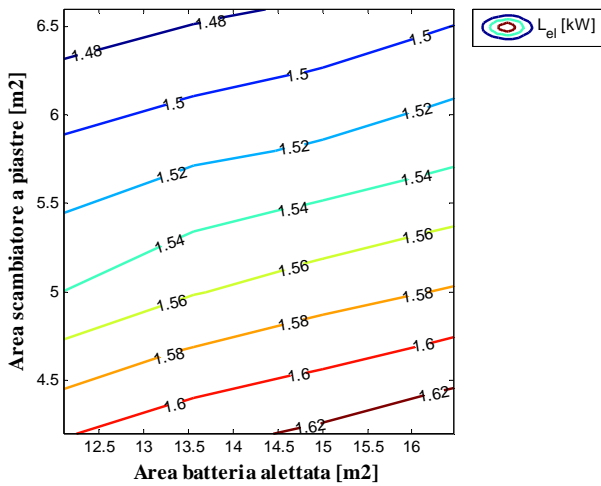


Figura 38 –potenza elettrica- H200CC - R134a

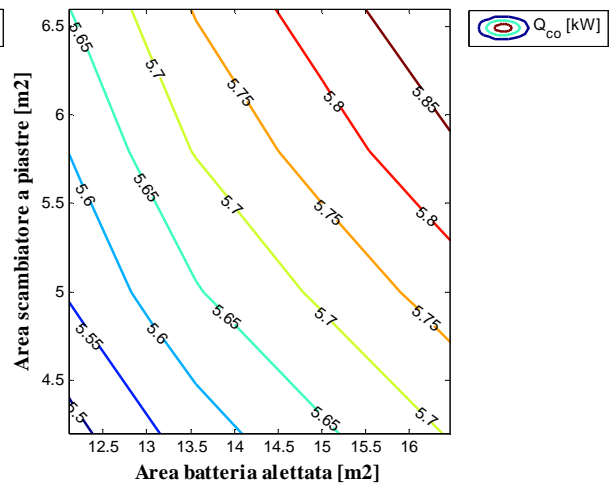


Figura 39 – Potenza termica condensatore – H200CC - R134a

**Compressore H250CC (117 cc)**

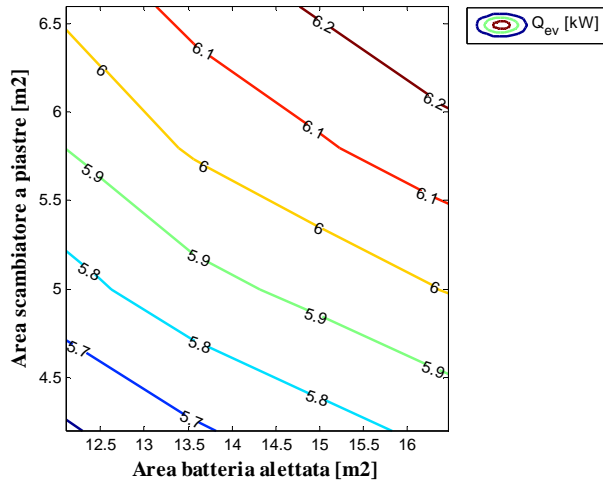


Figura 40 –Resa frigo- H250CC - R134a

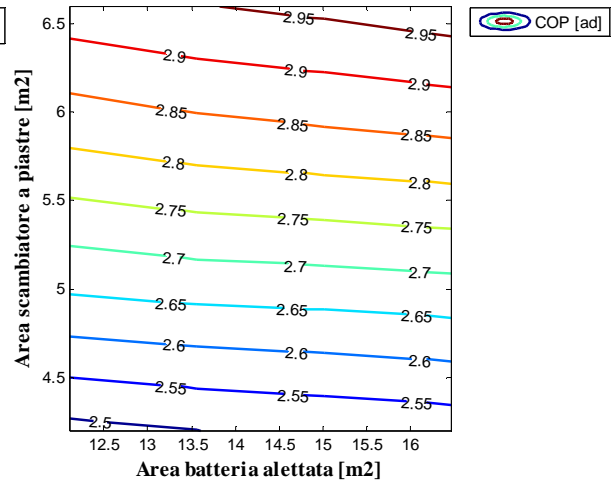


Figura 41 –COP – H250CC - R134a

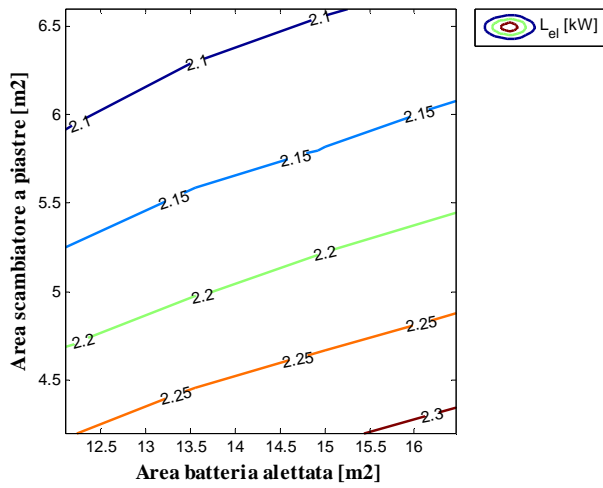


Figura 42 –potenza elettrica- H250CC - R134a

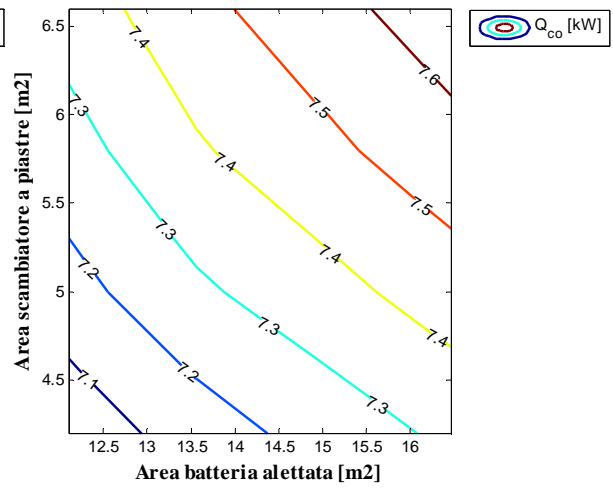


Figura 43 – Potenza termica condensatore – H250CC - R134a

**Compressore H300CC (155 cc)**

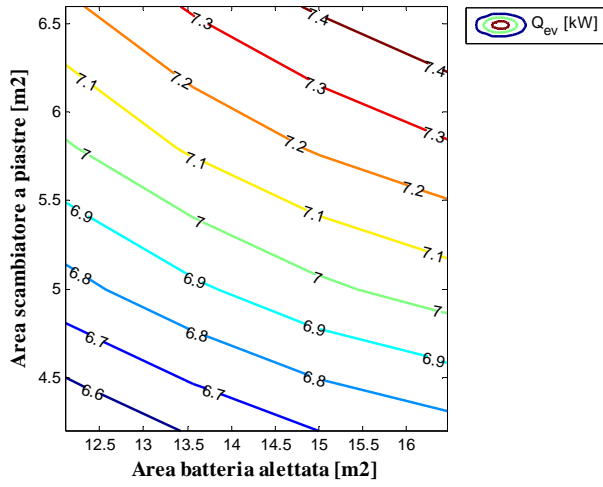


Figura 44 –Reso frigo- H300CC - R134a

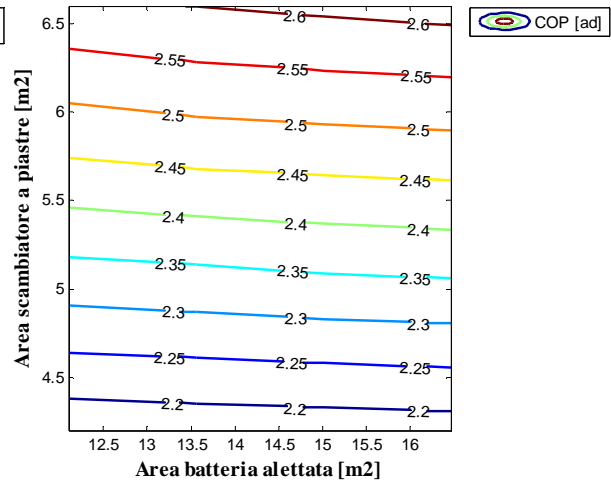


Figura 45 –COP – H300CC - R134a

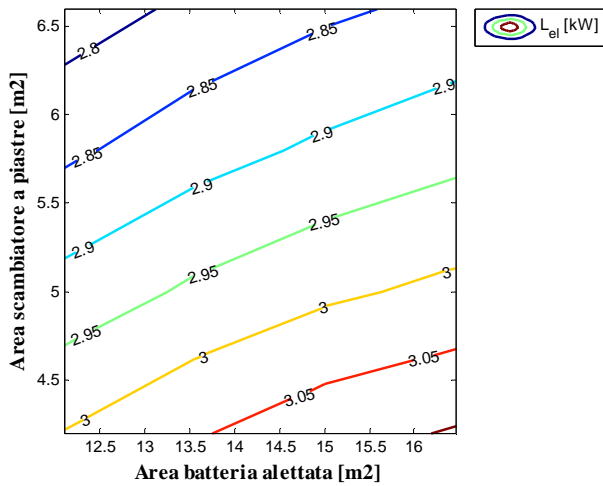


Figura 46 –potenza elettrica- H300CC - R134a

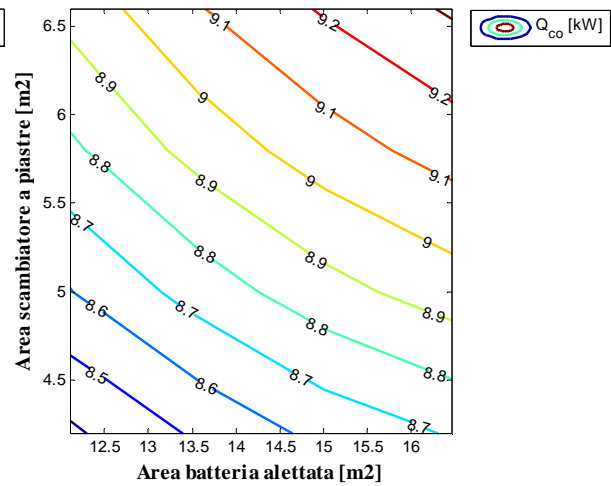


Figura 47 – Potenza termica condensatore – H300CC - R134a

**Compressore H350CC (171 cc)**

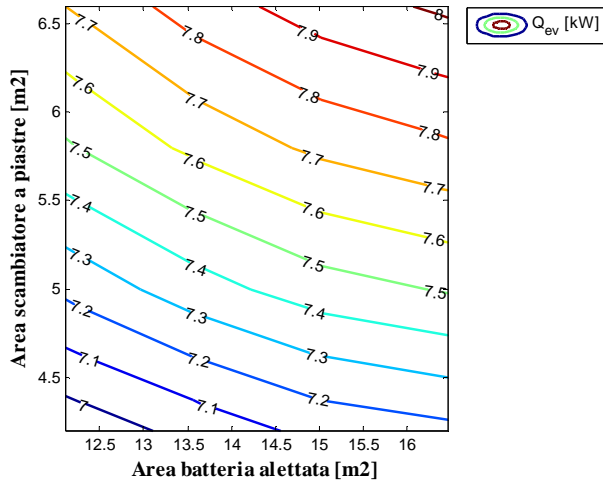


Figura 48 – Resa frigo- H350CC - R134a

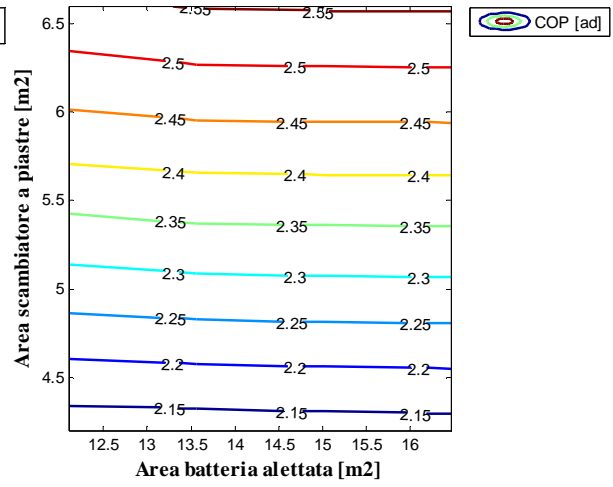


Figura 49 – COP – H350CC - R134a

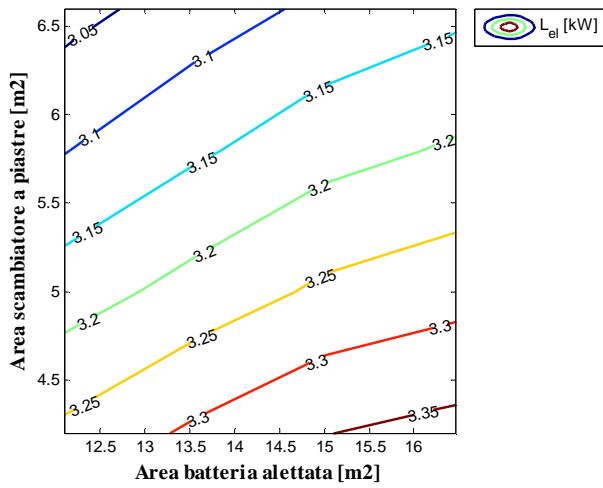


Figura 50 –potenza elettrica- H350CC - R134a

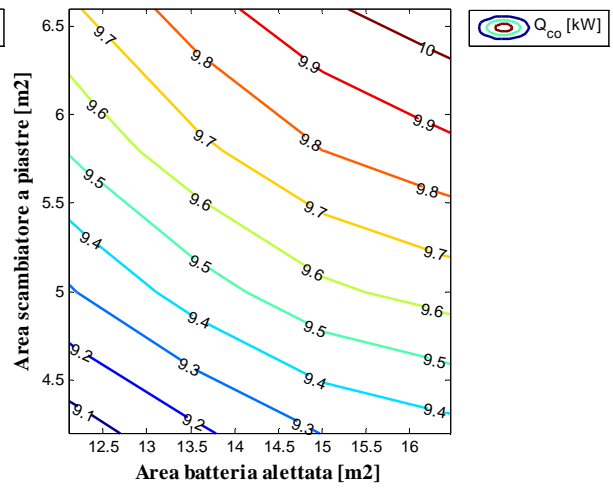


Figura 51 – Potenza termica condensatore – H350CC - R134a

## 4 Scelta dell’Impianto – Fluido R134a

Il primo banco di prova come precedentemente dichiarato deve avere le seguenti caratteristiche:

- Fluido: R134a
- Resa Frigo  $\geq 3$  kW
- Temperature ambiente = 30 °C
- Temperatura acqua in uscita dal condensatore = 7°C

A questo punto con riferimento all’analisi appena svolta, in particolare riferendosi alle figure 16-51, è possibile individuare la taglia del compressore e l’area degli scambiatori tali da garantire le prestazioni desiderate.

Dall’analisi parametrica si evince che è necessario optare per un compressore di cilindrata almeno pari a 58 cm<sup>3</sup> al fine di avere una resa frigo di almeno 3 kW; inoltre dalle figure 17 e 21 che, indipendentemente dalla grandezza degli scambiatori, avendo fissato la temperatura di uscita dell’acqua dall’evaporatore, cilindrata minori garantiscono COP maggiori. Dunque si opererà per i seguenti componenti:

- Compressore Dorin H150CC (Cilindrata = 63 cc)
- Geometria scambiatore a piastre:

H <sub>p</sub> [cm]	B <sub>p</sub> [cm]	P <sub>p</sub> [mm]	N <sub>p</sub> [-]	A <sub>tot</sub> [m <sup>2</sup> ]
74	19	1	45	6,2

- Geometria batteria alettata:

L <sub>bt</sub> [cm]	P <sub>t</sub> [mm]	P <sub>r</sub> [mm]	N <sub>t</sub> [-]	N <sub>r</sub> [-]	N <sub>al</sub> [-]	s <sub>al</sub> [mm]	r <sub>e</sub> [mm]	r <sub>i</sub> [mm]	A <sub>tot</sub> [m <sup>2</sup> ]
71	40	35	8	6	108	0.13	6	5	15,6

- Geometria Rigeneratore (scambiatore a piastre):

H <sub>p</sub> [cm]	B <sub>p</sub> [cm]	P <sub>p</sub> [mm]	N <sub>p</sub> [-]
48	20	3	8

Per quanto riguarda la valvola di laminazione si può utilizzare o una valvola termostatica per il fluido R134a o una valvola elettronica passo-passo in grado di garantire una resa frigorifera di 4,3 kW condensando a +45 °C ed evaporando a +5 °C con un surriscaldamento totale di 6 °C (statico di 4 °C e dinamico di 2 °C).



#### 4.1 Funzionamento in Condizioni di Progetto

Nella tabella seguente il riepilogo delle performance del sistema in condizioni di progetto, nelle due modalità di funzionamento.

