

POLITECNICO DI MILANO

Scuola di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in
Ingegneria Energetica



Progettazione di un circuito di prova per macchine a compressione di
vapore ad anidride carbonica

Relatore: Prof. Luca MOLINAROLI

Co-relatore: Ing. Claudio FERRANDI

Tesi di Laurea di:

Riccardo LAMURA
Matr. 765673

Anno Accademico 2011 - 2012

Ringraziamenti

Vorrei ringraziare tutte le persone che mi sono state vicine in questo periodo:

- Claudio il mio tutor aziendale e tutti gli altri colleghi dell'ufficio, in particolare Samuele mio compagno di ufficio e scrivania fin dal primo giorno;
- Prof. Luca Molinaroli, relatore che mi ha seguito nella stesura della tesi integrando il lavoro svolto con consigli e approfondimenti;
- tutta la mia famiglia che mi ha supportato in questi anni;
- tutti i miei amici che mi son stati vicini;
- tutti i compagni dell'università con cui ho condiviso questo lungo percorso.

Grazie a tutti!!

Indice

INDICE DELLE FIGURE	V
INDICE DELLE TABELLE	IX
SOMMARIO	XI
ABSTRACT	XIII
CAPITOLO 1	1
1. L'ANIDRIDE CARBONICA COME FLUIDO REFRIGERANTE	1
1.1 I FLUIDI NATURALI	3
1.2 I FLUIDI SINTETICI: NASCITA E SVILUPPO	3
1.3 LE PROBLEMATICHE AMBIENTALI E IL DECLINO DEI FLUIDI SINTETICI	5
1.4 COME SOSTITUIRE I FLUIDI SINTETICI	7
1.5 L'ANIDRIDE CARBONICA CO ₂	8
1.6 LE PROPRIETÀ DELL'ANIDRIDE CARBONICA	9
1.7 IL CICLO TRANSCRITICO	11
1.7.1 La pressione ottimale.....	11
1.7.2 Efficienza del ciclo	12
1.8 LE MODIFICHE AL CICLO SEMPLICE TRADIZIONALE AD ANIDRIDE CARBONICA	15
1.8.1 Ciclo tradizionale.....	16
1.8.2 Ciclo rigenerativo	16
1.8.3 Ciclo ad espansione meccanica	17
1.8.4 Ciclo ad espansione meccanica con scambiatore rigenerativo.....	17
1.8.5 Ciclo rigenerativo con recupero del lavoro di espansione.....	18
1.8.6 Ciclo con recupero del lavoro di espansione	19
1.8.7Ciclo bi-stadio	19
1.8.8 Ciclo con compressione ed espansione bi-stadio	20
1.8.10 Conclusioni.....	21
CAPITOLO 2	23
2. IL CIRCUITO DI PROVA	23
2.1 LAYOUT DEL CIRCUITO	23

2.2 DIMENSIONAMENTO CIRCUITO E SCELTA COMPONENTI.....	26
2.2.1 Scambiatori	26
2.2.2 Serbatoi	27
2.2.3 Calcolo perdite di carico e scelta delle pompe.....	28
2.2.4 Valvole.....	34
2.2.5 Componenti di sicurezza: vaso di espansione, valvola di sfiato e valvola di sicurezza.....	35
2.2.6 Chiller	36
2.2.7 Disegno con posizione finale	37
CAPITOLO 3.....	39
3. SISTEMA DI CONTROLLO E STRUMENTI DI MISURA.....	39
3.1 SISTEMA DI CONTROLLO	39
3.2 STRUMENTI DI CONTROLLO PER I CIRCUITI IDRONICI E ALLARMI.....	40
3.2.1 Controllo della valvola miscelatrice (VM1)	41
3.2.2 Controllo del chiller	41
3.2.3 Controllo del salto di temperatura del condensatore e dell'evaporatore	41
3.2.4 Allarmi	41
3.3 STUDIO DELL'INCERTEZZA COMBINATA	42
3.3.1 Incertezza combinata sulle potenze termiche.....	42
3.3.2 Incertezza combinata sul COP della macchina frigorifera.....	45
3.3.3 Incertezza combinata sulle entalpie	46
3.3.4 Incertezza combinata sulla potenza termica dell'evaporatore calcolata lato fluido refrigerante	49
3.3.5 Incertezza combinata sul COP calcolato dal lato fluido refrigerante..	50
3.4 STRUMENTI DI MISURA PER I CIRCUITI IDRONICI	51
3.4.1 Misuratore di temperatura.....	51
3.4.2 Misuratore di portata.....	52
3.5 STRUMENTI DI MISURA PER IL CICLO FRIGORIFERO	52
3.5.1 Misuratore di temperatura.....	52
3.5.2 Misuratore di portata di refrigerante	52

3.5.3 Misuratore di pressione	53
3.5.4 Wattmetro	53
3.6 STRUMENTO DI ACQUISIZIONE.....	53
3.7 INCERTEZZA EFFETTIVA SUL CALCOLO DELLE POTENZE TERMICHE, DEL COP E DELLE ENTALPIE.....	54
CAPITOLO 4	55
4. MODELLO DELL'IMPIANTO	55
4.1 REALIZZAZIONE DELL'IMPIANTO CON SIMULINK.....	55
4.2 CONDIZIONI ESTIVE.....	59
4.2.1 Circuito lato condensatore.....	59
4.2.2 Circuito lato evaporatore	63
4.2.3 Potenza termica scambiata nel recuperatore.....	67
4.3 CONDIZIONI INVERNALI	68
4.3.1 Circuito lato condensatore.....	69
4.3.2 Circuito lato evaporatore	72
4.3.3 Potenza termica scambiata del recuperatore.....	76
4.4 CASO INTERMEDIO	77
4.4.1 Circuito lato condensatore.....	78
4.4.2 Circuito lato evaporatore	81
4.4.3 Potenza termica scambiata del recuperatore.....	85
4.5 POSSIBILE UTILIZZO DELLA VALVOLA DI MISCELAMENTO MANUALE DEL CIRCUITO DEL CONDENSATORE.	86
4.5.1 Temperatura ambiente pari circa a una di quelle volute.....	86
4.5.2 Ciclo intermedio	87
4.6 TEMPI EFFETTIVI PER LA MESSA A REGIME DELL'IMPIANTO	89
4.6.1 Caso in cui non scambiamo calore nel recuperatore	89
4.6.2 Caso in cui nel recuperatore avviene uno scambio di calore.....	89
CAPITOLO 5	91
5. CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....	91
BIBLIOGRAFIA	93

Indice delle figure

Figura 1.1. ciclo frigorifero e trasformazioni subite dal fluido.....	1
Figura 1.2. Grafico T-s di vari fluidi refrigeranti.....	10
Figura 1.3. Variazione del ciclo a variare della pressione al gas cooler.	12
Figura 1.4. Rappresentazione grafica delle perdite termodinamiche.....	14
Figura 1.5. Ciclo tradizionale.....	16
Figura 1.6. Ciclo rigenerativo.	17
Figura 1.7. Ciclo ad espansione meccanica.	17
Figura 1.8. Ciclo ad espansione meccanica con scambiatore rigenerativo.	18
Figura 1.9. Ciclo rigenerativo con recupero del lavoro di espansione.....	18
Figura 1.10. Ciclo con recupero del lavoro di espansione.	19
Figura 1.11. Ciclo bi-stadio.....	20
Figura 1.12. Ciclo con compressione ed espansione bi-stadio.....	20
Figura 1.13. Ciclo bi-stadio con espansore meccanico il cui lavoro viene recuperato.....	21
Figura 2.1. Layout del circuito.....	24
Figura 2.2. Layout del circuito per ciclo bi-stadio.....	25
Figura 2.3. Vista posteriore dell'impianto.....	30
Figura 2.4. Vista anteriore dell'impianto.....	31
Figura 2.5. Prestazioni pompe serie Wilo-Stratos.....	32
Figura 2.6. Prestazioni pompa Wilo-Stratos 25/1-8.....	33
Figura 2.7. Prestazioni pompa Wilo-Stratos 40/1-12.....	34
Figura 2.8. Caratteristiche idrauliche valvola caleffi 638.....	35
Figura 2.9. Posizionamento di massima dei circuiti idronici e ingombri.....	37
Figura 3.1. Layout del circuito e logica di controllo.....	40
Figura 3.2. Incertezza sulla potenza termica dell'evaporatore al variare dell'accuratezza di misuratori di temperatura e portata.....	44
Figura 3.3. Incertezza sulla potenza termica del condensatore al variare dell'accuratezza di misuratori di temperatura e portata.....	44

Figura 3.4. Incertezza sul COP variare dell'accuratezza di misuratori di temperatura e portata e potenza elettrica.	46
Figura 3.5. Incertezza sull'entalpia di uscita dal condensatore (uguale a quella di ingresso evaporatore) al variare dell'accuratezza di misuratori di temperatura e pressione. Dati di progetto scritti in figura.	48
Figura 3.6. Incertezza sull'entalpia di uscita dall'evaporatore al variare dell'accuratezza di misuratori di temperatura e pressione.	48
Figura 3.7. Incertezza sulla potenza termica lato fluido refrigerante al variare dell'accuratezza di misuratori di temperatura, pressione e portata. Dati di progetto scritti in figura.	50
Figura 3.8. Incertezza sul COP calcolato utilizzando la potenza termica all'evaporatore calcolata lato fluido refrigerante al variare dell'incertezza di misura su potenza termica e potenza elettrica.	51
Figura 4.1. Schema impianto.	56
Figura 4.2. Schema semplificato dell'impianto creato con Simulink.	58
Figura 4.3. Andamento della temperatura misurata all'ingresso e all'uscita del condensatore.	60
Figura 4.4. Andamento della temperatura misurata all'uscita del recuperatore..	61
Figura 4.5. Andamento della temperatura misurata all'uscita del chiller.	62
Figura 4.6. Andamento della potenza del chiller.	63
Figura 4.7. Andamento della temperatura misurata all'uscita e all'ingresso dell'evaporatore.	64
Figura 4.8. . Andamento dell'apertura della valvola deviatrice.	65
Figura 4.9. Andamento della portata passante nel recuperatore.	66
Figura 4.10. Andamento della temperatura misurata all'uscita del recuperatore.	66
Figura 4.11. Andamento della temperatura misurata all'uscita della valvola miscelatrice.	67
Figura 4.12. Andamento della potenza termica scambiata dal recuperatore.	68
Figura 4.13. Andamento della temperatura misurata all'ingresso e all'uscita del condensatore.	69
Figura 4.14. Andamento della temperatura misurata all'uscita del recuperatore.	70
Figura 4.15. Andamento della temperatura misurata all'uscita del chiller.	71

Figura 4.16. Andamento della potenza del chiller.	71
Figura 4.17. Andamento della temperatura misurata all'ingresso e all'uscita dell'evaporatore.	73
Figura 4.18. Andamento dell'apertura della valvola deviatrice.	74
Figura 4.19. Andamento della portata passante nel recuperatore.	75
Figura 4.20. Andamento della temperatura misurata all'uscita del recuperatore.	75
Figura 4.21. Andamento della temperatura misurata all'uscita della valvola miscelatrice.	76
Figura 4.22. Andamento della potenza termica scambiata dal recuperatore.....	77
Figura 4.23. Andamento della temperatura misurata all'ingresso e all'uscita del condensatore.....	79
Figura 4.24. Andamento nel tempo della temperatura misurata all'uscita del recuperatore.....	80
Figura 4.25. Andamento della potenza del chiller.	81
Figura 4.26. Andamento della temperatura misurata all'ingresso e all'uscita dell'evaporatore.	82
Figura 4.27. Andamento dell'apertura della valvola deviatrice.	83
Figura 4.28. Andamento della portata passante nel recuperatore.	84
Figura 4.29. Andamento della temperatura misurata all'uscita della valvola miscelatrice.	84
Figura 4.30. Andamento della potenza termica scambiata dal recuperatore.....	86
Figura 4.31. Andamento della temperatura misurata all'ingresso del condensatore e confronto con il caso precedente.	88
Figura 4.32. Andamento della temperatura misurata all'ingresso dell'evaporatore e confronto con il caso precedente.	88

Indice delle tabelle

Tabella 1.1. Alcuni fluidi refrigeranti sintetici: famiglia, sigla, formula chimica.	5
Tabella 1.2. Proprietà termofisiche di alcuni fluidi refrigeranti.....	10
Tabella 1.3. Condizioni operative dei due cicli a confronto.	13
Tabella 1.4. Rendimento exergetico e perdite percentuali.....	15
Tabella 2.1. Portate dei circuiti acqua.	26
Tabella 2.2. Scambiatori di calore scelti.	26
Tabella 2.3. Dati scambiatori di calore.	27
Tabella 2.4. Dati serbatoi.	27
Tabella 2.5. Perdite di carico circuito lato evaporatore.	29
Tabella 2.6. Perdite di carico circuito lato condensatore.	29
Tabella 2.7. Dati e pompe scelte.	31
Tabella 2.8. Dati tecnici pompa Wilo-Stratos 25/1-8.	32
Tabella 2.9. Dati tecnici pompa Wilo-Stratos 40/1-12.	33
Tabella 2.10. Valvole.	34
Tabella 2.11. Componenti di sicurezza.	36
Tabella 2.12. Dati chiller.....	36
Tabella 3.1. Strumenti di controllo.	41
Tabella 3.2. Dati di progetto.	43
Tabella 3.3. Dati di progetto per il calcolo delle entalpie.	47
Tabella 3.4 Misuratore di portata di acqua.....	52
Tabella 3.5 Misuratore di portata di fluido refrigerante.....	53
Tabella 3.6. Misuratori di pressione.....	53
Tabella 3.7. Wattmetro.....	53

Sommario

L'anidride carbonica, utilizzata come fluido refrigerante, era molto diffusa un tempo, ma ha poi perso importanza per riacquisirla solo ultimamente, quando i temi ambientali, quali l'aumento dell'effetto serra e la distruzione della fascia dell'ozono stratosferico, hanno assunto maggiore rilevanza e si è scoperto come i fluidi sintetici contribuiscano a questi effetti. Inoltre l'anidride carbonica è il fluido naturale più adatto come fluido refrigerante per caratteristiche chimiche, termodinamiche e di sicurezza. Rispetto all'ammoniaca o agli idrocarburi questa non è né infiammabile né tossica, ma per un ciclo frigorifero semplice ad anidride carbonica si sperimenta un'efficienza minore rispetto a uno con altri fluidi refrigeranti. Proprio per questo motivo, si è cercato di modificare il ciclo per ottenere un miglioramento dell'efficienza e si è visto come ciò sia possibile.

È stato progettato un impianto con acqua circolante che scambi potenza termica con l'evaporatore e il condensatore di un ciclo frigorifero. Si è fatto in modo che fosse possibile misurare le potenze termiche scambiate, la potenza elettrica in ingresso al ciclo e di conseguenza l'efficienza energetica del ciclo (COP). Questo perché, modificando di volta in volta il ciclo frigorifero, si possano sperimentare diversi tipi di cicli e testare diversi e innovativi componenti, ad esempio particolari compressori, per valutarne l'efficienza. L'impianto è progettato per una potenza elettrica pari a 1,1 kW, ottenendo 4,8 kW termici all'evaporatore e 5,9 kW al condensatore. Successivamente, anche valutando le portate necessarie, le velocità dell'acqua nelle tubazioni scelte e le perdite di carico, sia distribuite che concentrate, si sono stabiliti tutti i componenti per l'impianto (valvole, serbatoi, pompe, componenti di sicurezza).

Si è poi pensato a come l'impianto dovesse essere controllato per avere le condizioni desiderate. Le temperature di ingresso di evaporatore e condensatore devono essere costanti e corrispondere ad un valore desiderato, poiché da queste dipende anche la temperatura di evaporazione e di condensazione del ciclo frigorifero. Per fare questo si dovranno controllare le valvole a tre vie posizionate e la potenza di un chiller introdotto per compensare la differenza di potenza termica tra evaporatore e condensatore. Inoltre si vuole avere una differenza di temperatura tra ingresso e uscita dell'evaporatore e condensatore sempre pari a cinque gradi, quindi si agirà sulle portate elaborate dalle pompe che saranno a giri variabili.

Si è poi proceduto effettuando un'analisi sull'incertezza combinata al variare delle incertezze sulla lettura delle temperature, pressioni e portate utili per i dati che si desiderano acquisire (potenze termiche, elettriche e COP). Tenendo conto di questa analisi, ma anche di fattori economici, si sono scelti tutti gli strumenti di misura per effettuare la lettura delle variabili da misurare e controllare.

Prima di procedere con lo sviluppo fisico dell'impianto si è creato un modello con il programma Simulink, integrato a Matlab. Creando un modello

semplificato, ma fedele all'impianto progettato, si è verificato, partendo da possibili condizioni iniziali, il suo funzionamento e, soprattutto, se la logica di controllo sviluppata portasse l'impianto alle condizioni desiderate.

PAROLE CHIAVI: anidride carbonica, calorimetro, incertezza combinata, modello.

Abstract

Carbon dioxide as a refrigerant fluid was very used in the past, then it was dismissed but now it is spreading again, because of environmental issues, as the greenhouse effect and hole in the ozone layer, and because it was discovered how the synthetic refrigerants have negative effects on the environment. Moreover the carbon dioxide can be considered the best natural refrigerant fluid for its characteristics: it has good chemical and thermodynamics properties and it is not toxic, like ammonia, or flammable as hydrocarbons. A simple refrigerant cycle with carbon dioxide, compared to one with another refrigerant fluid, has a lower efficiency, but this efficiency can be increased changing the cycle.

It has been designed a plant where water is the circulating fluid that exchanges thermal power with the evaporator and condenser of the refrigerant cycle. It is been made possible to measure thermal electric power, and in this way it can be possible to estimate the efficiency of the cycle (COP). Modifying every time the refrigeration cycle or a new component to test, we can value the best cycle. The plan has been sized on an electrical power of 1,1 KW, on a thermal power of 4,8 kW at the evaporator and 5,9 kW at the condenser. All the other components (valves, tanks, pump) have been chosen after calculating the mass flow, its velocity and the pressure drop.

The next step has been thinking about the control system to have the desired conditions. The inlet temperatures of the evaporator and of the condenser have to be constant and to be an established value because on them the evaporation and condensation temperatures depend. It is necessary to control the three way valves and the power of a chiller introduced to compensate the power difference between the thermal power at the evaporator and at the condenser. Besides we want the difference between inlet and output temperatures of the evaporator and condenser to be five degrees. For this reason the pumps change the mass flow.

Furthermore it has been made an analysis on the combined uncertainty with the change in the uncertainty of measured temperature, pressure and mass flow of the wanted points to calculate the thermal powers and the cycle efficiency. The measuring instruments are chosen on the base of this analysis and economic factors.

Before building the plan, it has been built a model plant with Simulink. It is simpler than the original plant but it has the same main features. With this model it is possible to check how the plant works and if the control system works in the right way. For these reasons some simulation are made using as initial conditions some typical and possible temperatures.

KEY WORDS: carbon dioxide, calorimeter, combined uncertainly, model.

Capitolo 1

L'anidride carbonica come fluido refrigerante

I refrigeranti sono i fluidi di lavoro delle macchine utilizzate nei settori della refrigerazione, nel condizionamento dell'aria e nei sistemi a pompa di calore. Questi subiscono delle trasformazioni durante il ciclo termodinamico: compressione, condensazione, espansione ed evaporazione. Nella fase di evaporazione si fornisce l'effetto frigorifero utile sottraendo calore dalla sorgente fredda; questo calore verrà poi rilasciato alla sorgente calda durante la fase di condensazione.

In figura 1.1 è rappresentato un ciclo frigorifero con le trasformazioni che il fluido subisce.

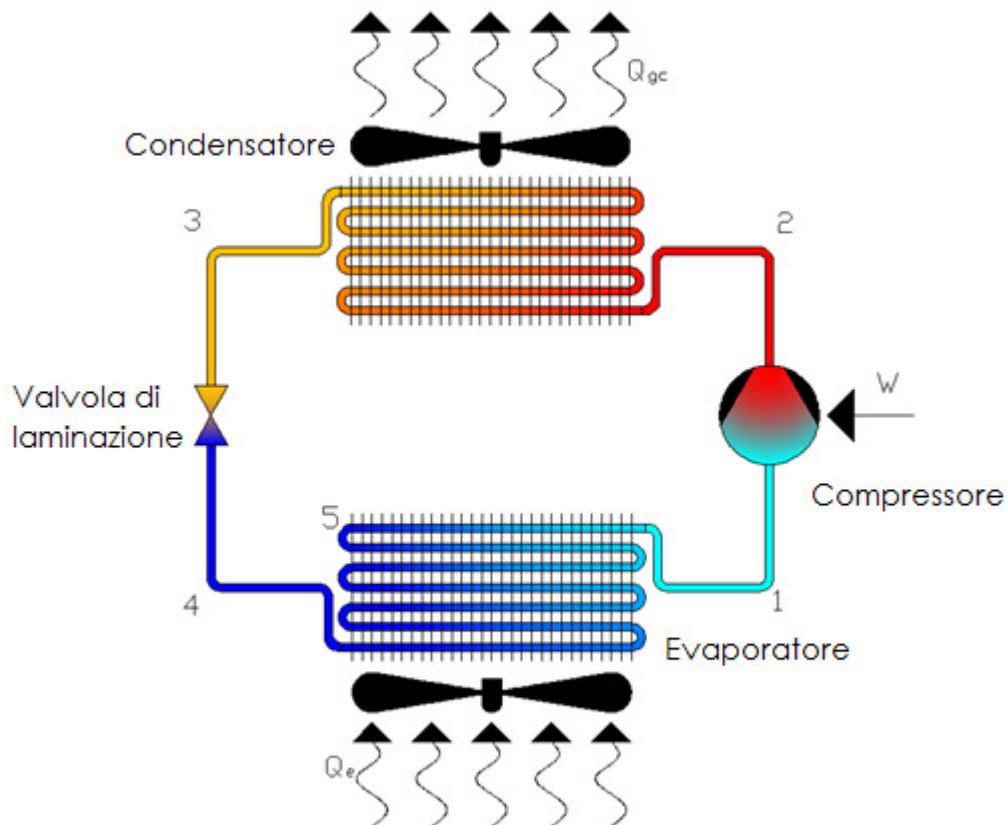


Figura 1.1. ciclo frigorifero e trasformazioni subite dal fluido.

Un fluido frigorifero ideale deve possedere tutte le seguenti caratteristiche:

- deve evaporare e condensare a temperature e pressioni adatte al campo di utilizzo e il punto di funzionamento nel diagramma delle fasi deve cadere al di sopra del punto triplo, in quanto al di sotto si avrebbe solo transizione solido-vapore;
- all'interno del campo di lavoro deve mantenere una pressione maggiore di quella atmosferica per evitare rientrate di aria umida nell'impianto, anche nel caso di difetti di tenuta dell'impianto: l'ingresso di aria è da evitarsi in quanto potrebbe contenere degli incondensabili che potrebbero risultare dannosi, mentre l'acqua potrebbe solidificare;
- per ridurre il consumo di energia per la compressione occorre avere un rapporto tra le pressioni di condensazione ed evaporazione non troppo elevato;
- deve avere un elevato calore specifico del vapore in modo da non avere una temperatura di fine compressione eccessivamente alta: infatti, tanto più il calore specifico è basso, tanto più sarà alto il salto di temperatura tra ingresso e uscita dal compressore, che può causare problemi di carbonizzazione degli oli presenti a fine compressione;
- deve possedere, alla temperatura di evaporazione, un elevato valore del calore latente di cambiamento di fase per evitare di dover incrementare la portata di fluido;
- deve avere elevata densità, poiché a questa corrispondono portate volumetriche basse per unità di flusso termico asportato;
- non deve aggredire chimicamente i componenti del ciclo: non aggredire i metalli, avere un comportamento dielettrico per non interferire con gli avvolgimenti del motore, compatibilità con gli oli lubrificanti.

Oltre a tutti questi fattori più tecnici ne esistono altri due più generali:

- il fluido deve essere sicuro: non tossico e non infiammabile;
- il fluido non deve essere dannoso per l'ambiente: per esempio non aggravare i problemi all'ozono e l'effetto serra.

Poiché un fluido che soddisfi tutte queste caratteristiche contemporaneamente non esiste, si è sempre cercato di trovare il fluido migliore anche a seconda delle esigenze del periodo storico nel quale ci si trovava e per l'applicazione richiesta. Agli inizi della refrigerazione, verso la fine del diciannovesimo secolo, l'anidride carbonica fu uno dei primi fluidi refrigeranti ad essere usato nei cicli a compressione di vapore.

Dopo la seconda guerra mondiale il suo utilizzo è andato in declino e ci si è spostati verso fluidi sintetici perché non sono tossici o infiammabili e possono avere prestazioni più elevate rispetto alla CO₂.

Invece ora stanno acquistando sempre più importanza le questioni ambientali come la stratificazione dell'ozono (per cui si cercano di limitare i fluidi CFC e HCFC) e il riscaldamento globale (per cui si cercano di limitare gli HCF). Per

questi motivi e per il fatto che sia un fluido sicuro, in questi anni l'anidride carbonica sta riacquistando valore. Quindi ora si sta sviluppando un'attività di ricerca in molti stati in Europa, Giappone e Nord America e ci sono buone prospettive per il ritorno della CO₂ come fluido refrigerante.

In alcune applicazioni è già stata commercializzata per pompe di calore e in cicli a cascata nella parte a bassa temperatura.

1.1 I fluidi naturali

I fluidi refrigeranti naturali sono l'aria, l'ammoniaca, l'anidride carbonica, il propano, l'acqua, ecc. Proprio perché questi fluidi sono già presenti in natura e nella nostra atmosfera dovrebbero causare effetti dannosi minimi nei confronti dell'ambiente. I refrigeranti naturali furono tra i primi fluidi ad essere utilizzati.

L'inizio dell'applicazione dei refrigeranti naturali risale alla metà del diciannovesimo secolo quando Linde, Perkins, Harrison e altri introdussero nuovi sistemi di refrigerazione. Nel 1834 Perkins introdusse il primo refrigerante, l'anidride solforosa. Tra il 1840 e il 1920 i refrigeranti più diffusi furono l'ammoniaca (NH₃) per sistemi statici di media e grande taglia, l'anidride solforosa (SO₂) per sistemi domestici e piccoli impianti commerciali e l'anidride carbonica (CO₂) per installazioni navali condensate ad acqua.

L'ammoniaca e gli idrocarburi sono due fluidi che non hanno mai perso la loro importanza nella refrigerazione e quindi sono ancora molto usati e diffusi. Gli idrocarburi sono ancora molto presenti nella refrigerazione industriale, ma anche in quella domestica e in alcune unità di condizionamento dell'aria. Questi fluidi hanno il difetto di essere altamente infiammabili. L'ammoniaca, che invece presenta il problema di essere infiammabile e tossica, è ancora molto usata nel trattamento e conservazione dei prodotti alimentari mentre una sua nuova applicazione riguarda i chiller per l'aria condizionata.

Se inizialmente come refrigeranti si iniziarono a usare i fluidi naturali, per alcuni dei loro problemi, successivamente si iniziarono a produrre e usare fluidi sintetici. Quindi alcuni fluidi naturali scomparvero (come anidride solforosa), altri sono ancora usati oggi (ammoniaca e idrocarburi), mentre altri ancora, che furono abbandonati nel passato, ora stanno venendo riconsiderati riacquistando importanza (CO₂).

1.2 I fluidi sintetici: nascita e sviluppo

Per la pericolosità di alcuni dei fluidi che venivano utilizzati, negli anni Trenta si cercarono nuove soluzioni. La Frigidaire propose sul mercato nuovi refrigeranti che consentivano una maggiore sicurezza d'uso: i fluidi clorurati. Di questi fanno parte gli R11, R12 e successivamente gli R22 e R502. Con questi

fluidi si riuscì ad avere sostanze stabili chimicamente, con buone proprietà termodinamiche, non tossiche e non infiammabili.

Queste sostanze hanno preso il nome di CFC (clorofluorocarburi) e HCFC (idroclofluorocarburi).

I primi sono prodotti di sintesi derivanti dai primi idrocarburi della serie paraffina satura, metano (CH_4) ed etano (C_2H_6), mediante sostituzione di tutti gli atomi di idrogeno della molecola con atomi di cloro (Cl) e fluoro (F).

Gli idroclofluorocarburi sono sostanze simili alle precedenti ma nella molecola rimangono atomi di idrogeno. Questi atomi di idrogeno rendono la composizione del fluido meno stabile in atmosfera dove si decomporrà rapidamente senza però compromettere la stabilità chimica e fisica del refrigerante all'interno dell'impianto frigorifero.

Proprio l'immissione di elementi chimici come il fluoro e il cloro è quello che ha potuto garantire i requisiti voluti (sicurezza e buone proprietà termodinamiche) ai nostri fluidi. Tra di loro i vari fluidi refrigeranti di questa specie si differenziano uno dall'altro proprio per il diverso numero di atomi di cloro, fluoro e carbonio.

Tutti i refrigeranti sintetici CFC possiedono le seguenti caratteristiche:

- mantengono inalterate le loro proprietà nelle più varie condizioni fisiche a cui si possono trovare e perciò sono detti stabili chimicamente;
- non sono tossici per l'uomo;
- non sono infiammabili;
- alla pressione atmosferica presentano una bassa temperatura di ebollizione;
- non presentano particolari problemi di compatibilità con i componenti e materiali del ciclo: sono solubili con gli oli lubrificanti del compressore, compatibili con i materiali elettrici del motore e coi metalli presenti nel ciclo.
- vengono prodotti a costi relativamente contenuti.

Proprio per queste loro caratteristiche positive a partire dagli anni Trenta, quando furono messi in commercio, questi fluidi hanno iniziato a diffondersi e a sostituire i fluidi già utilizzati nel campo della refrigerazione e del condizionamento. Inoltre nei sessant'anni di studi su questi fluidi si è riuscito a produrne con sempre migliori caratteristiche termodinamiche e a costi sempre più contenuti.

Poiché la presenza di cloro negli HCFC causa un impatto non nullo sull'impoverimento dello strato di ozono atmosferico si è cercato di eliminarlo dai composti. La completa sostituzione degli atomi di cloro con atomi di idrogeno ha portato alla nascita degli HFC (idrofluorocarburi). Questi refrigeranti hanno effetto non nullo sull'effetto serra e il loro successo non è stato esaltante anche per la difficoltà delle operazioni di retrofit dei vecchi impianti. Uno dei pochi HFC che si è imposto sul mercato è stato il R134a che

ha sostituito il R12 alle medie ed alte temperature e nella refrigerazione domestica. Dopo il divieto di utilizzo del R22 è stato impiegato anche negli impianti di climatizzazione dei veicoli. Tutto questo a discapito della resa frigorifera, in quanto quella che fornisce il R134a è inferiore rispetto quella del R12. Inoltre alcuni degli HFC hanno avuto problemi nel loro utilizzo come fluidi puri in quanto sono infiammabili.

In tabella 1.1 sono riportati alcuni dei fluidi refrigeranti.

Tabella 1.1. Alcuni fluidi refrigeranti sintetici: famiglia, sigla, formula chimica.

CFC		HCFC		HFC	
Sigla	Formula chimica	Sigla	Formula chimica	Sigla	Formula chimica
R11	CFCl_3	R21	CHFCl_2	R134	CHF_2CHF_2
R12	CF_2Cl_2	R22	CHF_2Cl	R134a	CH_2FCF_3

1.3 Le problematiche ambientali e il declino dei fluidi sintetici

Nel 1974 Rowland e Molina, due scienziati americani, esposero la loro teoria, grazie alla quale conquistarono il premio Nobel per la chimica: illustrarono l'azione dannosa del cloro contenuto nei CFC nei confronti dello strato di ozono atmosferico. Inoltre, proprio in quegli anni e quelli successivi, andava sempre più diffondendosi la sensibilità verso l'ambiente e la preoccupazione riguardo ai cambiamenti climatici per l'intervento artificiale dell'uomo sull'ambiente. Le questioni a cui si prestò maggiore attenzione in quegli anni, ma anche oggi, furono la distruzione della fascia dell'ozono stratosferico e l'incremento dell'effetto serra.

Questi argomenti coinvolsero non solo il mondo scientifico, ma anche quello economico e politico.

A testimonianza del fatto ci sono le svariate conferenze e congressi (tra le più note ci sono quelle di Buenos Aires nel 1988 e di Rio de Janeiro 1992, alle quali seguì il protocollo di Kyoto) a cui rappresentanti di moltissimi stati hanno preso parte negli ultimi anni.