Performance (di progetto)	Macchina Frigo	Pompa di Calore
$Q_{ev}$ [kW]	3,79	3,11
$L_{el}$ [kW]	1,10	0,84
$Q_{co}$ [kW]	4,45	3,61
COP [-]	3,43	4,31
$Q_{rig}$ [kW]	0,33	0,24
$m_{f.t.,co}$ [kg/s]	0,5	0,15
$m_{f.t.,ev}$ [kg/s]	0,15	0,50
$m_{ref}$ [kg/s]	0,023	0,018
$T_{co}$ [°C]	42,1	31,6
$T_{ev}$ [°C]	5,6	-2,1
$T_2$ [°C]	68,8	58,4
$T_{in,cond}$ [°C]	30	24,2
$T_{out,cond}$ [°C]	38,8	30
$T_{in,ev}$ [°C]	13	7
$T_{out,ev}$ [°C]	7	0,8

##### 4.1.1 Dettaglio risultati in configurazione Macchina Frigo

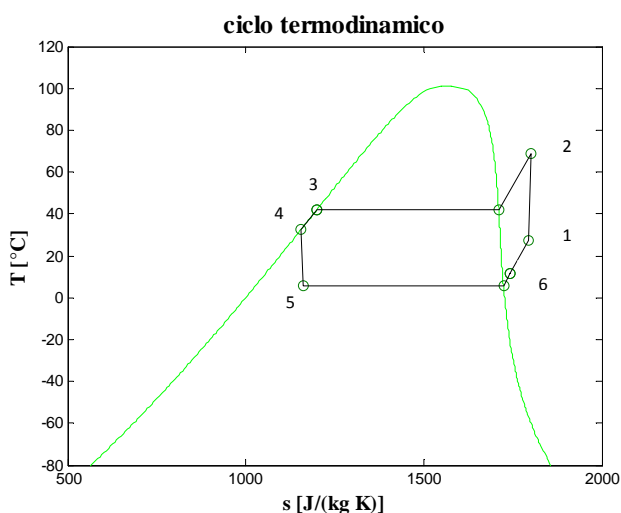


Figura 52–Ciclo Termodinamico Macchina Frigo

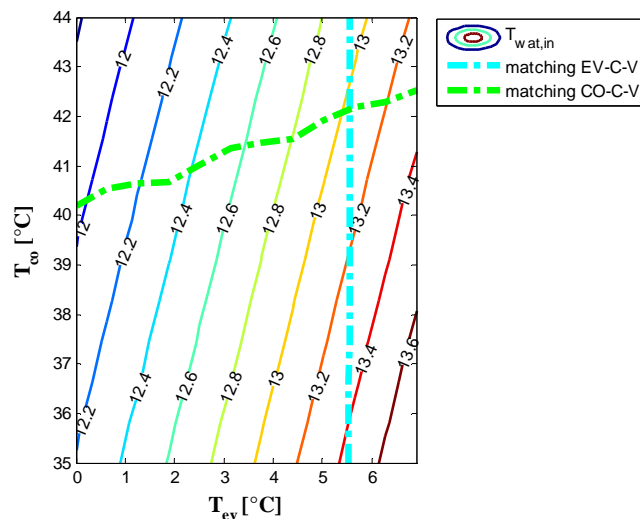


Figura 53 – Matching Impianto

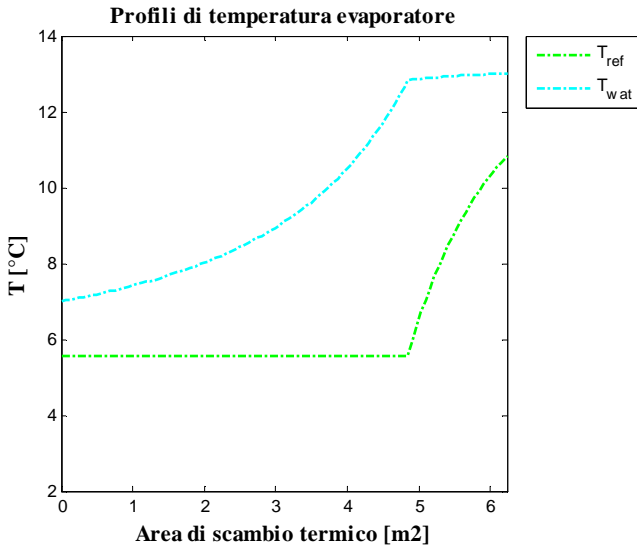


Figura 54–Profili di Temperatura all’Evaporatore

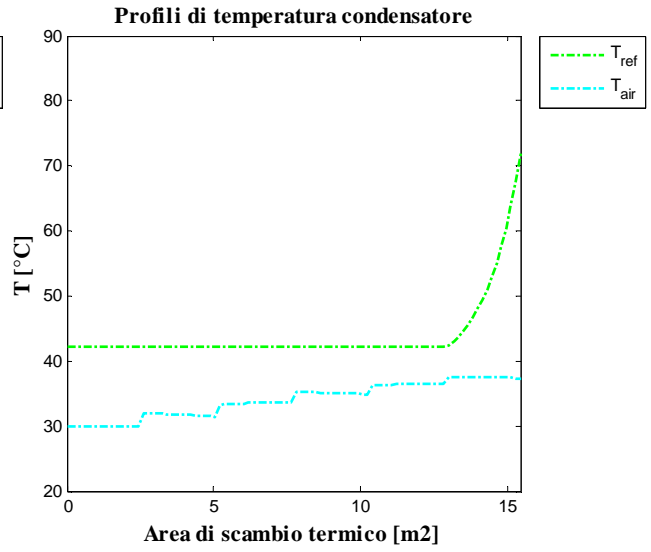


Figura 55 – Profili di Temperatura al Condensatore

4.1.2 Dettaglio risultati in configurazione Pompa di Calore

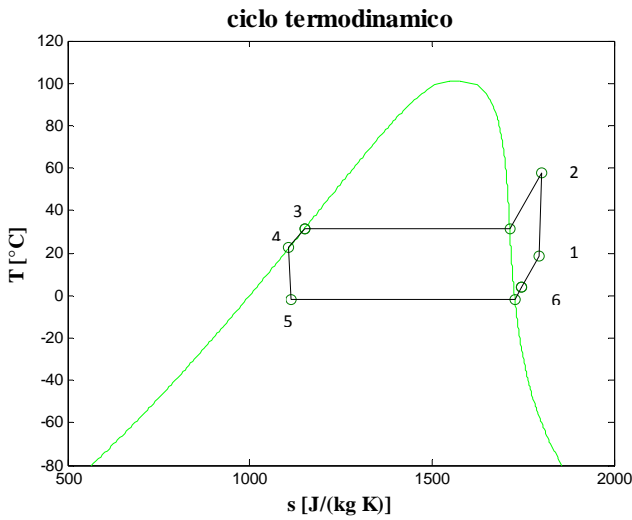


Figura 56–Ciclo Termodinamico Pompa di Calore

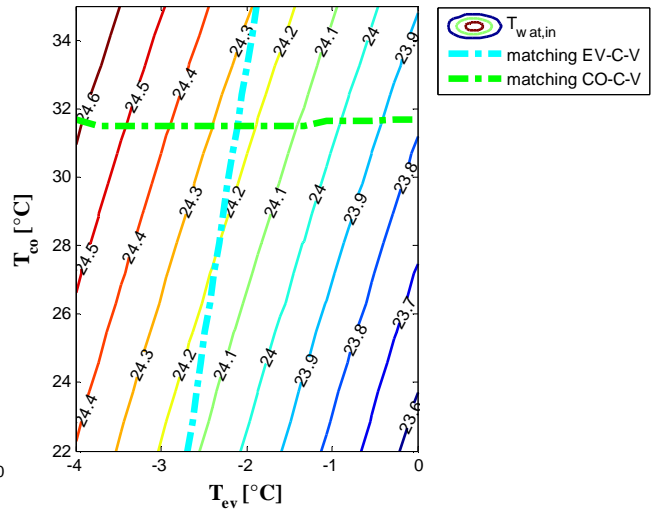


Figura 57 – Matching Impianto

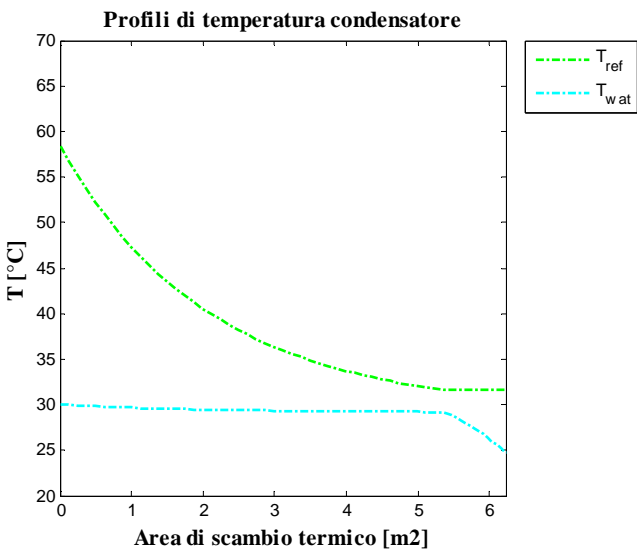


Figura 58–Profili di Temperatura al Condensatore

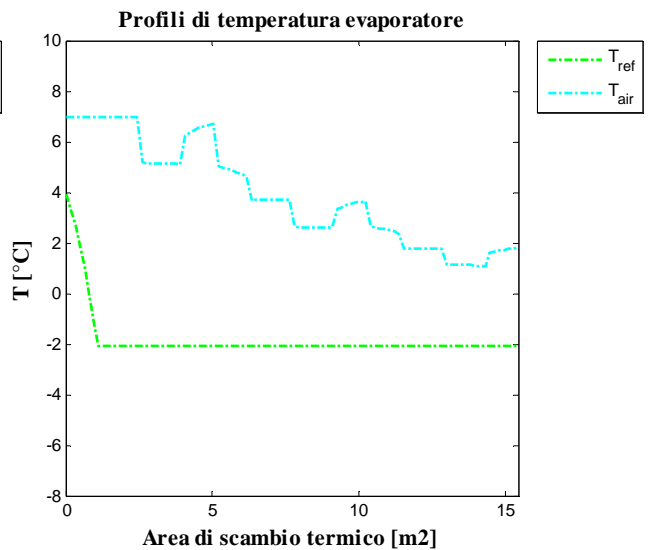


Figura 59 – Profili di Temperatura all’Evaporatore

## 4.2 Funzionamento in condizioni fuori progetto

Nel funzionamento dell'impianto in condizioni "fuori progetto" si valutano le prestazioni in condizioni operative diverse da quelle nominali, in termini di temperatura ambiente e considerando un tipo di regolazione del compressore mediante inverter.

Si sono eseguite a tale proposito delle simulazioni in ambiente Matlab dell'impianto operante prima da macchina frigo e poi in modalità pompa di calore in condizioni operative differenti. Le performance corrispondenti sono riportate nelle figure 60 - 67.

### 4.2.1 Configurazione Macchina Frigo

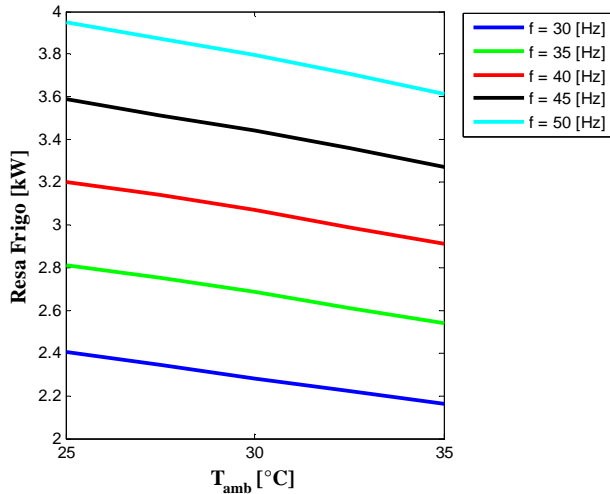


Figura 60—Qev in funzione di T<sub>amb</sub> per varie freq. del comp.

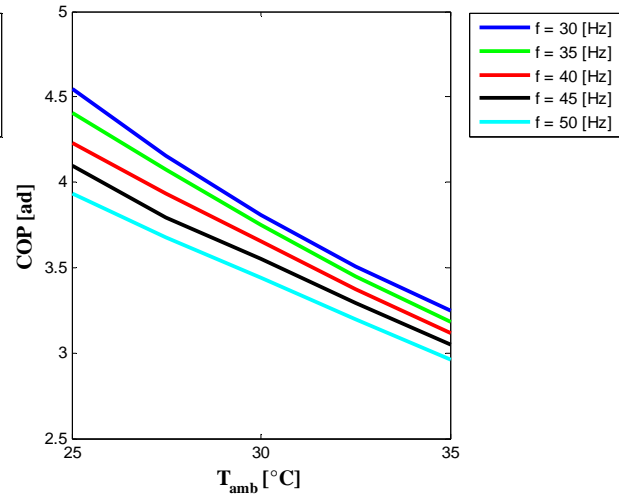


Figura 61— COP in funzione di T<sub>amb</sub> per varie freq. del comp.

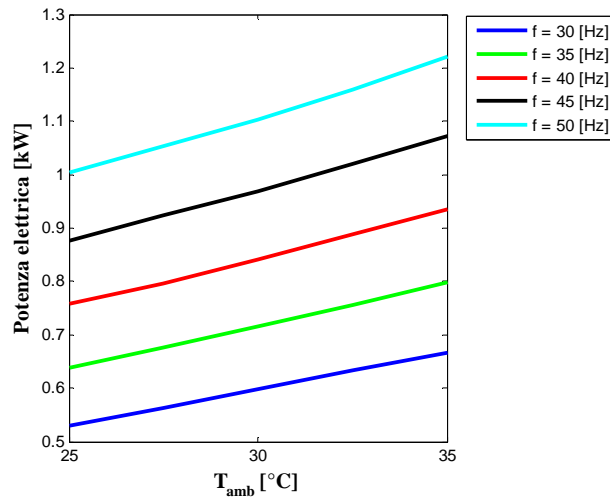


Figura 62—potenza el. in funzione di T<sub>amb</sub> per varie freq. del comp.

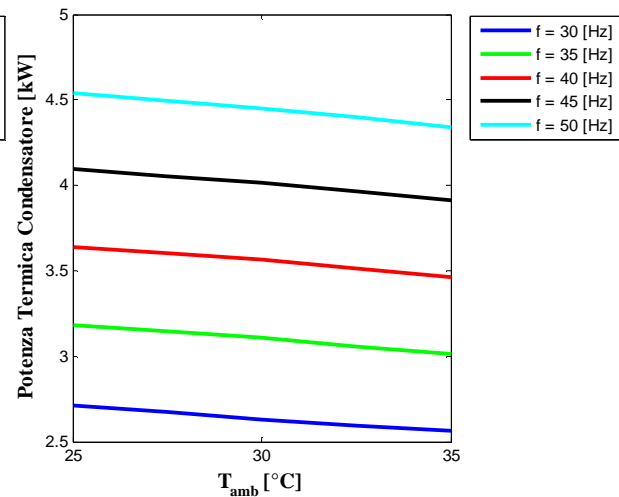


Figura 63 – Qco in funzione di T<sub>amb</sub> per varie freq. del comp.

4.2.2 Configurazione Pompa di Calore

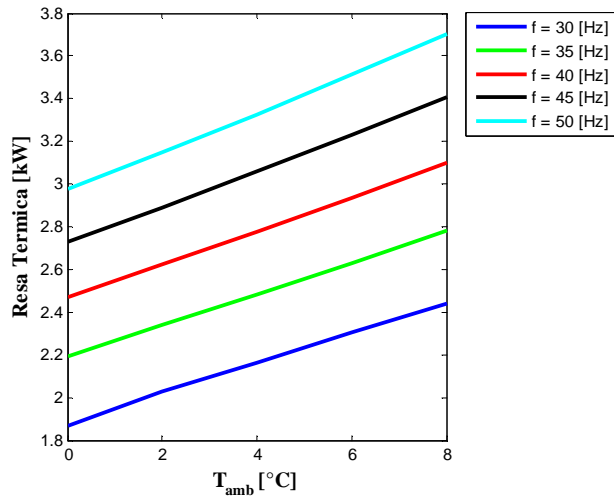


Figura 64—Q<sub>ev</sub> in funzione di T<sub>amb</sub> per varie freq. del comp.

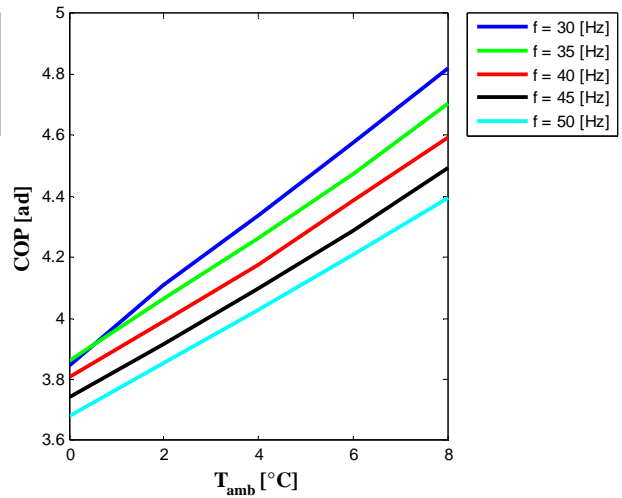


Figura 65 – COP in funzione di T<sub>amb</sub> per varie freq. del comp.

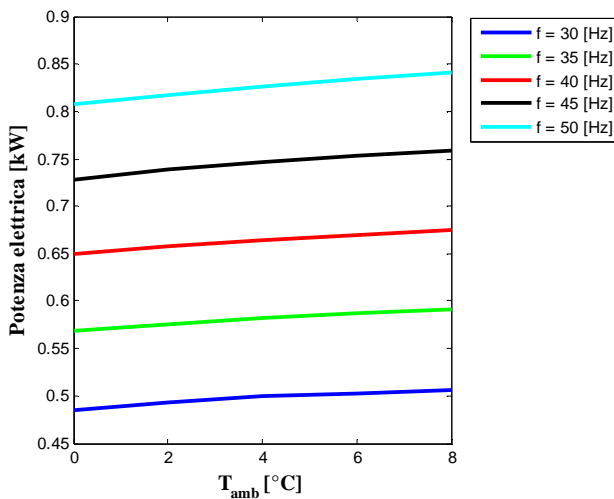


Figura 66—potenza el. in funzione di T<sub>amb</sub> per varie freq. del comp.

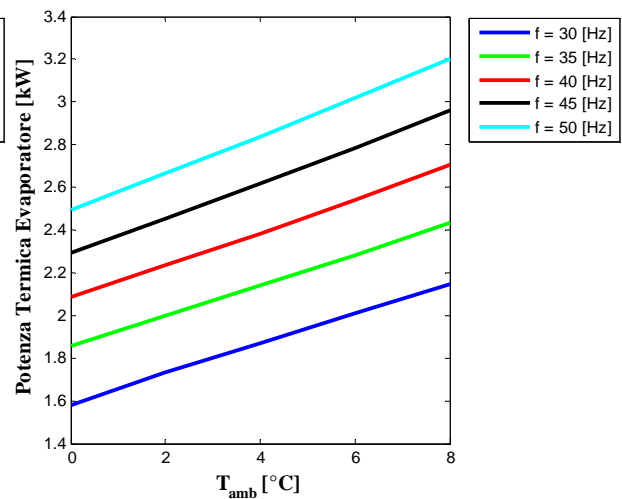


Figura 67 – Q<sub>co</sub> in funzione di T<sub>amb</sub> per varie freq. del comp.

### 4.3 Calcolo dell'indice SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio)

Al fine di ottenere una valutazione di tipo oggettivo delle performance della macchina, si fa riferimento alla norma EN 14825 del 2012 che stabilisce le condizioni di riferimento per il calcolo degli indici SEER e SCOP rispettivamente per funzionamento in modalità macchina frigo e pompa di calore (per le espressioni di SEER e SCOP fare riferimento all'Appendice):

Data for SEER							
Outdoor Air [°C]	Part Load Ratio [%]	Part Load [kW]	Declared Capacity [kW]	EER at Declared Capacity	Cd	CR	EER at Part Load
35	100	3,62	3,62	2,97	0,25	1,00	2,97
30	74	2,68	3,80	3,45	0,25	0,71	3,20
25	47	1,70	3,96	3,95	0,25	0,43	3,39
20	21	0,76	4,13	4,61	0,25	0,18	3,67

Calculation Bin for SEERon						
j	Outdoor Temperature [°C]	Hours [h]	Cooling Load [kW]	EER <sub>PL</sub>	Annual Cooling Demand [kWh]	Annual Energy Input [kWh]
1	17	205	0,19	3,67	39	11
2	18	227	0,38	3,67	86	24
3	19	225	0,57	3,67	129	35
4	20	225	0,76	3,67	171	47
5	21	216	0,95	3,60	206	57
6	22	215	1,14	3,54	246	69
7	23	218	1,33	3,49	291	83
8	24	197	1,52	3,43	300	87
9	25	178	1,71	3,39	305	90
10	26	158	1,90	3,35	301	90
11	27	137	2,09	3,31	287	87
12	28	109	2,29	3,27	249	76
13	29	88	2,48	3,23	218	67
14	30	63	2,67	3,19	168	53
15	31	39	2,86	3,15	111	35
16	32	31	3,05	3,11	94	30
17	33	24	3,24	3,07	78	25
18	34	17	3,43	3,02	58	19
19	35	13	3,62	2,97	47	16
20	36	9	3,81	2,97	34	12
21	37	4	4,00	2,97	16	5
22	38	3	4,19	2,97	13	4
23	39	1	4,38	2,97	4	1
24	40	0	4,57	2,97	0	0
<b>Σ =&gt;</b>					<b>3451</b>	<b>1025</b>

Con riferimento alle tabelle riportate sopra si ottiene il seguente valore del SEER:

$$\text{SEER} = \frac{3451}{1025} = \mathbf{3,37}$$

#### 4.4 Calcolo dell'indice SCOP (Seasonal Coefficient of Performance)

Data for SCOP							
Outdoor Air [°C]	Part Load Ratio [%]	Part Load [kW]	Declared Capacity [kW]	COP at Declared Capacity	Cd	CR	COP at Part Load
2	100	3,11	3,11	3,40	0,9	1,00	3,40
7	64	2,00	3,57	3,86	0,9	0,56	3,58
12	29	0,89	4,06	4,28	0,9	0,22	3,15

Calculation Bin for SCOPon						
j	Outdoor Temperature [°C]	Hours [h]	Heating Load [kW]	COP <sub>PL</sub>	Annual Heating Demand [kWh]	Annual Energy Input [kWh]
1	2	3	3,11	3,40	9	3
2	3	22	2,89	3,49	64	18
3	4	63	2,66	3,55	168	47
4	5	63	2,44	3,58	154	43
5	6	175	2,22	3,59	389	108
6	7	162	2,00	3,58	324	91
7	8	259	1,78	3,54	461	130
8	9	360	1,55	3,48	558	160
9	10	428	1,33	3,40	569	167
10	11	430	1,11	3,29	477	145
11	12	503	0,89	3,15	448	142
12	13	444	0,67	2,99	297	99
13	14	384	0,44	2,81	169	60
14	15	294	0,22	2,61	65	25
<b>Σ =&gt;</b>					<b>4151</b>	<b>1239</b>

Con riferimento alle tabelle riportate sopra si ottiene il seguente valore del SCOP:

$$SCOP = \frac{4152}{1240} = 3,35$$

## 5 Scelta Impianto – Propano

Per il banco prova a Propano per motivi di brevità il dettaglio dei risultati dell’analisi parametrica è riportato in appendice. Di seguito, si declina la soluzione progettuale ottenuta.

- Compressore HEX75CC (Cilindrata = 42 cc)
- Geometria scambiatore a piastre:

$H_p$ [cm]	$B_p$ [cm]	$P_p$ [mm]	$N_p$ [-]	$A_{tot}$ [m <sup>2</sup> ]
88	15	1	55	7,3

- Geometria batteria alettata:

$L_{bt}$ [cm]	$P_t$ [mm]	$P_r$ [mm]	$N_t$ [-]	$N_r$ [-]	$N_{al}$ [-]	$s_{al}$ [mm]	$r_e$ [mm]	$r_i$ [mm]	$A_{tot}$ [m <sup>2</sup> ]
46	40	35	8	6	70	0.13	6	5	16,6

- Geometria Rigeneratore (scambiatore a piastre):

$H_p$ [cm]	$B_p$ [cm]	$P_p$ [mm]	$N_p$ [-]
48	20	3	8

L’impianto, così composto, fornisce le performance riportate nella tabella seguente:

Performance (di progetto)	Macchina Frigo	Pompa di Calore
$Q_{ev}$ [kW]	3,19	2,80
$L_{el}$ [kW]	0,77	0,62
$Q_{co}$ [kW]	3,71	3,21
COP [-]	4,15	5,20
$Q_{rig}$ [kW]	0,30	0,21
$m_{f.t.,co}$ [kg/s]	0,5	0,15
$m_{f.t.,ev}$ [kg/s]	0,15	0,5
$m_{ref}$ [kg/s]	0,010	0,009
$T_{co}$ [°C]	40,2	30,1
$T_{ev}$ [°C]	5,6	-1,2
$T_2$ [°C]	66,6	55,4
$T_{in,cond}$ [°C]	30	24,9
$T_{out,cond}$ [°C]	37,4	30
$T_{in,ev}$ [°C]	12,1	7
$T_{out,ev}$ [°C]	7	1,4



Per la valvola di laminazione è sufficiente una valvola termostatica o elettronica passo-passo che restituisca una resa frigorifera di 4,0 kW a 40 °C di condensazione e 5 °C di evaporazione con un surriscaldamento totale di 6 °C (4 °C surriscaldamento statico e 2 °C surriscaldamento dinamico).

5.1.1 Calcolo dell'indice SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio)

<b>Data for SEER</b>							
<i>Outdoor Air [°C]</i>	<i>Part Load Ratio [%]</i>	<i>Part Load [kW]</i>	<i>Declared Capacity [kW]</i>	<i>EER at Declared Capacity</i>	<i>Cd</i>	<i>CR</i>	<i>EER at Part Load</i>
35	100	3,01	3,01	5,31	0,25	1,00	5,31
30	74	2,22	3,19	4,72	0,25	0,69	4,36
25	47	1,42	3,37	4,16	0,25	0,42	3,56
20	21	0,63	3,53	3,68	0,25	0,18	2,93

<b>Calculation Bin for SEERon</b>						
<i>j</i>	<i>Outdoor Temperature [°C]</i>	<i>Hours [h]</i>	<i>Cooling Load [kW]</i>	<i>EER<sub>PL</sub></i>	<i>Annual Cooling Demand [kWh]</i>	<i>Annual Energy Input [kWh]</i>
1	17	205	0,16	2,93	32	11
2	18	227	0,32	2,93	72	25
3	19	225	0,47	2,93	107	36
4	20	225	0,63	2,93	142	49
5	21	216	0,79	3,04	171	56
6	22	215	0,95	3,16	204	65
7	23	218	1,11	3,29	241	73
8	24	197	1,27	3,42	249	73
9	25	178	1,42	3,56	254	71
10	26	158	1,58	3,71	250	67
11	27	137	1,74	3,86	238	62
12	28	109	1,90	4,02	207	51
13	29	88	2,06	4,19	181	43
14	30	63	2,22	4,36	140	32
15	31	39	2,37	4,54	93	20
16	32	31	2,53	4,72	78	17
17	33	24	2,69	4,91	65	13
18	34	17	2,85	5,11	48	9
19	35	13	3,01	5,31	39	7
20	36	9	3,16	5,31	28	5
21	37	4	3,32	5,31	13	3
22	38	3	3,48	5,31	10	2
23	39	1	3,64	5,31	4	1
24	40	0	3,80	5,31	0	0
<b>Σ =&gt;</b>					<b>2868</b>	<b>793</b>
<b>SEER</b>					<b>3,62</b>	

### 5.1.2 Calcolo dell'indice SCOP (Seasonal Coefficient of Performance)

<b>Data for SCOP</b>							
<i>Outdoor Air [°C]</i>	<i>Part Load Ratio [%]</i>	<i>Part Load [kW]</i>	<i>Declared Capacity [kW]</i>	<i>COP at Declared Capacity</i>	<i>Cd</i>	<i>CR</i>	<i>COP at Part Load</i>
2	100	2,74	2,74	4,22	0,9	1,00	4,22
7	64	1,76	3,13	4,64	0,9	0,56	4,31
12	29	0,78	3,53	4,99	0,9	0,22	3,70

<b>Calculation Bin for SCOPon</b>						
<i>j</i>	<i>Outdoor Temperature [°C]</i>	<i>Hours [h]</i>	<i>Heating Load [kW]</i>	<i>COP<sub>PL</sub></i>	<i>Annual Heating Demand [kWh]</i>	<i>Annual Energy Input [kWh]</i>
1	2	3	2,74	4,22	8	2
2	3	22	2,55	4,29	56	13
3	4	63	2,35	4,34	148	34
4	5	63	2,16	4,35	136	31
5	6	175	1,96	4,34	343	79
6	7	162	1,76	4,31	286	66
7	8	259	1,57	4,24	406	96
8	9	360	1,37	4,15	494	119
9	10	428	1,18	4,02	503	125
10	11	430	0,98	3,87	421	109
11	12	503	0,78	3,70	394	107
12	13	444	0,59	3,49	261	75
13	14	384	0,39	3,26	150	46
14	15	294	0,20	3,00	58	19
<b>Σ =&gt;</b>					<b>3665</b>	<b>921</b>
<b>SCOP</b>						<b>3,98</b>

## 6 Confronto tra più fluidi

Con riferimento al punto D dell'allegato tecnico del progetto riportato nell'introduzione, si analizzerà la possibilità di testare sullo stesso banco prova differenti fluidi frigoriferi.

I fluidi refrigeranti elencati dal Committente sono:

- R152a
- R404A
- R1234ze

A tale scopo, per ognuno di questi fluidi è stata eseguita un'analisi parametrica analoga a quella eseguita per il refrigerante R134a e per il propano.

Per quanto riguarda il refrigerante R1234ze, non essendo ancora disponibili in commercio compressori specifici per questo fluido, si è deciso di adottare i modelli dei compressori per R134a ed R152a, in quanto la curva di saturazione di quest'ultimi è simili a quella del R1234ze, come mostrato dalla Figura 68; a patto di adeguare il lubrificante adoperato.

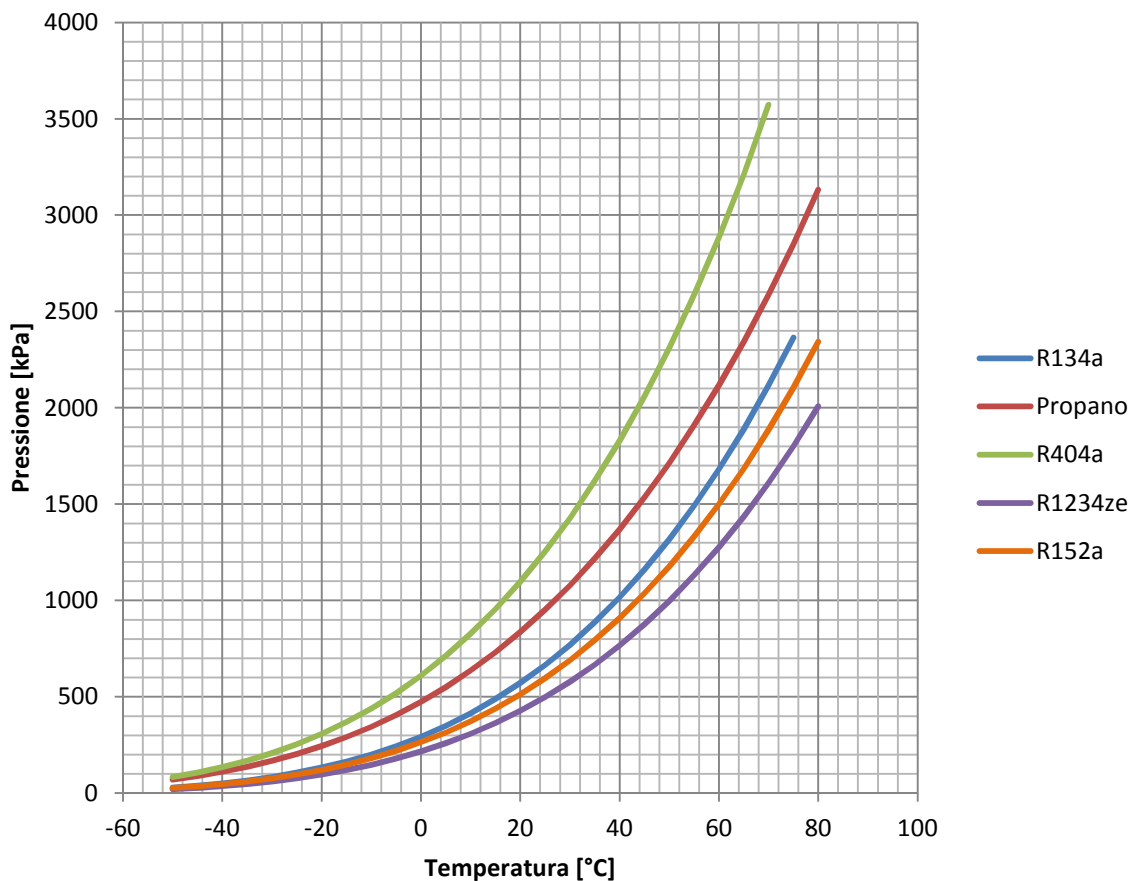


Figura 68 – Curve di saturazione fluidi refrigeranti

Il dettaglio dell'analisi parametrica svolta è riportato, per ciascun fluido, in Appendice.

### 6.1 Confronto delle soluzioni progettuali per fluidi differenti

Essendo i due banchi progettati in riferimento ai fluidi R134a e propano, si valuterà la possibilità sia in configurazione da macchina frigo che da pompa di calore di testare più fluidi su uno stesso impianto, e gli eventuali accorgimenti da praticare.

Le performance riportate si riferiscono alle seguenti condizioni al contorno

- Portata d'acqua = 0,15 kg/s
- Portata d'aria = 0,5 kg/s
- Temperatura uscita acqua - Macchina Frigo = 7 °C
- Temperatura uscita acqua - Pompa di Calore = 30 °C
- Temperatura Ambiente – Macchina Frigo = 30°C
- Temperatura Ambiente – Pompa di Calore = 7°C

### 6.2 Modalità Macchina Frigo

Banco prova	Fluido	Cilindrata compr. [cm3]	$A_{bt}$ [m2]	$A_{ps}$ [m2]	$T_{co}$ [°C]	$T_{ev}$ [°C]	$T_2$ [°C]	$p_{co}$ [kPa]	$p_{ev}$ [kPa]	$Q_{ev}$ [kW]	$Q_{co}$ [kW]	$L_{el}$ [kW]	COP [-]	$m_{ref}$ [g/s]
1	R134a	63	15,6	6,2	42,1	5,6	68,8	1075	357	3,79	4,45	1,10	3,43	23
2	Propano	42	16,6	7,3	40,2	5,6	66,6	1376	561	3,19	3,71	0,77	4,15	10
-	R404A	39	16,4	7,0	41,0	5,7	65,2	1859	717	3,65	4,31	1,12	3,26	29
-	R152a	63	15,6	6,2	41,2	5,6	76,5	939	321	3,57	4,15	0,99	3,59	14
-	R1234ze	87	12,1	4,1	42,9	4,6	64,0	829	256	3,64	4,29	1,04	3,49	25

### 6.3 Modalità Pompa di Calore

Banco prova	Fluido	Cilindrata compr. [cm3]	$A_{bt}$ [m2]	$A_{ps}$ [m2]	$T_{co}$ [°C]	$T_{ev}$ [°C]	$T_2$ [°C]	$p_{co}$ [kPa]	$p_{ev}$ [kPa]	$Q_{ev}$ [kW]	$Q_{co}$ [kW]	$L_{el}$ [kW]	COP [-]	$m_{ref}$ [g/s]
1	R134a	63	15,6	6,2	31,6	-2,1	58,4	806	271	3,11	3,61	0,84	4,31	18
2	Propano	42	16,6	7,3	30,1	-1,2	55,4	1082	457	2,80	3,21	0,62	5,20	9
-	R404A	39	16,4	7,0	30,7	-1,8	54,1	1440	567	3,17	3,69	0,88	4,20	23
-	R152a	63	15,6	6,2	31,5	-1,7	66,6	720	248	2,93	3,38	0,77	4,41	11
-	R1234ze	87	12,1	4,1	33,2	-2,4	54,7	634	198	3,02	3,53	0,80	4,38	19

Dalle Tabelle riportate sopra, si evince che sul banco prova funzionante con R134a è possibile, senza modificare i componenti, testare il fluido R152a.

Per l'R404A, può essere testato sull'impianto per il propano sostituendo il solo compressore.

Per quanto riguarda i risultati per il fluido R1234ze si vede che esso richiede cilindrata del compressore maggiori di quello usato sul banco prova per il R134a e superfici di scambio termico minori. Pertanto, anche in considerazione della recente messa in commercio di tale fluido e dell'incertezza nella determinazione del coefficiente di scambio termico associata all'assenza di indicazioni specifiche per il relativo calcolo, si ritiene di poter operare sul banco prova per il R134a, a valle della sostituzione del compressore.

Rimane inteso che la sostituzione del refrigerante richiedono il lavaggio dell'impianto per la rimozione dell'olio, la sostituzione del refrigerante e della valvola di laminazione, nonché la verifica della compatibilità dei materiali di tenuta in plastica.