Proprio per le normative imposte dai vari protocolli gli stati industrializzati si stanno cercando di adattare e alcuni di questi (come Svezia, Germania, Danimarca) stanno prendendo decisioni ancora più restrittive per quanto riguarda l'uso di CFC, HCFC e HFC.

Per quantificare la pericolosità di questi fluidi in ambiente si utilizzano dei parametri: ODP, GWP, TEWI.

L'Ozone Depletion Potential (ODP) indica la potenzialità distruttiva del fluido sull'ozono stratosferico ed è calcolato come il rapporto della variazione di altezza della colonna di ozono calcolata per unità di massa di refrigerante

emessa nell'atmosfera rispetto alla corrispondente variazione calcolata per unità di massa di R11.

Il Global Warming Potential (GWP) è il parametro che esprime il potenziale di effetto serra di una data sostanza. Esso è definito come il rapporto tra l'effetto serra in un prefissato orizzonte di tempo dovuto all'emissione di una unità di massa di refrigerante e l'effetto serra dovuto all'emissione di una unità di massa di anidride carbonica nello stesso tempo.

Il Total Equivalent Warming Impact (TEWI) è un parametro più completo del precedente in quanto non tiene conto solamente dell'effetto diretto del fluido riversato in atmosfera nel corso e alla conclusione della vita utile dell'impianto, ma anche dell'effetto indiretto causato dalle emissioni di anidride carbonica conseguente alla produzione dell'energia che l'impianto consuma nell'arco della sua vita. Quindi quest'indice non dipende solamente dal tipo di fluido, ma anche dall'impianto.

Di seguito saranno descritti molto brevemente i congressi, le decisioni prese in questi anni e le varie tappe che portarono al bando e al non utilizzo dei fluidi sintetici.

Nel 1984 con la Convenzione di Vienna e nel 1987 con il Protocollo di Montreal, entrato in vigore nel 1989, si stabiliva la progressiva riduzione nel tempo dell'uso di refrigeranti CFC fino ad una diminuzione del 50% della produzione e dei consumi entro il 1999. Questo accordo fu firmato da oltre 30 Paesi, tra i quali le maggiori potenze: Stati Uniti, Giappone e l'allora Comunità Europea.

Nel 1990, nella Conferenza di Londra, si decise la sospensione della produzione dei CFC entro il 2000.

Nel 1991 la Comunità Europea metteva al bando i CFC entro il 1997.

Nel 1992 a Copenaghen si riunirono le parti aderenti al Protocollo di Montreal e si decise di anticipare al 1996 il bando dei CFC e, contemporaneamente, si indicavano come sostanze lesive all'ozono anche gli HCFC.

Nello stesso anno la Comunità Europea fissò il termine per la produzione dei CFC al termine del 1994.

Anche l'Italia nel 1993 ribadiva questo termine.

Nel 1994 venne approvato il regolamento europeo 3093/94 che fissava definitivamente l'arresto dei CFC al 31 dicembre 1999 e scandiva le varie tappe per il bando degli HCFC con la riduzione della produzione:

- dal 2004 riduzione del 35%
- dal 2010 riduzione del 65%
- dal 2015 riduzione del 90%
- dal 2020 riduzione del 99.5%
- dal 2030 divieto di produzione
- dal 2040 messa al bando anche nei Paesi in via di sviluppo.

Nel 1997, durante la Conferenza di Kyoto, si decise di includere anche i refrigeranti HFC tra le sostanze responsabili dell'effetto serra e, in particolare, il R134a, molto utilizzato negli impianti di climatizzazione mobile.

Per ridurre l'effetto serra delle macchine frigorifere possiamo pensare a quattro tipi di interventi diversi:

- riduzione delle perdite di carica;
- riduzione della carica stessa all'interno dell'impianto;
- miglioramento dell'efficienza della macchine frigorifere e degli impianti per la produzione di energia;
- ricerca di fluidi poco o per nulla nocivi per l'ambiente e quindi con un GWP più basso possibile.

1.4 Come sostituire i fluidi sintetici

Per i motivi ambientali di cui si è parlato precedentemente e per tutte le decisioni prese a riguardo è necessario sostituire i fluidi CFC e HCFC.

I principali candidati per rimpiazzarli sono due:

- gli idrofluorocarburi
- i fluidi naturali.

I primi, chiamati HFC, sono prodotti sintetici puri o in miscela. Sono innocui verso l'ozono stratosferico poiché non contengono cloro o bromo nella molecola, ma hanno un elevato potenziale di effetto serra. Per questo motivo anch'essi sono stati inseriti nel Protocollo di Kyoto come fluidi candidati alla dismissione.

Tra i fluidi naturali sono da prendere in considerazione gli idrocarburi, l'ammoniaca e l'anidride carbonica. Come già detto in precedenza, per gli idrocarburi il problema è la sicurezza a causa della loro infiammabilità, perciò vengono utilizzati solo in applicazioni dove è richiesta una bassa carica di refrigerante. L'ammoniaca crea problemi per la sua tossicità e per l'incompatibilità con alcuni materiali come il rame.

Rimane quindi l'anidride carbonica che non è né infiammabile né tossica, compatibile e non aggressiva verso la maggior parte dei materiali metallici ed elastomerici. Come fluido è facilmente reperibile, economico e ha un impatto ambientale estremamente ridotto, infatti il suo potenziale di effetto serra è unitario, ma può anche essere considerato nullo se tale fluido frigorifero viene recuperato come prodotto di scarto di altre produzioni industriali. Resta ancora da provare se l'efficienza energetica e il costo degli impianti operanti con anidride carbonica siano ad un livello accettabile rispetto alle soluzioni tradizionali.

1.5 L'anidride carbonica CO₂

La scoperta dell'anidride carbonica avvenne grazie ad un medico inglese, James Blank, che, nel 1755, facendo degli esperimenti con il carbonato di magnesio, individuò questa sostanza.

Venne molto usata come fluido di lavoro nelle macchine a compressione di vapore fino al 1940, quando fu abbandonata.

Già nel 1866 Thaddeus Lowe riuscì ad adattare un compressore per il funzionamento ad anidride carbonica costruendo un apparecchio per la produzione di ghiaccio. Nel 1886 Franz Windhausen brevettò un nuovo compressore a CO₂ che poi venne sviluppato dalla British Company J&E Hall, fino alla costruzione, nel 1889, di un impianto ad anidride carbonica a due stadi più efficiente. Questo tipo di impianto si diffuse negli anni successivi soprattutto a bordo delle navi: alla fine del 1800 l'anidride carbonica era il refrigerante più usato in quanto offriva dei vantaggi come il ridotto costo, buone proprietà nel trasporto del calore, non tossicità del fluido in caso di fughe dall'impianto. Inoltre, poiché come fluido di raffreddamento del condensatore si utilizzava l'acqua di mare (fredda per le rotte a nord che si eseguivano) il ciclo ad anidride carbonica risultava subcritico. Con l'introduzione dei condensatori ad aria, che fecero aumentare le temperature di condensazione, si perse efficienza energetica e, anche in queste applicazioni, l'anidride carbonica venne sostituita da altri fluidi come l'ammoniaca. Solo a partire dal 1932 la CO₂ tornò ad essere utilizzata, anche se solamente in impianti a cascata, insieme all'ammoniaca.

Quindi, nel periodo passato, l'anidride carbonica era usata come refrigerante sulle navi, nelle industrie del ghiaccio, nella preparazione della birra e nel trasporto della carne dall'Australia e dall'America Latina in Gran Bretagna. Dal 1931 i nuovi fluidi refrigeranti sintetici entrarono in commercio e causarono un rapido declino dell'anidride carbonica, anche per la sua bassa efficienza energetica e per la notevole diminuzione della potenza refrigerante quando la temperatura ambiente aumenta.

Solo i problemi ambientali, sviluppatasi negli ultimi anni, hanno messo in crisi l'utilizzo dei fluidi sintetici e portato ad una riscoperta dell'anidride carbonica. Nel 1990 Gustav Lorentzen propose un impianto di condizionamento per autoveicoli funzionante mediante un ciclo transcritico a CO₂. In seguito ci furono molti studi sull'utilizzo dell'anidride carbonica, in particolare per impianti di refrigerazione industriale.

A livello di ricerche oggi c'è molto interesse in questo fluido proprio per la sua compatibilità ambientale.

1.6 Le proprietà dell'anidride carbonica

Nonostante l'efficienza energetica per il ciclo frigorifero ad anidride carbonica sia inferiore a quella dei cicli che utilizzano fluidi tradizionali, alcune sue proprietà sono assolutamente ideali affinché essa venga utilizzata come fluido di lavoro nelle macchine frigorifere a compressione di vapore. Si pensa che questi fattori favorevoli possano ribaltare la considerazione sull'efficienza energetica in un futuro, quando questa tecnologia avrà raggiunto un grado di maturità sufficiente paragonabile a quello degli altri fluidi.

Le proprietà favorevoli all'anidride carbonica sono:

- è molto abbondante in ambiente ed è molto spesso uno scarto dei processi tecnologici: il suo costo è molto basso e può essere facilmente reperibile;
- è inoffensiva per la biosfera, essendo un fluido naturale già presente in ambiente; pur essendo un gas ad effetto serra il suo impatto aggiuntivo è considerabile nullo in quanto si userebbe anidride carbonica di scarto da altri processi industriali;
- non ha problemi di sicurezza essendo non infiammabile e non tossica, però presenta anche un aspetto negativo: essendo più pesante dell'aria si può accumulare nella parte bassa dei locali non areati causando soffocamento per mancanza di ossigeno (per concentrazioni in volume nell'aria inferiori al 3% non provoca disturbi; per concentrazioni comprese tra 3% e 8% può provocare mal di testa; per concentrazioni comprese tra 8% e 15% può provocare cefalee, nausea, vomito; oltre tale concentrazione può provocare insufficienza cardiaca con effetti anche letali. La concentrazione ammessa raccomandata per esposizioni di 8 ore al giorno e per 5 giorni alla settimana è di 5000 ppm in volume nell'aria);
- è inerte e compatibile con tutti i più comuni materiali, sia per quanto riguarda metalli, plastica ed elastomeri; allo stato umido è invece corrosiva e reagisce con quasi tutti i metalli salvo gli acciai inossidabili;
- speciali lubrificanti sintetici sono stati sviluppati e sono disponibili per la CO₂;
- a pressione atmosferica e temperatura di 0°C ha densità pari a 1.977 kg/m³, ovvero il 50% maggiore di quella dell'aria nelle medesime condizioni; quindi avrà portate volumetriche minori.

Per quanto riguarda le proprietà termofisiche dell'anidride carbonica la tabella 1.2 e la figura 1.2 mettono a confronto la CO₂ con alcuni refrigeranti ampiamente utilizzati, mostrando le sue particolarità.

Tabella 1.2. Proprietà termofisiche di alcuni fluidi refrigeranti.

	Massa molare	Temperatura critica	Pressione critica	Δh_{lv} (-20°C)	Pressione di saturazione (-20°C) (+30°C)	
	kg/kmol	°C	bar	kJ/m ³	bar	bar
CO ₂	44,01	31,05	73,84	14592	19,670	72,1
R22	86,47	96,15	49,90	2371	2,453	11,9
R134a	102,03	101,06	40,59	144	1,327	7,7
R410A	72,59	71,36	49,03	3756	4,007	18,9
NH ₃	17,03	132,25	113,33	2131	1,901	11,7



Figura 1.2. Grafico T-s di vari fluidi refrigeranti.

Si nota un effetto frigorifero volumetrico molto maggiore, questo significa una capacità frigorifera riferita alla temperatura di -20° C notevolmente maggiore (almeno quattro volte superiore) rispetto agli altri fluidi a parità di ingombro della macchina. Quindi si potranno avere dimensioni molto ridotte dei componenti dell'impianto.

Le elevate pressioni di esercizio della CO₂ impongono però una particolare attenzione nel dimensionamento dei componenti della macchina e in particolar modo del compressore. La maggior resistenza meccanica richiesta per l'applicazione della CO₂ viene però almeno in parte controbilanciata dalla minor taglia dei componenti, dovuta alla minor portata volumetrica discussa

precedentemente. Le elevate pressioni di esercizio riducono inoltre le perdite di efficienza dovute alle perdite di carico. Inoltre l'effetto negativo delle perdite di carico attraverso le valvole è reso trascurabile anche perché l'effetto frigorifero volumetrico elevato permette la realizzazione di compressori compatti a piccola corsa. Infine bisogna notare che, nonostante l'elevata differenza tra la pressione massima e la minima (con conseguenti problemi di tenuta nel compressore), il loro rapporto è più contenuto rispetto ai fluidi tradizionali, consentendo rendimenti isentropici di compressione più elevati.

Le proprietà termofisiche dell'anidride carbonica favoriscono la realizzazione di elevati valori dei coefficienti di scambio termico negli scambiatori superiori a quelli che si hanno con i fluidi sintetici. Questo è dovuto ad un'alta conduttività termica sia nella fase liquida che in quella di vapore, un alto valore di calore specifico del liquido, bassi valori di viscosità cinematica e di tensione superficiale. Gli alti valori dei coefficienti di scambio termici ottenibili insieme a una configurazione adeguata degli scambiatori consentono di tenere la differenza di temperatura di approach negli scambiatori molto contenuta (anche solamente 1-2°C).

La CO₂ ha un valore molto basso di temperatura critica (31°C) che è circa la temperatura massima estiva di molte località a clima temperato. Quindi solitamente non sarà presente una fase di condensazione ma una fase in cui un gas denso perde progressivamente calore a pressione costante. Questa trasformazione avverrà in un gas cooler che sostituirà il condensatore in un ciclo chiamato transcritico.

1.7 Il ciclo transcritico

1.7.1 La pressione ottimale

Una caratteristica particolare del ciclo transcritico è quella di avere un valore ottimale della pressione al gas cooler che massimizza il valore del COP.

Come si può notare in figura 1.3, ponendo come condizione la costanza della temperatura di uscita dal gas cooler, se si passa dal ciclo 1-2-3-4 con una pressione al gas cooler di 90 bar al ciclo 1'-2'-3'-4' con pressione di 100 bar sia l'effetto frigorifero (Q_0) che il lavoro di compressione (L_c) aumentano rispettivamente delle quantità ΔQ_0 e ΔL_c . Il COP potrà crescere o diminuire a seconda di quale dei due incrementi risulterà maggiore. Esisterà quindi un punto che massimizza il COP.

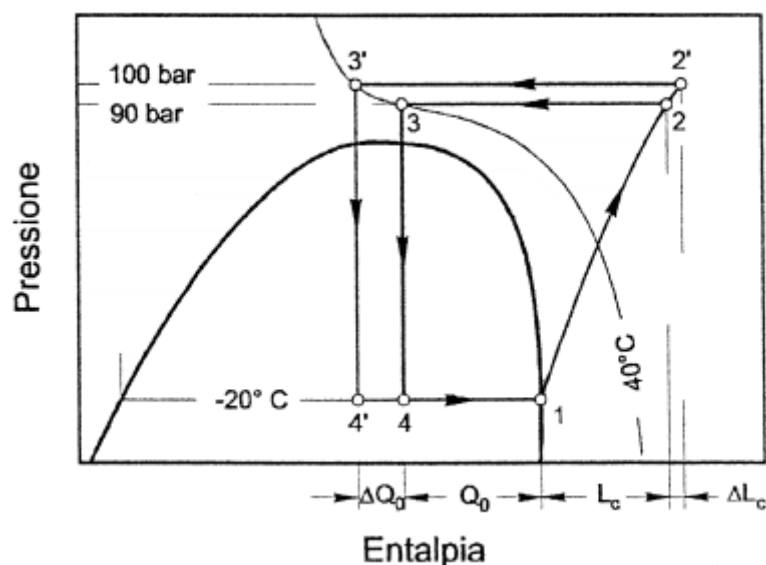


Figura 1.3. Variazione del ciclo a variare della pressione al gas cooler.

L'esistenza di un valore ottimale di pressione al gas cooler è causato anche dall'andamento delle linee isoterme e di quelle isoentropiche nel piano T-s e dipende dalla temperatura di evaporazione, dal rendimento isoentropico del compressore, dalla temperatura di uscita del gas cooler, dall'eventuale surriscaldamento del vapore all'ingresso del compressore. Ma per un ciclo transcritico ideale questo valore può essere valutato in funzione della temperatura di evaporazione (t_e) e della temperatura di uscita del gas cooler ($t_{GC,u}$) mediante la relazione di Liao e Jakobsen (1998), formula 1.1, valida per compressione isoentropica e condizioni di vapor saturo in aspirazione al compressore.

Nella seguente formula t_e e $t_{GC,u}$ sono in °C, p_{opt} in bar e $-40^\circ\text{C} < t_e < +5^\circ\text{C}$ e $31^\circ\text{C} < t_{GC,u} < 50^\circ\text{C}$

$$p_{opt} = (2.778 - 0.0157 * t_e)t_{GC,u} + (0.381 * t_e - 9.34) \quad (1.1)$$

In tutti i casi di un leggero aumento di pressione rispetto a quella ottimale, poiché l'andamento delle isoterme è piuttosto piatto, l'efficienza energetica del ciclo non viene penalizzata eccessivamente; invece valori anche di poco inferiori alla pressione ottimale possono ridurre drasticamente il COP del ciclo.

1.7.2 Efficienza del ciclo

Cavallini [4] riporta uno studio comparativo tra due cicli: uno, appunto, transcritico ad anidride carbonica, l'altro tradizionale con R22. Le condizioni operative dei due cicli sono riportate nella tabella 1.3.

Tabella 1.3. Condizioni operative dei due cicli a confronto.

Point(s)	Description	Refrigerants	
		CO ₂	R-22
4 → 1	Temperature of isobaric evaporation	$t_e = -10$ °C	$t_e = -10$ °C
1 → 2	Isoentropic efficiency of adiabatic compression	$\eta_{ic} = 0.80$	$\eta_{ic} = 0.80$
→ 3	Temperature of isobaric condensation (R-22)		$t_c = 43$ °C
2 → 3	Pressure (constant) in the gas cooler (CO ₂)	$p_{gc} = 78$ bar	
3	Outlet gas cooler temperature (CO ₂)	$t_{gce} = 31$ °C	
1	Vapour superheat at compressor inlet	0 °C	0 °C
3	Liquid sub-cooling at condenser outlet (R-22)		0 °C
	Temperature (constant) of the cooled source	$t_r = -5$ °C	$t_r = -5$ °C
	CYCLE COEFFICIENT OF PERFORMANCE COP	2.52	3.04

Come temperatura di riferimento esterna si supponga che l'aria sia a 28°C. Nel condensatore l'aria subisce un incremento di temperatura di dieci gradi, mentre la temperatura di condensazione del fluido refrigerante è superiore di 5 gradi a quella di uscita dell'aria dal condensatore. Per il ciclo transcritico ad anidride carbonica si ottiene un delta T di approach del gas cooler pari a 3 gradi e una pressione ottimale di 78 bar.

Si può notare come il COP del ciclo transcritico, nonostante una differenza di temperatura di approach piccola, sia inferiore rispetto all'altro del 20%. Per capirne le ragioni si possono analizzare le perdite termodinamiche di ogni processo del ciclo che possono essere viste facilmente utilizzando l'exergia, una volta stabilito un valore adatto della temperatura ambiente di riferimento: si consideri la temperatura dell'aria ambiente (28°C).

Utilizzando la teoria dell'exergia è possibile, quindi, calcolare le perdite termodinamiche per unità di massa per ognuna delle trasformazioni: compressione adiabatica, gas cooler, laminazione adiabatica, evaporazione, rispettivamente nelle formule (1.2), (1.3), (1.4), (1.5)

$$EX_{com} = T_a(s_2 - s_1) \quad (1.2)$$

$$EX_{GC} = h_2 - h_3 - T_a(s_2 - s_3) \quad (1.3)$$

$$EX_t = T_a(s_4 - s_3) \quad (1.4)$$

$$EX_{evap} = T_a \left(s_1 - s_4 - \frac{Q_o}{T_r} \right) \quad (1.5)$$

Nelle formule precedenti h e s sono rispettivamente l'entalpia specifica e l'entropia specifica, mentre Q_0 è l'effetto refrigerante del ciclo definito nella formula (1.6).

$$Q_0 = (h_1 - h_4) \quad (1.6)$$

Per capire le prestazioni del ciclo dobbiamo conoscere la quantità di lavoro assorbita nel compressore, mostrata nell'espressione (1.7), e l'effetto utile Q_0 . In termini di exergia l'effetto utile diviene l'espressione (1.8) e rappresenta il minimo lavoro necessario per ottenere lo stesso effetto utile nel caso di un ciclo ideale reversibile (ciclo di Carnot).

$$W_{com} = (h_2 - h_1) \quad (1.7)$$

$$EX_{Q_0} = |Q_0| \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right) \quad (1.8)$$

Il lavoro del compressore può essere quindi definito come la somma del minimo lavoro ideale e tutte le perdite termodinamiche (formula 1.9).

$$W_{com} = EX_{Q_0} + EX_{com} + EX_{GC} + EX_t + EX_{evap} \quad (1.9)$$

Tutte le perdite possono essere rappresentate in un diagramma T-s mostrato in figura 1.4.

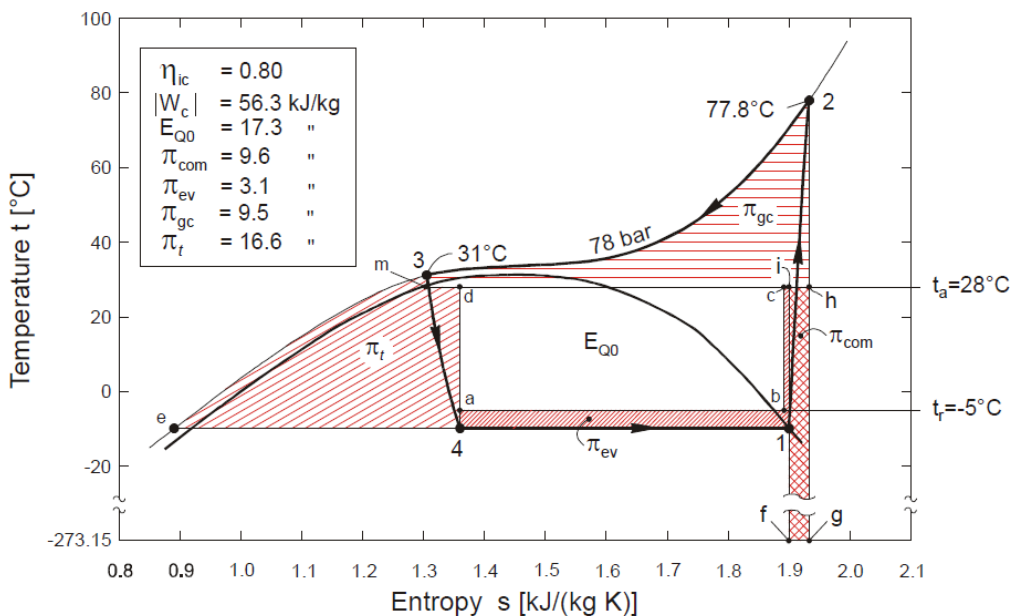


Figura 1.4. Rappresentazione grafica delle perdite termodinamiche.

Ogni singola trasformazione termodinamica, se viene divisa per il lavoro del compressore W_{com} , diviene una perdita di rendimento percentuale δ . Sottraendo a 1 tutte le varie perdite percentuali si ottiene il rendimento exergetico del ciclo formula (1.10).

$$\eta_{ex} = 1 - \sum \delta \quad (1.10)$$

Nella tabella 1.4 è riportato il confronto tra i due differenti cicli per quanto riguarda il rendimento exergetico e ogni singolo componente di perdita.

Tabella 1.4. Rendimento exergetico e perdite percentuali.

Parameter	Refrigerant	
	R-744 (CO ₂)	R-22
Exergetic efficiency η_{ex}	0.310	0.374
Compressor efficiency defect δ_{com}	0.171	0.173
Gas cooler efficiency defect δ_{gc}	0.170	-
Condenser efficiency defect δ_{cond}	-	0.224
Throttling efficiency defect δ_t	0.294	0.161
Evaporator efficiency defect δ_{ev}	0.055	0.068
Sum of all efficiency defects $\sum \delta = 1 - \eta_{ex}$	0.689	0.626

Dalla tabella si nota come la perdita più grande rispetto il ciclo che utilizza come fluido refrigerante il R22 sia per la laminazione. Inoltre si potrà riscontrare una perdita più elevata di quella calcolata per il gas cooler se lo scambiatore non avrà una differenza di temperatura di approach così modesta, come nel nostro caso (solamente 3°C).

Per migliorare l'efficienza dei cicli tradizionali ad anidride carbonica si pensò già nel 1900 a come modificare il ciclo. Queste possibili modifiche verranno descritte più avanti.

1.8 Le modifiche al ciclo semplice tradizionale ad anidride carbonica

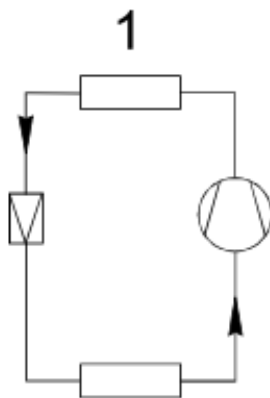
Per ottenere un aumento di efficienza con l'anidride carbonica e ridurre le perdite di laminazione e del gas cooler è molto più semplice cercare di adattare il ciclo per le caratteristiche favorevoli del fluido, che non cercare un fluido più adatto alla tipologia di ciclo. Per questo si sono provate diverse configurazioni di ciclo che usasse come fluido l'anidride carbonica.

Queste verranno descritte schematicamente e si faranno considerazioni su come varia il COP sotto alcune condizioni:

- temperatura di evaporazione isobara -10°C con vapore saturo all'uscita dell'evaporatore;
- compressione adiabatica con rendimento isoentropico pari a 0.8;
- espansione adiabatica con rendimento isoentropico pari a 0.7;
- efficienza dello scambiatore rigenerativo 0.7;
- temperatura di uscita dell'anidride carbonica dagli stadi di alta e media pressione del gas cooler pari a 31°C ;
- pressione ottimale;
- perdite di carico trascurabili negli scambiatori e nelle tubazioni.

1.8.1 Ciclo tradizionale

Questo è il ciclo semplice a compressione di vapore. Le sue caratteristiche sono quelle descritte nel paragrafo 1.7.2 messe a confronto con un altro ciclo semplice che usa come fluido refrigerante R22 (tabella 1.3). Il ciclo è rappresentato in figura 1.5.

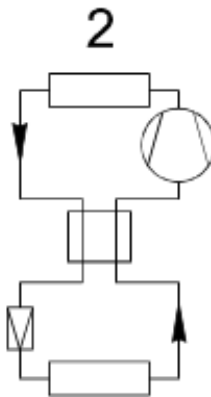


Gas cooler opt. pressure 78 bar
COP = 2.52

Figura 1.5. Ciclo tradizionale.

1.8.2 Ciclo rigenerativo

Viene introdotto uno scambiatore rigenerativo tra il vapore uscente dall'evaporatore e il liquido/gas che esce dal gas cooler. Ne deriva una diminuzione di temperatura del fluido prima della laminazione e di conseguenza ci sarà una diminuzione anche delle perdite per laminazione. Allo stesso tempo, però, il lavoro di compressione isoentropica aumenta, così come la perdita di rendimento per lo scambio termico al gas cooler e le perdite verso l'ambiente. Tutte queste differenze sono piccole infatti il risultato finale è un incremento molto modesto del COP del ciclo. Il ciclo è rappresentato in figura 1.6.

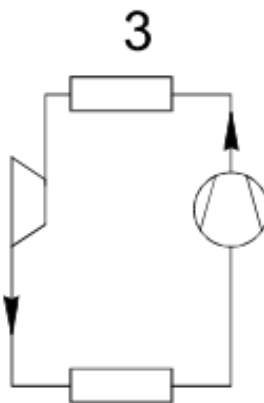


Gas cooler opt. pressure 77 bar
COP = 2.55

Figura 1.6. Ciclo rigenerativo.

1.8.3 Ciclo ad espansione meccanica

Un espansore meccanico sostituisce la valvola di laminazione. Il lavoro di espansione non viene recuperato. L'energia persa per il processo di espansione diminuisce e allo stesso tempo si ottiene un aumento dell'effetto frigorifero del ciclo. Naturalmente, per questi motivi, il COP aumenta. Il ciclo è rappresentato in figura 1.7.



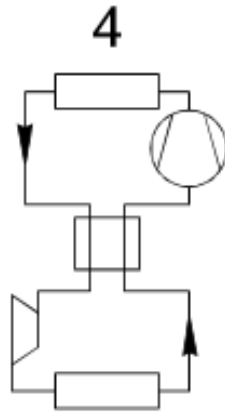
Gas cooler opt. pressure 77 bar
COP = 2.71

Figura 1.7. Ciclo ad espansione meccanica.

1.8.4 Ciclo ad espansione meccanica con scambiatore rigenerativo

Allo schema 3 si aggiunge lo scambiatore rigenerativo descritto nello schema 2. Non si ottengono benefici dal punto di vista del COP infatti il raffreddamento

del fluido uscente dal gas cooler sottrae potenziale lavoro estraibile dall'espansore. Il ciclo è rappresentato in figura 1.8.

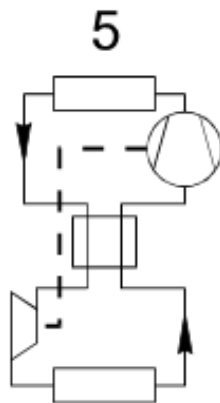


Gas cooler opt. pressure 76 bar
COP = 2.66

Figura 1.8. Ciclo ad espansione meccanica con scambiatore rigenerativo.

1.8.5 Ciclo rigenerativo con recupero del lavoro di espansione

Lo schema è uguale a quello numero 4, ma il lavoro estratto dall'espansore è utilizzato dal compressore. Quindi il lavoro esterno al ciclo necessario diminuisce e di conseguenza il COP aumenta. Il ciclo è rappresentato in figura 1.9.

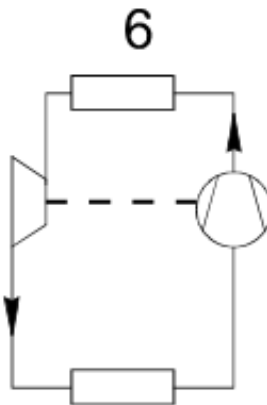


Gas cooler opt. pressure 76 bar
COP = 2.98

Figura 1.9. Ciclo rigenerativo con recupero del lavoro di espansione.

1.8.6 Ciclo con recupero del lavoro di espansione

Questo ciclo è uguale a quello dello schema 3 con la differenza che, in questo caso, recuperiamo il lavoro dell'espansore e lo sfruttiamo nel compressore. A differenza dello schema 5 non abbiamo lo scambiatore rigenerativo ed otteniamo un COP maggiore. Quindi confrontando gli schemi 5 e 6 lo scambiatore rigenerativo causa una perdita di efficienza. Il ciclo è rappresentato in figura 1.10.



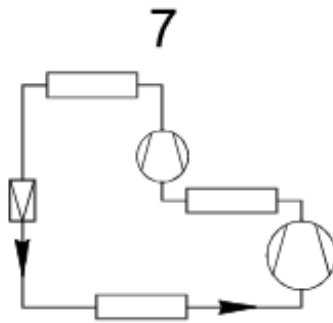
Gas cooler opt. pressure 77 bar

COP = 3.34

Figura 1.10. Ciclo con recupero del lavoro di espansione.

1.8.7 Ciclo bi-stadio

Il compressore monostadio è sostituito da uno bi-stadio. Trai due stadi di compressione è posto un intercooler. Sia le perdite del compressore e di scambio termico sono ridotte; il lavoro di compressione diminuisce e di conseguenza il COP aumenta. Il ciclo è rappresentato in figura 1.11.

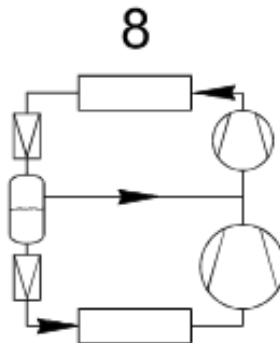


Two-stage cycle
Optimum pressures 64 & 80 bar
COP = 2.67

Figura 1.11. Ciclo bi-stadio.

1.8.8 Ciclo con compressione ed espansione bi-stadio

Al compressore bi-stadio viene associata una laminazione bi-stadio e il vapore di flash ottenuto alla prima laminazione è mandato direttamente al secondo stadio di compressione grazie a un separatore posto a pressione intermedia. In questo modo sono diminuite le perdite per compressione, per laminazione e per scambio termico, mentre si perde una piccola parte di exergia nel miscelamento del vapore tra i due stadi di compressione. Si nota un buon aumento del COP. Il ciclo è rappresentato in figura 1.12.