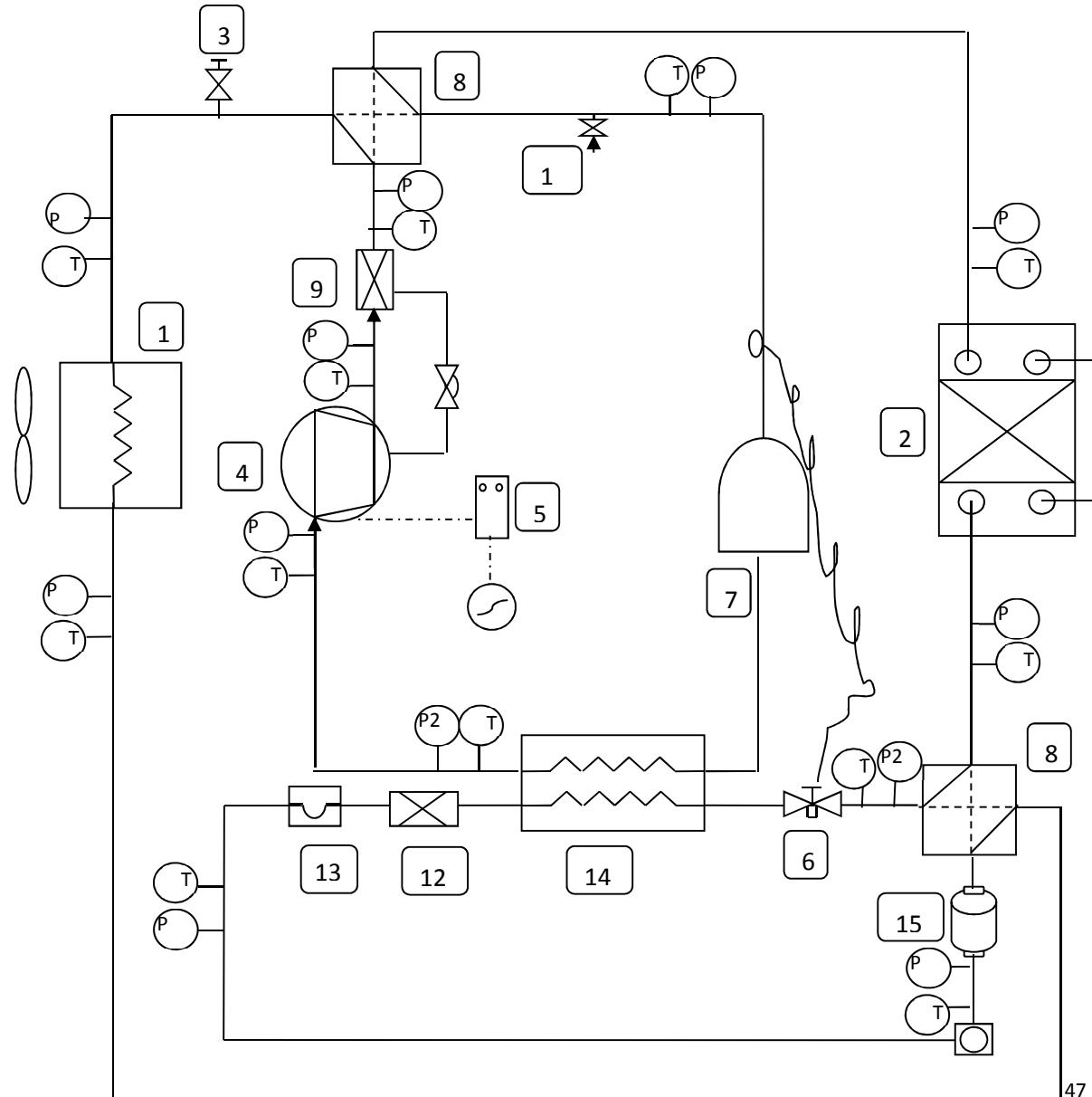
## 7 Strumentazione di misura e accessori

La dislocazione degli strumenti di misura lungo l'impianto è riportata nel seguente schema relativo al funzionamento da macchina frigorifera:

- 1- Condensatore
  - 2- Evaporatore
  - 3- Valvola di sicurezza alta pressione/sfiato
  - 4- Compressore
  - 5- Inverter
  - 6-Valvola di espansione (due rami in parallelo EEV /TEV)
  - 7- Separatore di liquido
  - 8- Valvola a 4 vie
  - 9- Separatore olio
  - 10- Valvola di carica/sfiato
  - 11- Vetrino spia
  - 12- Filtro olio
  - 13- Misuratore di portata massica (Coriolis)
  - 14- Scambiatore di calore (sottoraffreddatore)
  - 15 - Ricevitore di liquido
- P -Trasduttore di pressione assoluta (vedere tabella pag. seguente)  
T- Termocoppia

— Circolazione anti-oraria

- - - Circolazione oraria



### 7.1 Strumenti di misura previsti

Con riferimento allo schema del paragrafo precedente si elencano gli strumenti di misura da utilizzare, con i campi di lavoro e le relative incertezze di misura:

<b>Trasduttori di Pressione</b>			
<b>Simbolo</b>	<b>Tipo</b>	<b>Range [bar]</b>	<b>F.S.</b>
p	Piezoelettrico	0 - 25	± 0,075%

<b>Trasduttori di Temperatura</b>			
<b>Simbolo</b>	<b>Tipo</b>	<b>Intervallo confidenza</b>	<b>Incertezza [°C]</b>
T	Termocoppia o termoresistenza	95%	0,1

<b>Misuratori di Portata</b>			
<b>Simbolo</b>	<b>Tipo</b>	<b>Portata max [g/s]</b>	<b>Incertezza</b>
-	Ad effetto Coriolis	40	< 1%

### 7.2 Accessori

Gli accessori da utilizzare sono riportati nello schema precedente.



## 8 Appendice

### 8.1 Risultati calibrazione compressori

Come descritto nel paragrafo 2.3, i coefficienti dell'equazioni del modello devono essere calibrate per ciascun compressore disponibile in commercio.

Di seguito i risultati della calibrazione per i parametri geometrici  $V$  e  $V_n$ , rispettivamente Cilindrata e Volume Nocivo e i quattro coefficienti per il rendimento globale.

*Fluido: R134a – R152a – R1234ze*

	$V [cm^3]$	$V_n/V \times 10^2$	$a \times 10^4$	$b \times 10^3$	$c \times 10^2$	$d \times 10$	$e \times 10^2$
H75CC	43,21	5,01	-3,47	8,75	-8,18	0,32	11
H100CC	58,90	3,82	-4,34	10,41	-9,27	3,62	2,6
H150CC	63,48	1,49	-3,67	8,89	-7,64	2,70	21
H200CC	86,94	2,88	-5,22	13,11	-11,79	4,34	2,2
H250CC	117,74	3,50	-5,57	13,57	-12,08	4,55	-2,1
H300CC	155,17	5,13	-5,56	13,27	-11,48	4,20	3,4
H350CC	171,32	5,14	-4,63	11,52	-10,57	4,14	1,6

*Fluido: R404A*

	$V [cm^3]$	$V_n/V \times 10^2$	$a \times 10^5$	$b \times 10^4$	$c \times 10^2$	$d \times 10$	$e \times 10^2$
H40CC	28,65	3,82	-2,1	8,2	-1,13	0,60	46
H75CC	38,86	3,66	0,37	-0,49	-0,32	0,36	47
H100CC	52,87	0,31	-0,95	6,0	-1,3	0,86	40
H150CC	69,76	3,94	-0,48	1,53	-0,33	0,23	53
H200CC	89,26	3,91	-0,23	0,95	-0,32	0,25	53
H250CC	114,98	3,84	0,16	-0,85	-0,14	0,26	51
H300CC	156,46	3,91	-0,34	2,45	-0,61	0,53	49

*Fluido: Propano (R290)*

	$V [cm^3]$	$V_n/V \times 10^2$	$a \times 10^3$	$b \times 10^2$	$c \times 10$	$d \times 10$	$e \times 10^2$
HEX40CC	31,12	5,27	-1,3	3,0	-2,45	8,37	-35
HEX75CC	41,54	5,29	-1,3	3,0	-2,49	8,43	-35
HEX100CC	56,96	5,24	-1,3	3,0	-2,45	8,36	-35
HEX150CC	72,52	5,24	-1,2	2,85	-2,35	8,08	-32
HEX180CC	83,01	5,35	-1,3	2,99	-2,44	8,31	-34
HEX250CC	115,82	4,56	-0,98	2,1	-1,6	5,30	1,39
HEX300CC	163,88	4,73	-0,75	1,6	-1,23	4,16	15,2

## 8.2 Analisi Parametrica - Propano.

Di seguito i risultati dell'analisi parametrica svolta per il fluido propano in maniera duale a quanto riportato per il fluido R134a.

### 8.2.1 Prestazioni Impianto al variare della Cilindrata

Si rappresentano dapprima le performance in funzione della cilindrata del compressore, in particolare i grafici 69 - 72 riportano gli andamenti suddetti per due valori dell'area di scambio della batteria alettata, tenendo fissata l'area dello scambiatore a piastre, il cui valore è riportato nella parte alta del grafico.

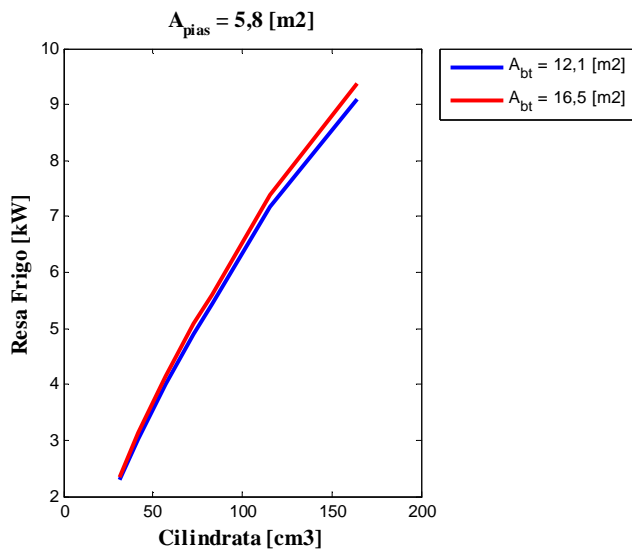


Figura 69 – Resa frigo in funzione della cilindrata

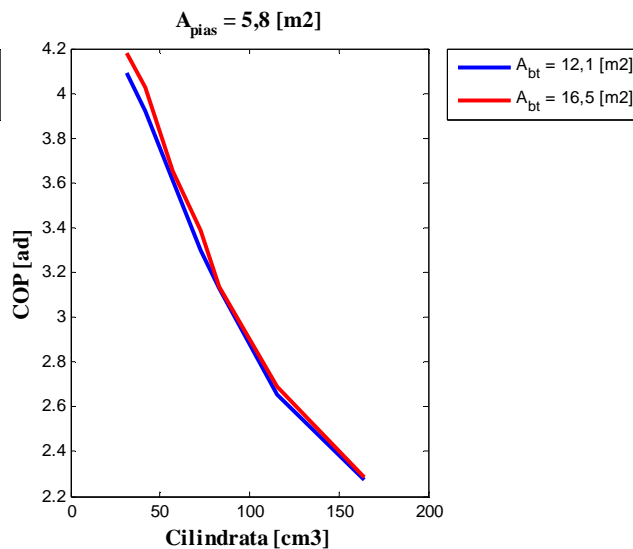


Figura 70 – COP in funzione della cilindrata

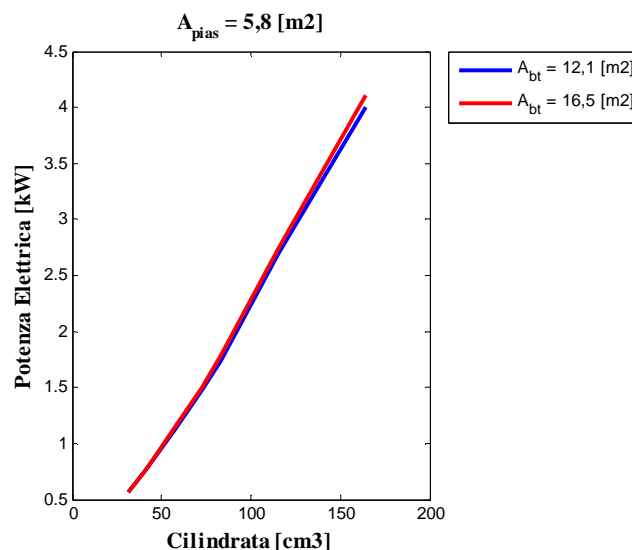


Figura 71 – Potenza elettrica in funzione della cilindrata

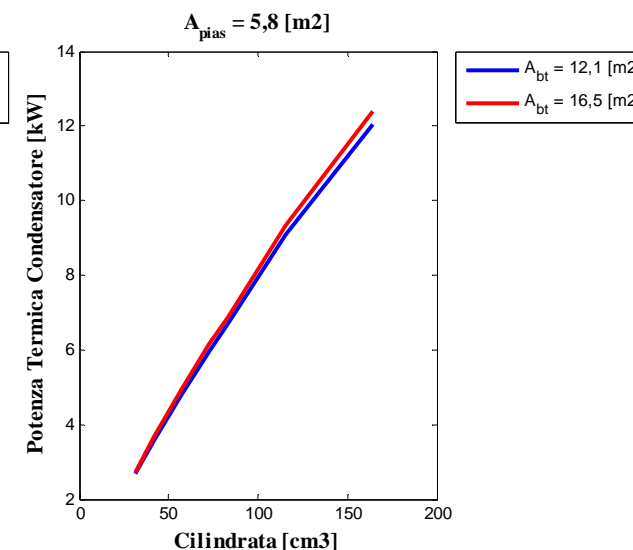


Figura 72 – Potenza condensatore in funzione della cilindrata

Di seguito invece si riportano gli andamenti delle prestazioni in funzione della cilindrata, per due valori distinti dell'area di scambio termico dello scambiatore a piastre, si riporta nella parte alta l'area della batteria alettata, mantenuta costante

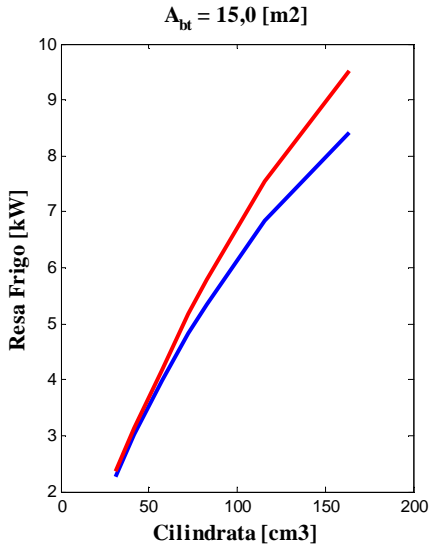


Figura 73 – Resa frigo in funzione della cilindrata

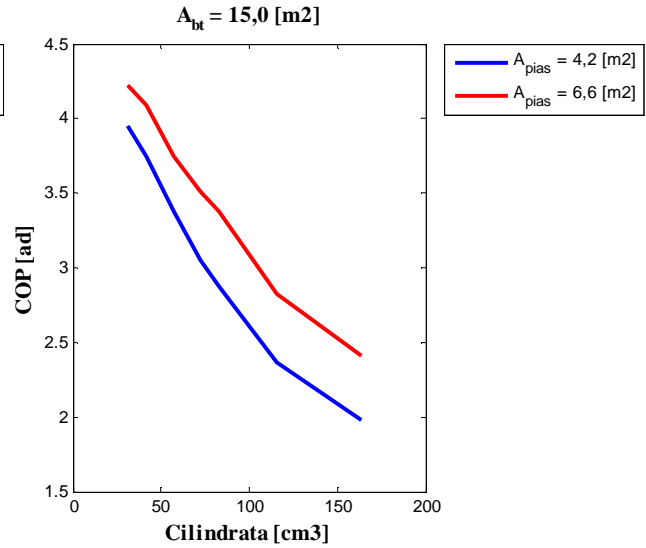


Figura 74 – COP in funzione della cilindrata

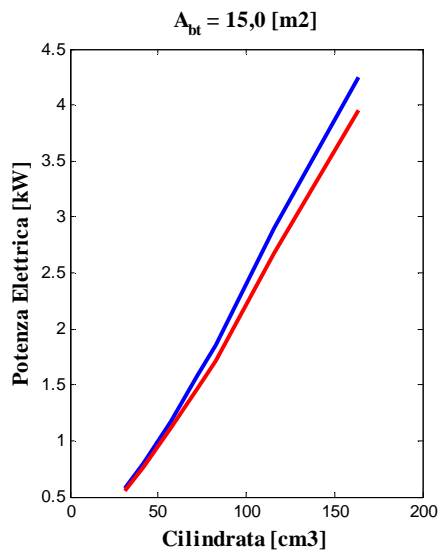


Figura 75 – Potenza elettrica in funzione della cilindrata

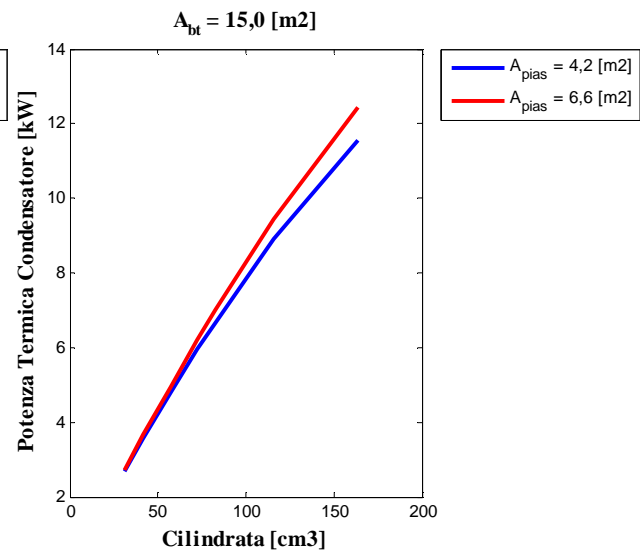


Figura 76 – Potenza condensatore in funzione della cilindrata

### 8.2.2 Prestazioni Impianto al variare dell'area degli scambiatori

Di seguito sono rappresentati i grafici che vengono fuori da un'analisi parametrica sulle aree degli scambiatori.

#### Compressore HEX40CC (31 cc)

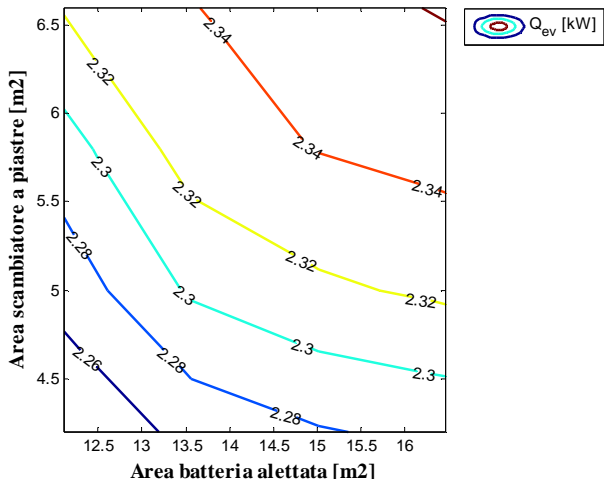


Figura 77 –Resa frigo - H75CC - Propano

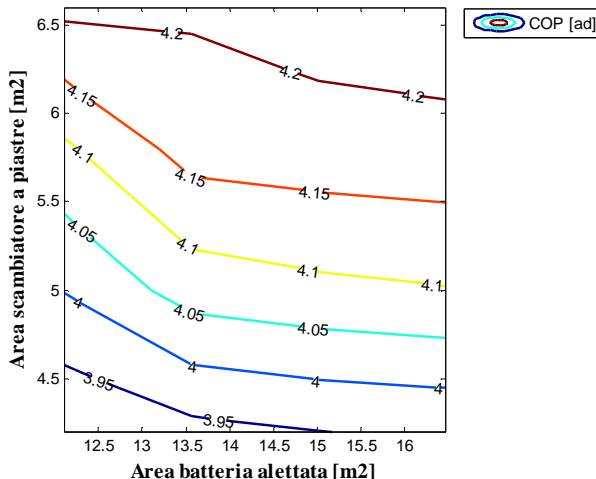


Figura 78 –COP - H75CC - Propano

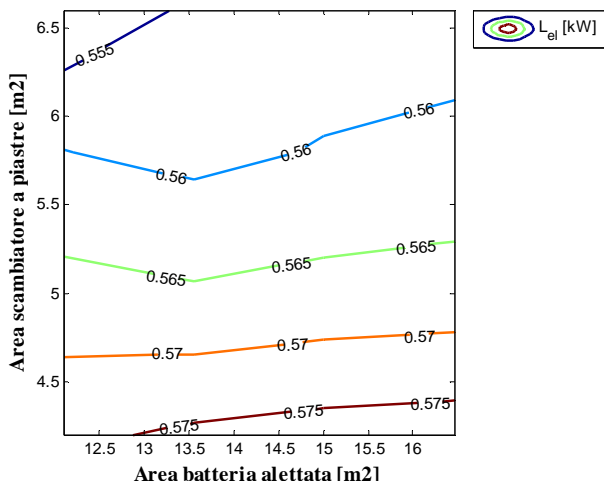


Figura 79 –Potenza elettrica- H75CC - Propano

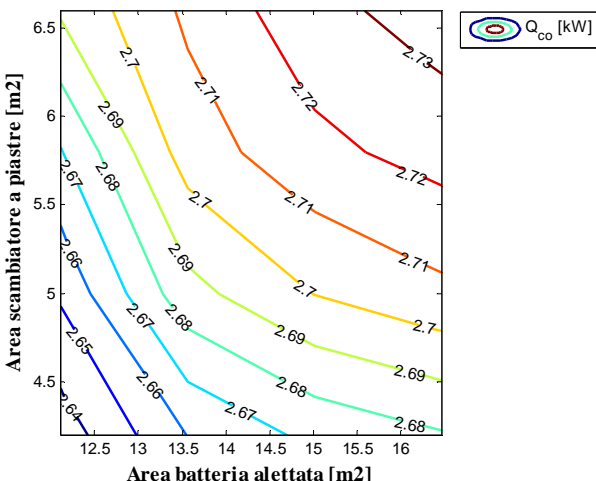


Figura 80 –Potenza termica condensatore - H75CC - Propano

**Compressore HEX75CC (41 cc)**

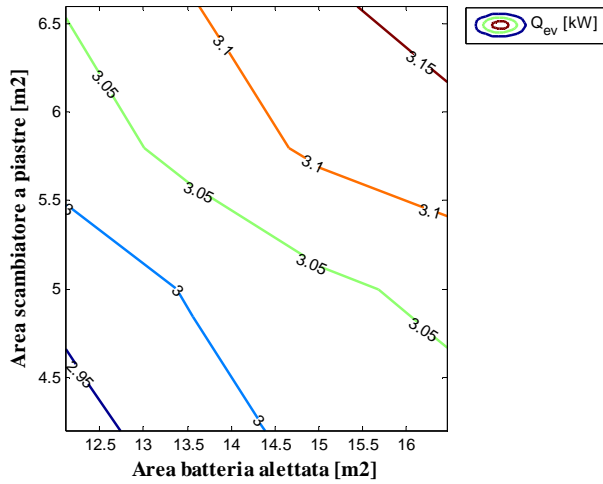


Figura 81 –Resa frigo- H100CC - Propano

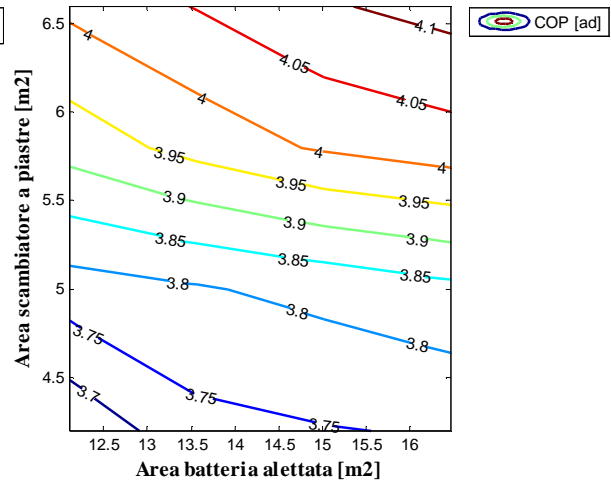


Figura 82–COP – H100CC - Propano

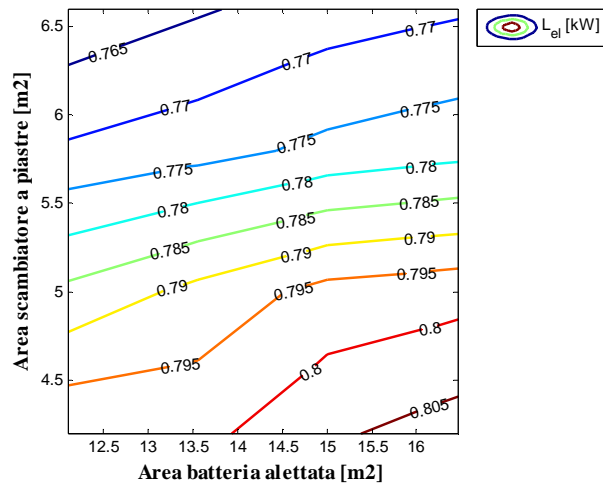


Figura 83–potenza elettrica- H100CC - Propano

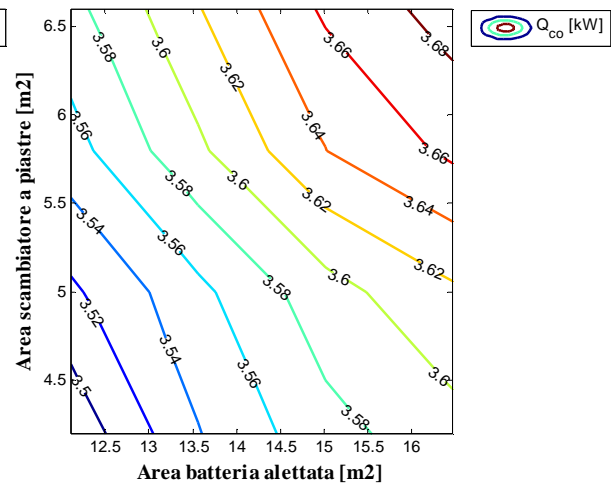


Figura 84– Potenza termica condensatore – H100CC - Propano

**Compressore HEX100CC (57 cc)**

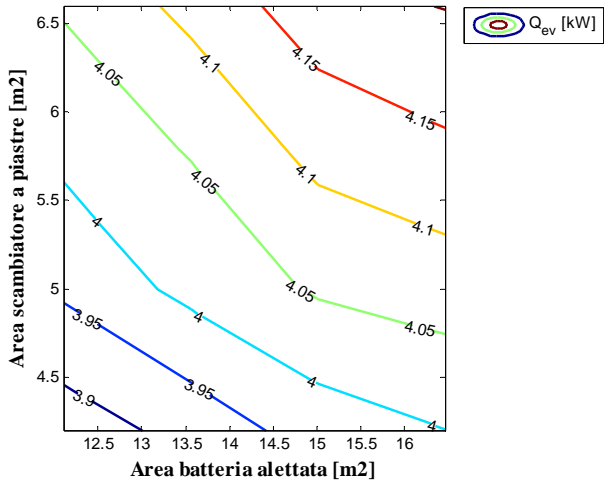


Figura 85 –Resa frigo- H150CC - Propano

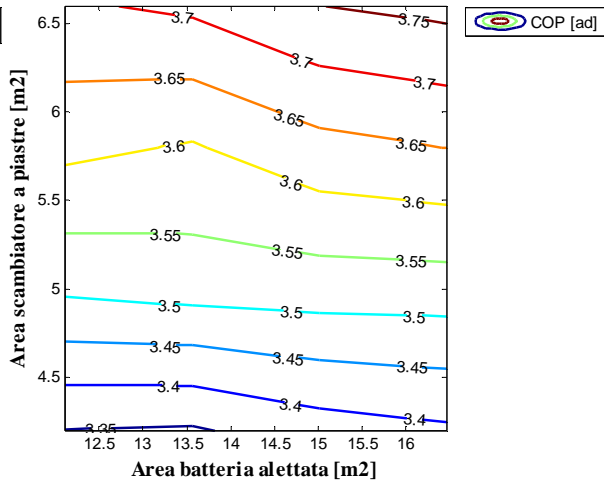


Figura 86 –COP – H150CC - Propano

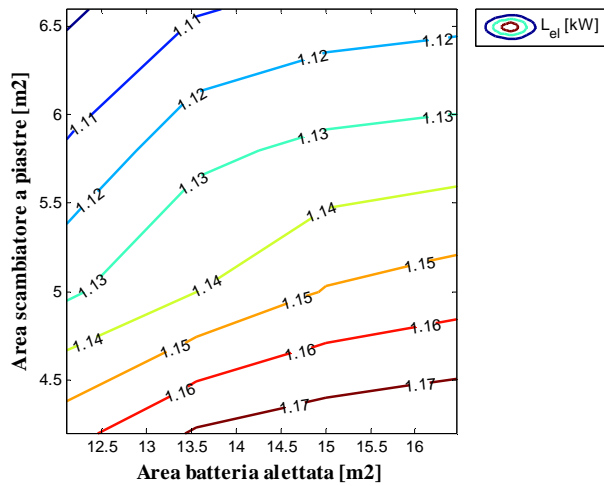


Figura 87 –potenza elettrica- H150CC - Propano

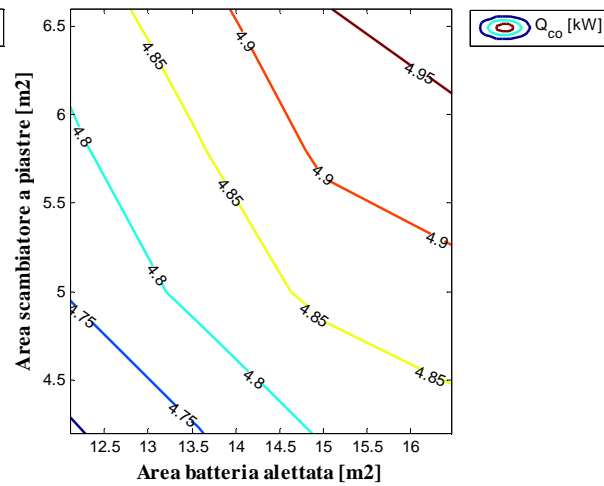


Figura 88– Potenza termica condensatore – H150CC - Propano

**Compressore HEX150CC (72 cc)**

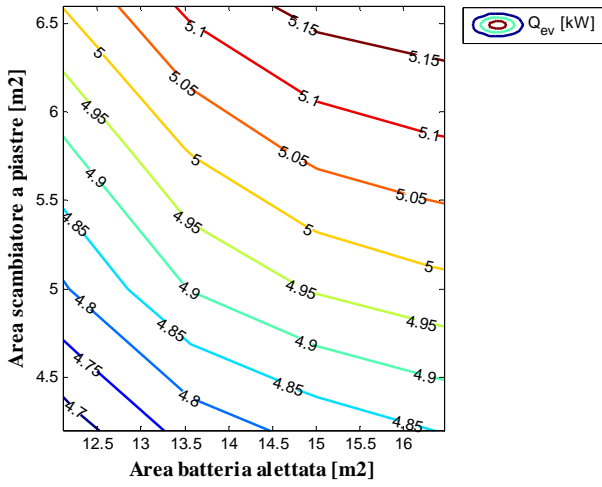


Figura 89–Resa frigo- H200CC - Propano

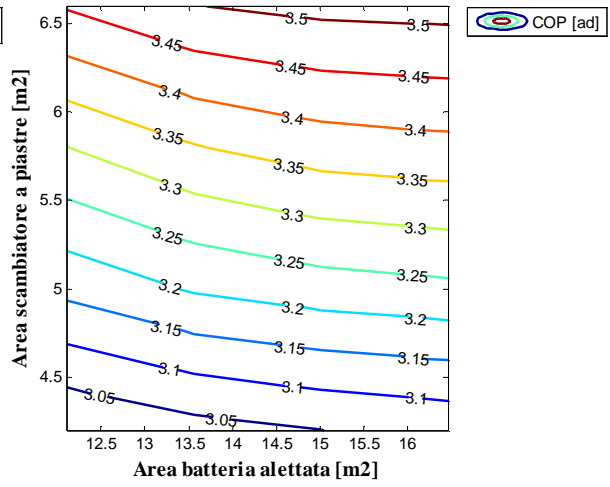


Figura 90–COP – H200CC - Propano

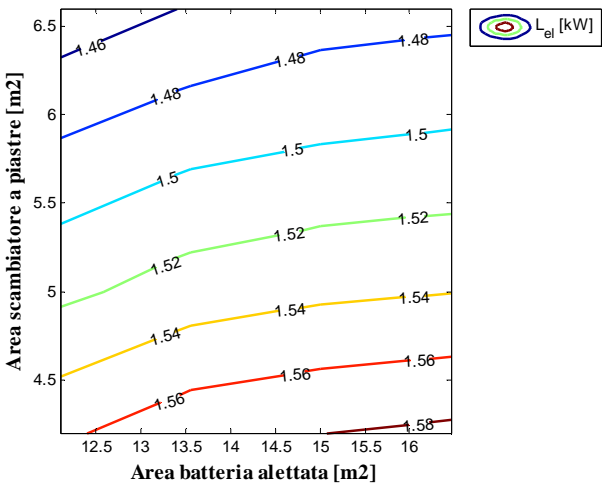


Figura 91 –potenza elettrica- H200CC - Propano

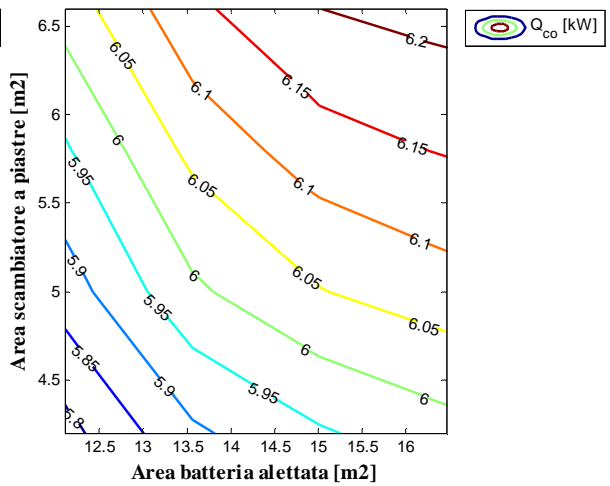


Figura 92 – Potenza termica condensatore – H200CC - Propano

**Compressore HEX180CC (83 cc)**

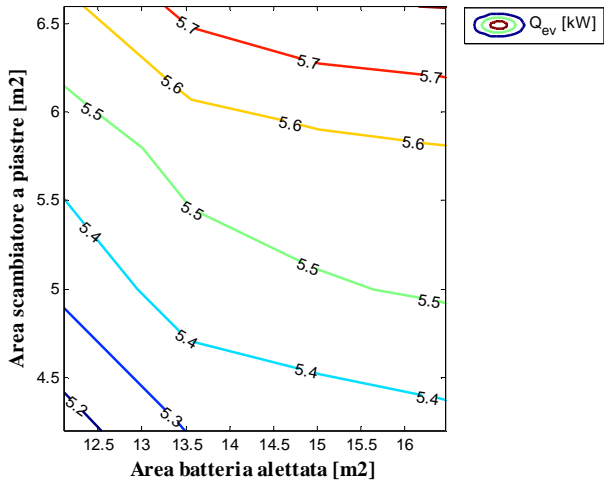


Figura 93-Resa frigo- H250CC - Propano

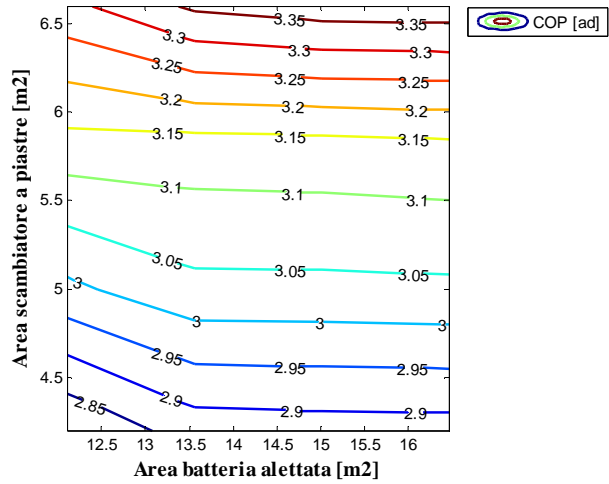


Figura 94-COP - H250CC - Propano

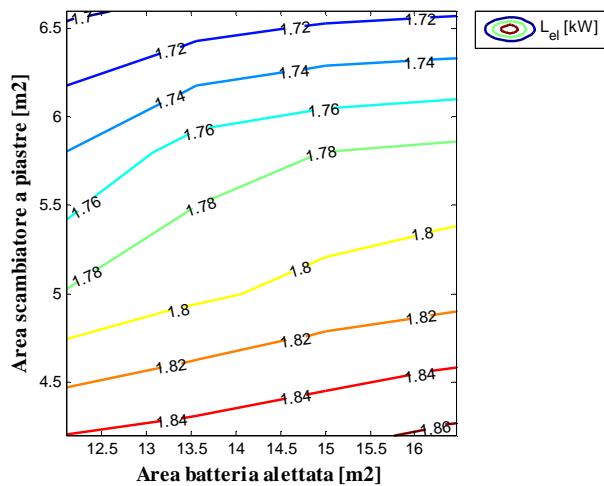


Figura 95 -potenza elettrica- H250CC - Propano

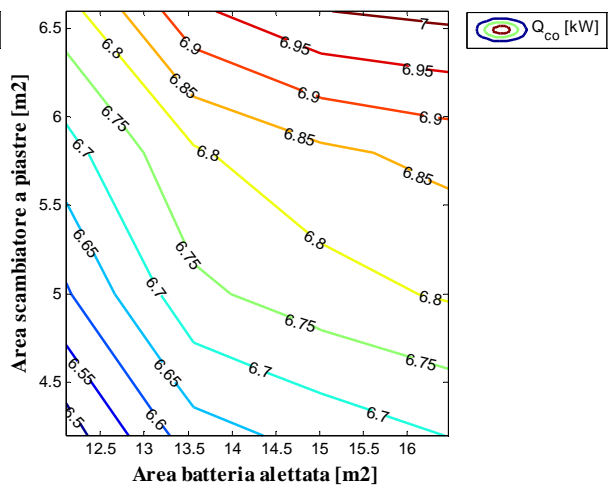


Figura 96 - Potenza termica condensatore - H250CC - Propano



**Compressore HEX250CC (116 cc)**

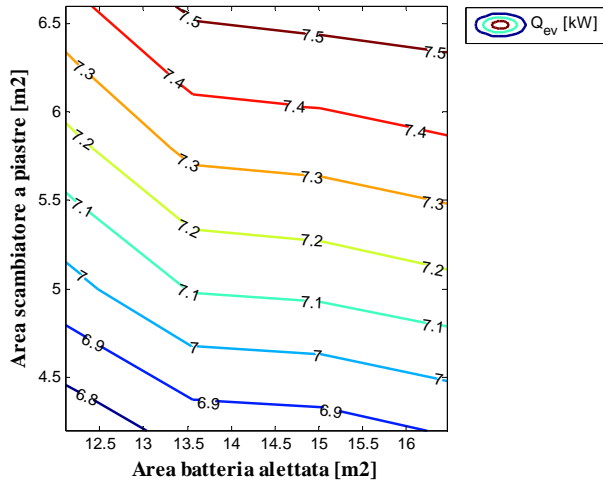


Figura 97—Resa frigo- H300CC - Propano

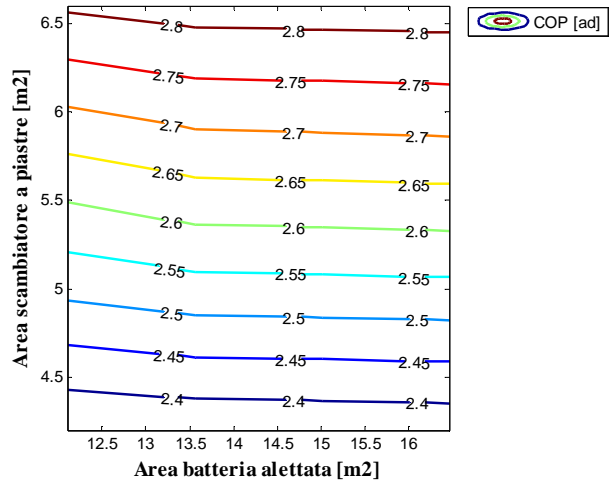


Figura 98—COP – H300CC - Propano

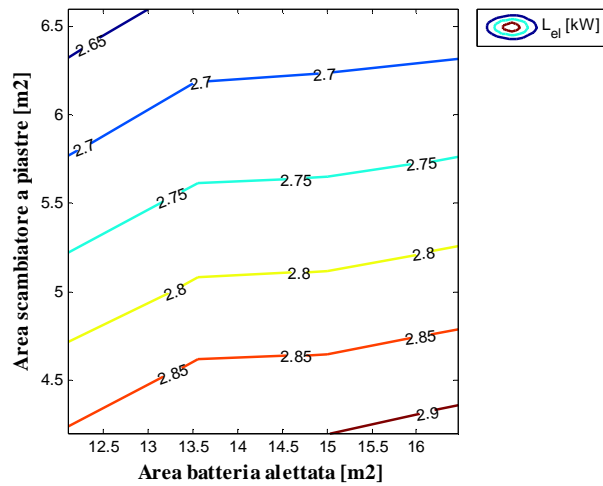


Figura 99—potenza elettrica- H300CC - Propano

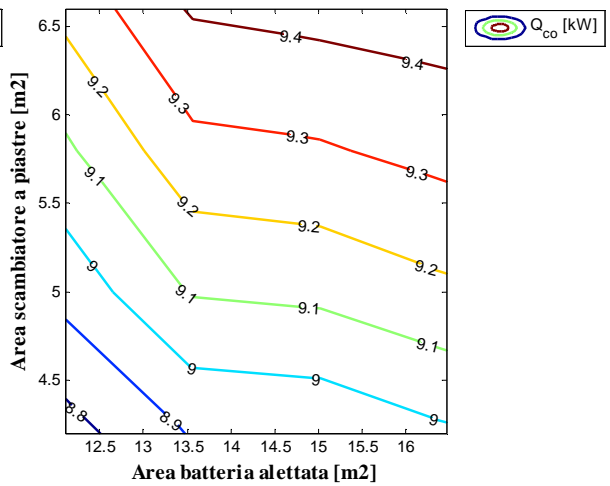


Figura 100 – Potenza termica condensatore – H300CC - Propano

**Compressore HEX300CC (164 cc)**

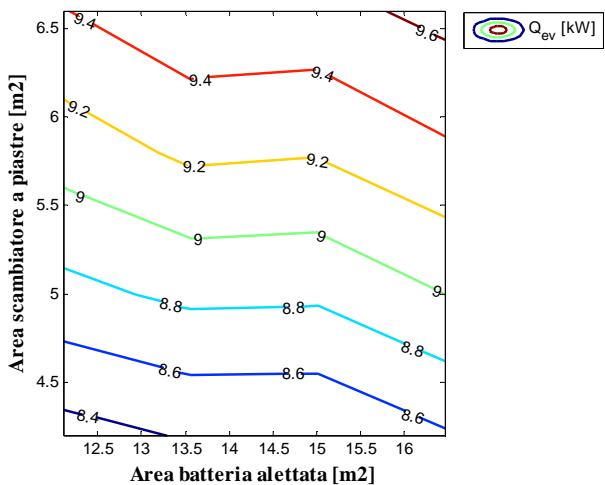


Figura 101 –Resa frigo- H350CC - Propano

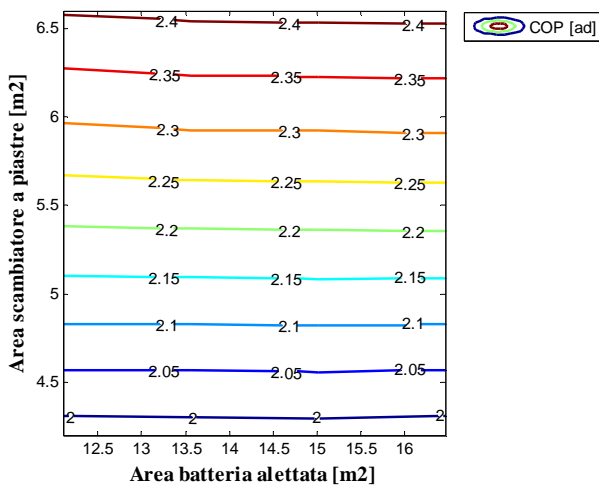


Figura 102–COP – H350CC - Propano

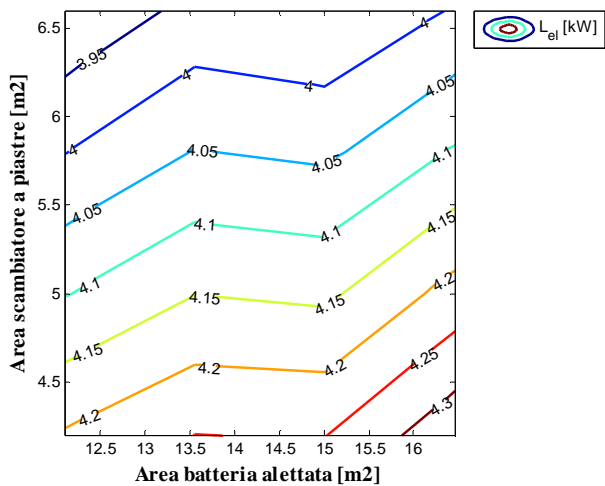


Figura 103 –potenza elettrica- H350CC - Propano

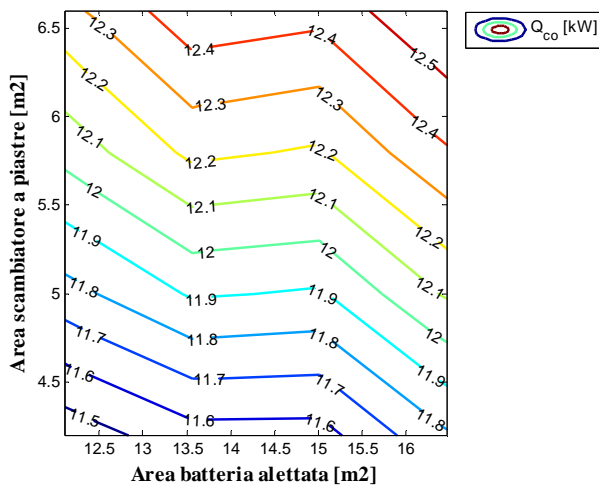


Figura 104 – Potenza termica condensatore – H350CC - Propano

### 8.3 Analisi Parametrica - Altri Fluidi.

Si riportano di seguito in forma tabellare i risultati ottenuti dall'analisi parametrica per i fluidi: R404A, R152a e R1234ze.

#### 8.3.1 Fluido: R404A

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 29 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,51	2,55	2,57	2,58
5,0 m <sup>2</sup>	2,55	2,58	2,61	2,63
5,8 m <sup>2</sup>	2,58	2,62	2,65	2,66
6,6 m <sup>2</sup>	2,60	2,65	2,68	2,70

COP [ad]				
Cilindrata: 29 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,12	3,16	3,18	3,19
5,0 m <sup>2</sup>	3,24	3,27	3,29	3,31
5,8 m <sup>2</sup>	3,33	3,38	3,40	3,42
6,6 m <sup>2</sup>	3,42	3,47	3,51	3,53

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 29 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	0,80	0,81	0,81	0,81
5,0 m <sup>2</sup>	0,79	0,79	0,79	0,79
5,8 m <sup>2</sup>	0,77	0,78	0,78	0,78
6,6 m <sup>2</sup>	0,76	0,76	0,76	0,76

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 29 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,99	3,03	3,06	3,07
5,0 m <sup>2</sup>	3,02	3,06	3,09	3,11
5,8 m <sup>2</sup>	3,04	3,09	3,11	3,13
6,6 m <sup>2</sup>	3,06	3,11	3,14	3,16

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 39 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,28	3,34	3,39	3,42
5,0 m <sup>2</sup>	3,33	3,40	3,45	3,49
5,8 m <sup>2</sup>	3,40	3,47	3,52	3,56
6,6 m <sup>2</sup>	3,46	3,52	3,57	3,60

COP [ad]				
Cilindrata: 39 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,77	2,80	2,82	2,83
5,0 m <sup>2</sup>	2,86	2,91	2,94	2,97
5,8 m <sup>2</sup>	2,98	3,04	3,07	3,09
6,6 m <sup>2</sup>	3,11	3,14	3,16	3,17

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 39 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	1,19	1,20	1,20	1,21
5,0 m <sup>2</sup>	1,17	1,17	1,17	1,18
5,8 m <sup>2</sup>	1,14	1,14	1,15	1,15
6,6 m <sup>2</sup>	1,11	1,12	1,13	1,13

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 39 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,99	4,05	4,10	4,13
5,0 m <sup>2</sup>	4,02	4,10	4,15	4,19
5,8 m <sup>2</sup>	4,07	4,15	4,20	4,24
6,6 m <sup>2</sup>	4,12	4,18	4,23	4,27

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 53 cm <sup>3</sup>				
A <sub>bt</sub> \ A <sub>ps</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	4,49	4,56	4,61	4,66
5,0 m <sup>2</sup>	4,58	4,67	4,74	4,79
5,8 m <sup>2</sup>	4,68	4,78	4,84	4,89
6,6 m <sup>2</sup>	4,77	4,85	4,90	4,95

COP [ad]				
Cilindrata: 53 cm <sup>3</sup>				
A <sub>bt</sub> \ A <sub>ps</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,41	2,42	2,43	2,44
5,0 m <sup>2</sup>	2,52	2,55	2,58	2,60
5,8 m <sup>2</sup>	2,65	2,69	2,72	2,72
6,6 m <sup>2</sup>	2,77	2,79	2,80	2,81

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 53 cm <sup>3</sup>				
A <sub>bt</sub> \ A <sub>ps</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	1,86	1,88	1,90	1,91
5,0 m <sup>2</sup>	1,82	1,83	1,84	1,84
5,8 m <sup>2</sup>	1,76	1,77	1,78	1,79
6,6 m <sup>2</sup>	1,72	1,74	1,75	1,76

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 53 cm <sup>3</sup>				
A <sub>bt</sub> \ A <sub>ps</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	5,62	5,71	5,77	5,82