Two-stage cycle
Optimum pressures 46 & 76 bar
COP = 3.05

Figura 1.12. Ciclo con compressione ed espansione bi-stadio.

1.8.9 Ciclo bi-stadio con espansore meccanico il cui lavoro viene recuperato

Questo schema è come quello semplice bi-stadio, ma al posto della valvola di laminazione abbiamo un espansore meccanico il cui lavoro viene recuperato per il funzionamento del secondo stadio di compressione. Il COP aumenta notevolmente. Il ciclo è rappresentato in figura 1.13.

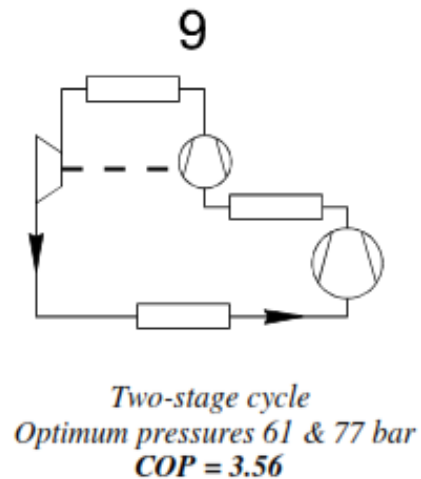


Figura 1.13. Ciclo bi-stadio con espansore meccanico il cui lavoro viene recuperato.

1.8.10 Conclusioni

Si è visto come il recupero di lavoro con un espansore meccanico possa incrementare notevolmente il COP poiché, essendo la temperatura all'uscita del gas cooler alta, con la laminazione si avrebbe una perdita di exergia notevole. In conclusione queste modifiche al ciclo tradizionale possono, come si è visto, incrementare l'efficienza nei cicli in cui si utilizza l'anidride carbonica e in alcuni casi renderla maggiore dei cicli con altri fluidi.

Capitolo 2

Il circuito di prova

Il circuito di prova è realizzato per lo sviluppo di un'attività di laboratorio sperimentale nella quale misurando potenze termiche scambiate, potenze elettriche e calcolando il coefficiente prestazionale del ciclo si potranno valutare diverse configurazioni di cicli a compressione di vapore ad anidride carbonica e testare nuovi componenti. Il suo primo impiego sarà quello di testare un compressore da 1,1 kW. Dal circuito sono misurati valori di portata, pressione e temperatura con modalità e strumenti che verranno descritti in seguito.

Il circuito è dimensionato per un compressore di potenza pari a circa 1,1 kW elettrici, in modo che questo componente non sia alimentato da una tensione trifase e utilizzando come fluido l'acqua in modo da avere una maggiore semplicità nel misurare dati come temperature e portate.

2.1 Layout del circuito

Una rappresentazione del circuito è mostrata nella figura 2.1.

Il circuito è composto da due anelli d'acqua di cui il primo scambierà con l'evaporatore e sarà percorso da una miscela di acqua e glicole, mentre il secondo scambierà con il condensatore e sarà percorso da solo acqua. Questo per le diverse temperature che il fluido avrebbe incontrato nei due scambiatori: nel lato acqua dell'evaporatore la temperatura del fluido avrebbe potuto avvicinarsi o anche scendere sotto gli zero gradi centigradi, con il conseguente problema della formazione di ghiaccio, anche solo localmente, nello scambiatore. Invece nel lato acqua del condensatore il fluido potrebbe raggiungere temperature comprese tra 40°C e 60°C dove sarebbe meglio non avere miscele di acqua e glicole.

I due circuiti possono inoltre scambiare potenza termica tra di loro attraverso un altro scambiatore. In questo recuperatore il fluido del circuito lato condensatore cede potenza termica al fluido del circuito lato evaporatore al fine di mantenere il più costante possibile le temperature nei due anelli d'acqua.

Poiché la potenza ceduta dal condensatore è maggiore di quella ceduta all'evaporatore, nel circuito lato condensatore è previsto uno scambiatore di calore posto in serie al precedente che riceva la potenza termica eccedente scambiandola con dell'acqua proveniente da un chiller. Infatti, nel recuperatore si farà in modo di scambiare la stessa potenza dell'evaporatore, mentre quella eccedente nel lato condensatore verrà appunto smaltita da questo componente aggiuntivo in modo da mantenere costanti le temperature dei due circuiti.

Al fine di evitare repentini e continui cambiamenti della temperatura all'ingresso di evaporatore e condensatore, sono utilizzati un serbatoio di acqua per circuito. Infine si prevedono anche due linee che bypassino il recuperatore da utilizzare in modo da regolare la potenza scambiata in questo scambiatore e avere le temperature desiderate all'ingresso dei serbatoi. La linea di by-pass del circuito dell'evaporatore è comandata da una valvola a tre vie motorizzata; mentre il by-pass del circuito del condensatore non verrà usato in normale funzionamento e quindi avrà una valvola a tre vie manuale da azionare in casi valutati singolarmente.

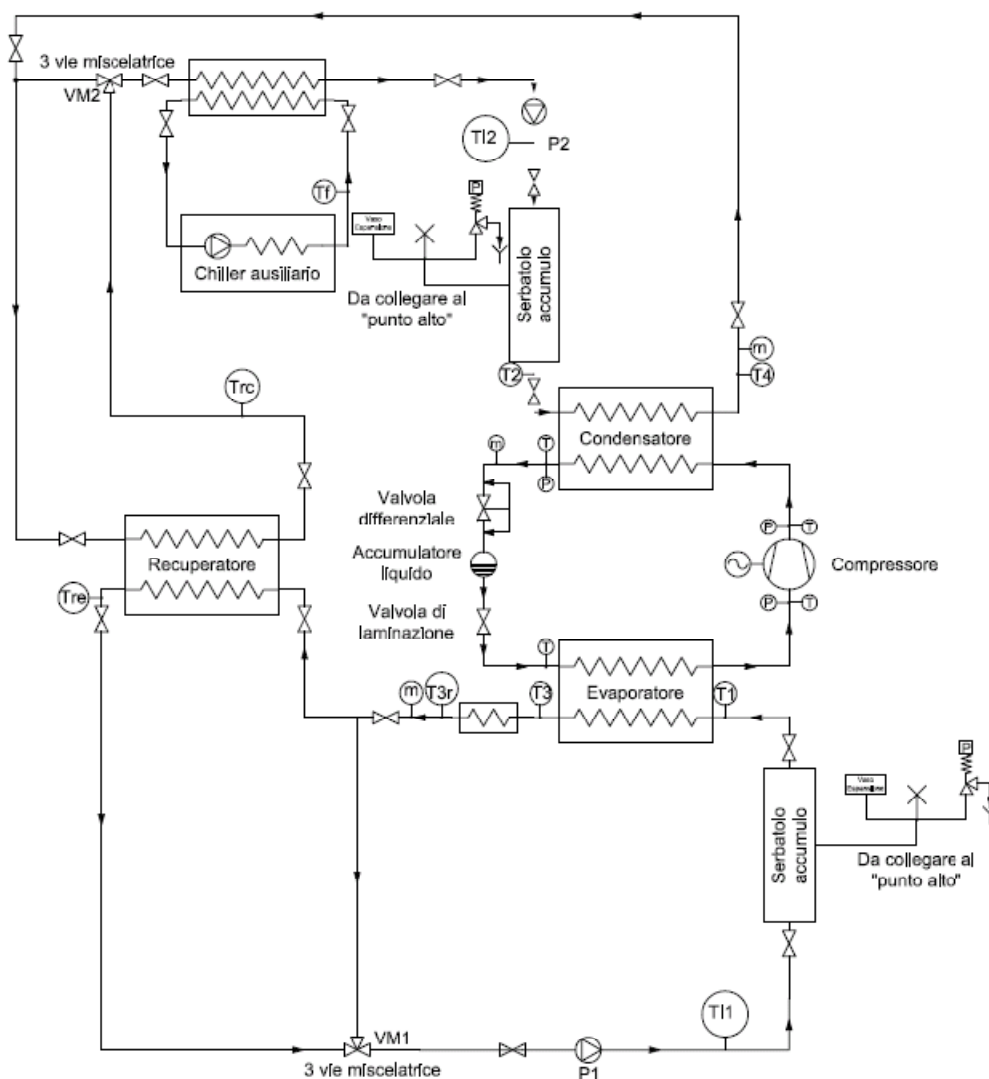


Figura 2.1. Layout del circuito.

Si è pensato anche a una configurazione del circuito di prova nel caso si volesse testare un ciclo frigorifero bi-stadio. Le modifiche sono mostrate nella figura 2.2.

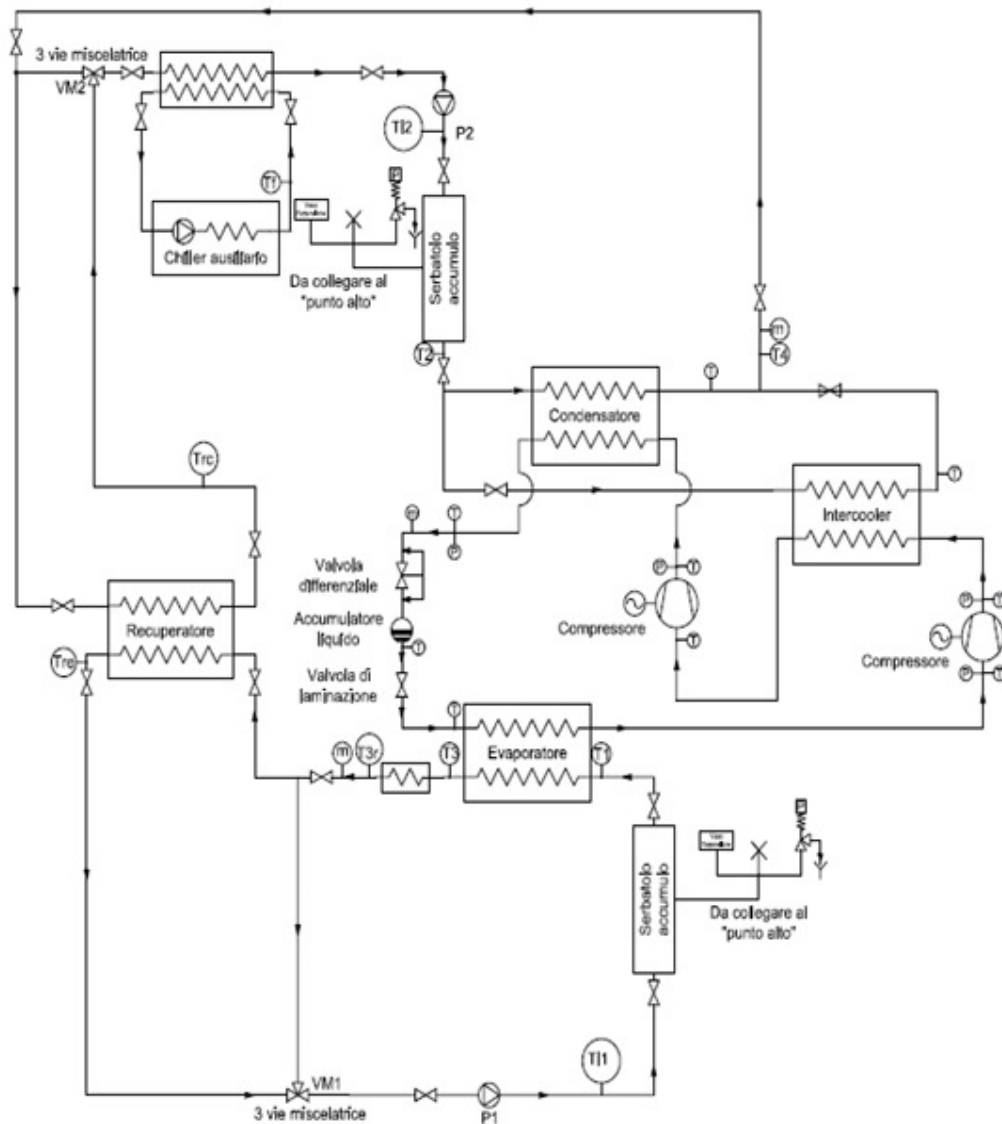


Figura 2.2. Layout del circuito per ciclo bi-stadio.

La modifica sostanziale è l'aggiunta di uno scambiatore in più: l'intercooler. Il fluido del ciclo frigorifero entra in questo scambiatore dopo il primo stadio di compressione e scambia potenza termica con una parte della portata d'acqua del circuito lato condensatore. Infatti, dal punto di vista del circuito idronico lato condensatore, la portata di acqua si dividerà tra condensatore e intercooler; la linea di quest'ultimo prevede due valvole da chiudere se non si prevede l'utilizzo del ciclo bi-stadio in modo da tornare al ciclo frigorifero semplice.

2.2 Dimensionamento circuito e scelta componenti

Di seguito si descrivono brevemente i componenti di entrambi i circuiti.

2.2.1 Scambiatori

Per il dimensionamento degli scambiatori si sono considerate le migliori condizioni di COP, quindi con una temperatura di evaporazione e condensazione abbastanza vicine, rispettivamente pari a -5°C e 18°C . Inoltre si è deciso di testare un compressore il cui assorbimento è pari a 1,1 kW elettrici.

Con questi dati da una simulazione del ciclo ad anidride carbonica si ottiene che le potenze termiche all'evaporatore e al condensatore sono rispettivamente 4,8kW e 5,9 kW termici.

Di conseguenza, il recuperatore di calore dovrà scambiare una potenza pari a 4,8 kW, mentre il sistema scambiatore-chiller dovrà smaltire i 1,1 kW eccedenti.

Conoscendo le potenze termiche e ipotizzando una differenza di temperatura pari a cinque gradi tra l'acqua in ingresso e quella in uscita dallo scambiatore (con l'ipotesi di calore specifico costante pari a $4,186 \text{ kJ}/(\text{kgK})$) è stato possibile calcolare le portate circolanti nei due circuiti. Tutte le portate ricavate sono riportate in tabella 2.1.

Tabella 2.1. Portate dei circuiti acqua.

LATO EVAPORATORE	m [kg/s]	0,23
	m [kg/h]	831
LATO CONDENSATORE	m [kg/s]	0,28
	m [kg/h]	1020
SISTEMA CHILLER	m [kg/s]	0,05
	m [kg/h]	189

Per trovare le caratteristiche degli scambiatori più adeguati sono stati usati i programmi forniti dagli stessi produttori, portando alle scelte indicate in figura 2.2.

Tabella 2.2. Scambiatori di calore scelti.

OGGETTO	QUANTITA'	FORNITORE	CODICE
evaporatore	1	alfa laval	CBH30-10H
condensatore	1	alfa laval	AXP52-16H
intercooler	1	alfa laval	AXP14-8H
recuperatore	1	alfa laval	CB30-18H
scambiatore chiller	1	alfa laval	CB 16-17A

Dati specifici degli scambiatori:

Tabella 2.3. Dati scambiatori di calore.

SCAMBIATORE	NUM. PIASTRE	PERDITA DI CARICO Lato caldo- Lato freddo [kPa]	DIMENSIONI Lungh. x profondità x altezza [mm]	MASSA [kg]
CBH30-10H	10	10,4 - 3,04	60 x 113 x 313	2,73
AXP52-16H	16	0,592 - 12,6	97 x 160 x 582	39,3
AXP14-8H	8	0,302-6,1	45 x 76 x 190	1,09
CB30-18H	18	14,8 - 19	100 x 113 x 313	4,41
CB 16-17A	17	43,4 - 14,1	65 x 74 x 210	1,57

2.2.2 Serbatoi

Dopo aver calcolato potenze massime da smaltire e portate circolanti, si è stabilita la dimensione dei serbatoi necessaria per avere una sufficiente inerzia termica ed evitare repentine o continue oscillazioni di temperatura. Allo stesso tempo, però, occorre garantire una non troppo lunga messa a regime dell'impianto all'accensione dell'impianto, per portare la temperatura dell'acqua al valore desiderato.

Per queste ragioni si è scelto il serbatoio le cui caratteristiche sono riportate nella tabella 2.4.

Tabella 2.4. Dati serbatoi.

MARCA	FIORINI
MODELLO	PUFFER HC
CAPACITA' [l]	100
DIMENSIONI Diametro x altezza [mm]	500 x 975
COIBENTAZIONE	doppio strato: il primo di 10 mm di spessore in elastomero espanso a cellula chiusa in grado di prevenire la formazione di condensa, il secondo di 40 mm in poliuretano flessibile per ridurre al minimo le dispersioni termiche. Il tutto rivestito in PVC.

2.2.3 Calcolo perdite di carico e scelta delle pompe

Si è scelto di utilizzare delle tubazioni in rame.

Per prima cosa dobbiamo decidere quale diametro commerciale utilizzare per le tubazioni dei nostri circuiti. Considerando il valore di velocità ottimale per le reti idroniche con tubi di rame pari a 1 m/s (valore fornito sul quaderno Caleffi sulle reti idroniche [7]) si vede quale sia il diametro del tubo per avere la velocità ottimale. Quindi poi si confronta il valore ottenuto con i diametri effettivamente presenti in commercio. Si sceglie un diametro superiore a quello ottenuto tenendo in considerazione la possibilità che un giorno questo impianto possa essere utilizzato per testare componenti di potenza maggiori e che quindi dovrà circolare maggiore portata. Si ricalcolano poi le velocità effettive nelle tubazioni scelte. Il tubo migliore è, per entrambi i circuiti, quello con diametro esterno 22 mm, spessore 1 mm e diametro interno 20 mm. Una volta stabilito questo, si procede con il calcolo delle velocità effettive e successivamente con il calcolo di tutte le perdite di carico, sia distribuite che concentrate. Si ottengono delle velocità effettive di circa 0.7m/s per il circuito all'evaporatore e 0.9m/s per il circuito al condensatore.

Le perdite di carico distribuite sono state calcolate con la formula (2.1), dove f è il coefficiente di attrito calcolato con l'utilizzo dell'abaco di Moody.

$$\Delta p_{\text{distribuite}} = f * \frac{\rho * L}{d} * \frac{v^2}{2} \quad (2.1)$$

Le perdite di carico concentrate sono state calcolate con la formula (2.2), dove ε è stato valutato per ogni caso diverso.

$$\Delta p_{\text{concentrate}} = \varepsilon * \frac{\rho * v^2}{2} \quad (2.2)$$

Tutte le perdite di carico del circuito più sfavorito, considerando il passaggio dell'intera portata, sono riportate nella tabella 2.5 per quanto riguarda il circuito del lato evaporatore e nella tabella 2.6 per il circuito lato condensatore.

Tabella 2.5. Perdite di carico circuito lato evaporatore.

COMPONENTE	LUNGHEZZA [m]	QUANTITA'	ϵ	Δp singolo [Pa]
tubazione rame	3.5		\	1406
evaporatore		1	\	10400
brusco allargamento		1	1	259
brusco restringimento		1	0,5	130
curva		7	1	1815
valvola intercettazione		6	\	373
allargamento		3	0,15	118
restringimento		3	0,23	181
recuperatore		1	\	19000
Tee principale		2	0,5	259
valvola miscelamento		1	\	706
TOTALE [Pa]				34647
TOTALE maggiorato [Pa]		+20%		41576

Tabella 2.6. Perdite di carico circuito lato condensatore.

COMPONENTE	LUNGHEZZA [m]	QUANTITA'	ϵ	Δp singolo [Pa]
Tubazione rame	7.5		\	4575
condensatore		1	\	12600
brusco allargamento		1	1	407
brusco restringimento		1	0,5	203
curva		16	1	6507
valvola intercettazione		8	\	813
allargamento		4	0,15	247
restringimento		4	0,23	378
Tee principale		1	0,5	55
recuperatore		1	\	14800
Scambiatore chiller		1	\	43400
Valvola miscelatrice		1	\	1153
TOTALE [Pa]				85137
TOTALE maggiorato [Pa]		+20%		102164

Le perdite per allargamento e restringimento sono dovute ai raccordi tra parti del circuito a diametro diverso tra il tubo e i componenti e non sono molto rilevanti; per il serbatoio sono state considerate due perdite: una per brusco allargamento e una per brusco restringimento.

Le perdite degli scambiatori e delle valvole, invece, sono state date dagli stessi costruttori nei dati tecnici.

Per stimare le lunghezze dei tubi e il numero di curve si è pensato a come i circuiti potessero essere realizzati in accordo al disegno di massima riportato nelle figure 2.3 e 2.4.

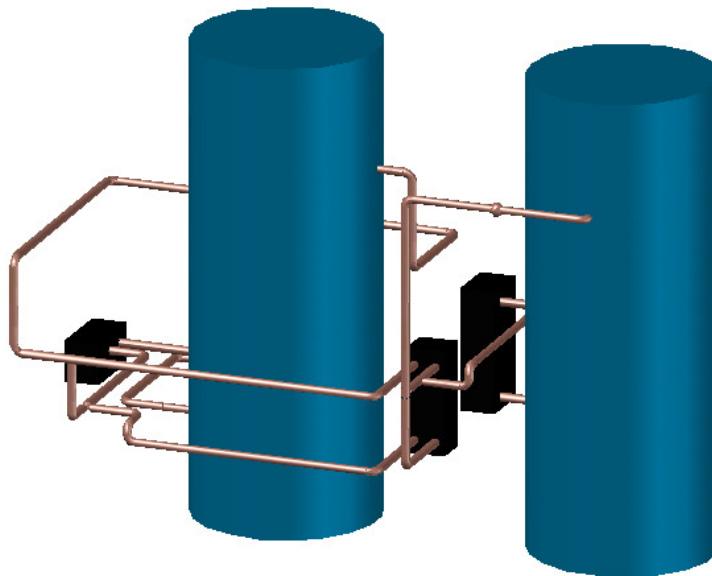


Figura 2.3. Vista posteriore dell'impianto.

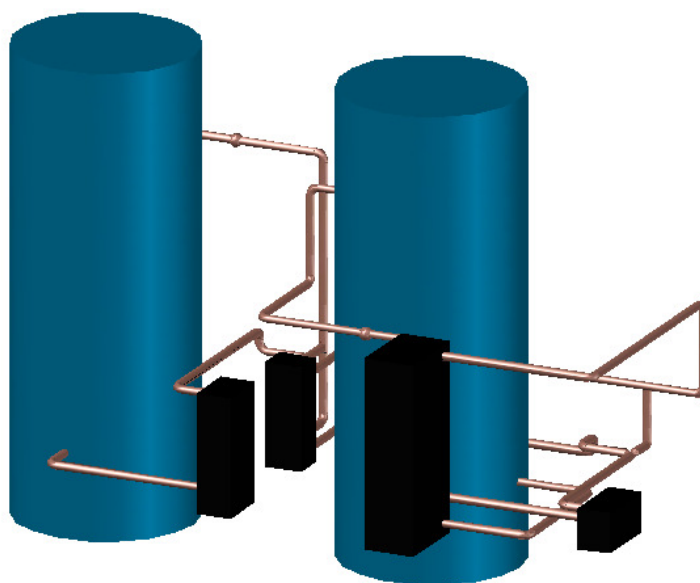


Figura 2.4. Vista anteriore dell'impianto.

Le perdite di carico massime di ogni circuito sono maggiorate del 20% per avere un margine di sicurezza. Conoscendo la portata possiamo scegliere la pompa che risponde alle nostre esigenze. La pompa deve essere a giri variabili per poter variare la portata circolante in ogni circuito. E' inoltre da tenere in considerazione che nel circuito lato evaporatore si ha una miscela di acqua e glicole. Le pompe scelte sono riportate in tabella 2.7.

Tabella 2.7. Dati e pompe scelte.

CIRCUITO	V [m ³ /h]	H [m]	MODELLO POMPA
EVAPORATORE	0,83	4,24	Wilo Stratos 25/1-8 (CAN)
CONDENSATORE	1,02	10	Wilo Stratos 40/1-12 (CAN)

Per entrambi i circuiti sono state scelte due pompe a giri variabili, in modo da far variare la portata circolante adattandola ai vari casi.

Queste sono pompe di circolazione con rotore bagnato a bocchettone oppure a flangia, adatte a tutti gli impianti di riscaldamento, condizionamento, circuiti chiusi di refrigerazione e impianti di circolazione industriali. I vantaggi principali del prodotto sono la classe energetica A, comando frontale e accesso alla zona morsetti, posizioni di montaggio variabili, display orientabile indipendentemente dalla posizione, semplicità di montaggio grazie alle flange combinate PN 6/PN 10, possibilità di impiego in impianti senza limitazione della temperatura ambiente, corpo della pompa in cataforesi (KTL) per evitare la corrosione causata dalla formazione di condensa.

Alcuni dati tecnici validi per entrambe le pompe scelte: campo di temperatura consentito compreso tra -10°C e 110°C, alimentazione di rete 1~230V 50/60Hz, massima pressione di esercizio per la versione standard 6/10 bar.

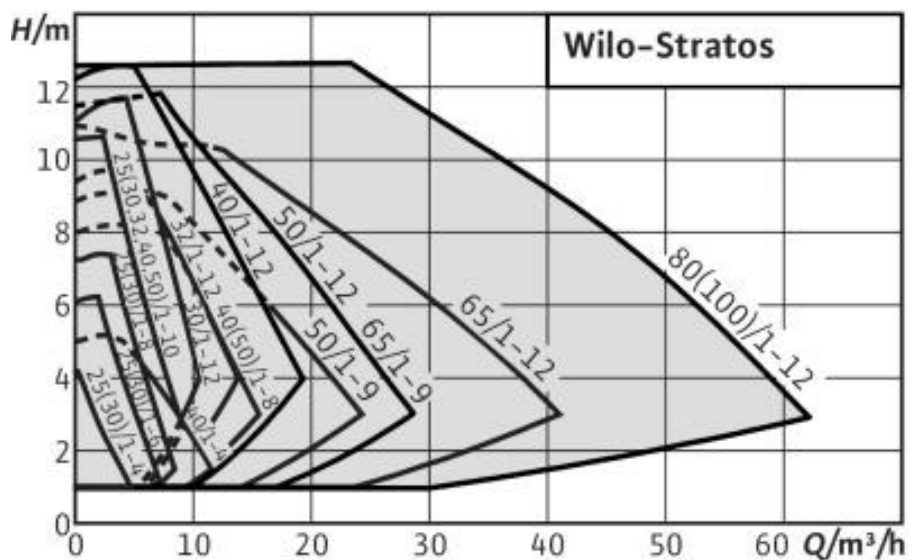


Figura 2.5. Prestazioni pompe serie Wilo-Stratos.

Considerando la portata e prevalenza necessaria (vedi tabella 2.7), per il circuito lato evaporatore, si è scelta la pompa Wilo-Stratos 25/1-8 di cui si riportano in tabella 2.8 i dati tecnici e in figura 2.6 la curva caratteristica.

Tabella 2.8. Dati tecnici pompa Wilo-Stratos 25/1-8.

PORTATA MAX [m³/h]	8
PREVALENZA MAX [m]	7
PRESSIONE NOMINALE [bar]	10
PESO LORDO [kg]	5,5
POTENZA NOMINALE del MOTORE [W]	100
NUMERO di GIRI [g/min]	1400-3700
POTENZA ASSORBITA [W]	9-130
ASSORBIMENTO CORRENTE [A]	0,13-1,20

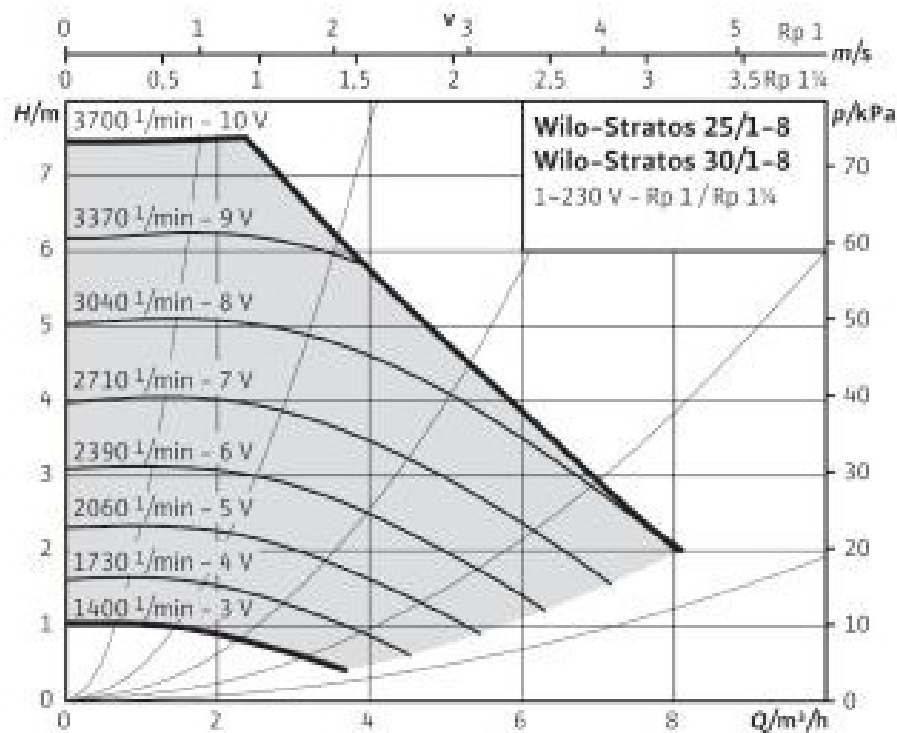


Figura 2.6. Prestazioni pompa Wilo-Stratos 25/1-8.

Per il circuito lato evaporatore, si è scelta la pompa Wilo-Stratos 40/1-12 di cui si riportano in tabella 2.9 i dati tecnici e in figura 2.7 la curva caratteristica.

Tabella 2.9. Dati tecnici pompa Wilo-Stratos 40/1-12.

PORTATA MAX [m³/h]	19
PREVALENZA MAX [m]	12
PRESSIONE NOMINALE [bar]	6/10
PESO LORDO [kg]	16,1
POTENZA NOMINALE del MOTORE [W]	100
NUMERO di GIRI [g/min]	1400-4600
POTENZA ASSORBITA [W]	25-470
ASSORBIMENTO CORRENTE [A]	0,20-2,05

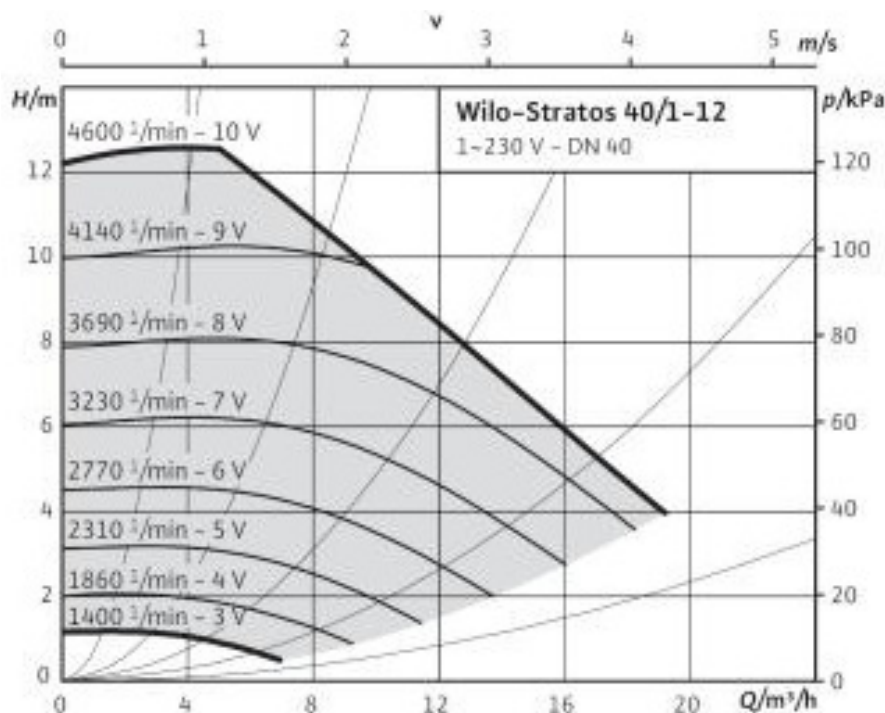


Figura 2.7. Prestazioni pompa Wilo-Stratos 40/1-12.

2.2.4 Valvole

Nel circuito sono utilizzate due diverse tipologie di valvole: valvole a sfera e valvole a tre vie.

Le valvole a sfera sono necessarie per isolare ogni componente del circuito in caso di dover effettuare una sostituzione o riparazione di questo. Sono state scelte delle valvole a sfera De Gasperin modello 583 di diametro 3/4" come la tubazione.

Viceversa le valvole a tre vie sono utilizzate per controllare la temperatura voluta in alcuni punti del circuito. Per effettuare la scelta della dimensione più opportuna delle valvole miscelatrici per ciascun circuito bisogna conoscere due grandezze: la portata di fluido che attraversa la valvola miscelatrice e la perdita di carico da attribuire alla valvola. Quest'ultima è stata assegnata facendola corrispondere a un valore compreso tra il 5% e 15% della perdita di carico del circuito di utilizzazione. Per entrambi i circuiti si utilizza una valvola di dimensione 3/4". Solo nel circuito lato evaporatore la valvola miscelatrice verrà dotata di un motore. Le caratteristiche delle valvole sono riportate nella tabella 2.10.

Tabella 2.10. Valvole.

VALVOLA	QUANTITA'	MARCA	MODELLO	Kvs
3vie miscelatrice	2	caleffi	638 (DN 3/4")	9,5
a sfera (rubinetto)	14	De Gasperin	583 (DN 3/4")	32

In figura 2.8 vengono rappresentate le caratteristiche idrauliche della valvola miscelatrice.

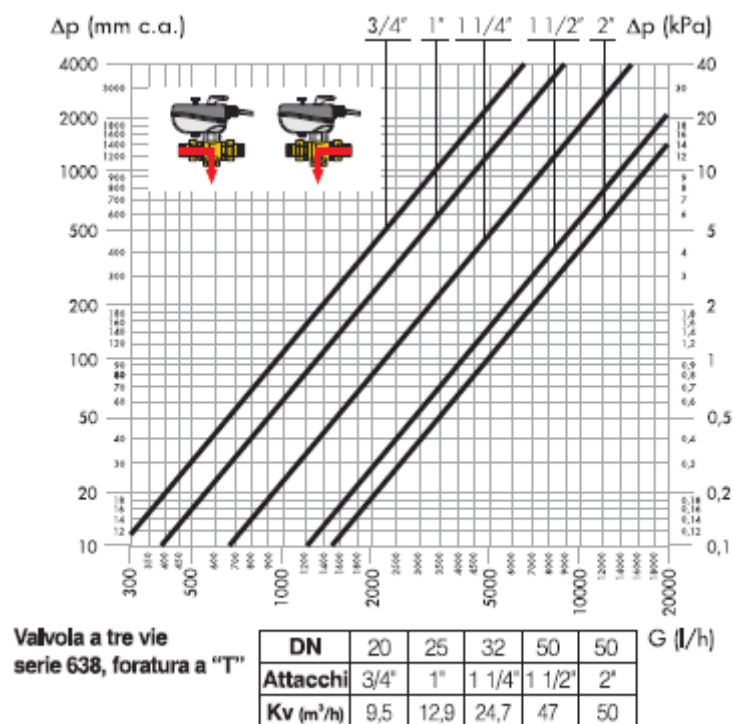


Figura 2.8. Caratteristiche idrauliche valvola caleffi 638.

2.2.5 Componenti di sicurezza: vaso di espansione, valvola di sfiato e valvola di sicurezza.

Il vaso di espansione e la valvola di sicurezza servono per evitare che la pressione nel circuito aumenti più del dovuto; la valvola di sfiato, che nel nostro caso è manuale, serve per eliminare all'interno del circuito.

Per prima cosa si trovano le dimensioni necessarie per i due vasi di espansione chiusi a membrana. Per il lato evaporatore le condizioni limite della miscela acqua-glicole considerata sono: -5°C e 2 bar; 35°C e 3 bar. Si ricava un volume di 3,3 litri; sceglieremo quindi il vaso di espansione Caleffi per la miscela che più si avvicina: 8 litri. Per il lato condensatore le condizioni limite dell'acqua considerate sono: 4°C e 2 bar; 65°C e 3 bar. Si ricava 6,2 litri; sceglieremo il vaso di espansione Caleffi con volume di 12 litri per l'acqua.

Per la valvola di sfiato e quella di sicurezza useremo un collettore Caleffi con già entrambe le valvole e predisposto a collegare il vaso di espansione. Il collettore ha l'attacco di 3/4" e la sua valvola di sicurezza è tarata a 3 bar. Il

collettore con i suoi componenti andranno posti nel punto più alto dei nostri circuiti, presumibilmente sopra al serbatoio. Dati riassunti in tabella 2.11.

Tabella 2.11. Componenti di sicurezza.

COMPONENTE	MARCA	MODELLO	CAPACITA' [l]
Vaso espansione 1	caleffi	555808	8
Vaso espansione 2	caleffi	555012	12
collettore	caleffi	336630	/

2.2.6 Chiller

Per smaltire la differenza di potenza termica (1,1kW) tra evaporatore e condensatore si è predisposto un chiller. Il chiller scelto è il seguente: Carrier 30AWH004HB + 33AW-CS1B. Potenze termiche e altri dati del chiller riportati nella tabella 2.12. I dati riportati sono per temperatura dell'acqua in entrata/uscita dallo scambiatore di calore ad acqua 12°C/7°C, temperatura aria esterna 35°C.

Tabella 2.12. Dati chiller.

COMPONENTE	MARCA	MODELLO
chiller	carrier	30AWH004HB
FUNZIONAMENTO	POT. TERMICA [kW]	EER
RAFFREDDAMENTO	3,3	2,91

2.2.7 Disegno con posizione finale

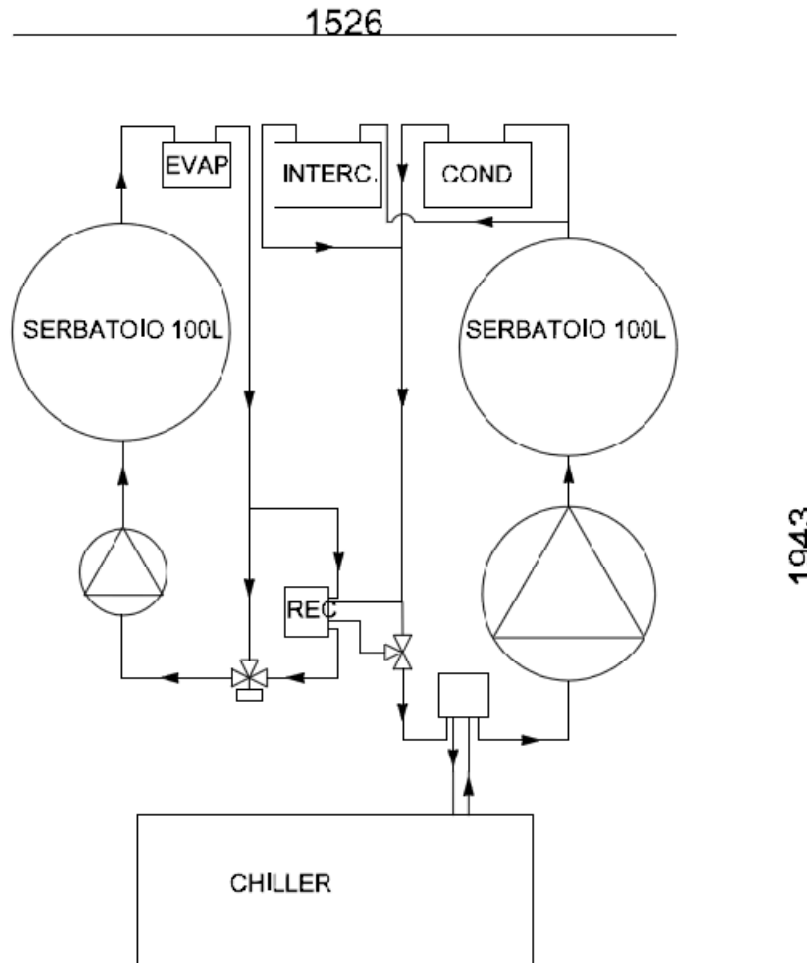


Figura 2.9. Posizionamento di massima dei circuiti idronici e ingombri.
Quote in mm.

Capitolo 3

Sistema di controllo e strumenti di misura

Il circuito di prova necessita di un sistema di controllo per avere le condizioni di prova desiderate. Per esempio è richiesta la possibilità di imporre la temperatura del fluido secondario nei serbatoi di accumulo, in modo da avere lo stesso valore all'ingresso di evaporatore e condensatore e controllare la temperatura di evaporazione e condensazione del circuito frigorifero. Inoltre, come obiettivo si vuole avere una differenza di temperatura di cinque gradi tra ingressi e uscite nel condensatore e nell'evaporatore e che il fluido che ritorna nel condensatore e nell'evaporatore sia alla stessa temperatura di quella voluta all'ingresso.

Si dovrà anche posizionare una serie di strumenti di misura, oltre che per il controllo, anche per la lettura di temperature, portate, pressioni, sia sui circuiti di acqua che sul ciclo frigorifero, per poter poi calcolare le potenze e i dati richiesti dalle sperimentazioni.

3.1 Sistema di controllo

La logica di controllo è stata rappresentata sul layout del circuito nella figura 3.1. Le variabili controllate che devono raggiungere un valore di setpoint stabilito, a seconda del caso, sono TI1 e TI2, rispettivamente la temperatura di ingresso del serbatoio nel circuito lato evaporatore e lato condensatore.

Quando tutto il fluido presente nel serbatoio avrà raggiunto la temperatura voluta, significa che le temperature all'ingresso dell'evaporatore (T1) e del condensatore (T2) avranno raggiunto anche loro il setpoint.

Per raggiungere il valore desiderato di TI1 la sonda di questa temperatura regola la valvola miscelatrice lato evaporatore (VM1): se il valore letto è maggiore del setpoint, la valvola farà passare più portata nel ramo di bypass, mentre nel caso opposto la valvola farà passare più portata nel recuperatore.

Per modificare la TI2, invece, si agisce sulla potenza del chiller a giri variabili, comandando la temperatura T_f all'uscita del chiller stesso che verrà imposta manualmente a seconda di quale temperatura TI2 si desidera. Se la temperatura TI2 è troppo alta la potenza del chiller dovrà aumentare (o se il chiller è spento si accenderà) in modo da sottrarre più potenza termica al fluido del circuito mentre se la TI2 è più bassa del voluto il chiller diminuirà la potenza o si spegnerà.

Inoltre bisogna controllare che i salti termici dei fluidi dei due circuiti a cavallo dell'evaporatore e del condensatore siano pari a cinque gradi. Questo verrà fatto agendo sulle pompe a giri variabili, facendo variare la portata e controllando la temperatura di uscita dagli scambiatori.

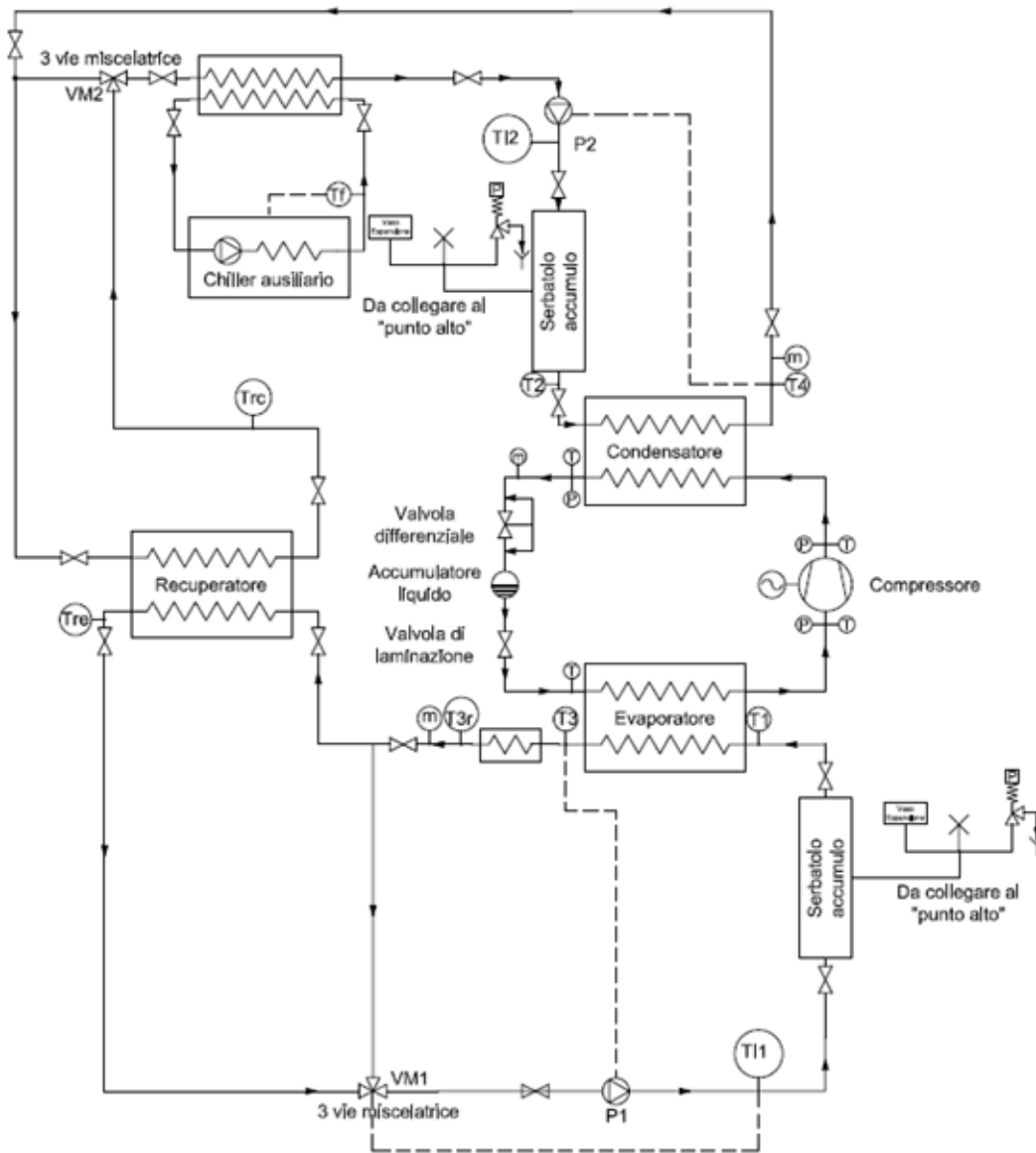


Figura 3.1. Layout del circuito e logica di controllo.

3.2 Strumenti di controllo per i circuiti idronici e allarmi

Per realizzare il sistema di controllo descritto nel paragrafo precedente occorrono gli strumenti di controllo che comandino la valvola miscelatrice del circuito lato evaporatore, ognuna delle due pompe e il chiller. La tabella 3.1 mostra un riepilogo dei sistemi di controllo descritti in seguito.

Tabella 3.1. Strumenti di controllo.

COMPONENTE	CONTROLLO
VALVOLA 3 VIE	Caleffi 161000
CHILLER	Compreso nel chiller
POMPE	Wilo IFExt.Off per Stratos e IR33B9HB20 (Carel)

Inoltre si dovranno tenere controllate della variabili perché non si finisca in situazioni incontrollate o pericolose per i componenti stessi.

3.2.1 Controllo della valvola miscelatrice (VM1)

La valvola miscelatrice VM1 deve fare in modo che la temperatura all'ingresso dell'evaporatore (TI1) sia sempre al valore desiderato. Proprio per questo motivo essa verrà dotata del regolatore Caleffi 161000, un regolatore modulante digitale per riscaldamento e raffrescamento che può essere abbinato a valvole miscelatrici, fornito di sonde di temperature di mandata e di ritorno con pozzetto o fascetta a contatto con un campo di lavoro compreso tra -10 e 125°C.

3.2.2 Controllo del chiller

Controllando la temperatura di uscita dell'acqua del chiller (Tf) si controllerà la potenza termica sottratta dal chiller e, di conseguenza, la temperatura desiderata all'ingresso del condensatore (TI2). Il chiller è già dotato di un suo controllo sulla temperatura di uscita (Tf) su cui si agirà impostandola per controllare indirettamente la TI2.

3.2.3 Controllo del salto di temperatura del condensatore e dell'evaporatore

Poiché si vuole mantenere costante la differenza di temperatura tra l'ingresso e l'uscita del condensatore e dell'evaporatore, si devono controllare queste due temperature. Per mantenerla pari a cinque gradi, come da progetto, si farà in modo di variare la portata elaborata dalle pompe. Per fare questo le pompe avranno un loro controllo. La scatola di controllo è fornita dallo stesso produttore delle pompe ed è Wilo IFExt.Off per Stratos. Invece per il controllo della velocità della pompa si utilizza un controllore della Carel IR33B9HB20. Questo controllore farà in modo di variare il numero di giri della pompa e quindi la portata per mantenere il salto di temperatura dell'acqua a cavallo degli scambiatori di calore pari a cinque gradi.

3.2.4 Allarmi

Per evitare situazioni indesiderate si devono controllare dei segnali e se questi assumono valori inadeguati deve esserci un segnale di allarme.

Per il ciclo frigorifero abbiamo:

- Pmandata compressore < Pmax (data dal costruttore)
- Tmandata comp < Tmax (data dal costruttore)
- Pspirazione comp > Pmin (data dal costruttore)
- max numero accensioni in 1 ora per il compressore

in tale situazione se una di queste condizioni non è rispettata bisogna spegnere il compressore.

Per i circuiti idronici:

- $T_3 > T_{\text{congelamento}} (= -10^\circ\text{C})$
(in tale situazione il compressore si deve spegnere e si devono far passare le portate dei 2 circuiti nel recuperatore in modo che la portata del lato condensatore ceda calore a quella del lato evaporatore)
- $T_4 < T_{\text{vaso max}} (= 65/70^\circ\text{C})$
(in tale situazione se la T_4 sale troppo si spengono il compressore e la pompa lato evaporatore; tutta la portata lato condensatore passa nel chiller per raffreddarsi)
- Segnali dati dai flussostati su lato acqua del condensatore ed evaporatore. Se non sono positivi si spegne il compressore in quanto significa che negli scambiatori non circola acqua e quindi non asportiamo o cediamo calore.

3.3 Studio dell'incertezza combinata

Per scegliere gli strumenti di misura occorre analizzare come, al variare dell'accuratezza di misura degli strumenti stessi, vari l'errore del dato che si vuole ricavare. Successivamente, deciso il margine di errore che si vuole avere nelle misurazioni da effettuare, si possono cercare gli strumenti di misura con il valore di incertezza sulla misura adeguato al caso considerato.

3.3.1 Incertezza combinata sulle potenze termiche

Si deve calcolare la potenza termica scambiata nell'evaporatore attraverso l'equazione (3.1) e nel condensatore con la formula (3.2):

$$Q_{\text{evap}} = m_{\text{evap}} c_p (T_{\text{in}} - T_{\text{out}}) \quad (3.1)$$

$$Q_{\text{cond}} = m_{\text{cond}} c_p (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) \quad (3.2)$$

dove:

Q : potenza termica scambiata [kW];

m : portata di fluido circolante nello scambiatore considerato [kg/s];

c_p : calore specifico dell'acqua;

T_{in} : temperatura in ingresso allo scambiatore;

T_{out} : temperatura in uscita dallo scambiatore;

evap: evaporatore;
cond: condensatore.

Il calore specifico è considerato costante pari a 4,186 kJ/(kgK) per l'acqua, mentre per la miscela acqua-glicole 3,8 kJ/(kgK). I valori di portata e temperatura saranno letti dagli strumenti di misura.

Si consideri il caso di progetto degli scambiatori riportati in tabella 3.2.

Tabella 3.2. Dati di progetto.

m_{evap} [kg/s]	0,23
m_{cond} [kg/s]	0,28
T_{in} evaporatore [°C]	10
T_{out} evaporatore [°C]	5
T_{in} condensatore [°C]	10
T_{out} condensatore [°C]	15

Le misure di portata e temperatura sono soggette ad errori dovuti alle incertezze degli strumenti di misura utilizzati. L'incertezza di misura su tali grandezze ha influenza sull'incertezza di misura della potenza termica che, in accordo alla legge di propagazione dell'incertezza, diviene come mostrato nell'equazione (3.3).

$$I_Q^2 = \left(\frac{\delta Q}{\delta m}\right)^2 I_m^2 + \left(\frac{\delta Q}{\delta c_p}\right)^2 I_{c_p}^2 + \left(\frac{\delta Q}{\delta T_{in}}\right)^2 I_{T_{in}}^2 + \left(\frac{\delta Q}{\delta T_{out}}\right)^2 I_{T_{out}}^2 \quad (3.3)$$

Particolarizzata al caso in esame la (3.3) diviene :

$$I_Q^2 = [c_p(T_{in} - T_{out})]^2 I_Q^2 + (m c_p)^2 I_{T_{in}}^2 + (m c_p)^2 I_{T_{out}}^2 \quad (3.4)$$

L'equazione (3.4) vale in entrambi i casi (evaporatore e condensatore), poiché cambierebbe solo un segno meno che portato al quadrato è indifferente.

Facciamo variare l'incertezza per la lettura del valore di portata tra 0,5% e 2% sul valore letto con passo 0,5%. Per le misure di temperature facciamo variare l'incertezza tra il valore di 0,1°C e 0,5°C.

Questo errore sulle misure di potenza termica verrà poi riportato in valore percentuale dividendo l'incertezza sul valore effettivo che si vorrebbe misurare.

L'errore percentuale sulle potenze termiche è riportato nelle figure 3.2 e 3.3.

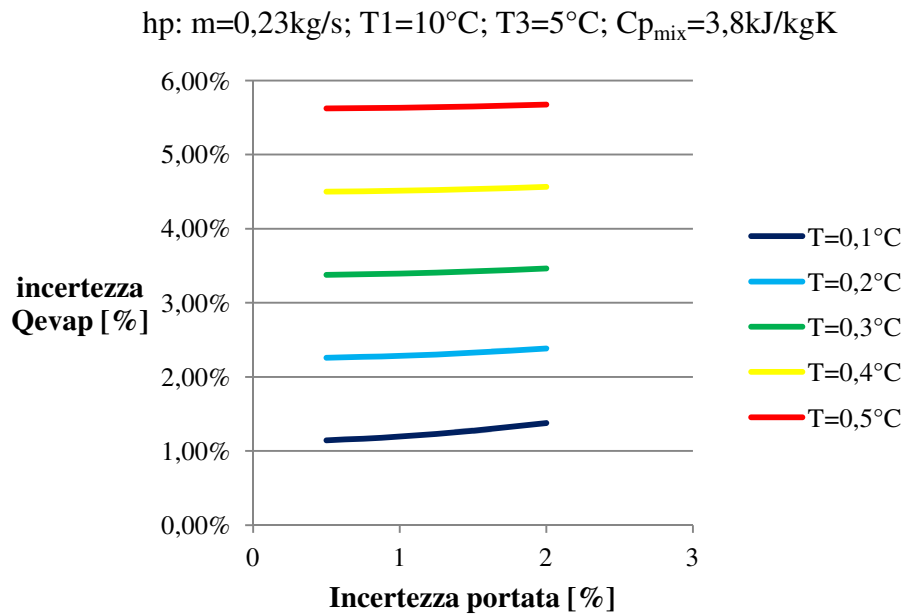


Figura 3.2. Incertezza sulla potenza termica dell'evaporatore al variare dell'accuratezza di misuratori di temperatura e portata.
Dati di progetto scritti in figura.

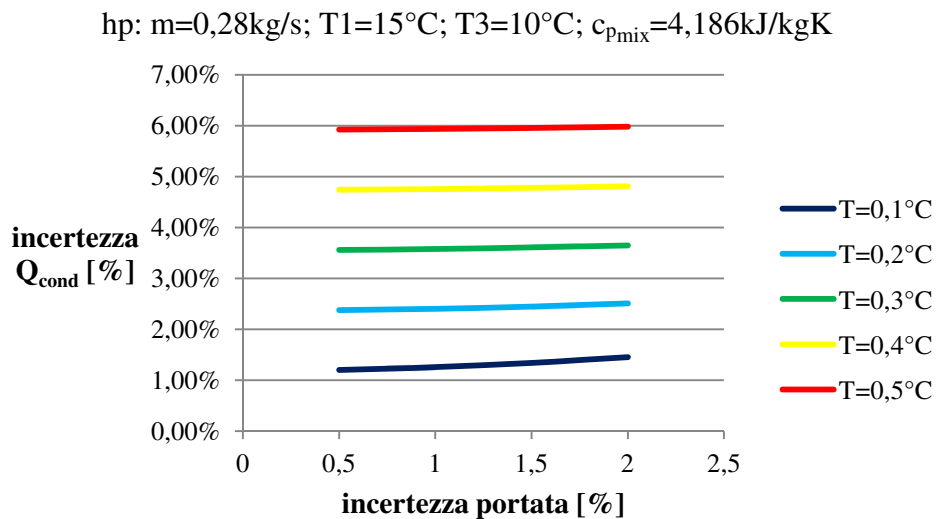


Figura 3.3. Incertezza sulla potenza termica del condensatore al variare dell'accuratezza di misuratori di temperatura e portata.
Dati di progetto scritti in figura.

Si nota come l'incertezza sulla misura di temperatura sia molto più influente di quella sulla misura della portata. Per questo motivo si dovrebbe limitare l'incertezza di temperatura a un valore compreso tra 0.1 K e 0.3 K per avere un errore sulle potenze termiche non superiore al 3 o 4%.

3.3.2 Incertezza combinata sul COP della macchina frigorifera

Si deve calcolare il COP del ciclo frigorifero attraverso l'equazione (3.5):

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{evap}}}{W_{\text{el}}} \quad (3.5)$$

dove:

Q_{evap} : potenza termica scambiata all'evaporatore [kW];

W_{el} : potenza elettrica al compressore

COP=coefficiente prestazionale del ciclo frigorifero

I dati di progetto considerati sono 4.83kW di potenza termica all'evaporatore; 1.1kW di potenza elettrica al compressore e quindi COP pari a 4.39.

Le misure di portata e temperatura e potenza elettrica sono soggette ad errori dovuti alle incertezze degli strumenti di misura utilizzati. L'incertezza di misura su tali grandezze ha influenza sull'incertezza di misura del COP che, in accordo alla legge di propagazione dell'incertezza, diviene come mostrato nell'equazione (3.6).

$$I_{\text{COP}}^2 = \left(\frac{\delta \text{COP}}{\delta Q_{\text{evap}}} \right)^2 I_{Q_{\text{evap}}}^2 + \left(\frac{\delta \text{COP}}{\delta W_{\text{el}}} \right)^2 I_{W_{\text{el}}}^2 \quad (3.6)$$

Particolarizzata al caso in esame la (3.6) diviene :

$$I_{\text{COP}}^2 = \left(\frac{1}{W_{\text{el}}} \right)^2 \left[I_{Q_{\text{evap}}}^2 + \frac{Q_{\text{evap}}^2}{W_{\text{el}}^2} I_{W_{\text{el}}}^2 \right] \quad (3.7)$$

L'incertezza sulla potenza elettrica misurata è stata fatta variare tra 1% e 3% con passo 1%. Per quanto riguarda la potenza termica si utilizzano le incertezze calcolate in precedenza per temperature e portate.

Questo errore verrà poi riportato in percentuale sul valore di COP che dovremmo avere (4.39).

L'errore percentuale sul COP è riportato nella figure 3.4.

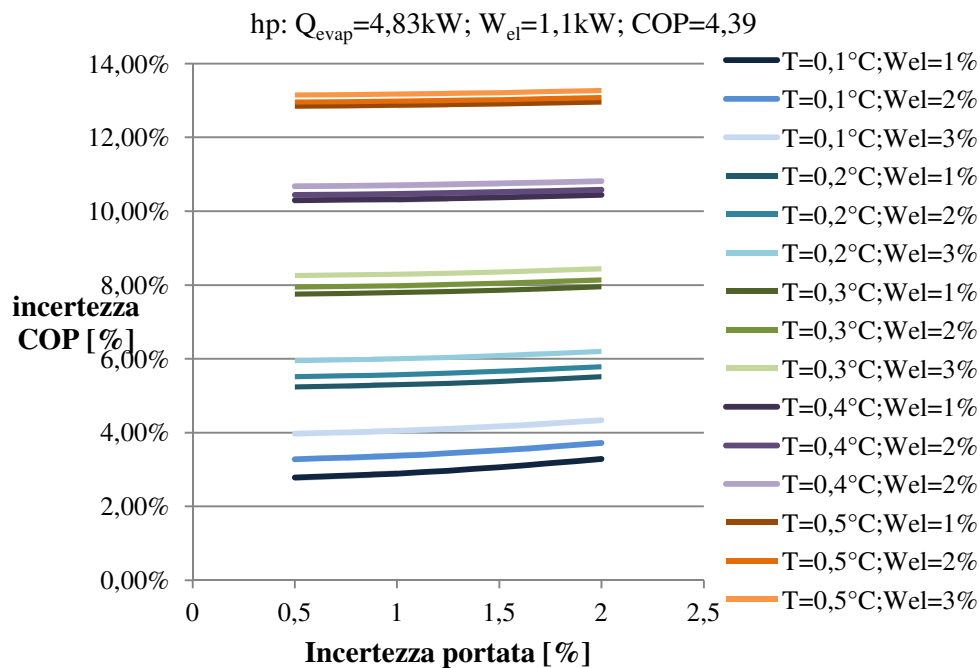


Figura 3.4. Incertezza sul COP variare dell'accuratezza di misuratori di temperatura e portata e potenza elettrica.
Dati di progetto scritti in figura.

Anche per il COP l'incertezza che influenza maggiormente è quella di temperatura, mentre non varia molto al variare dell'incertezza di portata e potenza elettrica.

3.3.3 Incertezza combinata sulle entalpie

Si vogliono calcolare le entalpie di uscita e di ingresso dall'evaporatore (per l'ingresso evaporatore si usano i dati di uscita condensatore). Per il calcolo utilizziamo il software commerciale Refprop inserendo come input le temperature e le pressioni misurate.

Si conosce la dipendenza dell'entalpia da queste due variabili:

$$h = h(T, p) \quad (3.8)$$

Le misure di pressione e temperatura sono soggette ad errori dovuti alle incertezze degli strumenti di misura utilizzati. L'incertezza di misura su tali grandezze ha influenza sull'incertezza di misura dell'entalpia che, in accordo alla legge di propagazione dell'incertezza, diviene come mostrato nell'equazione (3.9).

$$I_h^2 = \left(\frac{\delta h}{\delta P}\right)_T^2 I_p^2 + \left(\frac{\delta h}{\delta T}\right)_p^2 I_T^2 \quad (3.9)$$

dove le grandezze derivate sono definite nelle equazioni (3.10) e (3.11):

$$\left(\frac{\delta h}{\delta P}\right)_T = \frac{h(p + I_p, T) - h(p - I_p, T)}{2I_p} \quad (3.10)$$

$$\left(\frac{\delta h}{\delta T}\right)_p = \frac{h(p, T + I_T) - h(p, T - I_T)}{2I_T} \quad (3.11)$$

Facciamo variare i valori di incertezza tra 0.1°C e 0.5°C per quanto riguarda la temperatura, mentre per la pressione tra lo 0.5% e 1.5% del valore di fondoscala del nostro misuratore (ipotizziamo 60 MPa per l'uscita evaporatore e 160 MPa per l'uscita condensatore). I dati di calcolo iniziali per il calcolo delle entalpie sono riportati nella tabella

Tabella 3.3. Dati di progetto per il calcolo delle entalpie.

P uscita condensatore [bar]	55,76
T uscita condensatore [°C]	18
P uscita evaporatore [bar]	30,33
T uscita evaporatore [°C]	0

Gli errori percentuali sulle misure di entalpie sono riportati nelle figure 3.5 e 3.6.

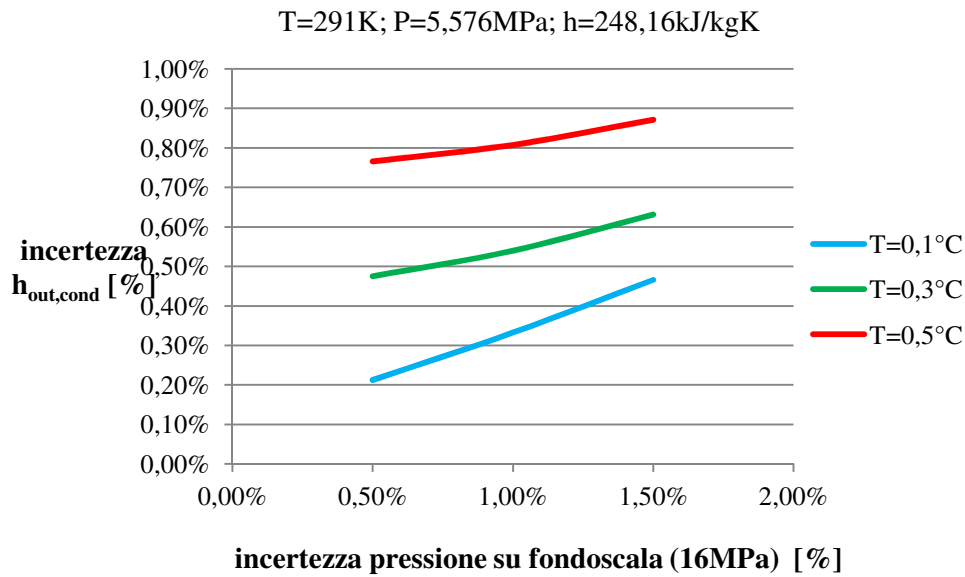


Figura 3.5. Incertezza sull'entalpia di uscita dal condensatore (uguale a quella di ingresso evaporatore) al variare dell'accuratezza di misuratori di temperatura e pressione. Dati di progetto scritti in figura.