5,0 m <sup>2</sup>	5,68	5,78	5,85	5,90
5,8 m <sup>2</sup>	5,75	5,85	5,92	5,97
6,6 m <sup>2</sup>	5,80	5,89	5,96	6,01

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 70 cm <sup>3</sup>				
A <sub>bt</sub> \ A <sub>ps</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	5,24	5,24	5,32	5,40
5,0 m <sup>2</sup>	5,33	5,43	5,51	5,56
5,8 m <sup>2</sup>	5,46	5,55	5,61	5,67
6,6 m <sup>2</sup>	5,57	5,70	5,80	5,86

COP [ad]				
Cilindrata: 70 cm <sup>3</sup>				
A <sub>bt</sub> \ A <sub>ps</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,31	2,26	2,28	2,31
5,0 m <sup>2</sup>	2,39	2,41	2,43	2,43
5,8 m <sup>2</sup>	2,50	2,51	2,52	2,53
6,6 m <sup>2</sup>	2,60	2,65	2,68	2,70

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 70 cm <sup>3</sup>				
A <sub>bt</sub> \ A <sub>ps</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,26	2,32	2,33	2,34
5,0 m <sup>2</sup>	2,23	2,25	2,27	2,28
5,8 m <sup>2</sup>	2,18	2,21	2,23	2,24
6,6 m <sup>2</sup>	2,14	2,15	2,16	2,17

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 70 cm <sup>3</sup>				
A <sub>bt</sub> \ A <sub>ps</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	6,65	6,70	6,78	6,86
5,0 m <sup>2</sup>	6,73	6,84	6,93	6,99
5,8 m <sup>2</sup>	6,83	6,93	7,01	7,07
6,6 m <sup>2</sup>	6,91	7,05	7,15	7,22

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 89 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	6,23	6,48	6,67	6,72
5,0 m <sup>2</sup>	6,33	6,41	6,48	6,50
5,8 m <sup>2</sup>	6,52	6,68	6,78	6,81
6,6 m <sup>2</sup>	6,72	6,83	6,91	6,94

COP [ad]				
Cilindrata: 89 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,07	2,16	2,23	2,25
5,0 m <sup>2</sup>	2,13	2,12	2,12	2,12
5,8 m <sup>2</sup>	2,24	2,27	2,29	2,30
6,6 m <sup>2</sup>	2,36	2,37	2,37	2,38

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 89 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,01	3,00	2,99	2,99
5,0 m <sup>2</sup>	2,98	3,02	3,05	3,06
5,8 m <sup>2</sup>	2,91	2,94	2,96	2,96
6,6 m <sup>2</sup>	2,84	2,88	2,91	2,92

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 89 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	8,15	8,39	8,57	8,63
5,0 m <sup>2</sup>	8,23	8,34	8,42	8,45
5,8 m <sup>2</sup>	8,38	8,55	8,66	8,69
6,6 m <sup>2</sup>	8,53	8,66	8,76	8,80

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 115 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	7,12	7,23	7,30	7,32
5,0 m <sup>2</sup>	7,48	7,60	7,68	7,71
5,8 m <sup>2</sup>	7,79	7,91	8,01	8,05
6,6 m <sup>2</sup>	8,04	8,19	8,30	8,35

COP [ad]				
Cilindrata: 115 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	1,71	1,71	1,71	1,72
5,0 m <sup>2</sup>	1,84	1,84	1,85	1,85
5,8 m <sup>2</sup>	1,96	1,96	1,97	1,97
6,6 m <sup>2</sup>	2,06	2,07	2,08	2,08

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 115 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	4,16	4,22	4,26	4,27
5,0 m <sup>2</sup>	4,06	4,12	4,16	4,17
5,8 m <sup>2</sup>	3,98	4,03	4,07	4,09
6,6 m <sup>2</sup>	3,90	3,95	3,99	4,01

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 115 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	9,78	9,92	10,02	10,05
5,0 m <sup>2</sup>	10,07	10,22	10,33	10,37
5,8 m <sup>2</sup>	10,31	10,47	10,60	10,64
6,6 m <sup>2</sup>	10,52	10,69	10,83	10,88

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 156 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	8,33	8,44	8,51	8,48
5,0 m <sup>2</sup>	8,84	8,96	9,05	9,03
5,8 m <sup>2</sup>	9,30	9,44	9,53	9,51
6,6 m <sup>2</sup>	9,70	9,86	9,97	9,95

COP [ad]				
Cilindrata: 156 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	1,48	1,48	1,48	1,48
5,0 m <sup>2</sup>	1,60	1,60	1,60	1,60
5,8 m <sup>2</sup>	1,71	1,71	1,71	1,71
6,6 m <sup>2</sup>	1,82	1,82	1,82	1,82

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 156 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	5,63	5,71	5,77	5,74
5,0 m <sup>2</sup>	5,53	5,61	5,66	5,65
5,8 m <sup>2</sup>	5,43	5,51	5,57	5,55
6,6 m <sup>2</sup>	5,34	5,42	5,47	5,46

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 156 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	12,15	12,31	12,42	12,38
5,0 m <sup>2</sup>	12,58	12,76	12,88	12,84
5,8 m <sup>2</sup>	12,96	13,15	13,28	13,25
6,6 m <sup>2</sup>	13,30	13,50	13,64	13,62

8.3.2 Fluido: R152a

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 43 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,16	2,19	2,20	2,20
5,0 m <sup>2</sup>	2,18	2,21	2,22	2,23
5,8 m <sup>2</sup>	2,22	2,23	2,24	2,25
6,6 m <sup>2</sup>	2,23	2,26	2,27	2,28

COP [ad]				
Cilindrata: 43 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,49	3,54	3,54	3,55
5,0 m <sup>2</sup>	3,59	3,64	3,64	3,63
5,8 m <sup>2</sup>	3,72	3,71	3,73	3,73
6,6 m <sup>2</sup>	3,77	3,84	3,85	3,86

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 43 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	0,62	0,62	0,62	0,62
5,0 m <sup>2</sup>	0,61	0,61	0,61	0,61
5,8 m <sup>2</sup>	0,60	0,60	0,60	0,60
6,6 m <sup>2</sup>	0,59	0,59	0,59	0,59

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 43 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,53	2,55	2,56	2,57
5,0 m <sup>2</sup>	2,54	2,57	2,58	2,58
5,8 m <sup>2</sup>	2,56	2,58	2,60	2,60
6,6 m <sup>2</sup>	2,57	2,60	2,62	2,62

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 59 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,98	3,03	3,06	3,08
5,0 m <sup>2</sup>	3,02	3,07	3,11	3,14
5,8 m <sup>2</sup>	3,06	3,12	3,16	3,18
6,6 m <sup>2</sup>	3,09	3,15	3,19	3,21

COP [ad]				
Cilindrata: 59 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,14	3,15	3,16	3,17
5,0 m <sup>2</sup>	3,24	3,27	3,30	3,32
5,8 m <sup>2</sup>	3,35	3,40	3,42	3,43
6,6 m <sup>2</sup>	3,43	3,48	3,51	3,52

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 59 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	0,95	0,96	0,97	0,97
5,0 m <sup>2</sup>	0,93	0,94	0,94	0,95
5,8 m <sup>2</sup>	0,91	0,92	0,92	0,93
6,6 m <sup>2</sup>	0,90	0,90	0,91	0,91