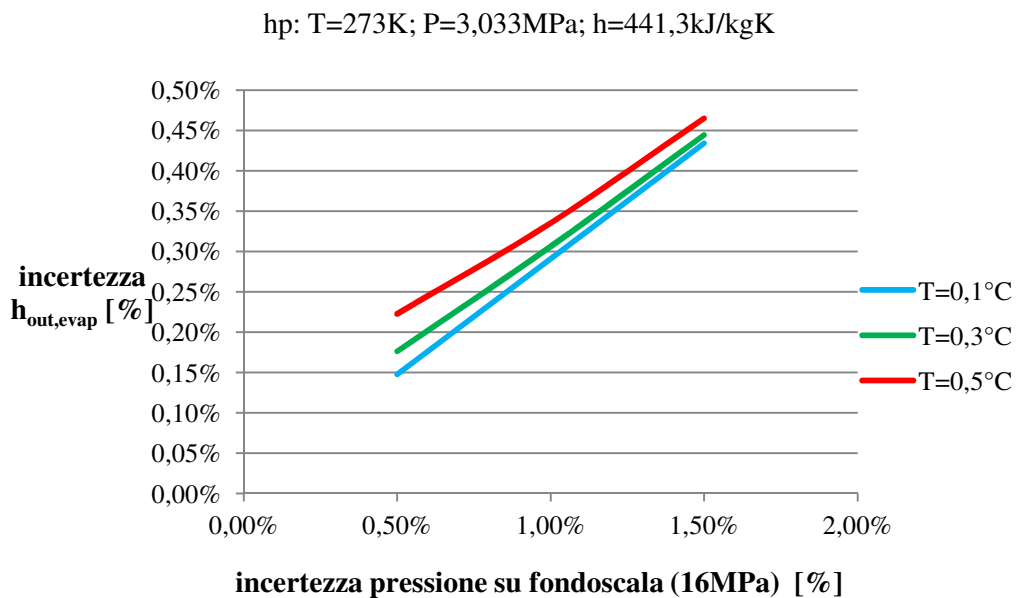


Figura 3.6. Incertezza sull'entalpia di uscita dall'evaporatore al variare dell'accuratezza di misuratori di temperatura e pressione. Dati di progetto scritti in figura.

Per l'incertezza sull'entalpia in uscita dal condensatore, che varia da un 0.2% a un 0.9%, abbiamo una dipendenza sia dall'incertezza di temperatura che da quella di pressione (pare ci sia una leggera prevalenza dell'influenza dell'incertezza di temperatura). Invece per l'incertezza sull'entalpia in uscita dall'evaporatore si nota una variazione da 0.15% a 0.5%, ma questa dipende molto di più dall'incertezza sulla misura di pressione, che non da quella di temperatura.

3.3.4 Incertezza combinata sulla potenza termica dell'evaporatore calcolata lato fluido refrigerante

La potenza termica dell'evaporatore calcolata dal lato del fluido refrigerante si ottiene nel seguente modo (formula 3.11).

$$Q = m (h_{in} - h_{out}) \quad (3.11)$$

Le misure di pressione, temperatura e portata sono soggette ad errori dovuti alle incertezze degli strumenti di misura utilizzati. L'incertezza di misura su tali grandezze ha influenza sull'incertezza di misura della potenza termica che, in accordo alla legge di propagazione dell'incertezza, diviene come mostrato nell'equazione (3.12).

$$I_Q^2 = \left(\frac{\delta Q}{\delta m}\right)^2 I_m^2 + \left(\frac{\delta Q}{\delta h_{out}}\right)^2 I_{h_{in}}^2 + \left(\frac{\delta Q}{\delta h_{in}}\right)^2 I_{h_{out}}^2 \quad (3.12)$$

Particolarizzata al caso in esame la (3.12) diviene :

$$I_Q^2 = (h_{out} - h_{in})^2 I_m^2 + m^2 I_{h_{out}}^2 + m^2 I_{h_{in}}^2 \quad (3.13)$$

Per le incertezze riguardanti le entalpie vale tutto ciò che è stato detto nel paragrafo precedente, mentre l'incertezza di misura sulla portata varia tra lo 0.5% e il 2% del valore letto con passo di 0.5%.

Si riportano i risultati in valore percentuali, rappresentati in figura 3.7.

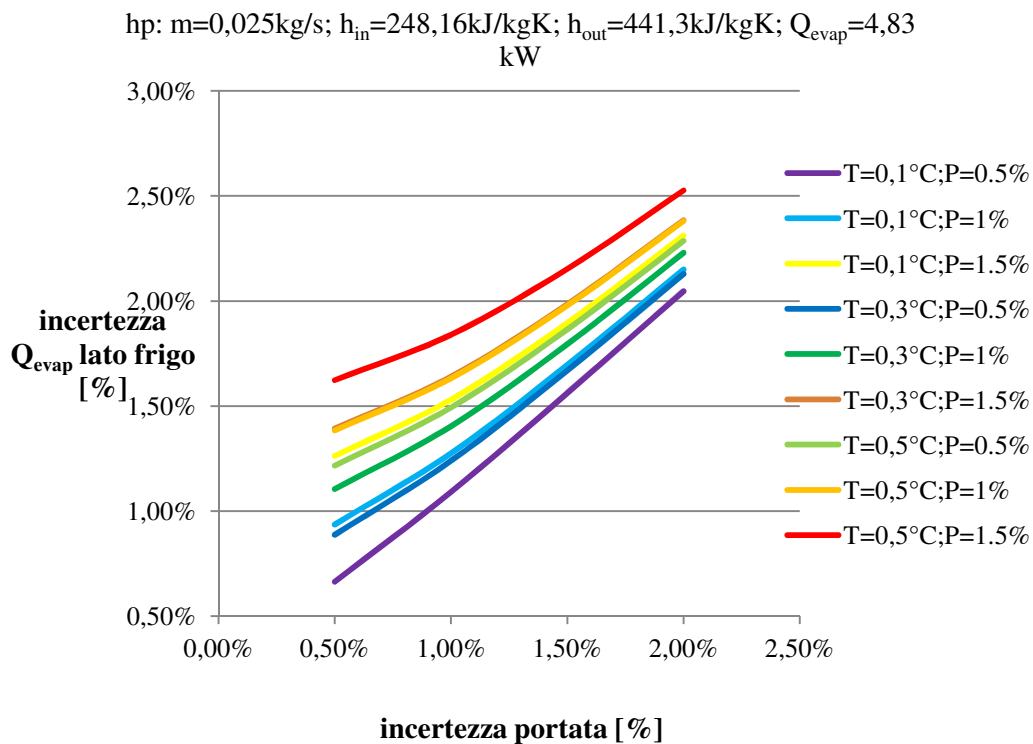


Figura 3.7. Incertezza sulla potenza termica lato fluido refrigerante al variare dell'accuratezza di misuratori di temperatura, pressione e portata. Dati di progetto scritti in figura.

L'incertezza dipende, anche in questo caso, più dalla misura di temperatura che da quella di pressione. Invece acquista più importanza l'incertezza di misurazione della portata per quanto riguarda il refrigerante che non per la portata d'acqua, soprattutto quando gli altri valori di incertezza sono bassi.

3.3.5 Incertezza combinata sul COP calcolato dal lato fluido refrigerante

Il procedimento per il calcolo di questa incertezza è uguale a quello descritto nel paragrafo 3.2.2 (formule 3.5 , 3.6 , 3.7), solamente che per i valori di incertezza per la potenza termica all'evaporatore si utilizzano quelli calcolati nel paragrafo precedente utilizzando il lato del fluido refrigerante.

In figura 3.8 è rappresentato come cambia l'incertezza del COP al variare dell'incertezza sulla potenza termica e sulla potenza elettrica assorbita, entrambe espresse in termini percentuale.

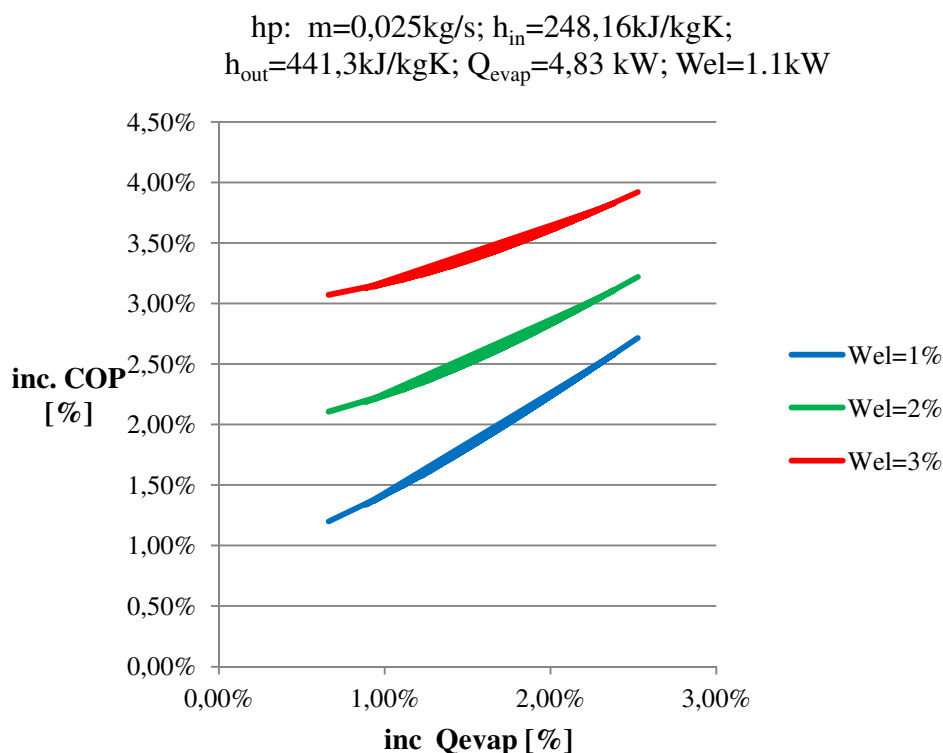


Figura 3.8. Incertezza sul COP calcolato utilizzando la potenza termica all'evaporatore calcolata lato fluido refrigerante al variare dell'incertezza di misura su potenza termica e potenza elettrica.

Dati di progetto scritti in figura.

3.4 Strumenti di misura per i circuiti idronici

Per i circuiti idronici è necessario misurare portate e temperature in ingresso e in uscita dell'evaporatore e del condensatore. In questo modo sarà possibile calcolare le potenze termiche scambiate. Quindi in ogni circuito si metterà uno strumento per la misura della temperatura prima e dopo lo scambiatore ed un misuratore di portata. Inoltre sono previsti anche due flussostati che, nel caso non passasse portata negli scambiatori, diano un allarme e il ciclo frigorifero, in questo caso, sarà da spegnere. Tutto questo in aggiunta alle letture di temperature per il sistema di controllo. Inoltre, come lettura di verifica, sono introdotti dei misuratori per le temperature all'uscita del recuperatore su entrambi i lati.

3.4.1 Misuratore di temperatura

Come visto dall'analisi dell'incertezza combinata, la soluzione migliore sarebbe avere un'incertezza per la lettura della temperatura di circa $0,2^{\circ}\text{C}$. Quindi si

potrebbero usare delle termoresistenze con dei pozzetti. Però per motivi di natura economica si è deciso di utilizzare delle termocoppie di tipo K a contatto con il tubo aventi un'incertezza pari a $0,5^{\circ}\text{C}$ (questo materiale era già presente in laboratorio). Il segnale di uscita è in Volt.

3.4.2 Misuratore di portata

La misurazione di portata di acqua è garantita da un misuratore della Huba Control. E' un misuratore di portata ad effetto Vortex. Il valore di accuratezza di questo strumento per il calcolo delle potenze termiche è sempre importante, ma meno delle termocoppie. I dati di questo strumento sono riportati nella tabella 3.4.

Tabella 3.4 Misuratore di portata di acqua.

MARCA	Huba Control
MODELLO	210
RANGE	1,8-32 l/min
INCERTEZZA	1% del fondoscala per portate il cui valore sia inferiore al 50% del fondoscala o il 2% del valore letto per valori di portata maggiori del 50% del fondoscala
USCITA	0/4-20 mA

3.5 Strumenti di misura per il ciclo frigorifero

Si assumono come valori massimi raggiungibili per la scelta degli strumenti: 0°C e 60 bar all'evaporatore e 100°C 160 bar al condensatore.

3.5.1 Misuratore di temperatura

Per misurare la temperatura utilizziamo gli stessi strumenti per la lettura delle temperature nei circuiti idronici.

3.5.2 Misuratore di portata di refrigerante

La misurazione di portata è garantita da un componente della Precision Fluid. Il suo principio di misura è il principio di Coriolis. La sua uscita è in corrente 4-20 mA. Range e incertezza sono riportati in tabella 3.5.

Tabella 3.5 Misuratore di portata di fluido refrigerante.

MARCA	Precision Fluid
MODELLO	M54
POR. NOM.	5 kg/h
INCERTEZZA	1% valore letto

3.5.3 Misuratore di pressione

La misurazione di pressione è garantita da dei misuratori della Danfoss. A seconda del punto dove verranno posizionati gli strumenti avranno dei range diversi: 60, 100, 160 bar. I dati dei misuratori di portata sono riportati nella tabella 3.6.

Nel circuito frigorifero inoltre si usano dei pressostati per non raggiungere valori di pressione troppo elevati.

Tabella 3.6. Misuratori di pressione.

MARCA	Danfoss
MODELLO	MBS 33
RANGE	60; 100; 160 bar
INCERTEZZA	0.8% sul fondoscala
USCITA	4-20 mA.

3.5.4 Wattmetro

La misurazione di potenza elettrica assorbita dal compressore è garantita da un Wattmetro che misurando tensione e corrente ci permette di leggere il valore di potenza assorbita. I dati di questo strumento sono riportati in tabella 3.7.

Tabella 3.7. Wattmetro.

MARCA	Yokogawa
MODELLO	WT230
RANGE	600V 20A
INCERTEZZA	0.2%

3.6 Strumento di acquisizione

Per l'acquisizione dei dati si utilizza una unità di acquisizione: Yokogawa MX100. Questa accetta gli input in tensione ma con una resistenza aggiuntiva è convertibile in corrente.

3.7 Incertezza effettiva sul calcolo delle potenze termiche, del COP e delle entalpie

Le misure di portata e temperatura sono soggette ad errori dovuti alle incertezze degli strumenti di misura utilizzati. Nel calcolo della potenza termica questi due errori si combineranno tra loro: è necessario conoscere l'errore complessivo che si avrà sul calcolo della potenza termica.

Si è già visto come si procede per questo caso nei paragrafi precedenti, quindi riportiamo solo i risultati che si ottengono con i dati di progetto. Per quanto riguarda la portata lo strumento ha un'incertezza del 2% sul valore letto (per i valori di progetto) e quindi si avrà, nel caso dell'evaporatore, un'incertezza di 0.005 kg/s (I_m); mentre per il condensatore 0.006 kg/s (I_m). Le misure di temperatura sono invece soggette a un errore di 0.5 K.

Con i dati di progetto per le potenze termiche si ottengono delle incertezze complessive del 5.67% per il lato evaporatore e del 5.98% per il lato condensatore.

Per il COP, oltre ai dati già citati, bisogna considerare l'incertezza della lettura della potenza elettrica effettuata dal Wattmetro, pari al 0.2%. Si ricava che il COP ha un'incertezza del 12.92%.

Per il calcolo delle entalpie i misuratori di portata utilizzati hanno un'incertezza del 0.8% sul fondoscala, considerato 16 MPa per lo strumento in uscita dal condensatore e 6 MPa per l'uscita evaporatore, che corrispondono rispettivamente a 0.128 MPa e 0.048 MPa; per le temperature si ha come prima 0.5 K. Si ottiene quindi un'incertezza pari allo 0.79% per l'entalpia all'uscita del condensatore, mentre per l'entalpia in uscita all'evaporatore si ha un valore di 0.29%.

Con queste entalpie calcolate e la misurazione di portata di fluido refrigerante (incertezza pari a 1% sul valore letto) è possibile calcolare la potenza termica scambiata all'evaporatore ottenendola con un'incertezza del 1.57%. Calcolando il COP dalla potenza termica all'evaporatore lato fluido refrigerante si ha un'incertezza del 1.58%.

Capitolo 4

Modello dell'impianto

Prima di utilizzare l'impianto reale si è realizzato un modello il più possibile fedele allo stesso per simularne e verificarne il funzionamento in ambiente Simulink.

4.1 Realizzazione dell'impianto con Simulink

Per realizzare la simulazione si è utilizzato il software Simulink.

Simulink è un programma per la modellazione, simulazione e analisi di sistemi dinamici sviluppato dalla compagnia statunitense MathWorks ed è strettamente integrato a Matlab. Si è utilizzata la libreria aggiuntiva sui sistemi termodinamici che consente di avere blocchi già costruiti di scambiatori, valvole, serbatoi e compressori. Si è quindi proceduto a realizzare un sistema leggermente più semplificato di quello realmente progettato, mostrato in figura 4.1, ma senza perderne le caratteristiche fondamentali per il corretto funzionamento. Si sono trascurate le perdite di carico sia distribuite sia quelle concentrate di ciascun componente.

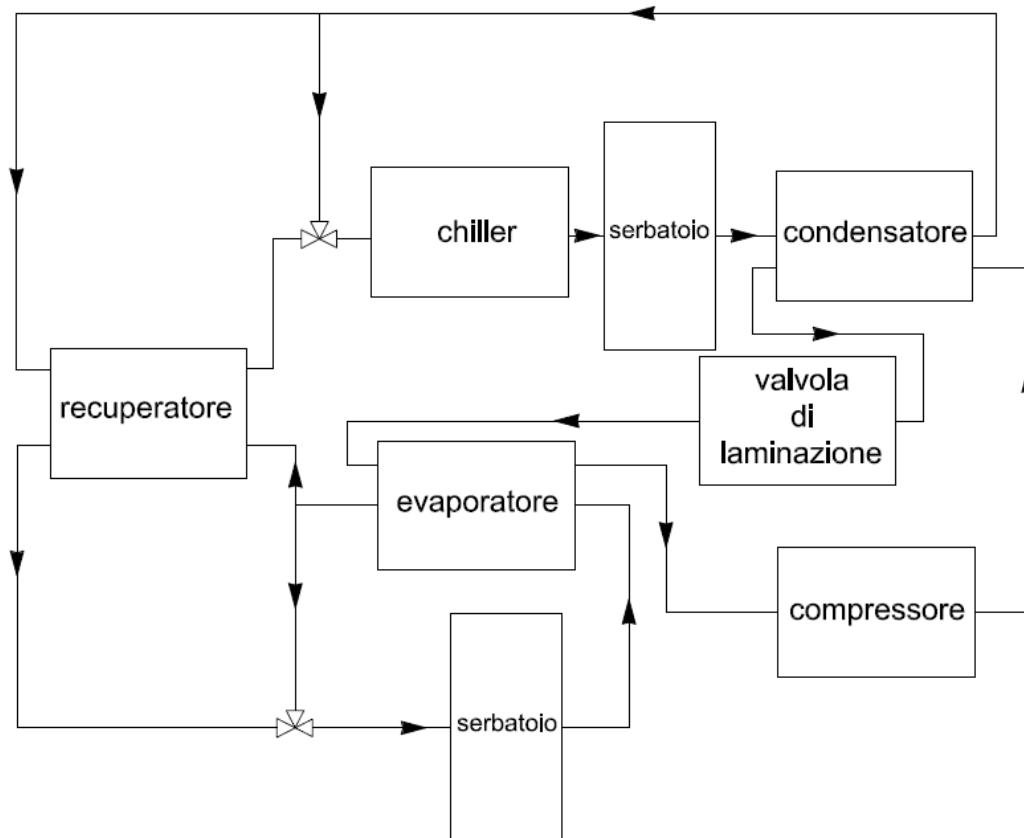


Figura 4.1. Schema impianto.

Con riferimento alla figura 4.2 per la realizzazione del modello sono realizzati i seguenti blocchi presenti nella libreria aggiuntiva detta in precedenza:

- condizioni iniziali. Si definiscono temperatura, pressione, portata iniziali della simulazione (pari a quelle calcolate in fase di progettazione).
- serbatoi. Si definisce un serbatoio a volume costante (quindi la portata di ingresso è pari a quella di uscita) dandone la massa contenuta al suo interno e la temperatura a cui ci si trova inizialmente (che si porrà uguale a quella data nelle condizioni iniziali). I serbatoi i considerano inoltre adiabatici;
- scambiatori. Ne sono presenti di due tipi: uno per il chiller, l'altro per l'evaporatore, il condensatore e il recuperatore. Il primo ha solo un flusso di portata in ingresso e in uscita, e un valore numerico di potenza termica entrante come dato in ingresso del blocco. Per questo blocco, che rappresenta il chiller, la potenza termica entrante (negativa perché sottrae calore) non presenta una costante, bensì un valore variabile tra -3000 e 0 (potenza massima e minima data dal chiller scelto). Questa varia con un regolatore PID impostato in modo da avere all'uscita del chiller la temperatura voluta. La seconda tipologia, invece, presenta due flussi di

portata in ingresso. Per condensatore ed evaporatore un flusso è di acqua, mentre l'altro è di anidride carbonica; per il recuperatore, invece, entrambi i flussi sono di acqua.

- valvole a 3 vie. Per utilizzare il blocco già presente in Simulink queste sono deviatrici e non miscelatrici. In ingresso hanno un valore compreso tra 0 e 1 che indica l'apertura della valvola e quindi come la portata si ripartisce. Come nell'impianto progettato, la valvola del circuito nel lato del condensatore è da impostare manualmente, mentre quella nel lato evaporatore è automatica e varia la sua apertura affinché la temperatura all'ingresso del serbatoio sia quella voluta.
- miscelazione. Proprio perché le valvole sono deviatrici e non miscelatrici si è dovuto mettere un altro blocco per fare miscelare le due portate divise precedentemente.
- compressore. In ingresso gli viene data la potenza elettrica assorbita (1100 W).
- valvola di laminazione. Come ingresso gli viene data la pressione a cui deve portare il fluido che lamina.
- vengono poi aggiunti vari blocchi per leggere e diagrammare nel tempo i valori di temperatura, portata, potenza termica del chiller, apertura della valvola automatica.

In figura 4.2 è schematizzato l'impianto rappresentato con i blocchi fondamentali di Simulink e i collegamenti tra di loro. Per semplicità e facilità di lettura è solamente rappresentato con i blocchi principali.

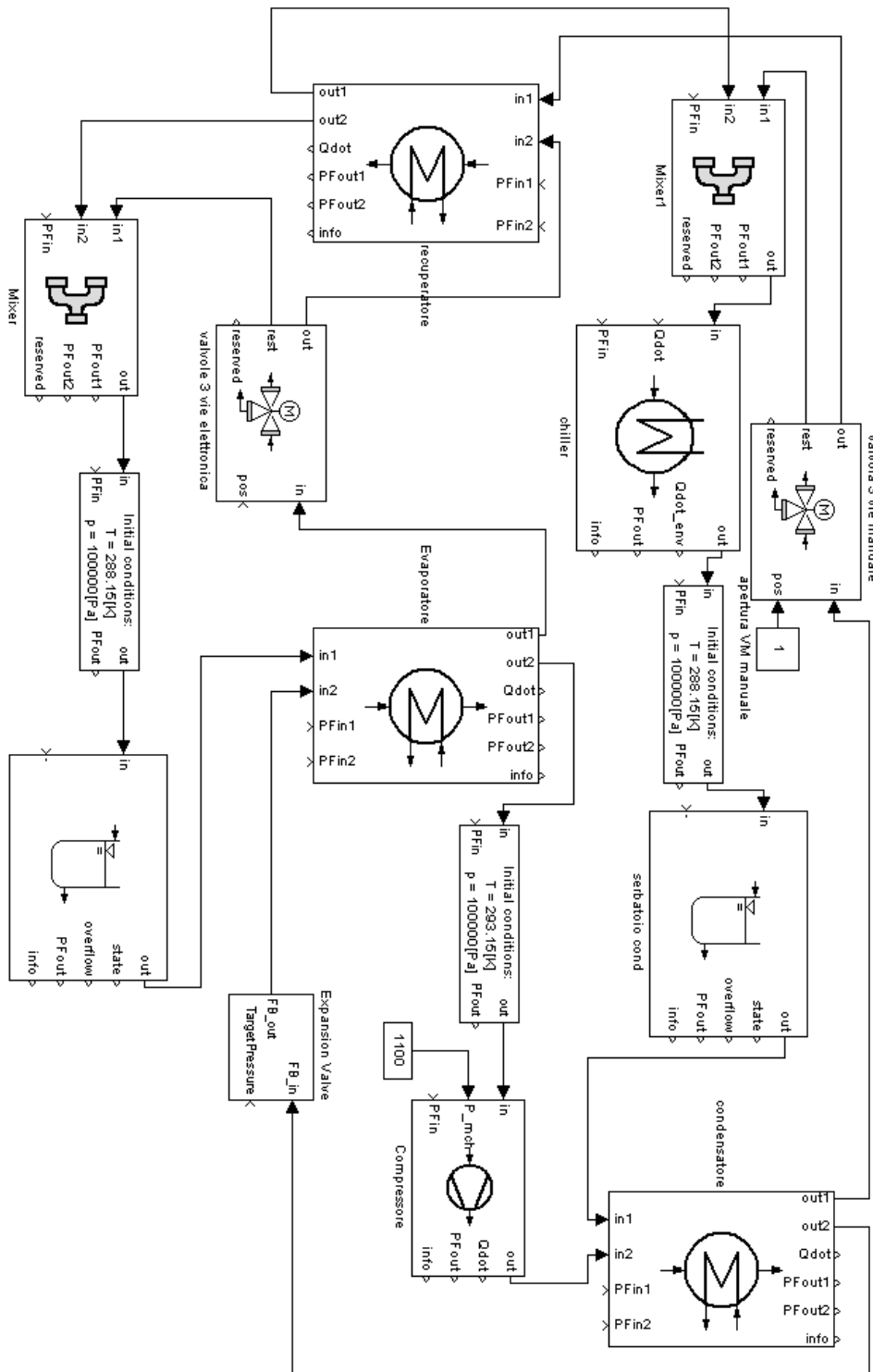


Figura 4.2. Schema semplificato dell'impianto creato con Simulink.

Ora è possibile procedere alla simulazione dell'impianto e analizzare il suo comportamento durante i transitori che avvengono quando l'impianto viene messo in funzione. A impianto fermo l'acqua portandosi in equilibrio con l'ambiente si troverà alla stessa temperatura che si ha in ambiente, e sarà necessario portarla alle condizioni desiderate per ricavare i dati voluti.

Per imporre le condizioni presenti inizialmente in ambiente, occorre modificare i dati (temperatura e pressione) nel blocco delle condizioni iniziali e inserire la stessa temperatura nel blocco dei serbatoi. Si decide la posizione iniziale anche della valvola nel circuito all'evaporatore: nelle simulazioni fatte questa partirà sempre da un valore pari a 0.5, cioè metà portata passa nel recuperatore, mentre l'altra metà nella linea di by-pass. Il chiller inizialmente è spento, quindi scambia una potenza termica nulla.

La simulazione andrà avanti fino a 15000 iterazioni.

4.2 Condizioni estive

Come primo caso viene considerato un funzionamento che può verificarsi in un periodo estivo. Si considera che l'ambiente si trovi a 20°C, mentre si vorrebbero come temperature di ingresso, sia all'evaporatore che al condensatore, 10°C in modo che il ciclo frigorifero abbia come temperatura di evaporazione -5°C e temperatura di condensazione 18°C (pari a quelle di progetto). Si osserverà come cambiano nel tempo le temperature nei vari punti dell'impianto e come variano le grandezze che il sistema di controllo regola: potenza del chiller e apertura della valvola di miscelamento.

4.2.1 Circuito lato condensatore

Come prima cosa si osservano gli andamenti delle temperature in ingresso e uscita dal condensatore mostrate in figura 4.3.

Si nota come, partendo dal valore di temperatura di 20°C, lentamente si giunge alla temperatura desiderata. Questo avviene molto prima del massimo di iterazioni imposto (15000), infatti già intorno le 5000 è possibile dire di avere raggiunto il setpoint. Si può notare come poco prima delle 3000 iterazioni la diminuzione di temperatura diventi meno accentuata e la temperatura si assesti intorno ai 15°C. Si cercherà di capire, studiando anche le altre variabili, da cosa dipenda questo fatto.

L'andamento della temperatura di uscita del condensatore presenta lo stesso identico andamento del precedente, con l'unica differenza di essere traslato di circa 5°C sull'asse delle ordinate. Infatti la potenza entrante è costante nel tempo, pari a 5930 kW, e anche la differenza di temperatura tra l'acqua in ingresso e in uscita del condensatore rimarrà pressoché costante pari a 5°C (valore deciso in fase di progetto e che vogliamo rimanga costante).

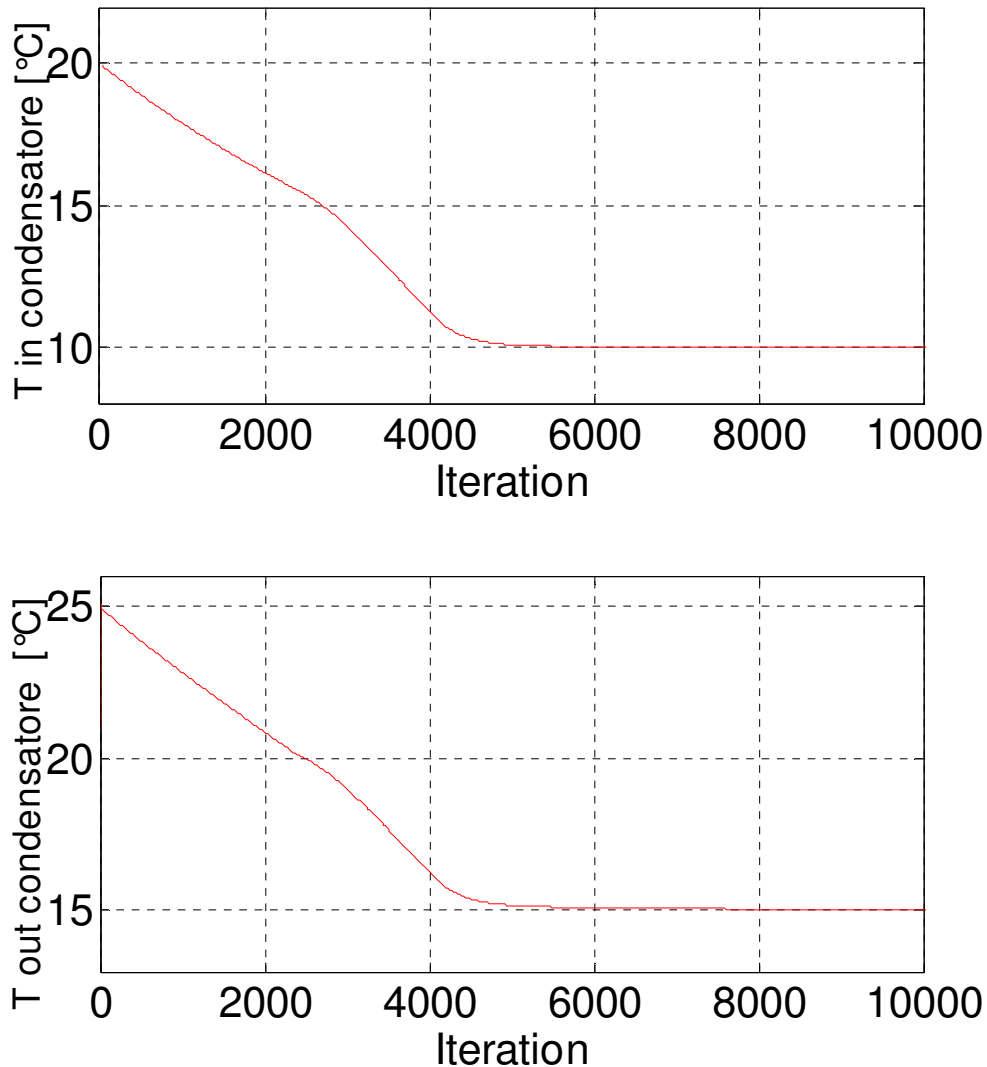


Figura 4.3. Andamento della temperatura misurata all'ingresso e all'uscita del condensatore.

Poiché la valvola manuale è ferma in posizione 1, dopo il condensatore tutta la portata passa nel recuperatore dove scambierà potenza termica con il fluido circolante nell'altro circuito. La condizione di ingresso del recuperatore coincide con quelle di uscita dal recuperatore.

In figura 4.4 è mostrato l'andamento di temperatura all'uscita del recuperatore. Come si vede l'andamento è molto simile a quello precedente e si può notare come il valore di temperatura, nelle condizioni di regime, sia pari a 11°C.

Questo valore non è quello desiderato (10°C) e proprio per questo motivo è stato inserito un chiller che deve compensare questa potenza aggiuntiva necessaria.

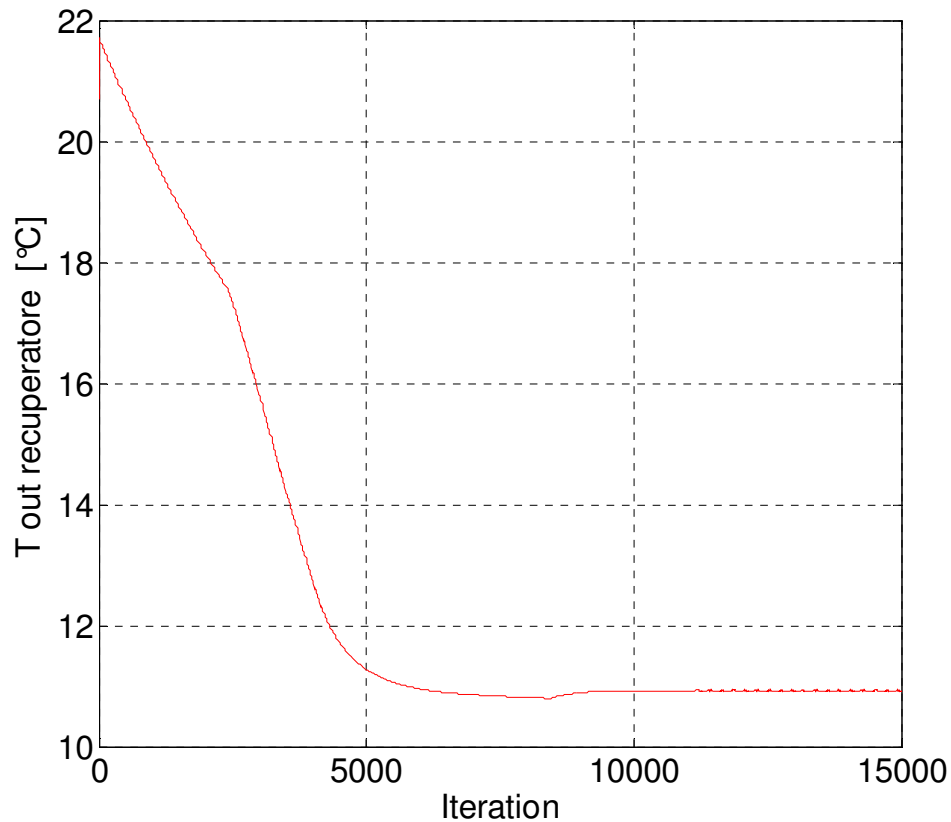


Figura 4.4. Andamento della temperatura misurata all'uscita del recuperatore.

In figura 4.5 è mostrato l'andamento di temperatura all'uscita del chiller. Già da poco prima di 5000 iterazioni abbiamo la temperatura voluta all'uscita del chiller. Intorno a 3000 è presente come sempre quel punto in cui la temperatura sembra stabilizzarsi per poi ricominciare a decrescere linearmente.

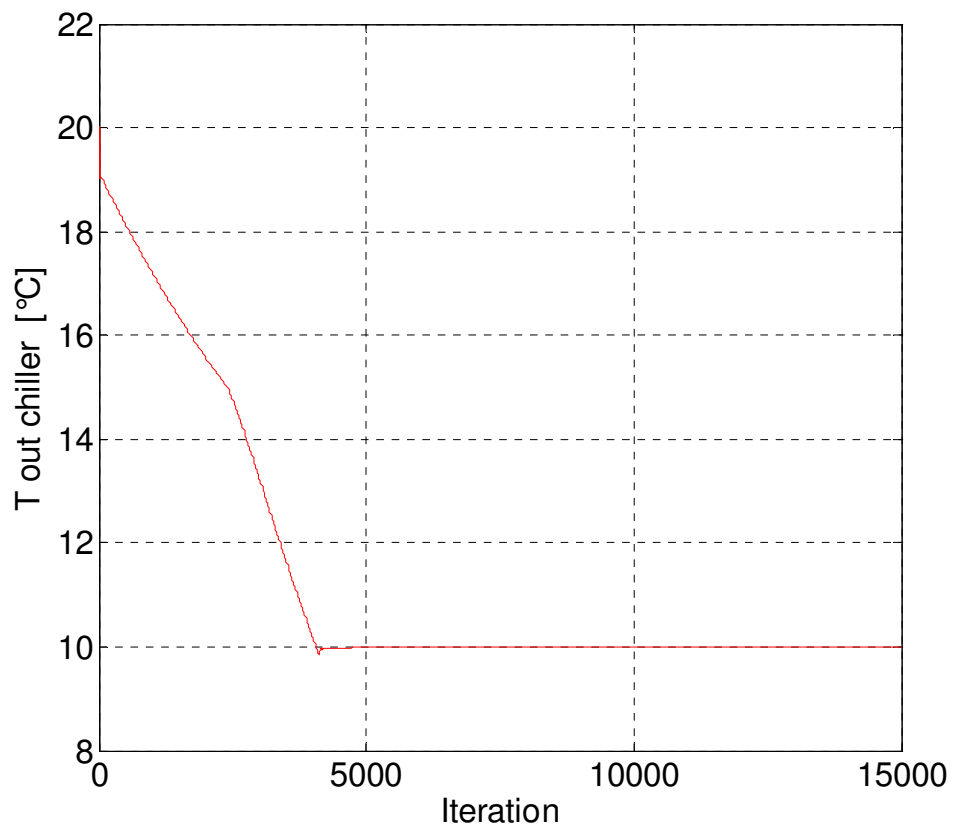


Figura 4.5. Andamento della temperatura misurata all'uscita del chiller.

Ora non resta che guardare come varia la potenza del chiller proprio per avere alla sua uscita la temperatura voluta.

L'andamento della variazione di potenza del chiller è mostrato in figura 4.6.

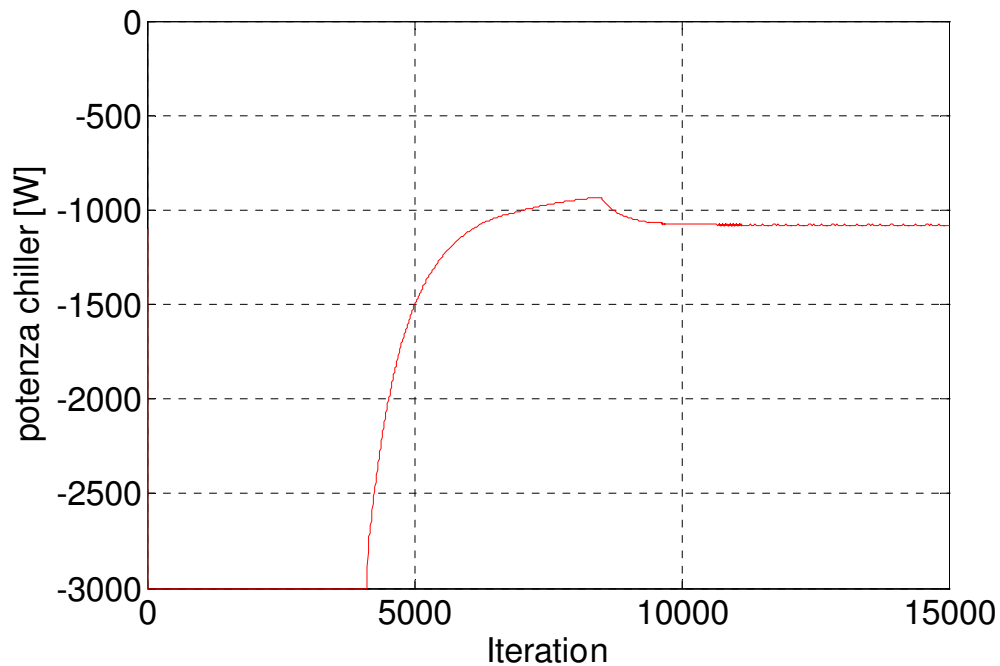


Figura 4.6. Andamento della potenza del chiller.

All'accensione dell'impianto il chiller è spento, ma subito si accende alla massima potenza proprio perché dovendo arrivare da 20°C a 10°C bisogna raffreddare molto di più di quanto non si faccia. Una volta che le temperature iniziano ad avvicinarsi ai valori desiderati (poco prima delle 5000 iterazioni) il chiller diminuisce sempre più la sua potenza di raffreddamento fino ad assestarsi intorno al valore di 1100 kW. Questo valore è proprio quello di progetto, cioè la differenza tra la potenza al condensatore e quella all'evaporatore.

4.2.2 Circuito lato evaporatore

Come per il circuito del condensatore si osservano per prima cosa le temperature di ingresso e di uscita dall'evaporatore.

Queste sono mostrate rispettivamente nella figura 4.7.

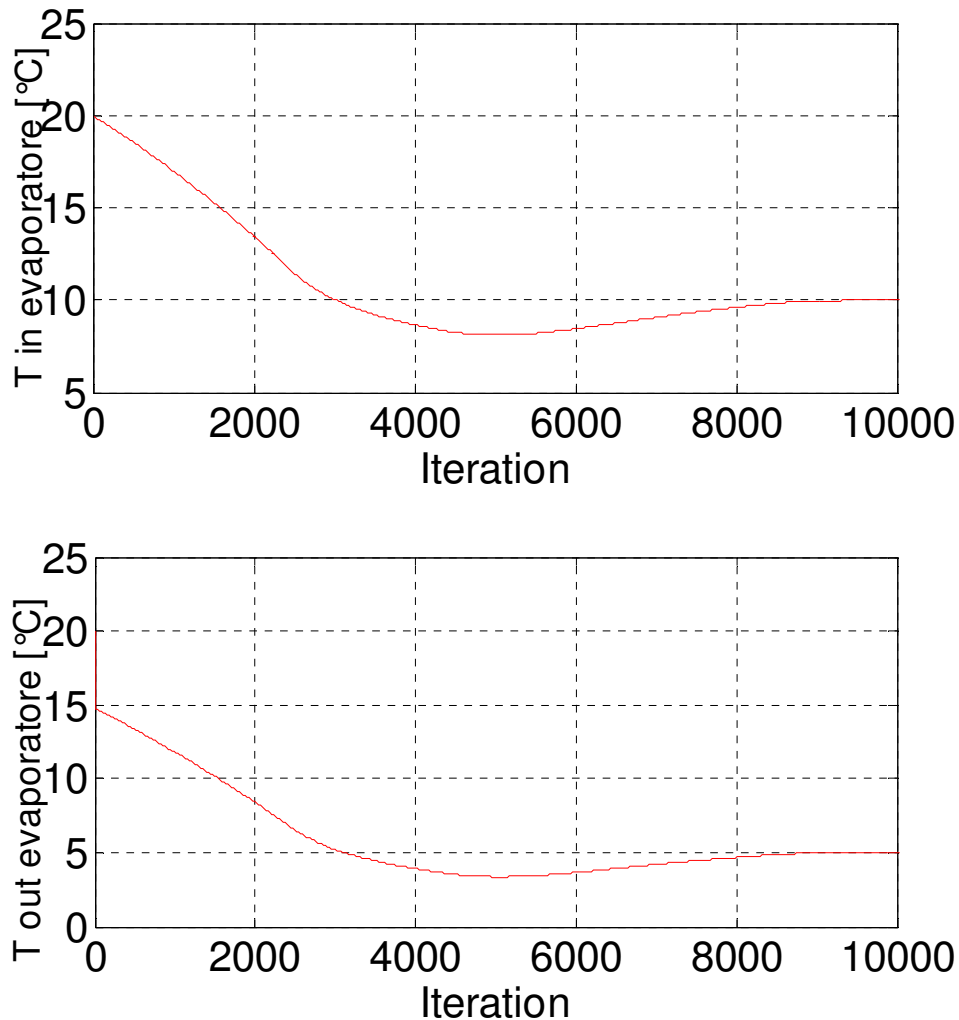


Figura 4.7. Andamento della temperatura misurata all'uscita e all'ingresso dell'evaporatore.

Si nota come la temperatura si abbassi in maniera quasi costante, ma raggiunga anche valori inferiori a quelli voluti. Questo per permettere anche al circuito al condensatore di raggiungere i valori di setpoint. Infatti si osserva come dopo le 5000 iterazioni, valore in cui il circuito del condensatore raggiunge stabilmente i valori voluti, la temperatura torni a salire raggiungendo anche in questo caso i valori desiderati intorno alle 9000 iterazioni. Come accadeva nel condensatore la differenza di temperatura a cavallo dello scambiatore rimane circa costante ai 5 gradi di progetto.

Per quanto riguarda il recuperatore, la temperatura di ingresso è pari a quella di uscita dall'evaporatore, mentre non è costante la portata passante nel recuperatore in quanto la valvola automatica divide la portata in modo da avere all'ingresso del serbatoio la temperatura voluta.

Quindi ora si andranno ad analizzare gli andamenti dell'apertura della valvola (figura 4.8), della portata passante nel recuperatore (figura 4.9), la temperatura di uscita della portata passante nel recuperatore (figura 4.10) e la temperatura di ingresso al serbatoio, cioè dopo il miscelamento delle due portate divise in precedenza (figura 4.11). Si ricorda che per la valvola i valori vanno da 0 (tutta la portata evita il recuperatore) a 1 (cioè tutta la portata passa nel recuperatore).

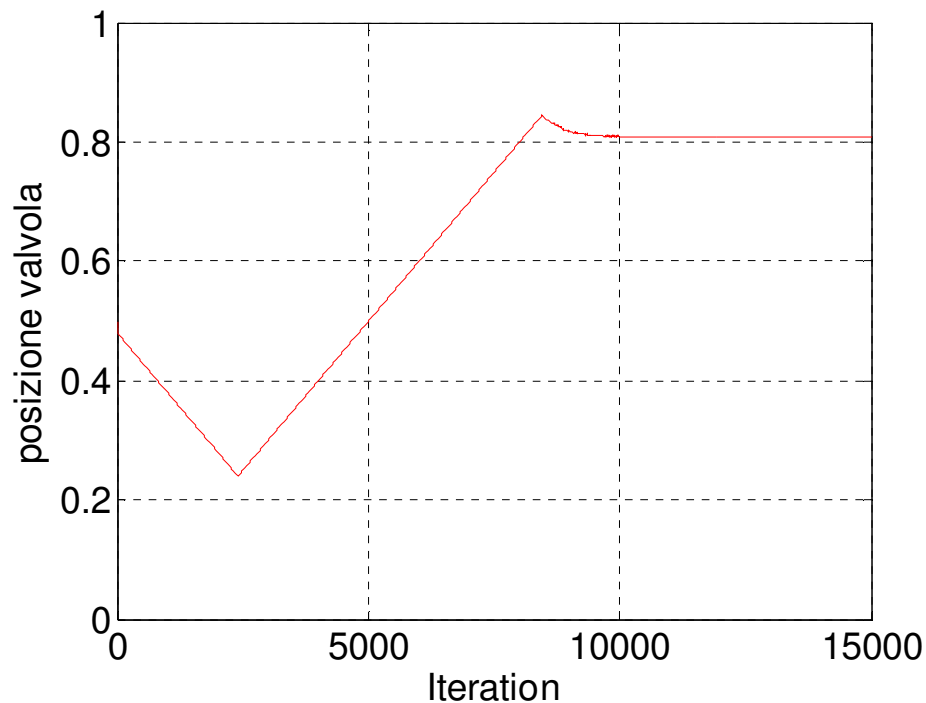


Figura 4.8. . Andamento dell'apertura della valvola deviatrice.

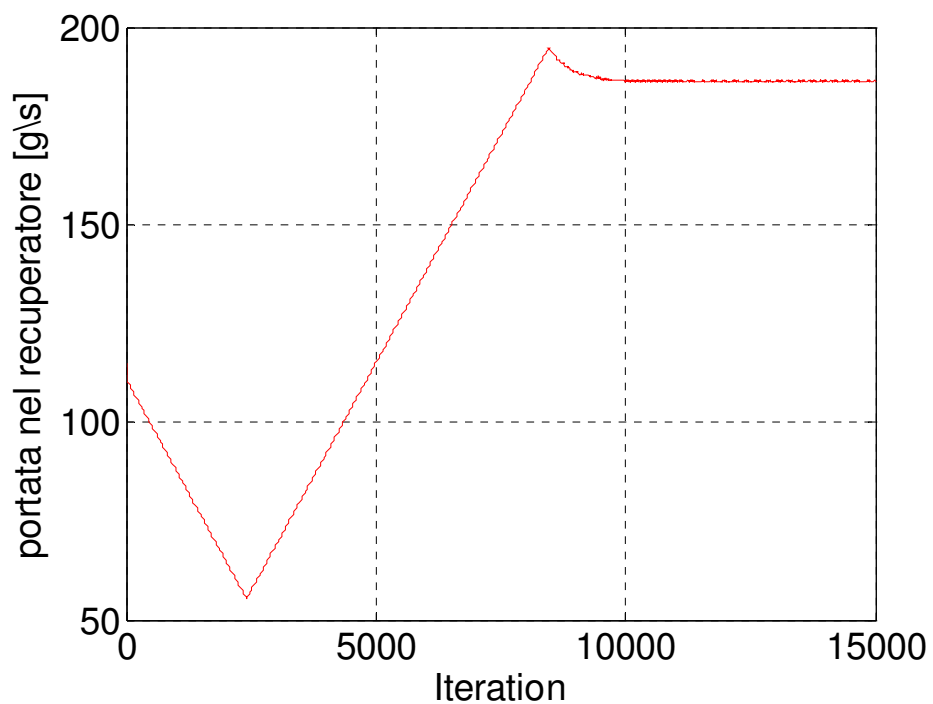


Figura 4.9. Andamento della portata passante nel recuperatore.

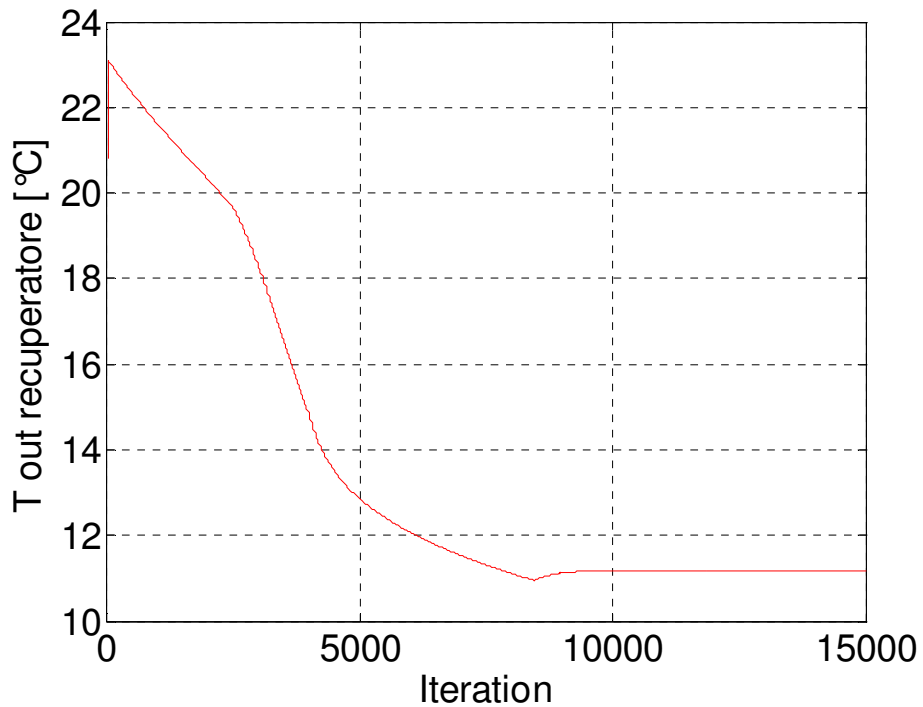


Figura 4.10. Andamento della temperatura misurata all'uscita del recuperatore.

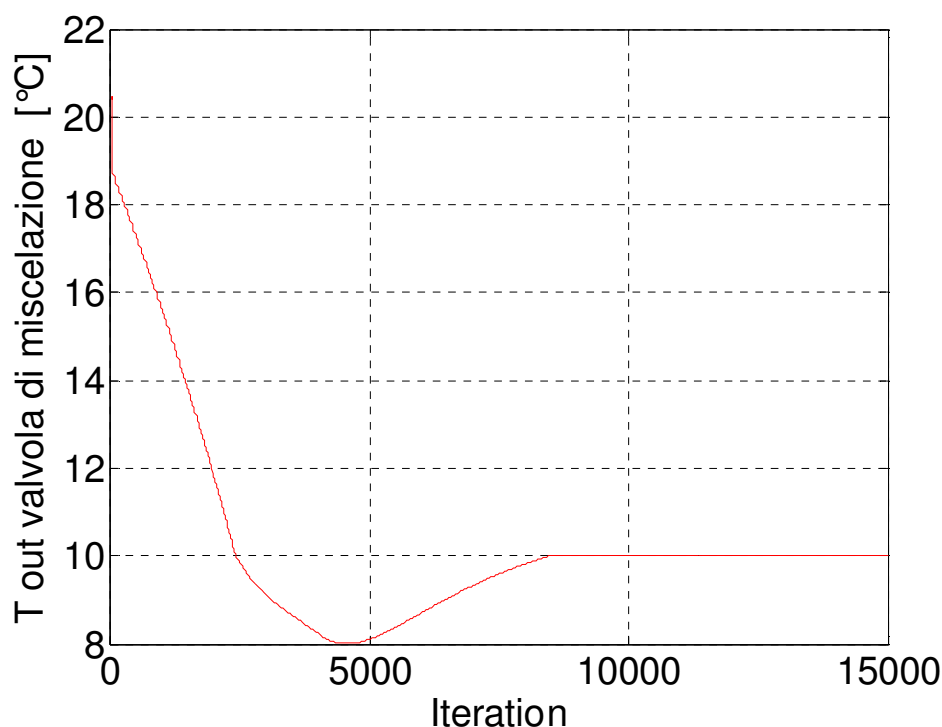


Figura 4.11. Andamento della temperatura misurata all'uscita della valvola miscelatrice.

Si osserva come per tutte le variabili prese in considerazione si arrivi in un punto di regime che corrisponde alle temperature volute. In particolare si può notare come l'istante di tempo al quale si osservava un cambiamento della pendenza dell'andamento della temperatura (circa intorno alle 3000 iterazioni) corrisponda al momento in cui la valvola che, prima si stava chiudendo, torna ad aprirsi. Quindi, in quel momento, per un tempo maggiore, si ha una piccolissima costanza nei valori osservati.

La valvola ottiene il suo punto di equilibrio per avere una temperatura di 10°C all'ingresso del serbatoio con un valore di apertura pari a circa 0.8 che corrisponde a una portata passante nel recuperatore di circa 180 g/s.

Poiché il punto di equilibrio non è a valvola completamente aperta o chiusa, la temperatura voluta non è ottenuta all'uscita del recuperatore, ma solo dopo il miscelamento delle due portate.

4.2.3 Potenza termica scambiata nel recuperatore

La potenza termica scambiata nel recuperatore dipende dalla portata che passa nel lato del circuito dell'evaporatore (essendo l'altra costante) e dalle temperature di lavoro. L'andamento nel tempo di tale grandezza è rappresentato

nella figura 4.12. Si vede infatti che segue l'andamento della portata: fino a circa 3000 iterazioni diminuiscono entrambe per poi risalire e stabilizzarsi al valore di progetto 4830 W (potenza dell'evaporatore). Inoltre, intorno alle 5000 iterazioni, si ha una modifica dell'andamento in quanto è il momento in cui il circuito del condensatore arriva a regime, mentre quello dell'evaporatore si trova alla temperatura minima dopo la quale quest'ultima torna ad aumentare per raggiungere quella voluta.

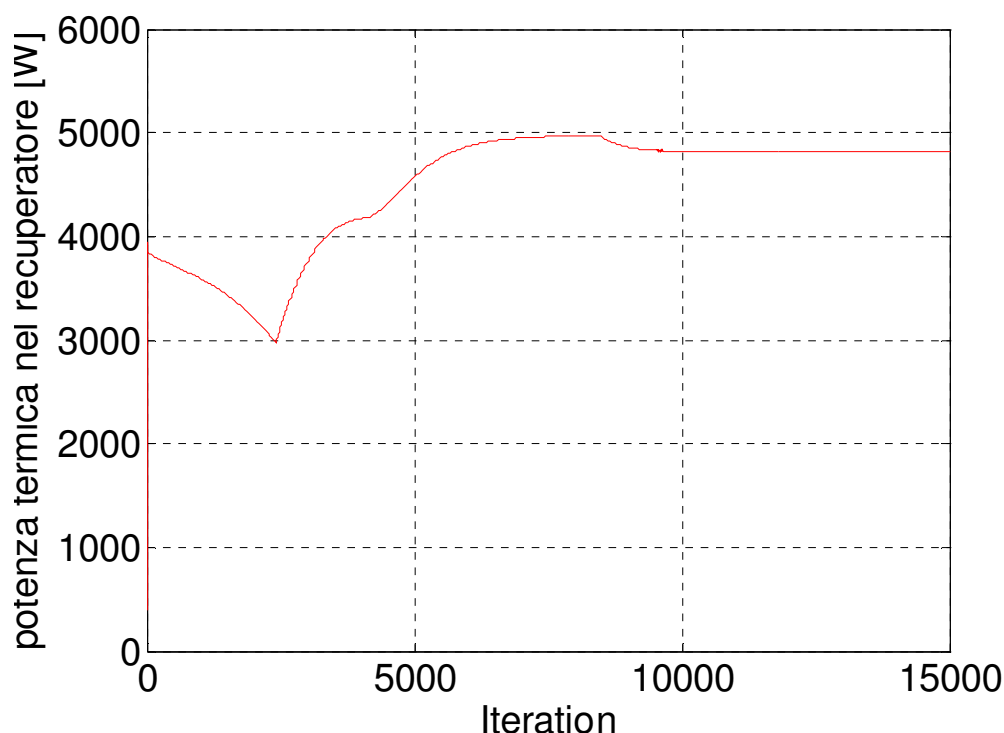


Figura 4.12. Andamento della potenza termica scambiata dal recuperatore.

4.3 Condizioni invernali

Come secondo caso si considera un funzionamento che può verificarsi in un periodo invernale. Si ipotizza che l'ambiente si trovi a 5°C e che si vogliano come temperature di ingresso, sia all'evaporatore che al condensatore, 10°C in modo che il ciclo frigorifero abbia come temperatura di evaporazione -5°C e temperatura di condensazione 18°C (pari a quelle di progetto).

Si osserverà come cambiano nel tempo le temperature nei vari punti del nostro impianto e come variano le grandezze che il sistema di controllo regola: potenza del chiller e apertura della valvola di miscelamento.

4.3.1 Circuito lato condensatore

Come prima cosa si osservano gli andamenti delle temperature in ingresso e uscita dal condensatore mostrate nella figura 4.13.

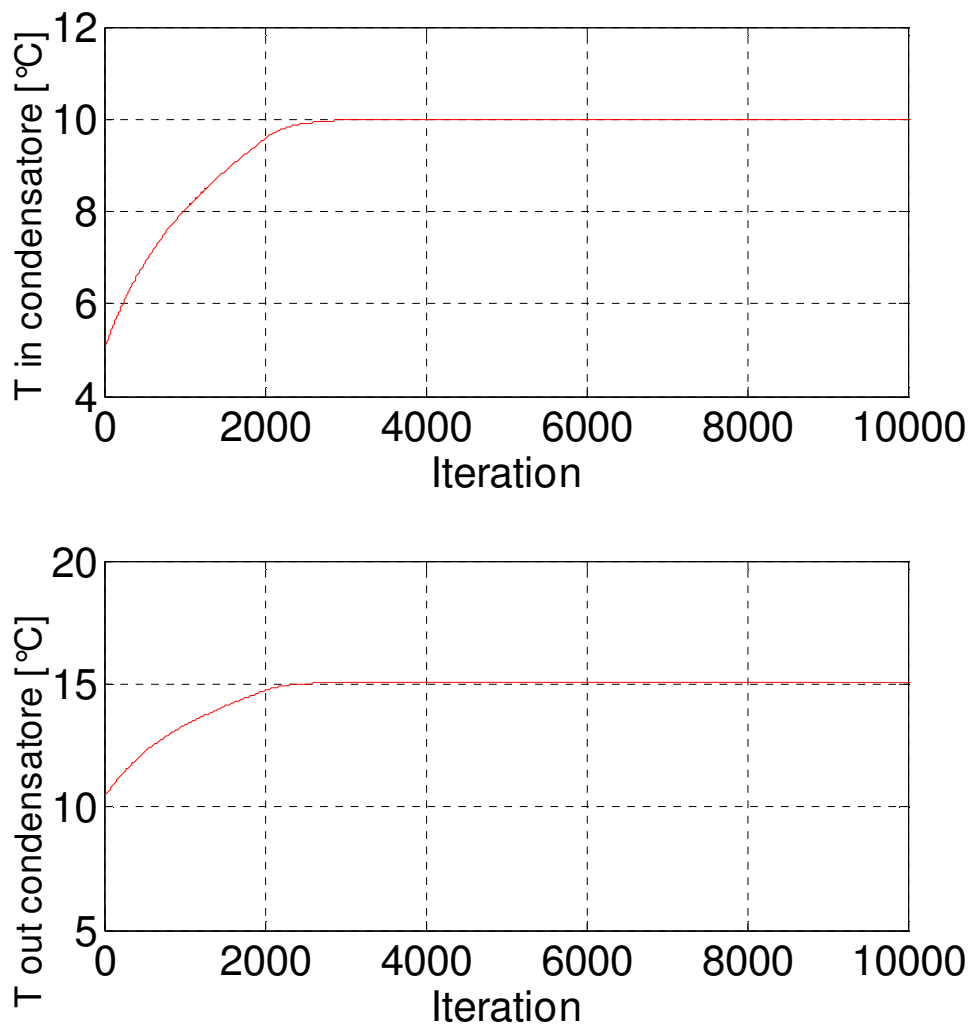


Figura 4.13. Andamento della temperatura misurata all'ingresso e all'uscita del condensatore.

In figura 4.13 si nota come all'ingresso dell'evaporatore, partendo dai 5°C di condizione iniziale, lentamente arriviamo alla temperatura desiderata. Questo avviene molto prima del massimo di iterazioni imposto (15000), infatti già intorno alle 3000 iterazioni possiamo dire di avere raggiunto il setpoint. L'aumento di temperatura è continuo e abbastanza costante.

L'andamento della temperatura di uscita del condensatore presenta lo stesso identico andamento del precedente con l'unica differenza di essere traslato di circa 5°C sull'asse delle ordinate. Infatti la differenza di temperatura tra l'acqua in ingresso e in uscita del condensatore rimarrà pressoché costante pari a 5°C (valore deciso in fase di progetto e che si vuole rimanga costante).

Ora si analizzerà il recuperatore. Come condizioni di ingresso si avranno le stesse che si hanno all'uscita del condensatore, mentre l'andamento della temperatura di uscita è mostrato in figura 4.14.