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 59 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,53	3,58	3,61	3,64
5,0 m <sup>2</sup>	3,55	3,61	3,65	3,68
5,8 m <sup>2</sup>	3,58	3,64	3,68	3,70
6,6 m <sup>2</sup>	3,59	3,66	3,70	3,73

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 63 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,35	3,39	3,43	3,47
5,0 m <sup>2</sup>	3,38	3,44	3,49	3,53
5,8 m <sup>2</sup>	3,42	3,48	3,53	3,56
6,6 m <sup>2</sup>	3,45	3,52	3,56	3,59

COP [ad]				
Cilindrata: 63 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,12	3,13	3,13	3,14
5,0 m <sup>2</sup>	3,23	3,28	3,32	3,34
5,8 m <sup>2</sup>	3,37	3,42	3,46	3,47
6,6 m <sup>2</sup>	3,49	3,55	3,58	3,59

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 63 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	1,07	1,09	1,10	1,10
5,0 m <sup>2</sup>	1,05	1,05	1,05	1,06
5,8 m <sup>2</sup>	1,02	1,02	1,02	1,02
6,6 m <sup>2</sup>	0,99	0,99	1,00	1,00

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 63 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,99	4,04	4,08	4,12
5,0 m <sup>2</sup>	4,00	4,06	4,11	4,16
5,8 m <sup>2</sup>	4,02	4,09	4,13	4,17
6,6 m <sup>2</sup>	4,04	4,10	4,15	4,18

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 87 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	4,31	4,39	4,45	4,50
5,0 m <sup>2</sup>	4,39	4,47	4,54	4,59
5,8 m <sup>2</sup>	4,45	4,54	4,59	4,63
6,6 m <sup>2</sup>	4,50	4,59	4,65	4,69

COP [ad]				
Cilindrata: 87 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,97	3,00	3,01	3,02
5,0 m <sup>2</sup>	3,13	3,17	3,18	3,18
5,8 m <sup>2</sup>	3,28	3,31	3,32	3,33
6,6 m <sup>2</sup>	3,39	3,44	3,45	3,46

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 87 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	1,45	1,46	1,48	1,49
5,0 m <sup>2</sup>	1,40	1,41	1,43	1,44
5,8 m <sup>2</sup>	1,36	1,37	1,38	1,39
6,6 m <sup>2</sup>	1,33	1,34	1,35	1,36

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 87 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	5,23	5,31	5,39	5,45
5,0 m <sup>2</sup>	5,28	5,36	5,44	5,50
5,8 m <sup>2</sup>	5,31	5,40	5,46	5,51
6,6 m <sup>2</sup>	5,34	5,44	5,50	5,54

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 118 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	5,44	5,53	5,63	5,65
5,0 m <sup>2</sup>	5,59	5,69	5,80	5,85
5,8 m <sup>2</sup>	5,72	5,81	5,87	5,95
6,6 m <sup>2</sup>	5,81	5,91	5,97	6,04

COP [ad]				
Cilindrata: 118 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,61	2,63	2,65	2,66
5,0 m <sup>2</sup>	2,81	2,83	2,86	2,87
5,8 m <sup>2</sup>	2,98	2,98	2,98	3,00
6,6 m <sup>2</sup>	3,11	3,11	3,11	3,13

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 118 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,08	2,10	2,12	2,13
5,0 m <sup>2</sup>	1,99	2,01	2,03	2,04
5,8 m <sup>2</sup>	1,92	1,95	1,97	1,98
6,6 m <sup>2</sup>	1,87	1,90	1,92	1,93

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 118 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	6,77	6,89	7,00	7,03
5,0 m <sup>2</sup>	6,88	6,99	7,12	7,16
5,8 m <sup>2</sup>	6,96	7,07	7,14	7,22
6,6 m <sup>2</sup>	7,02	7,13	7,21	7,28



RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 155 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1 m <sup>2</sup>	13,6 m <sup>2</sup>	15,0 m <sup>2</sup>	16,5 m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	6,48	6,59	6,71	6,63
5,0 m <sup>2</sup>	6,69	6,80	6,91	6,87
5,8 m <sup>2</sup>	6,89	7,00	7,06	7,13
6,6 m <sup>2</sup>	7,04	7,14	7,21	7,31

COP [ad]				
Cilindrata: 155 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1 m <sup>2</sup>	13,6 m <sup>2</sup>	15,0 m <sup>2</sup>	16,5 m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,31	2,32	2,34	2,33
5,0 m <sup>2</sup>	2,47	2,47	2,48	2,48
5,8 m <sup>2</sup>	2,62	2,63	2,62	2,62
6,6 m <sup>2</sup>	2,75	2,74	2,74	2,76

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 155 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1 m <sup>2</sup>	13,6 m <sup>2</sup>	15,0 m <sup>2</sup>	16,5 m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,80	2,84	2,87	2,85
5,0 m <sup>2</sup>	2,71	2,75	2,79	2,77
5,8 m <sup>2</sup>	2,62	2,66	2,69	2,72
6,6 m <sup>2</sup>	2,56	2,60	2,63	2,65

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 155 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1 m <sup>2</sup>	13,6 m <sup>2</sup>	15,0 m <sup>2</sup>	16,5 m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	8,23	8,38	8,51	8,42
5,0 m <sup>2</sup>	8,40	8,54	8,67	8,61
5,8 m <sup>2</sup>	8,55	8,68	8,77	8,86
6,6 m <sup>2</sup>	8,66	8,78	8,88	8,99

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 171 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1 m <sup>2</sup>	13,6 m <sup>2</sup>	15,0 m <sup>2</sup>	16,5 m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	6,95	7,08	7,18	7,03
5,0 m <sup>2</sup>	7,20	7,33	7,44	7,33
5,8 m <sup>2</sup>	7,41	7,54	7,62	7,68
6,6 m <sup>2</sup>	7,60	7,72	7,80	7,88

COP [ad]				
Cilindrata: 171 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1 m <sup>2</sup>	13,6 m <sup>2</sup>	15,0 m <sup>2</sup>	16,5 m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,27	2,28	2,29	2,28
5,0 m <sup>2</sup>	2,43	2,44	2,44	2,44
5,8 m <sup>2</sup>	2,58	2,58	2,58	2,58
6,6 m <sup>2</sup>	2,71	2,71	2,71	2,71

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 171 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1 m <sup>2</sup>	13,6 m <sup>2</sup>	15,0 m <sup>2</sup>	16,5 m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,06	3,10	3,14	3,08
5,0 m <sup>2</sup>	2,96	3,01	3,04	3,01
5,8 m <sup>2</sup>	2,88	2,92	2,95	2,98
6,6 m <sup>2</sup>	2,80	2,85	2,88	2,91

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 171 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1 m <sup>2</sup>	13,6 m <sup>2</sup>	15,0 m <sup>2</sup>	16,5 m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	8,93	9,10	9,22	9,03
5,0 m <sup>2</sup>	9,14	9,29	9,43	9,28
5,8 m <sup>2</sup>	9,30	9,45	9,54	9,63
6,6 m <sup>2</sup>	9,44	9,59	9,68	9,78

8.3.3 Fluido: R1234ze

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 43 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	1,74	1,75	1,76	1,76
5,0 m <sup>2</sup>	1,77	1,77	1,78	1,78
5,8 m <sup>2</sup>	1,78	1,80	1,80	1,81
6,6 m <sup>2</sup>	1,79	1,80	1,81	1,81

COP [ad]				
Cilindrata: 43 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,67	3,68	3,68	3,68
5,0 m <sup>2</sup>	3,78	3,76	3,77	3,77
5,8 m <sup>2</sup>	3,84	3,87	3,88	3,88
6,6 m <sup>2</sup>	3,88	3,90	3,91	3,92

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 43 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	0,48	0,48	0,48	0,48
5,0 m <sup>2</sup>	0,47	0,47	0,47	0,47
5,8 m <sup>2</sup>	0,46	0,46	0,46	0,47
6,6 m <sup>2</sup>	0,46	0,46	0,46	0,46

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 43 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,02	2,04	2,04	2,04
5,0 m <sup>2</sup>	2,04	2,05	2,06	2,06
5,8 m <sup>2</sup>	2,05	2,07	2,08	2,08
6,6 m <sup>2</sup>	2,06	2,07	2,08	2,08

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 59 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,41	2,44	2,46	2,47
5,0 m <sup>2</sup>	2,45	2,49	2,51	2,52
5,8 m <sup>2</sup>	2,47	2,51	2,53	2,54
6,6 m <sup>2</sup>	2,50	2,54	2,56	2,58

COP [ad]				
Cilindrata: 59 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,28	3,31	3,32	3,33
5,0 m <sup>2</sup>	3,42	3,45	3,46	3,47
5,8 m <sup>2</sup>	3,47	3,52	3,53	3,53
6,6 m <sup>2</sup>	3,57	3,61	3,63	3,64

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 59 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	0,73	0,74	0,74	0,74
5,0 m <sup>2</sup>	0,72	0,72	0,72	0,73
5,8 m <sup>2</sup>	0,71	0,71	0,72	0,72
6,6 m <sup>2</sup>	0,70	0,70	0,71	0,71

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 59 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,83	2,86	2,89	2,90
5,0 m <sup>2</sup>	2,86	2,90	2,92	2,93
5,8 m <sup>2</sup>	2,87	2,91	2,94	2,95
6,6 m <sup>2</sup>	2,90	2,94	2,96	2,98

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 63 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,72	2,76	2,79	2,81
5,0 m <sup>2</sup>	2,75	2,80	2,83	2,85
5,8 m <sup>2</sup>	2,79	2,84	2,87	2,89
6,6 m <sup>2</sup>	2,81	2,85	2,88	2,90

COP [ad]				
Cilindrata: 63 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,31	3,32	3,34	3,36
5,0 m <sup>2</sup>	3,40	3,45	3,48	3,50
5,8 m <sup>2</sup>	3,57	3,61	3,63	3,65
6,6 m <sup>2</sup>	3,64	3,67	3,69	3,71

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 63 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	0,82	0,83	0,83	0,84
5,0 m <sup>2</sup>	0,81	0,81	0,81	0,81
5,8 m <sup>2</sup>	0,78	0,79	0,79	0,79
6,6 m <sup>2</sup>	0,77	0,78	0,78	0,78

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 63 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,21	3,25	3,28	3,30
5,0 m <sup>2</sup>	3,23	3,28	3,31	3,33
5,8 m <sup>2</sup>	3,25	3,30	3,33	3,35
6,6 m <sup>2</sup>	3,26	3,31	3,34	3,36

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 87 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,52	3,57	3,61	3,65
5,0 m <sup>2</sup>	3,58	3,63	3,67	3,71
5,8 m <sup>2</sup>	3,63	3,69	3,74	3,79
6,6 m <sup>2</sup>	3,68	3,75	3,79	3,84

COP [ad]				
Cilindrata: 87 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	3,19	3,22	3,23	3,24
5,0 m <sup>2</sup>	3,34	3,36	3,37	3,38
5,8 m <sup>2</sup>	3,45	3,49	3,52	3,56
6,6 m <sup>2</sup>	3,58	3,64	3,67	3,69

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 87 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	1,10	1,11	1,12	1,13
5,0 m <sup>2</sup>	1,07	1,08	1,09	1,10
5,8 m <sup>2</sup>	1,05	1,06	1,06	1,06
6,6 m <sup>2</sup>	1,03	1,03	1,04	1,04

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 87 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	4,21	4,28	4,32	4,36
5,0 m <sup>2</sup>	4,26	4,32	4,36	4,41
5,8 m <sup>2</sup>	4,29	4,35	4,40	4,46
6,6 m <sup>2</sup>	4,32	4,39	4,45	4,49

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 118 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	4,46	4,52	4,57	4,62
5,0 m <sup>2</sup>	4,57	4,64	4,69	4,75
5,8 m <sup>2</sup>	4,68	4,74	4,81	4,87
6,6 m <sup>2</sup>	4,75	4,80	4,87	4,94

COP [ad]				
Cilindrata: 118 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,88	2,88	2,88	2,88
5,0 m <sup>2</sup>	3,04	3,04	3,06	3,07
5,8 m <sup>2</sup>	3,20	3,21	3,23	3,23
6,6 m <sup>2</sup>	3,31	3,31	3,32	3,34

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 118 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	1,55	1,57	1,59	1,60
5,0 m <sup>2</sup>	1,50	1,52	1,54	1,55
5,8 m <sup>2</sup>	1,46	1,48	1,49	1,51
6,6 m <sup>2</sup>	1,44	1,45	1,46	1,48

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 118 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	5,46	5,53	5,59	5,65
5,0 m <sup>2</sup>	5,54	5,62	5,68	5,75
5,8 m <sup>2</sup>	5,62	5,69	5,76	5,84
6,6 m <sup>2</sup>	5,67	5,73	5,81	5,89

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 155 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	5,28	5,36	5,42	5,46
5,0 m <sup>2</sup>	5,45	5,55	5,61	5,66
5,8 m <sup>2</sup>	5,62	5,69	5,78	5,85
6,6 m <sup>2</sup>	5,73	5,80	5,90	6,00

COP [ad]				
Cilindrata: 155 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,54	2,55	2,55	2,55
5,0 m <sup>2</sup>	2,70	2,72	2,72	2,72
5,8 m <sup>2</sup>	2,85	2,86	2,86	2,86
6,6 m <sup>2</sup>	2,97	2,97	2,98	3,00

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 155 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,08	2,10	2,12	2,14
5,0 m <sup>2</sup>	2,02	2,04	2,06	2,08
5,8 m <sup>2</sup>	1,97	1,99	2,02	2,04
6,6 m <sup>2</sup>	1,93	1,95	1,98	2,00

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 155 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	6,59	6,68	6,76	6,81
5,0 m <sup>2</sup>	6,74	6,84	6,92	6,98
5,8 m <sup>2</sup>	6,87	6,95	7,05	7,15
6,6 m <sup>2</sup>	6,96	7,03	7,15	7,27

RESA FRIGO [kW]				
Cilindrata: 171 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	5,66	5,74	5,80	5,83
5,0 m <sup>2</sup>	5,86	5,95	6,03	6,07
5,8 m <sup>2</sup>	6,04	6,12	6,24	6,32
6,6 m <sup>2</sup>	6,20	6,27	6,39	6,48

COP [ad]				
Cilindrata: 171 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,50	2,51	2,51	2,51
5,0 m <sup>2</sup>	2,65	2,67	2,68	2,68
5,8 m <sup>2</sup>	2,80	2,81	2,82	2,82
6,6 m <sup>2</sup>	2,93	2,94	2,94	2,95

POTENZA ELETTRICA [kW]				
Cilindrata: 171 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	2,26	2,29	2,31	2,33
5,0 m <sup>2</sup>	2,21	2,23	2,25	2,27
5,8 m <sup>2</sup>	2,16	2,18	2,21	2,24
6,6 m <sup>2</sup>	2,11	2,13	2,17	2,20

POTENZA TERMICA COND. [kW]				
Cilindrata: 171 cm <sup>3</sup>				
A <sub>ps</sub> \ A <sub>bt</sub>	12,1m <sup>2</sup>	13,6m <sup>2</sup>	15,0m <sup>2</sup>	16,5m <sup>2</sup>
4,2 m <sup>2</sup>	7,14	7,23	7,31	7,35
5,0 m <sup>2</sup>	7,30	7,41	7,50	7,55
5,8 m <sup>2</sup>	7,45	7,54	7,68	7,78
6,6 m <sup>2</sup>	7,58	7,67	7,80	7,91

#### 8.4 Scelta dell'Impianto – Altri fluidi

Per completezza, si riporta il risultato del dimensionamento dei banchi prova per i fluidi: R404A, R152a e R1234ze, qualora si volesse procedere ad una scelta ex-novo dei componenti da utilizzare per il banco prova.

Le condizioni di riferimento sono in configurazione macchina frigo:

- Resa Frigo  $\geq 3$  kW
- Temperature ambiente = 30 °C
- Temperatura acqua in uscita dal condensatore = 7°C

8.4.1 R404A

- Compressore H75CC(Cilindrata = 39 cc)
- Geometria scambiatore a piastre:

H <sub>p</sub> [cm]	B <sub>p</sub> [cm]	P <sub>p</sub> [mm]	N <sub>p</sub> [-]	A <sub>tot</sub> [m <sup>2</sup> ]
52	20	1	55	7,0

- Geometria batteria alettata:

L <sub>bt</sub> [cm]	P <sub>t</sub> [mm]	P <sub>r</sub> [mm]	N <sub>t</sub> [-]	N <sub>r</sub> [-]	N <sub>al</sub> [-]	s <sub>al</sub> [mm]	r <sub>e</sub> [mm]	r <sub>i</sub> [mm]	A <sub>tot</sub> [m <sup>2</sup> ]
75	40	35	8	6	114	0.13	6	5	16,4

- Geometria Rigeneratore (scambiatore a piastre):

H <sub>p</sub> [cm]	B <sub>p</sub> [cm]	P <sub>p</sub> [mm]	N <sub>p</sub> [-]
48	20	3	8

Performance (di progetto)	Macchina Frigo	Pompa di Calore
Q <sub>ev</sub> [kW]	3,65	3,17
L <sub>el</sub> [kW]	1,12	0,88
Q <sub>co</sub> [kW]	4,31	3,69
COP [-]	3,26	4,20
Q <sub>rig</sub> [kW]	0,41	0,29
m <sub>f.t.,co</sub> [kg/s]	0,5	0,15
m <sub>f.t.,ev</sub> [kg/s]	0,15	0,5
m <sub>ref</sub> [kg/s]	0,029	0,023
T <sub>co</sub> [°C]	41,0	30,7
T <sub>ev</sub> [°C]	5,7	-1,8
T <sub>2</sub> [°C]	65,2	54,1
T <sub>in,cond</sub> [°C]	30	24,1
T <sub>out,cond</sub> [°C]	38,6	30
T <sub>in,ev</sub> [°C]	12,8	7
T <sub>out,ev</sub> [°C]	7	0,7

#### 8.4.2 R152a

- Compressore H150CC (Cilindrata = 63 cc)
- Geometria scambiatore a piastre:

$H_p$ [cm]	$B_p$ [cm]	$P_p$ [mm]	$N_p$ [-]	$A_{tot}$ [m <sup>2</sup> ]
74	19	1	45	6,2

- Geometria batteria alettata:

$L_{bt}$ [cm]	$P_t$ [mm]	$P_r$ [mm]	$N_t$ [-]	$N_r$ [-]	$N_{al}$ [-]	$s_{al}$ [mm]	$r_e$ [mm]	$r_i$ [mm]	$A_{tot}$ [m <sup>2</sup> ]
71	40	35	8	6	108	0.13	6	5	15,6

- Geometria Rigeneratore (scambiatore a piastre):