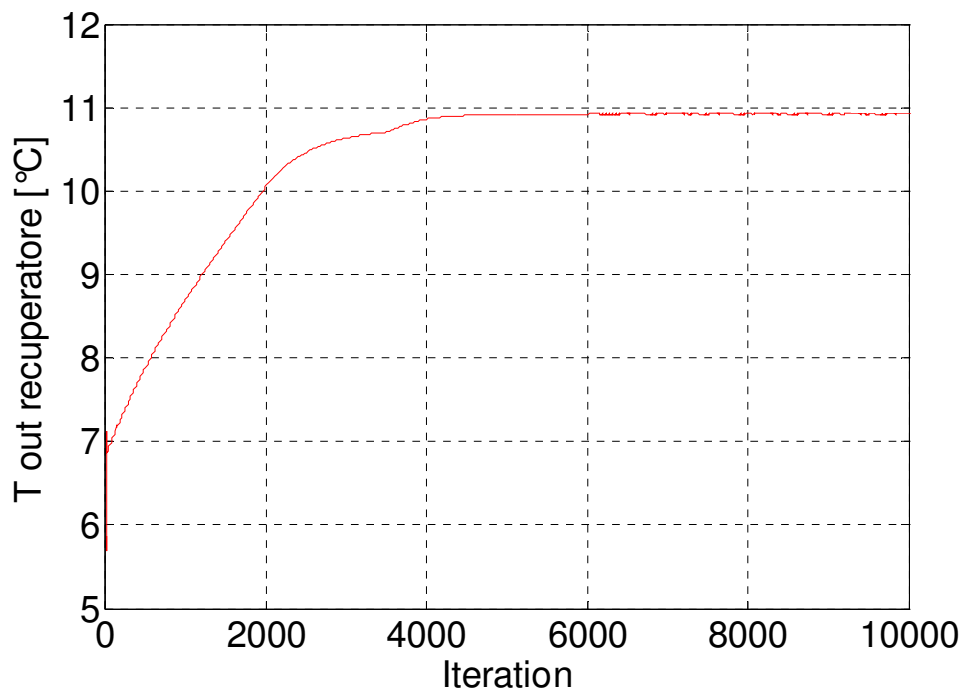


Figura 4.14. Andamento della temperatura misurata all'uscita del recuperatore.

Anche in questo caso si nota un aumento di temperatura piuttosto lineare e continuo fino a raggiungere un valore in condizioni di regime pari a circa 11°C . A questo punto, per ottenere i 10°C voluti, ci penserà il chiller. Infatti ora si analizzerà la temperatura di uscita dal chiller (figura 4.15) e l'andamento della potenza fornita dal chiller (figura 4.16) fatta variare autonomamente dal sistema di controllo.

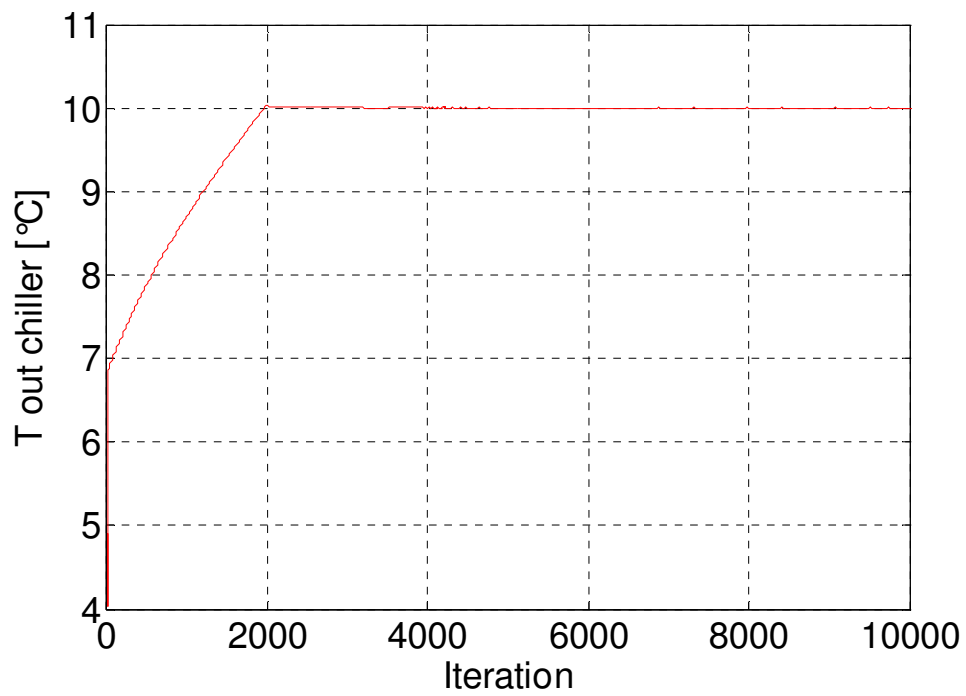


Figura 4.15. Andamento della temperatura misurata all'uscita del chiller.

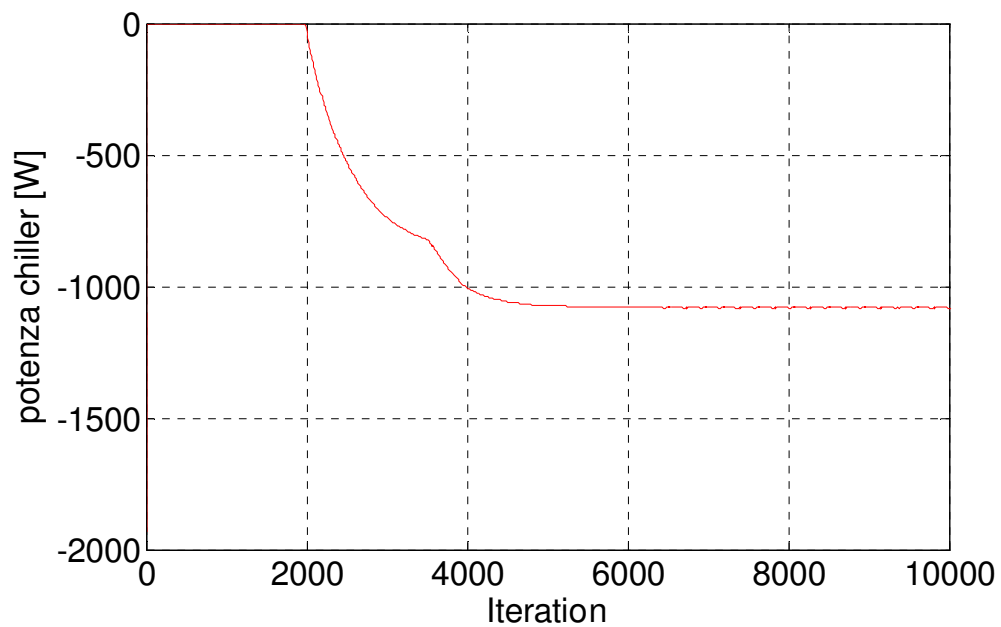


Figura 4.16. Andamento della potenza del chiller.

Per quanto riguarda la temperatura di uscita dal chiller si nota come si raggiungono i 10°C desiderati circa dopo 2000 iterazioni. Contrariamente al

caso precedente, inizialmente il chiller rimane spento (poiché come è intuitivo in entrambi i circuiti l'acqua deve scaldarsi e quindi non mi serve asportare potenza termica) per poi accendersi dopo circa 2000 iterazioni, cioè da quando si raggiunge la temperatura voluta all'uscita del chiller. Poi lentamente per mantenere tale temperatura (e compensare la potenza termica entrante dal condensatore) la potenza frigorifera necessaria aumenta fino ad arrivare a quella di progetto (1100 kW) poco prima delle 5000 iterazioni, quando anche tutta l'acqua nel serbatoio ha acquisito la temperatura voluta.

4.3.2 Circuito lato evaporatore

Come per il circuito del condensatore si osservano per prima cosa le temperature di ingresso e di uscita dall'evaporatore. Queste sono mostrate nella figure 4.17.

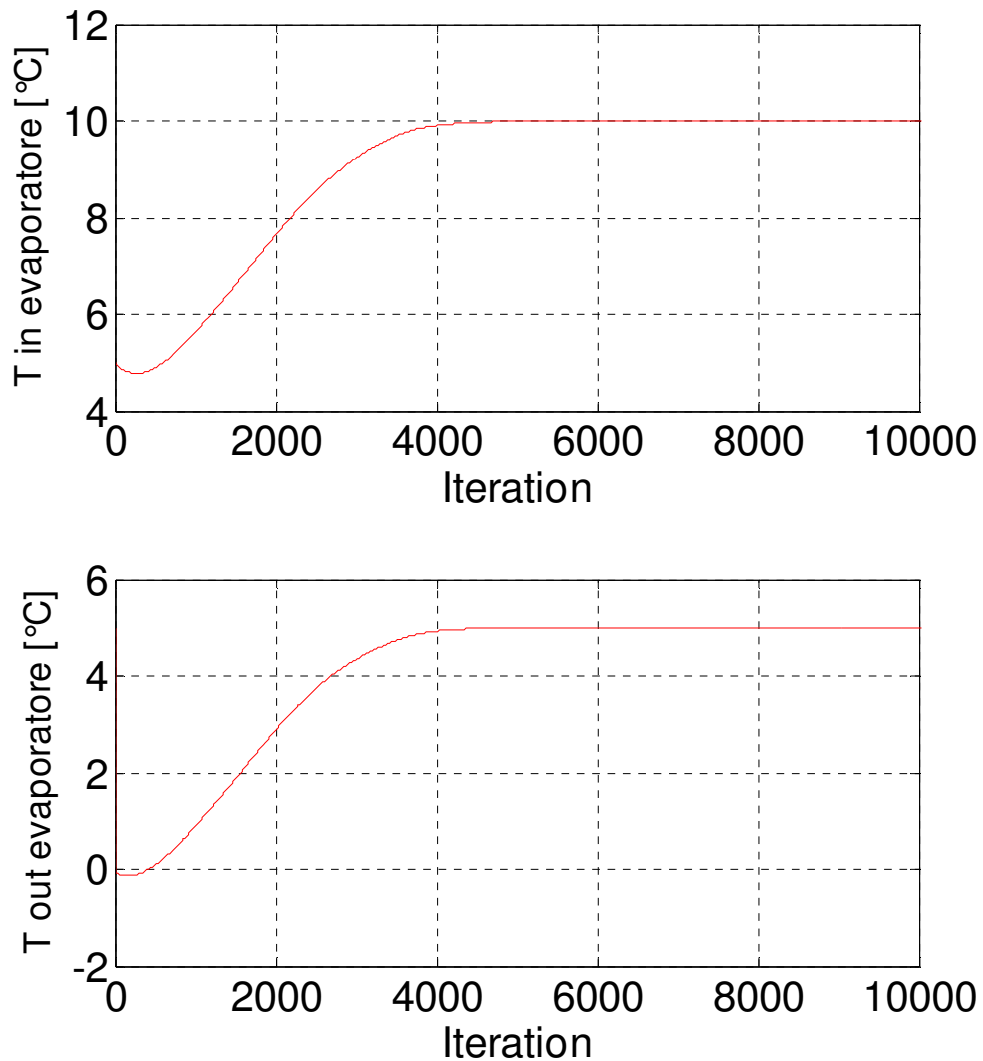


Figura 4.17. Andamento della temperatura misurata all'ingresso e all'uscita dell'evaporatore.

Si nota come la temperatura aumenti in maniera quasi costante, tranne nelle prime iterazioni quando la temperatura di ingresso scende ulteriormente. Probabilmente questo è dovuto al fatto che nel circuito dell'evaporatore non è presente alcuna sorgente termica in grado di scaldare il fluido se non il recuperatore. Quindi inizialmente il flusso di acqua viene raffreddato dall'evaporatore ma non viene sufficientemente riscaldato dal recuperatore, in quanto il flusso proveniente dal lato del condensatore non è sufficiente. Le

temperature desiderate in condizione di regime si raggiungono intorno alle 4000 iterazioni. Dopo questo numero di iterazioni entrambi i circuiti possono essere considerati a regime. Come accadeva nel condensatore la differenza di temperatura a cavallo dello scambiatore rimane circa costante ai 5°C di progetto. Per quanto riguarda il recuperatore la temperatura di ingresso è pari a quella di uscita dall'evaporatore, mentre non è costante la portata passante nel recuperatore, in quanto la valvola automatica divide la portata in modo da avere all'ingresso del serbatoio la temperatura voluta.

Quindi ora si andranno ad analizzare gli andamenti dell'apertura della valvola (figura 4.18), della portata passante nel recuperatore (figura 4.19), la temperatura di uscita della portata passante nel recuperatore (figura 4.20) e la temperatura di ingresso al serbatoio, cioè dopo il miscelamento delle due portate divise in precedenza (figura 4.21). Si ricorda che per la valvola i valori vanno da 0 (tutta la portata evita il recuperatore) a 1 (cioè tutta la portata passa nel recuperatore).

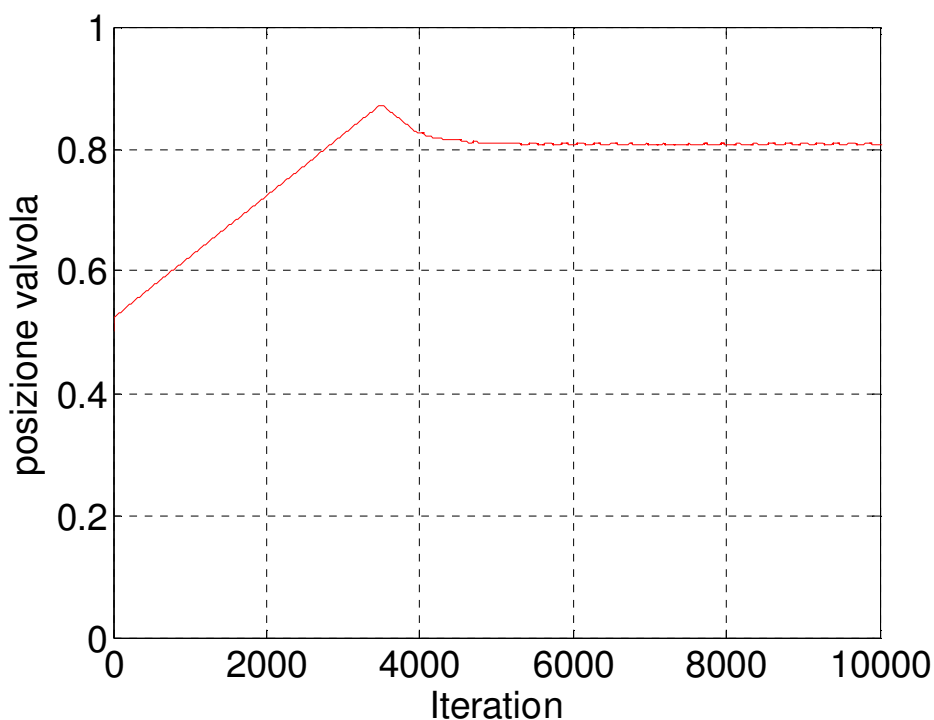


Figura 4.18. Andamento dell'apertura della valvola deviatrice.

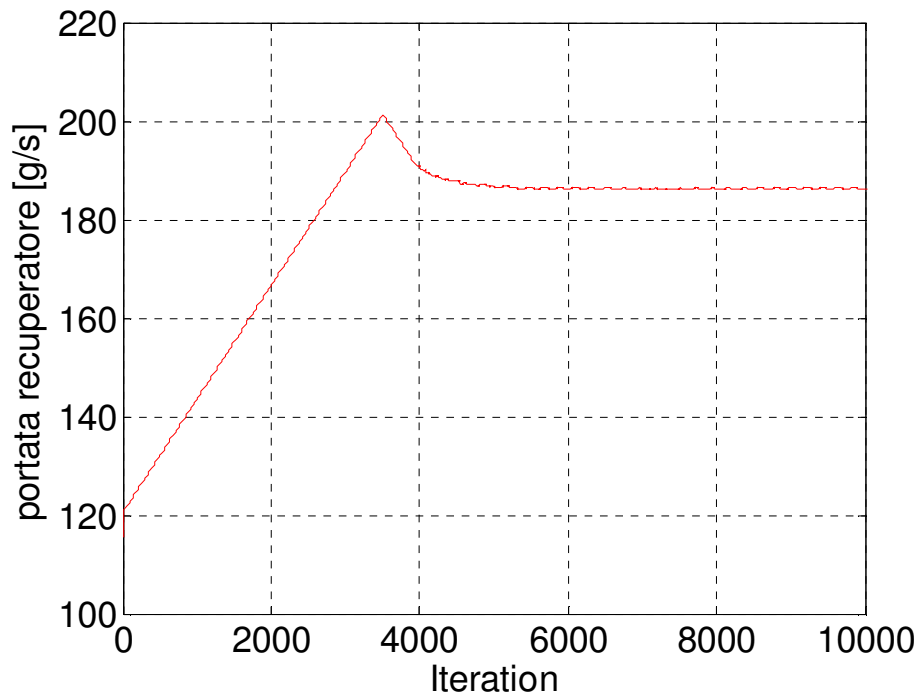


Figura 4.19. Andamento della portata passante nel recuperatore.

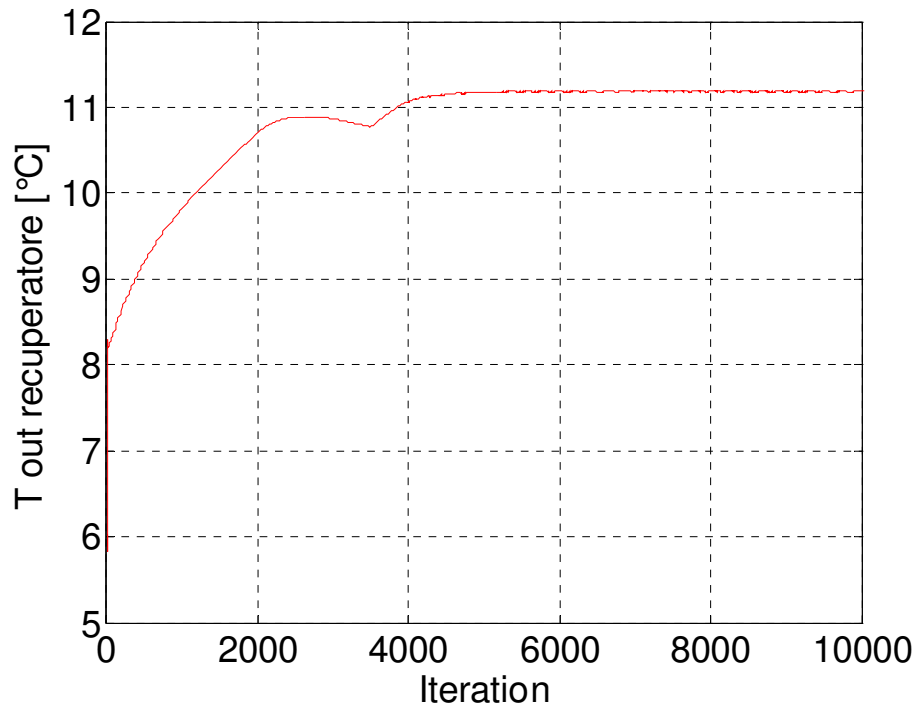


Figura 4.20. Andamento della temperatura misurata all'uscita del recuperatore.

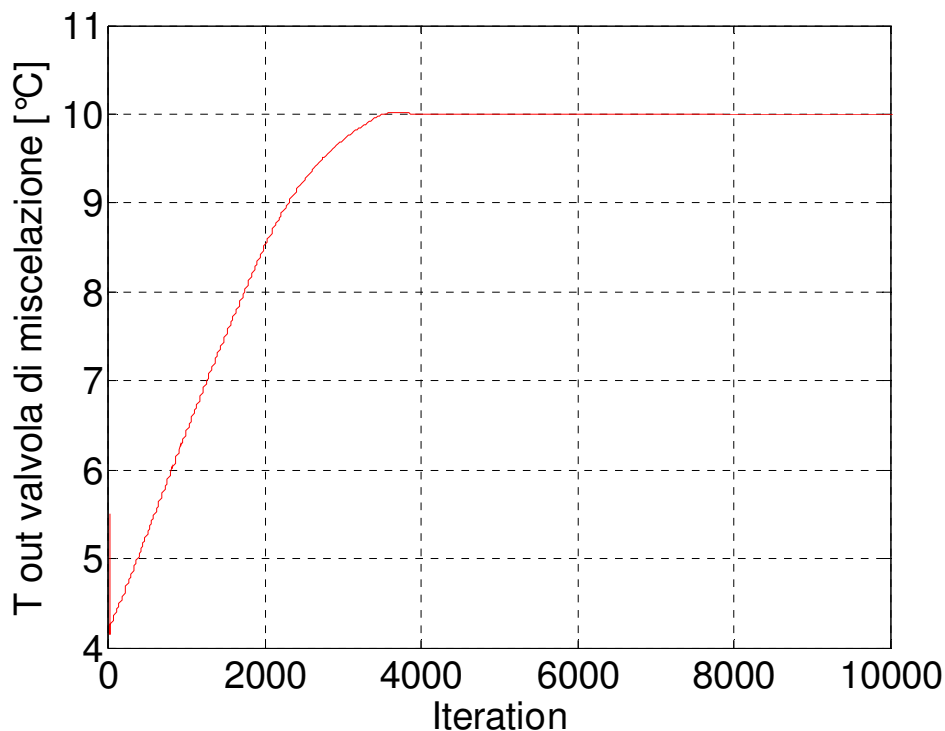


Figura 4.21. Andamento della temperatura misurata all'uscita della valvola miscelatrice.

Si osserva come per tutte le variabili prese in considerazione si arrivi in un punto di regime che corrisponde alle temperature volute. I grafici dell'apertura della valvola e della portata passante nel recuperatore sono identici con la variazione solo della scala delle ascisse. Questo perché la portata dipende unicamente dall'apertura della valvola. La valvola ottiene il suo punto di equilibrio per avere una temperatura di 10°C all'ingresso del serbatoio con un valore di apertura pari a circa 0.8, che corrisponde a una portata passante nel recuperatore di circa 185 g/s. Poiché il punto di equilibrio non è a valvola completamente aperta o chiusa la temperatura voluta non la si ottiene all'uscita del recuperatore, ma solo dopo il miscelamento delle due portate.

4.3.3 Potenza termica scambiata del recuperatore

La potenza termica scambiata nel recuperatore dipende dalla portata che passa nel lato del circuito dell'evaporatore e dalle temperature a cui si trova. Come varia nel tempo è rappresentato nella figura 4.22.

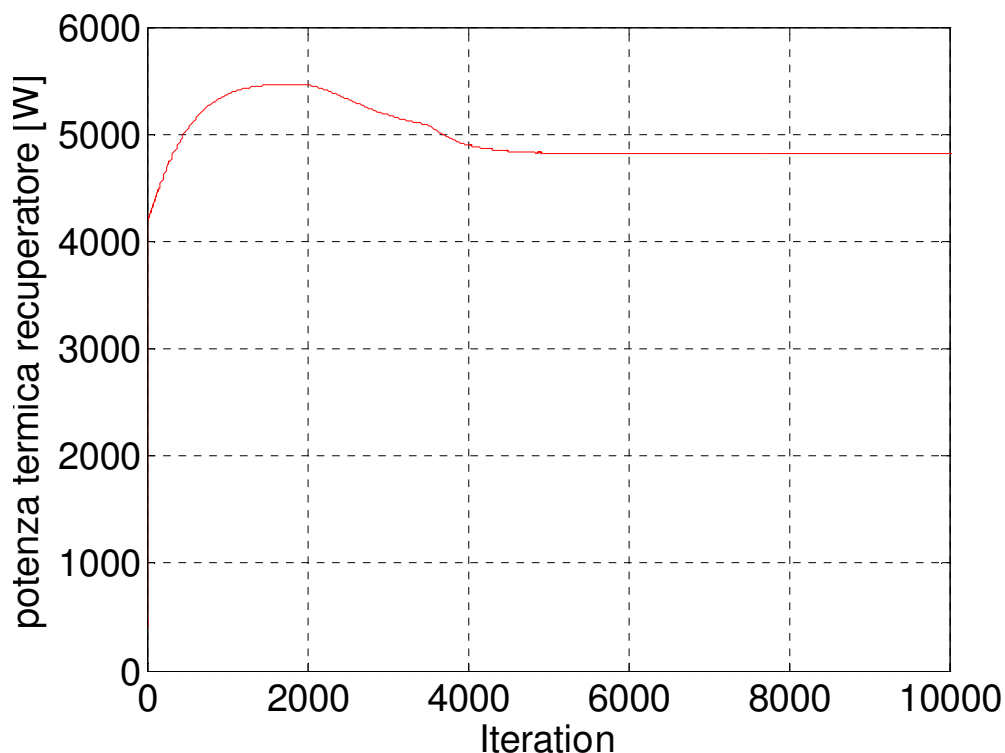


Figura 4.22. Andamento della potenza termica scambiata dal recuperatore.

Come detto in precedenza, si nota come la diminuzione di temperatura iniziale che avveniva all'ingresso e all'uscita dell'evaporatore (figura 4.17) avvenga proprio perché la potenza scambiata nel recuperatore è inferiore a quella scambiata nell'evaporatore. Infatti non appena si raggiunge questo valore le temperature iniziano ad aumentare. La potenza termica scambiata aumenta sempre più fino a raggiungere un massimo che rimane costante per alcune iterazioni (finché il circuito lato condensatore raggiunge i valori desiderati). Dopo questa fase la potenza termica scambiata ridiscende fino ad arrivare a regime stabilizzandosi intorno al valore di progetto (sempre i 4830 W).

4.4 Caso intermedio

Come ulteriore caso si consideri un funzionamento intermedio tra i due considerati in precedenza. Infatti nel primo caso si avevano entrambi i circuiti da raffreddare, nel secondo entrambi da riscaldare: ora si simulerà cosa accade quando occorre riscaldare l'acqua del circuito del condensatore, mentre occorre raffreddare l'acqua del circuito dell'evaporatore. Quindi l'ambiente verrà considerato a una temperatura di 15°C, mentre si vorrebbe avere come temperatura di ingresso all'evaporatore 10°C, mentre al condensatore 20°C. Si

considerino come potenze scambiate dai due scambiatori sempre quelle di progetto. Ora si vedrà come cambiano nel tempo le temperature nei vari punti dell'impianto e come variano le grandezze che regolano il sistema di controllo: potenza del chiller e apertura della valvola di miscelamento.

4.4.1 Circuito lato condensatore

Come prima cosa si osservano gli andamenti delle temperature dell'acqua in ingresso e uscita dal condensatore. Questi sono mostrati nella figura 4.23, dove è possibile notare come, partendo dai 15°C di condizione iniziale, lentamente si arrivi alla temperatura desiderata. Questo avviene molto prima del massimo di iterazioni imposto (15000), infatti già poco dopo le 2000 iterazioni si è raggiunto il setpoint. L'andamento della temperatura di uscita del condensatore (figura 4.23) presenta lo stesso identico andamento della temperatura di ingresso con l'unica differenza di essere traslato di circa 5°C sull'asse delle ordinate. Infatti come nei casi precedenti la differenza di temperatura tra l'acqua in ingresso e in uscita del condensatore rimarrà pressoché costante pari a 5°C (valore deciso in fase di progetto e che si vuole mantenere costante).

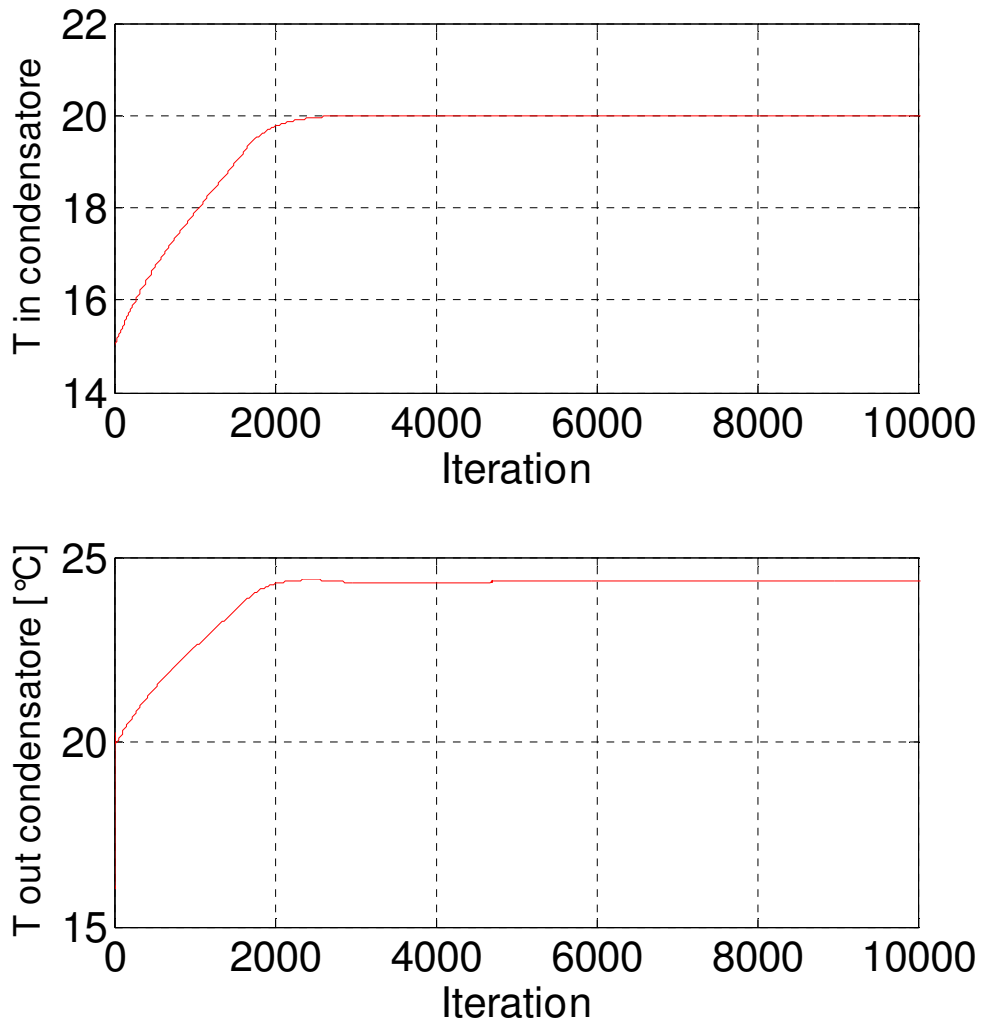


Figura 4.23. Andamento della temperatura misurata all'ingresso e all'uscita del condensatore.

Poiché la valvola manuale è ferma in posizione 1, dopo il condensatore tutta la portata passa nel recuperatore dove scambierà potenza termica con il flusso circolante nell'altro circuito. La condizione di ingresso del recuperatore coincide con quelle di uscita dal recuperatore.

In figura 4.24 è mostrato l'andamento di temperatura dell'acqua all'uscita del recuperatore. Come si vede l'andamento è molto simile a quello precedentemente mostrato in figura 4.23: una abbastanza rapida e costante salita di temperatura. Però prima di arrivare alla condizione di regime si ha un eccessivo aumento di temperatura per poi andare a diminuire. Questo fatto verrà

spiegato in seguito. Il valore di temperatura di setpoint non è quello desiderato (20°C), e proprio per questo motivo il chiller si attiva raffreddando la portata fino alle condizioni di temperatura voluta. In figura 4.25 è rappresentato l'andamento nel tempo della potenza scambiata all'evaporatore del chiller. Dopo una prima fase in cui il chiller rimane spento perché il fluido del circuito si deve scaldare, si accende e comincia a raffreddare. Nello stesso punto dello strano aumento di temperatura, già notato in figura 4.24, si nota uno strano andamento che si capirà successivamente. Il chiller, come nei casi precedenti, arriva poi a stabilizzarsi, ma non al valore di progetto (1100 kW) infatti avendo modificato la temperatura di condensazione le potenze scambiate negli scambiatori non saranno più quelle calcolate in condizioni di progetto.

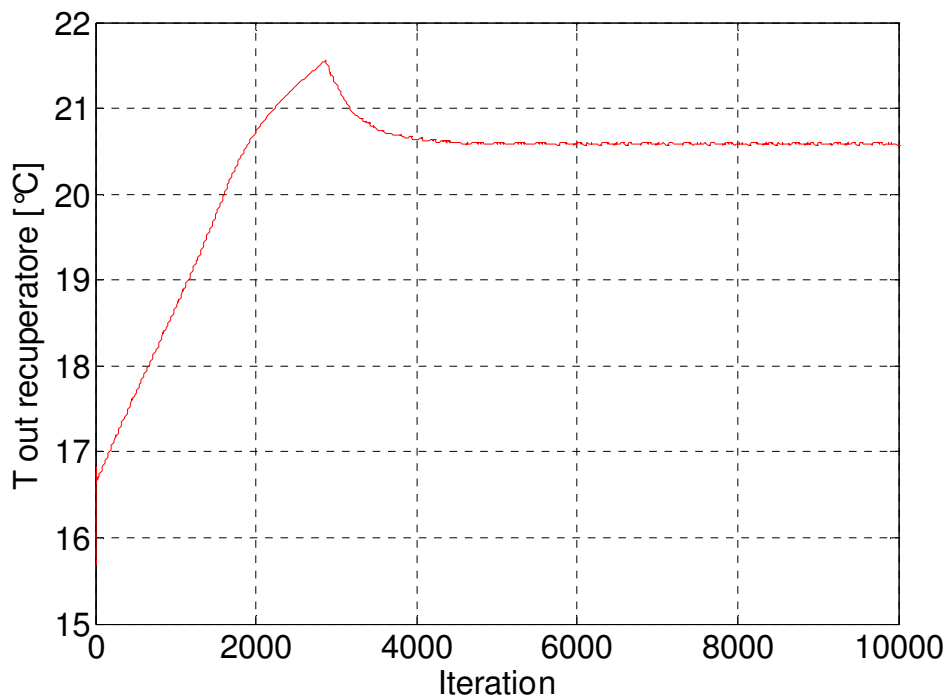


Figura 4.24. Andamento nel tempo della temperatura misurata all'uscita del recuperatore.

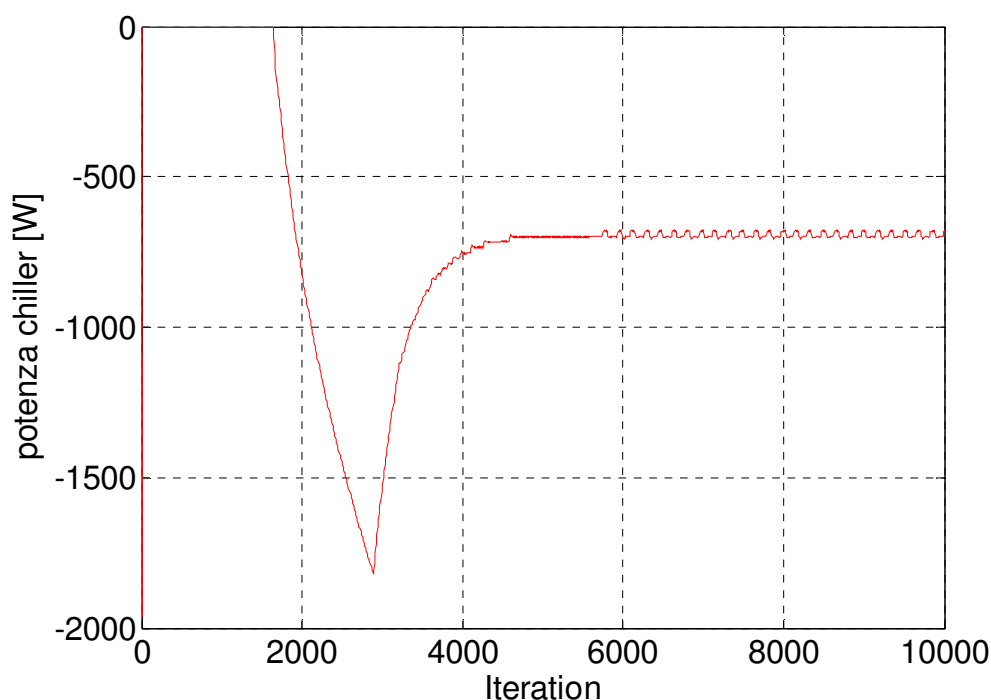


Figura 4.25. Andamento della potenza del chiller.

4.4.2 Circuito lato evaporatore

Come per il circuito del condensatore si osservano per prima cosa le temperature di ingresso e di uscita dall'evaporatore. Queste sono mostrate in figura 4.26. Come nei casi precedenti tra i due andamenti c'è solo una differenza di temperatura sempre circa pari a 5°C , come da progetto.

L'andamento delle due temperature mostra una diminuzione abbastanza costante, ma si vede un flesso poco prima delle 2000 iterazioni. Confrontando con gli altri grafici si nota come quello sia il momento in cui il chiller si accende ed incomincia a sottrarre potenza termica al circuito del condensatore. Dopo circa 3500 iterazioni è possibile ritenere di essere arrivati a regime. A questo punto entrambi i circuiti saranno nelle condizioni volute.

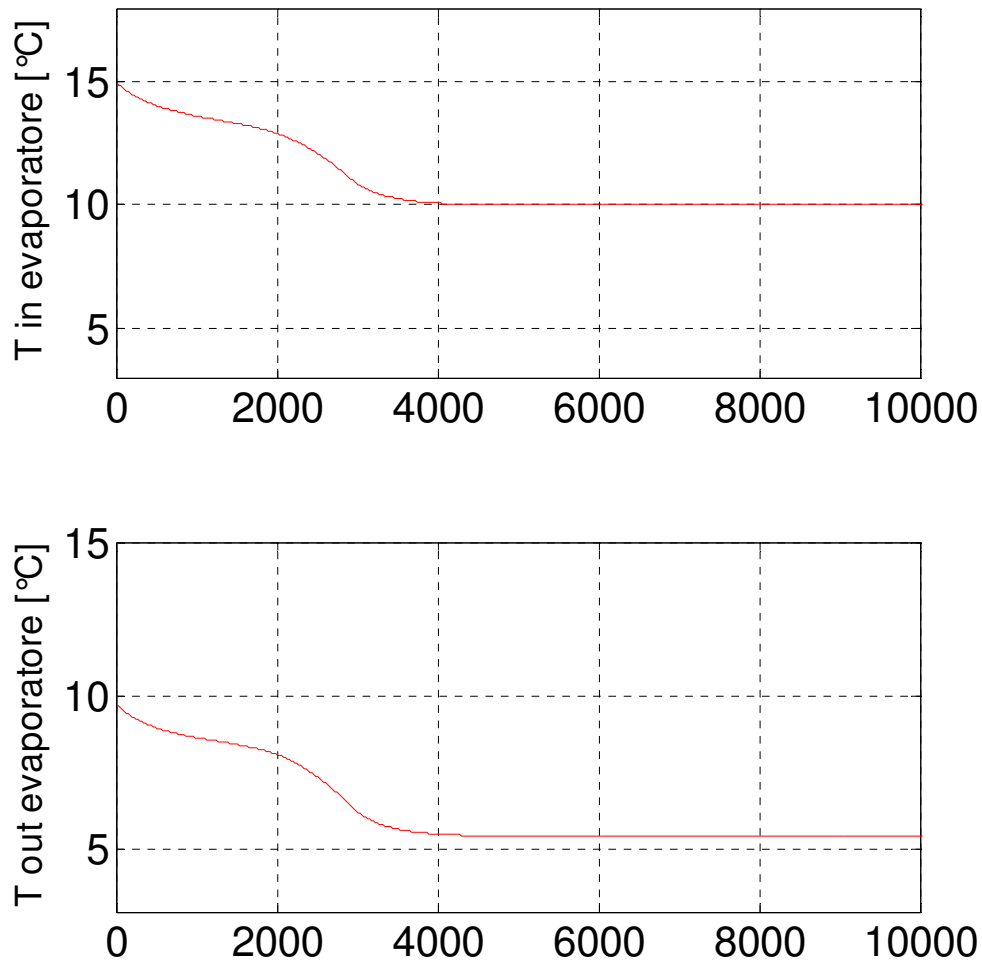


Figura 4.26. Andamento della temperatura misurata all'ingresso e all'uscita dell'evaporatore.

Per quanto riguarda il recuperatore, la temperatura di ingresso è pari a quella di uscita dall'evaporatore, mentre non è costante la portata passante nel recuperatore, in quanto la valvola automatica divide la portata in modo da avere all'ingresso del serbatoio la temperatura voluta. Quindi ora si andranno ad analizzare gli andamenti dell'apertura della valvola (figura 4.27), della portata passante nel recuperatore (figura 4.28) e la temperatura di ingresso al serbatoio, cioè dopo il miscelamento delle due portate divise in precedenza (figura 4.29). Si ricorda che per la valvola i valori vanno da 0 (tutta la portata evita il recuperatore) a 1 (cioè tutta la portata passa nel recuperatore).

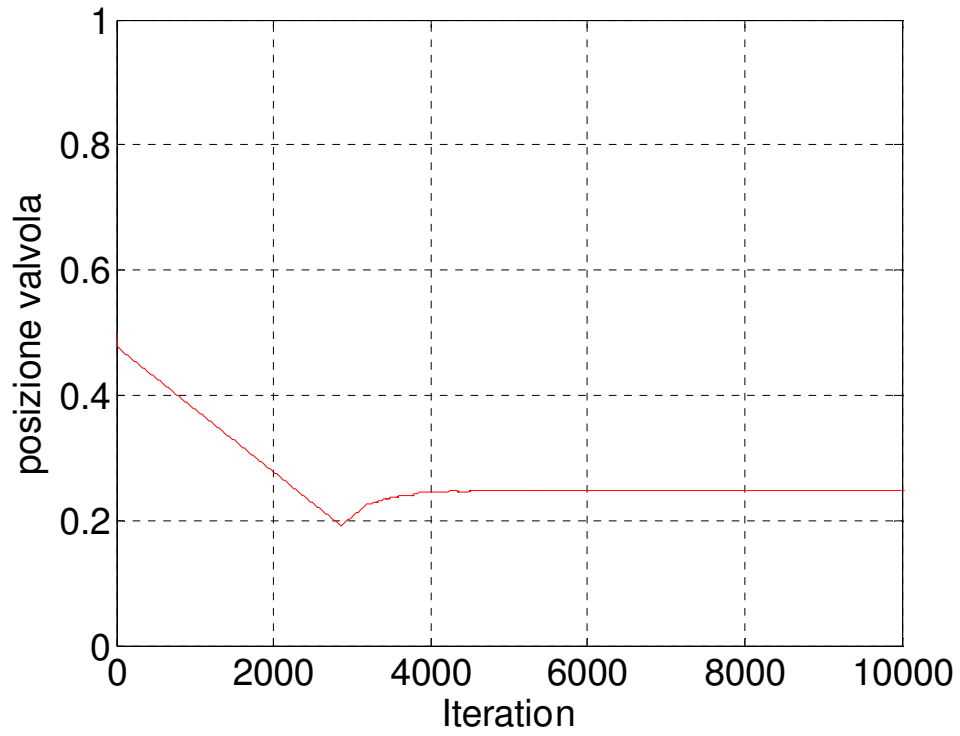


Figura 4.27. Andamento dell'apertura della valvola deviatrice.

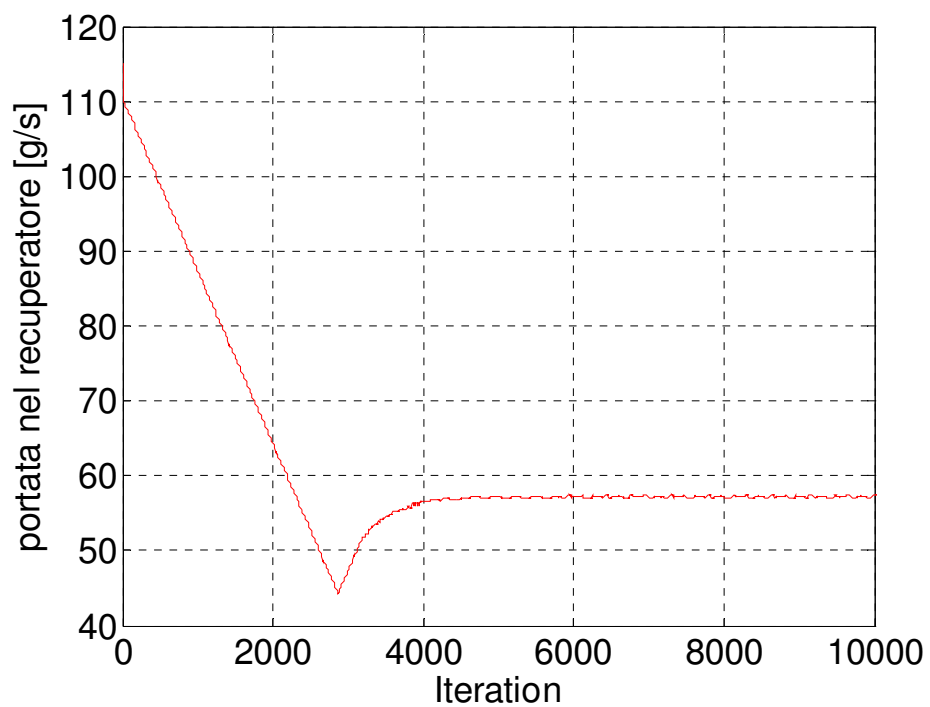


Figura 4.28. Andamento della portata passante nel recuperatore.

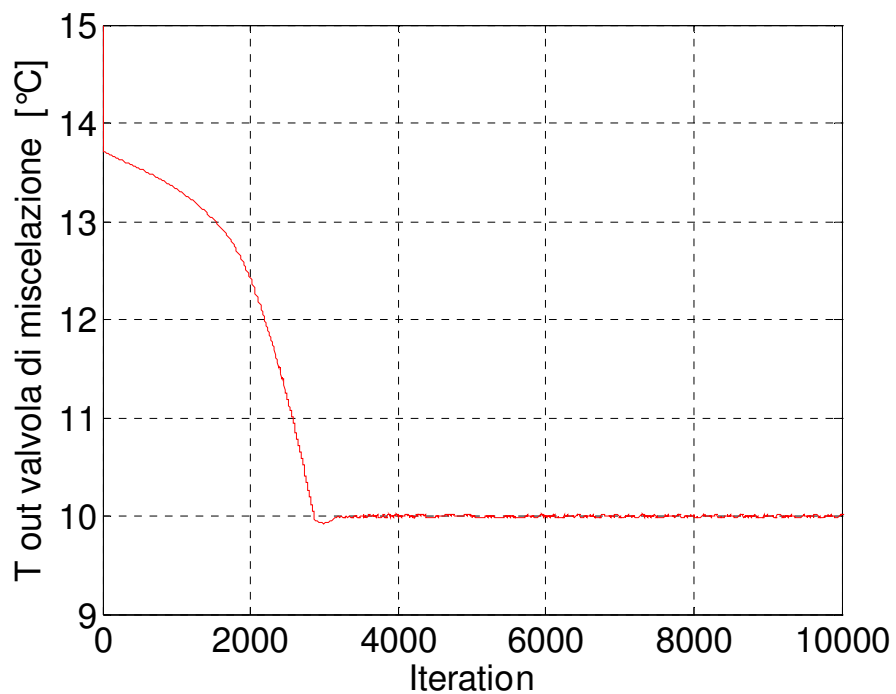


Figura 4.29. Andamento della temperatura misurata all'uscita della valvola miscelatrice.

Da questi si nota come il punto circa intorno alle 3000 iterazioni dove si verificava un anomalo andamento della temperatura e della potenza del chiller (figure 4.24 e 4.25) sia dovuto al fatto che, in quell'istante, la valvola che prima stava riducendo la portata in transito nel recuperatore torni ad incrementarla perché le temperature nel circuito del condensatore stavano salendo troppo, mentre la temperatura di miscelazione dopo la valvola nel circuito dell'evaporatore si stava abbassando più del voluto (figura 4.29). Quindi con un controllo più rapido è possibile evitare quell'aumento eccessivo di temperatura. Si osserva come per tutte le variabili prese in considerazione si arrivi in un punto di regime che corrisponde alle temperature volute. I grafici dell'apertura della valvola e della portata passante nel recuperatore sono analoghi con la variazione solo della scala delle ascisse. Questo perché la portata dipende unicamente dall'apertura della valvola. La valvola ottiene il suo punto di equilibrio per avere una temperatura di 10°C all'ingresso del serbatoio con un valore di apertura pari a 0.25 che corrisponde a una portata passante nel recuperatore di circa 57 g/s. Poiché il punto di equilibrio non è a valvola completamente aperta o chiusa la temperatura voluta non la si ottiene all'uscita del recuperatore, ma solo dopo il miscelamento delle due portate.

4.4.3 Potenza termica scambiata del recuperatore

La potenza termica scambiata nel recuperatore dipende dalla portata che passa nel lato del circuito dell'evaporatore e dalle temperature a cui ci si trova. Come varia nel tempo è rappresentato nella figura 4.30.

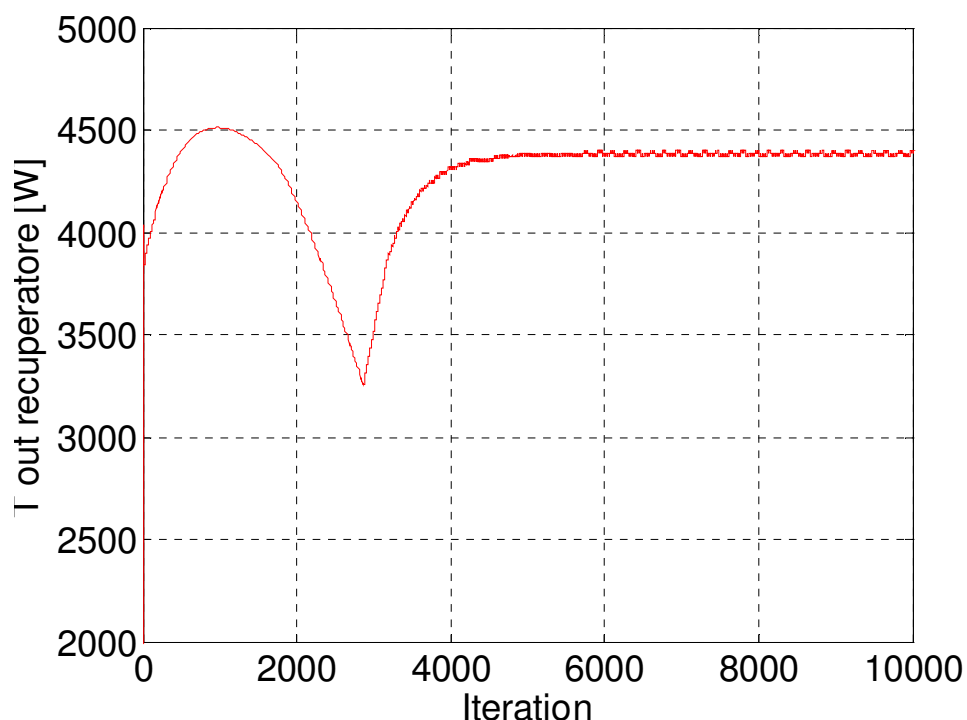


Figura 4.30. Andamento della potenza termica scambiata dal recuperatore.

Anche in questo caso si vede il particolare transitorio intorno alle 3000 iterazioni dovuto alle stesse cause dette in precedenza; successivamente, una volta arrivato a regime, si ottiene un valore diverso da quello di progetto (4830W) perché non siamo più in quelle condizioni.

4.5 Possibile utilizzo della valvola di miscelamento manuale del circuito del condensatore.

L'impianto nel circuito del condensatore è dotato di una valvola a tre vie manuale. Quando questa viene completamente chiusa impedisce alla portata di acqua di fluire attraverso il recuperatore e quindi di scambiare potenza termica con il flusso di acqua dell'altro circuito. In alcuni casi può essere utile eseguire questa operazione per eventualmente accelerare i tempi necessari ad arrivare a regime. Tali situazioni sono analizzate nel seguito.

4.5.1 Temperatura ambiente pari circa a una di quelle volute

Nel caso in cui la temperatura ambiente è circa quella desiderata in ingresso o dell'evaporatore o del condensatore uno dei due circuiti si trova già molto vicino alla temperatura voluta mentre l'altro no. Quindi per velocizzare la messa a

regime si potrebbe chiudere la valvola manuale se si verifica anche solo una di queste situazioni:

- il circuito dell'evaporatore deve essere raffreddato: in questo caso si può sfruttare il calore che asporta l'evaporatore stesso per raffreddare il tutto. Nel frattempo il circuito lato condensatore si scalderà quindi poi si aprirà la valvola per ristabilire le condizioni volute anche nel condensatore.
- il circuito del condensatore deve essere riscaldato: analogamente a quello precedente, si sfrutta la potenza termica del condensatore per riscaldare prima il circuito.
- il circuito del condensatore deve essere raffreddato: in questo caso si può, tenendo spento il ciclo frigorifero, ma accendendo il chiller, raffreddare solamente il fluido del circuito del condensatore.

4.5.2 Ciclo intermedio

Un caso più comune dei precedenti può essere quello già descritto nel paragrafo 4.4 in cui occorre contemporaneamente riscaldare il circuito del condensatore e raffreddare quello dell'evaporatore. Con il procedimento automatizzato, visto in precedenza, per raggiungere le condizioni a regime si impiegavano circa 4000 iterazioni. Utilizzando la valvola a tre vie manuale si potrebbero raggiungere le temperature volute con maggiore rapidità.

Inizialmente la valvola manuale verrà chiusa (tutta la portata del condensatore non passa nel recuperatore, in Simulink si posiziona la valvola sul valore 0) e si spegnerà il chiller. La portata del condensatore si scalderà rapidamente e raggiungerà la temperatura voluta, inoltre la portata all'evaporatore si raffredderà. Questa situazione è stata simulata con Simulink e si ottiene la temperatura voluta dopo meno di 500 iterazioni. All'ingresso dell'evaporatore avremo circa i 10°C voluti, ma teoricamente la temperatura potrebbe diminuire anche oltre il valore desiderato, mentre al condensatore avremo ancora circa 19°C da far arrivare ai 20°C voluti. Questo procedimento manuale è delicato e bisogna prestare molta attenzione poiché, se non si cambia in tempo l'apertura della valvola, le temperature al condensatore, che crescono velocemente, possono salire troppo arrivando anche all'evaporazione dell'acqua. Invece le temperature all'evaporatore diminuiscono rischiando di andare in un campo di congelamento anche per la miscela di acqua e glicole utilizzata. Nelle figure 4.31 e 4.32 sono rappresentate le variazioni di temperatura all'ingresso del condensatore e dell'evaporatore che si riscontrano in questo caso (linee rosse) in confronto al caso precedente (linee blu) per evidenziare il guadagno. Modificando sempre manualmente l'apertura della valvola si può arrivare ad ottenere entrambe le temperature volute.

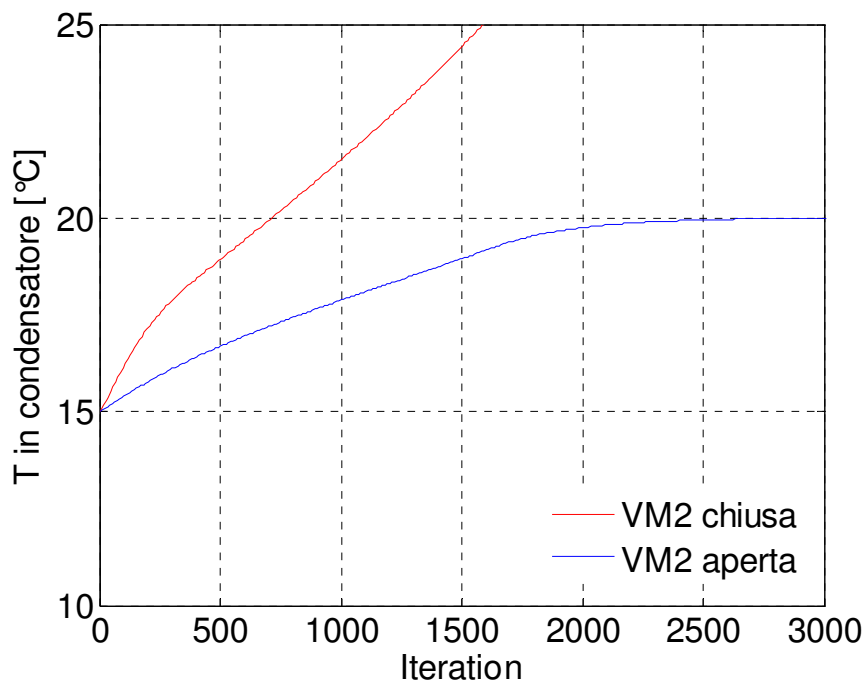


Figura 4.31. Andamento della temperatura misurata all'ingresso del condensatore e confronto con il caso precedente.

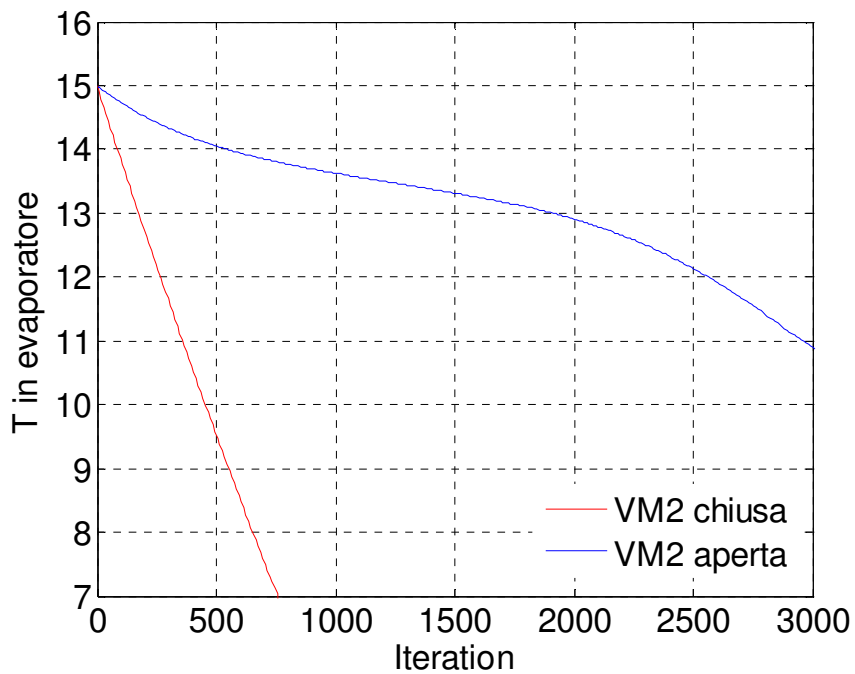


Figura 4.32. Andamento della temperatura misurata all'ingresso dell'evaporatore e confronto con il caso precedente.

4.6 Tempi effettivi per la messa a regime dell'impianto

Per avere un'idea dei tempi effettivi affinché l'impianto dalle condizioni iniziali si porti a quelle desiderate è possibile utilizzare l'equazione (4.1).

$$Q = \rho * c_p * V * \frac{\Delta T}{\Delta t} \quad (4.1)$$

dove:

Q: potenza termica [W]

ρ : densità [kg/m³] (nel caso di acqua vale 1000 kg/m³)

c_p : calore specifico [J/(kgK)] (nel caso di acqua vale 4186 J/(kgK))

V: volume del fluido [m³] (nei nostri casi è circa 0,1 m³, facendolo coincidere con il volume dei serbatoi)

ΔT : intervallo di temperatura

Δt : intervallo di tempo

Quindi stabilendo che si voglia modificare la temperatura dell'acqua presente nei circuiti di 10°C e conoscendo la potenza entrante o uscente dal circuito, è possibile ricavare il tempo necessario.

4.6.1 Caso in cui non scambiamo calore nel recuperatore

Questo è il caso più semplice possibile in cui le uniche potenze termiche che vengono scambiate nel circuito sono quelle all'evaporatore e al condensatore con valori simili a quelli di progetto se ci troviamo in quelle condizioni. Per avere questa situazione la valvola manuale non deve far passare portata nel recuperatore e il chiller deve essere spento. In questo modo è solamente possibile riscaldare l'acqua del circuito del condensatore e raffreddare l'acqua del circuito dell'evaporatore. Quindi utilizzando la formula (4.1) è possibile ricavare il tempo necessario per avere una variazione di temperatura dell'acqua presente nel circuito di 10°C. Serviranno circa 12 minuti per il circuito nel lato del condensatore e circa 15 minuti per il circuito nel lato dell'evaporatore.

4.6.2 Caso in cui nel recuperatore avviene uno scambio di calore

In questo caso non abbiamo solo le potenze termiche di condensatore, evaporatore e chiller, ma una certa potenza termica verrà scambiata tra i due flussi di acqua anche nel recuperatore. Poiché se non ci si trova a regime le potenze scambiate non saranno costanti, le condizioni di temperatura dell'acqua dei due circuiti subiranno dei cambiamenti. I tempi effettivi saranno superiori rispetto a quelli del caso mostrato precedentemente, ma sono più difficili da valutare che non nel caso precedente poiché le potenze scambiate sono in un numero di scambiatori maggiori e meno simile nel tempo.

Capitolo 5

Conclusioni e sviluppi futuri

Dopo che l'impianto sarà completamente realizzato (sia la parte del ciclo frigorifero che il circuito dell'acqua) bisognerà procedere al riempimento e al collaudo. Per effettuarlo si cercherà di riportarsi vicino a una delle condizioni studiate col modello e si cercherà di arrivare nei vari punti del circuito frigorifero alle condizioni corrispondenti a quelle di progetto in modo da verificare che le potenze, le portate e le temperature coincidano con quelle pensate e progettate. Se si verificherà che le potenze scambiate e il COP saranno corrispondenti a quelle ottenute dalla simulazione effettuata in fase di progetto del ciclo frigorifero ad anidride carbonica si potrà procedere nel collaudo provando anche ad analizzare il comportamento durante un transitorio. Per esempio si potrà analizzare la risposta all'aumento (o diminuzione) della temperatura di condensazione. Per fare questo bisognerà cercare rispettivamente di aumentare o diminuire la temperatura dell'acqua all'ingresso del condensatore impostando nuovi valori di setpoint ai controlli progettati. Si potrà anche iniziare ad osservare come variano le potenze termiche, elettriche e il COP.

Secondariamente si concentrerà la sperimentazione sull'analisi delle prestazioni del compressore misurando pressioni e temperature, per ricavare la potenza elettrica assorbita dal compressore ed i rendimenti isoentropici e volumetrici. Inoltre si monitorerà il calore perso dalla carcassa del compressore per comprendere quale influenza abbia questo fattore sulle prestazioni globali.

Successivamente si procederà a studiare gli organi di laminazione. All'inizio di questa fase si attuerà uno studio semplificato, cioè considerando valvole mosse manualmente, per poi arrivare a sistemi di regolazione più complessi (per esempio valvole elettroniche) per vedere quali siano i parametri che influenzano maggiormente il ciclo. Per esempio si studierà l'influenza che può avere il surriscaldamento o la temperatura di evaporazione.

In futuro si attueranno delle variazioni al ciclo semplice del gruppo frigorifero per studiare diverse casistiche a risparmio energetico. Come esempio si potrà introdurre uno scambiatore aggiuntivo per avere un ciclo rigenerativo oppure si attueranno degli spillamenti di gas.

Infine l'impianto, con ulteriori modifiche sul ciclo frigorifero, potrà perfino essere utilizzato per cicli frigoriferi avanzati che prevedono oltre al risparmio energetico un recupero di lavoro utilizzando sistemi come espansori ed eiettori.

Bibliografia

- [1] Wilbert F. Stoecker, *Manuale della refrigerazione industriale*, Tecniche nuove, 2001
- [2] Rossi Nicola, *Manuale del termotecnico*, Hoepli, 2009
- [3] AiCARR, *Manuale d'ausilio alla progettazione termotecnica*
- [4] A. Cavallini, *Properties of CO₂ as a refrigerant*, European Seminar-Carbon Dioxide as a Refrigerant, Milano, Italia, 2004
- [5] M. Corradi, *Analisi teorica e sperimentale di sistemi frigoriferi operanti con CO₂*, Università di studi di Padova, 2004
- [6] S. Minetto, *Impianti frigoriferi operanti con anidride carbonica: analisi di soluzioni innovative*, Università di studi di Padova, 2005
- [7] Donidelli Mario, *Le reti di distribuzione*, Quaderni Caleffi
- [8] Santapaga Luigi, Trasi Matteo, *Autocad 2012 guida completa*, Apogeo, 2011
- [9] Magnani Lorenza, *Manuale Matlab. Simulink e control system toolbox*, AIAP, 2005
- [10] <http://www.caleffi.it>
- [11] <http://www.wilo.it>
- [12] <http://www.carrier.it>
- [13] <http://www.fiorinigroup.it>
- [14] <http://www.tersid.it>
- [15] <http://www.hubacontrol.com>
- [16] <http://www.danfoss.com>
- [17] <http://www.yokogawa.com>
- [18] <http://www.carel.com>
- [19] <http://www.oppo.it>
- [20] <http://www.precisionfluid.it>
- [21] <http://www.onda-it.com>
- [22] <http://www.gea-phe.com>
- [23] <http://www.local.alfalaval.com>
- [24] E.O. Doebelin, *Strumenti e metodi di misura*, McGraw-Hill, 2008