$H_p$ [cm]	$B_p$ [cm]	$P_p$ [mm]	$N_p$ [-]
48	20	3	8

Performance (di progetto)	Macchina Frigo	Pompa di Calore
$Q_{ev}$ [kW]	3,57	2,93
$L_{el}$ [kW]	0,99	0,77
$Q_{co}$ [kW]	4,15	3,38
COP [-]	3,59	4,41
$Q_{rig}$ [kW]	0,25	0,18
$m_{f.t.,co}$ [kg/s]	0,5	0,15
$m_{f.t.,ev}$ [kg/s]	0,15	0,5
$m_{ref}$ [kg/s]	0,014	0,011
$T_{co}$ [°C]	41,2	31,5
$T_{ev}$ [°C]	5,6	-1,7
$T_2$ [°C]	76,5	66,6
$T_{in,cond}$ [°C]	30	24,6
$T_{out,cond}$ [°C]	38,2	30
$T_{in,ev}$ [°C]	12,7	7
$T_{out,ev}$ [°C]	7	1,2

8.4.3 R1234ze

- Compressore H200CC (Cilindrata = 87 cc)
- Geometria scambiatore a piastre:

$H_p$ [cm]	$B_p$ [cm]	$P_p$ [mm]	$N_p$ [-]	$A_{tot}$ [m <sup>2</sup> ]
56	20	1	35	4,1

- Geometria batteria alettata:

$L_{bt}$ [cm]	$P_t$ [mm]	$P_r$ [mm]	$N_t$ [-]	$N_r$ [-]	$N_{al}$ [-]	$s_{al}$ [mm]	$r_e$ [mm]	$r_i$ [mm]	$A_{tot}$ [m <sup>2</sup> ]
55	40	35	8	6	84	0.13	6	5	12,1

- Geometria Rigeneratore (scambiatore a piastre):

$H_p$ [cm]	$B_p$ [cm]	$P_p$ [mm]	$N_p$ [-]
48	20	3	8

Performance (di progetto)	Macchina Frigo	Pompa di Calore
$Q_{ev}$ [kW]	3,64	3,02
$L_{el}$ [kW]	1,04	0,80
$Q_{co}$ [kW]	4,29	3,53
COP [-]	3,49	4,38
$Q_{rig}$ [kW]	0,35	0,26
$m_{f.t.,co}$ [kg/s]	0,5	0,15
$m_{f.t.,ev}$ [kg/s]	0,15	0,5
$m_{ref}$ [kg/s]	0,025	0,019
$T_{co}$ [°C]	42,9	33,2
$T_{ev}$ [°C]	4,6	-2,4
$T_2$ [°C]	64,0	54,7
$T_{in,cond}$ [°C]	30	24,4
$T_{out,cond}$ [°C]	38,5	30
$T_{in,ev}$ [°C]	12,8	7
$T_{out,ev}$ [°C]	7	1,0



## 8.5 Calcolo Temperatura nota l'entalpia

### 8.5.1 Refrigerante

Evaporatore:

$$T_{ref} = \begin{cases} T_{ref} = T_{ev} & \text{se } h_{ls} < h_{ref} < h_{vss} \\ T_{ref} = T_{ev} + \frac{h_{ref} - h_{vss}}{C_p} & \text{con } C_p = f(T_{ev}, T_{ref}) \text{ se } h_{ref} > h_{vss} \end{cases}$$

Condensatore:

$$T_{ref} = \begin{cases} T_{ref} = T_{co} & \text{se } h_{ls} < h_{ref} < h_{vss} \\ T_{ref} = T_{co} - \frac{h_{ls} - h_{ref}}{C_l} & \text{con } C_l = f(T_{co}, T_{ref}) \text{ se } h_{ref} < h_{ls} \\ T_{ref} = T_{co} + \frac{h_{ref} - h_{vss}}{C_p} & \text{con } C_p = f(T_{co}, T_{ref}) \text{ se } h_{ref} > h_{vss} \end{cases}$$

### 8.5.2 Fluido Termovettore

Aria:

$$T_{f.t.} = T_0 + \frac{h_{f.t.} - h_0}{C_{p,f.t.}}$$

Acqua:

$$T_{f.t.} = T_0 + \frac{h_{f.t.} - h_0}{C_{f.t.}}$$

In cui si è assunto come riferimento per l'aria l'entalpia del gas a 0°C, si considera inoltre applicato il modello dei gas ideali. T<sub>0</sub> è la temperatura di riferimento, posta appunto pari a 0°C.

Per quanto riguarda l'acqua, si è assunto invece come riferimento l'entalpia del liquido 0°C.

## 8.6 Scambio termico per la batteria alettata

### 8.6.1 Coefficienti di scambio termico convettivo lato aria

Il coefficiente di scambio termico convettivo lato aria è ricavato a partire dall'analogia di Chilton –Colburn in cui si definisce il fattore  $j$  in funzione del numero di Nusselt, Reynolds e Prandtl:

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}} \quad (A.1)$$

da cui si ricava:

$$h_{air} = j \cdot c_{p,a} \cdot G_{air} \cdot Pr_{air}^{2/3} \quad (A.2)$$

In cui  $G_{air}$  rappresenta il flusso di massa d'aria basato sull'area minima dello scambiatore mentre  $c_{p,a}$  e  $Pr$  sono rispettivamente il calore specifico a pressione costante ed il numero di Prandtl dell'aria. Per quanto riguarda il Colburn factor  $j$ , si adoperava la seguente correlazione empirica valida per batterie alettate aventi tubi sfalsati o in linea ed alette piane [1]:

$$h_{air} = j \cdot c_{p,a} \cdot G_{air} \cdot Pr_{air}^{2/3} \quad (A.3)$$

$$j = 0.086 \cdot Re_{D_{collar}}^{j_3} \cdot N_r^{j_4} \cdot \left(\frac{1}{P_{al} \cdot D_{collar}}\right)^{j_5} \cdot \left(\frac{1}{P_{al} \cdot D_h}\right)^{j_6} \cdot \left(\frac{1}{P_{al} \cdot P_t}\right)^{-0.93} \quad (A.4)$$

con:

$$j_3 = -0.361 - 0.042 \cdot \frac{N_r}{\ln(Re_{D_{collar}})} + 0.1581 \cdot \ln \left[ N_r \cdot \left(\frac{1}{P_{al} \cdot D_{collar}}\right)^{0.41} \right] \quad (A.5)$$

$$j_4 = -1.224 - \frac{0.076}{\ln(Re_{D_{collar}})} \cdot \left(\frac{P_r}{D_h}\right)^{1.42} \quad (A.6)$$

$$j_5 = -0.083 + 0.058 \cdot \frac{N_r}{\ln(Re_{D_{collar}})} \quad (A.7)$$

$$j_6 = -5.735 + 1.211 \cdot \ln \left( \frac{Re_{D_{collar}}}{N_r} \right) \quad (A.8)$$

In cui il numero di Reynolds è basato sul diametro caratteristico  $D_{collar}$  :

$$D_{collar} = 2 \cdot r_e + 2 \cdot s_{al} \quad (A.9)$$

Mentre il diametro idraulico è ricavato nel modo seguente:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{min} \cdot P_r}{A_{att,j}} \quad (A.10)$$

### 8.6.2 Coefficiente di scambio termico convettivo lato refrigerante – Condensazione

Per quanto riguarda il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo lato refrigerante durante la condensazione di quest'ultimo, si fa riferimento alla relazione di Tang (1997) [2]:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \left[ 1 + 4.863 \cdot \left(\frac{-x \cdot \ln p_r}{1 - x}\right)^{0.863} \right] \quad (A.11)$$

In cui Reynolds è pari a:

$$Re = \frac{G \cdot (1 - x) \cdot d_{eq}}{\mu} \quad (A.12)$$

Mentre con  $x$  e  $p_r$  si sono indicati rispettivamente il titolo della miscela e la pressione ridotta, quest'ultima definita come:

$$p_r = \frac{p_{co}}{p_{critica}} \quad (A.13)$$

### 8.6.3 Coefficiente di scambio termico convettivo lato refrigerante – Evaporazione

Il coefficiente di scambio termico convettivo lato refrigerante in fase di evaporazione si ottiene attraverso la relazione di Gungor – Winterton (1987) [3], in cui il coefficiente  $h_{ref}$  è ricavato dalla seguente relazione:

$$h_{ref} = E \cdot h_L \quad (A.14)$$

con il coefficiente  $h_L$  è ricavato attraverso la relazione di Dittus-Boelter [4] che sarà esposta di seguito, mentre il coefficiente  $E$  è ottenuto dalla seguente relazione:

$$E = 1 + 3000 \cdot Bo^{0.86} + 1.12 \cdot \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.75} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{0.41} \quad (A.15)$$

### 8.6.4 Coefficiente di scambio termico convettivo lato refrigerante –Vapore Surriscaldato

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico lato refrigerante si fa riferimento alla relazione di Dittus-Boelter [4]:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (A.16)$$

In cui il coefficiente  $n$  è pari a 0.4 nel caso di riscaldamento e pari a 0.3 nel caso di raffreddamento.

Nella relazione esposta Reynolds è calcolato considerando come lunghezza caratteristica il diametro idraulico coincidente in questo caso al diametro interno dei tubi.

Dalla conoscenza del Nusselt è possibile risalire al coefficiente di scambio termico convettivo  $h_{ref,vap}$

## 8.7 Scambio termico per lo scambiatore a piastre

### 8.7.1 Coefficiente di scambio termico convettivo lato acqua

Si fa riferimento alla relazione di Ayub (2003) [5]:

$$Nu = 0.249 \cdot Re^{0.64} \cdot Pr^{0.4} \quad (A.17)$$

In cui Reynolds è pari a:

$$Re = \frac{G \cdot d_{eq}}{\mu_w} \quad (A.18)$$

In cui d è il diametro equivalente posto pari a:

$$d_{eq} = 2 \cdot b \quad (A.19)$$

Dove b è la profondità dell'ondulazione nel percorso tra le due piastre.

### 8.7.2 Coefficiente di scambio termico convettivo lato refrigerante – Condensazione ed Evaporazione

Durante l'evaporazione, il modello utilizza la relazione di Yan (2002) [6]:

$$Nu_r = 1.926 \cdot Re_{eq} \cdot Re_{fo}^{-0.5} \cdot Bo_{eq}^{0.3} \cdot Pr_f^{0.33} \quad (A.20)$$

I pedici f e g stanno ad indicare la fase liquida e la fase vapore.

Tale relazione è valida per  $2000 < Re < 10000$

I gruppi adimensionali sono esplicitati di seguito:

$$Nu_r = \frac{h_r \cdot d_{eq}}{k_f} \quad (A.21)$$

$$Re_{fo} = \frac{G \cdot d_{eq}}{\mu_f} \quad (A.22)$$

$$Bo = \frac{q}{G \cdot \Delta h_{vap}} \quad (A.23)$$

Dove il coefficiente  $C_x$  è pari a:

$$C_x = 1 - x + x \cdot \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.5} \quad (A.24)$$

Mentre  $Re_{eq}$  ed  $Bo_{eq}$  sono rispettivamente pari a:

$$Re_{eq} = Re_{fo} \cdot C_x \quad (A.25)$$

$$Bo_{eq} = \frac{Bo}{C_x} \quad (A.26)$$

In cui x rappresenta il titolo della miscela bifasica.

Per quanto riguarda invece il coefficiente di scambio termico convettivo lato refrigerante durante la condensazione, il modello utilizza la relazione di Yan e Lin (1999) [7]:

$$\text{Nu} = 4.118 \cdot \text{Re}_{eq}^{0.4} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (\text{A.27})$$

In cui la relazione per  $\text{Re}_{eq}$  è analoga a quella precedentemente definita.

## 8.8 Calcolo degli indici SEER e SCOP

Per la valutazione delle prestazioni di un impianto funzionante a ciclo inverso, si fa riferimento alla direttiva europea EN 14825 del 2012 che definisce gli indici SEER e SCOP rispettivamente per modalità macchina frigorifera e pompa di calore.

Nel far riferimento alla norma europea per il calcolo delle prestazioni, ci si è uniformati alla nomenclatura adottata in essa, assumendosi per il COP in modalità estiva l'acronimo di EER (Energy Efficiency Ratio) e lasciando invece COP per il funzionamento invernale.

Per quanto riguarda l'indice EER stagionale, noto come SEER, si adopera la seguente relazione:

$$SEER = \frac{Q_c}{Q_{CE}} \quad (A.28)$$

In cui  $Q_c$  rappresenta la richiesta annuale di energia frigorifera di riferimento, mentre  $Q_{CE}$  l'energia elettrica totale consumata.

La prima è definita secondo norma come la potenza a pieno carico per il numero di ore equivalenti di raffrescamento:

$$Q_c = P_{des} \cdot H_{CE} \quad (A.29)$$

Per il calcolo di essi si fa riferimento alla norma in cui attraverso tabelle opportune si calcolano i suddetti valori.

Per quanto riguarda invece l'energia elettrica consumata durante il periodo di raffrescamento si fa riferimento alla seguente espressione:

$$Q_{CE} = \frac{Q_c}{SEER_{ON}} + P_{TO} \cdot H_{TO} + P_{SB} \cdot H_{SB} + P_{CK} \cdot H_{CK} + P_{OFF} \cdot H_{OFF} \quad (A.30)$$

In cui i termini dal secondo al quinto del secondo membro rappresentano l'energia elettrica consumata durante, rispettivamente, la fase di termostato off, la fase di standby, quella in cui si ha il riscaldamento del carter e quella in cui l'impianto è in fase di OFF<sup>1</sup>. Mentre per quanto riguarda il termine  $SEER_{ON}$ , esso è definito come:

$$SEER_{ON} = \frac{\sum_{j=1}^n P_j(T_j) \cdot h_j}{\sum_{j=1}^n h_j \cdot \left( \frac{P_c(T_j)}{EER_{PL}(T_j)} \right)} \quad (A.31)$$

In cui con il pedice  $j$  si è indicata la generica temperatura di riferimento, mentre  $P_j(T_j)$  rappresenta la richiesta di potenza frigorifera alla temperatura  $T_j$  e  $h_j$  rappresenta le ore equivalenti corrispondenti alla temperatura  $T_j$ . I valori da assumere per essi sono adeguatamente forniti e tabellati all'interno della norma così come il procedimento per il calcolo di  $P_j(T_j)$  ad ogni temperatura di riferimento.

Infine il valore di EER a carico parziale è ottenuto attraverso la seguente relazione:

$$EER_{PL} = EER_d \cdot (1 - C_d \cdot (1 - CR)) \quad (A.32)$$

In cui  $EER_d$  rappresenta quello finora definito come COP della macchina frigo alla generica temperatura di riferimento, mentre  $C_d$  e  $CR$  sono due coefficienti tabellati.

<sup>1</sup> Per quanto riguarda l'impianto che si è progettato all'interno del documento, tali termini si considereranno nulli avendosi quindi che il SEER corrisponderà al  $SEER_{on}$ . Si farà lo stesso discorso per l'indice SCOP

Per quanto riguarda l'indice SCOP, questo è definito come:

$$\text{SCOP} = \frac{Q_H}{Q_{HE}} \quad (\text{A.33})$$

e la relativa procedura di calcolo è analoga a quella per il calcolo del SEER.

## 9 Riferimenti bibliografici

1. Wang, C.C.; Chi, K.Y.; and Chang, C.J. (2000). "Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation." *International journal of heat and mass transfer*, 43, pp. 2693-2700.
2. Tang, L., (1997), "Empirical Study of New Refrigerant Flow Condensation Inside Horizontal Smooth and Micro-fin Tubes", Ph.D. thesis, University of Maryland at College Park
3. Gungor. K. E. and Winterton, R. H. S., (1987), "Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations with Data," *Chem. Eng. Res Des.*, 65, pp. 148-156
4. Dittus, P. W., and L. M. K. Boelter, *Univ. Calif. Pub. Eng.*, Vol. 2, No. 13, pp. 443-461 (1930), reprinted in *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 12, pp. 3-22 (1985)
5. M. Ayub, A. Masud, (2003), "A new stabilized formulation for convective-diffusive heat transfer". *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals* 44:1, 1-23.
6. H.Y. Li and W.M. Yan, (2002), "Identification of Wall Heat Flux for Turbulent Forced Convection by Inverse Analysis," *The 13th Int. Symposium on Transport Phenomena*, Victoria, Canada, Jul. 18-21
7. Y.Y. Yan, T.F. Lin, (1999), Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in small pipe, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42, 697-708.



## 10 Abbreviazioni ed acronimi

### Nomenclatura

#### Lettere

*A*: area [m<sup>2</sup>]  
*B*: profondità batteria [m]  
*Bo*: Boiling Number [-]  
*C*: Cilindrata [m<sup>3</sup>]  
*C<sub>p</sub>*: calore specifico [J/(kg K)]  
*d*: diametro [m]  
*f*: frequenza compressore [Hz]  
*G*: flusso di massa [kg/m<sup>2</sup>s]  
*h*: entalpia specifica [J/kg],  
*h*: coefficiente di scambio termico convettivo [W/(m<sup>2</sup> K)]  
*H*: altezza [m]  
*j*: fattore di Colburn [-]  
*k*: conducibilità termica [W/(m K)]  
*L*: lunghezza [m]  
*Ĺ*: potenza elettrica [W]  
*m*: massa [kg]  
*ṁ*: portata massica [kg/s]  
*n*: numero di giri [giri/min]  
*N*: numero intero [-]  
*p*: pressione [Pa]  
*P*: passo [m]  
*Pr*: Prandtl [-]  
*Q̇*: potenza termica [W]  
*r*: raggio [m]  
*Re*: Reynolds [-]  
*T*: temperatura [K]  
*U*: energia interna [J], conduttanza unitaria globale [W/m<sup>2</sup> K]  
*V*: Volume [m<sup>3</sup>]  
*Ṽ*: portata volumetrica [m<sup>3</sup>/s]  
*v*: volume specifico [kg/m<sup>3</sup>]  
*w*: velocità [m/s]

#### Simboli

$\alpha$ : diffusività termica [m<sup>2</sup>/s]  
 $\beta$ : rapporto di compressione [-]  
 $\varphi$ : umidità relativa [%]  
 $\mu$ : viscosità dinamica [kg/(m s)]  
 $\eta$ : rendimento [-]  
 $\rho$ : densità [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\omega$ : umidità specifica [g<sub>v</sub>/kg<sub>a</sub>]

#### Pedici

*a*: aria  
*al*: relativa alle alette  
*amb*: ambiente  
*asp*: aspirazione  
*att*: attiva  
*con*: condensatore  
*eq*: equivalente  
*ev*: evaporatore  
*f.t.*: fluido termovettore  
*h*: idraulico  
*i*: interno  
*in*: ingresso  
*is*: isoentropico  
*man*: mandata  
*n*: nocivo  
*out*: uscita  
*p*: piastre  
*r*: relative ai ranghi  
*ref*: relativa al refrigerante  
*sat*: saturazione  
*st*: scambio termico  
*t*: tubi