



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE  
FACOLTÀ DI INGEGNERIA

CORSO DI LAUREA TRIENNALE IN  
INGEGNERIA INFORMATICA E DELL' AUTOMAZIONE

ANALISI DI UN SISTEMA  
MULTICOMPRESSORE PER IL  
RAFFREDDAMENTO DI CELLE  
FRIGORIFERE

ANALYSIS OF A  
MULTICOMPRESSOR SYSTEM FOR  
COLD STORAGE REFRIGERATION

Studente:  
CAMILLA MASSI

Relatore:  
PROF. SILVIA MARIA ZANOLI

Correlatore:  
ING. MARCO LUCIANI

ANNO ACCADEMICO 2018-2019

*A mia madre che c'è sempre stata,  
a mio padre che ci sarà sempre.*

# SOMMARIO

ELENCO DELLE TABELLE.....	3
ELENCO DELLE FIGURE .....	4
INTRODUZIONE E SCOPO DELLA TESI .....	6
CAPITOLO 1 CICLI E SISTEMI REFRIGERANTI.....	8
1.1 Ciclo frigorifero .....	8
1.1.1 Ciclo frigorifero a compressione .....	9
1.1.2 Ciclo frigorifero ad assorbimento .....	11
1.2 Componenti principali di un sistema di refrigerazione .....	11
1.2.1 Fluido refrigerante .....	12
1.2.2 Compressore .....	13
1.2.3 Condensatore .....	16
1.2.4 Evaporatore.....	17
1.2.5 Organi di laminazione e valvole .....	18
1.2.6 Dispositivi ausiliari .....	19
CAPITOLO 2 DESCRIZIONE DI UN SISTEMA REALE .....	21
2.1 Architettura generale dell'impianto .....	21
2.2 Componenti utilizzati.....	22
2.3 Logica di controllo attuale dell'impianto.....	26
CAPITOLO 3 ANALISI DELLA GESTIONE DELL'IMPIANTO.....	32
3.1 Analisi della gestione e della temperatura delle celle .....	32
3.2 Aerorefrigeranti: funzionamento e sbrinamento .....	37
3.3 Analisi della gestione e dei consumi dei compressori .....	39
CONCLUSIONI .....	42
BIBLIOGRAFIA .....	44
RINGRAZIAMENTI .....	46
RINGRAZIAMENTI .....	46



# ELENCO DELLE TABELLE

Tabella 3-1: Temperature minime, medie e massime infrasettimanali (W) e del weekend (WE) e rispettive date in riferimento alla cella 2 ..... 36

# ELENCO DELLE FIGURE

Figura 1-1: Diagramma pressione-entalpia semplificato per un generico refrigerante.....	9
Figura 1-2: Schema di principio di un sistema di refrigerazione a compressione .....	12
Figura 1-3: Esempio di compressore alternativo (singolo stadio) .....	14
Figura 1-4: Esempio di spaccato e funzionamento di un compressore scroll .....	15
Figura 1-5: Rotori di un compressore a due viti .....	15
Figura 1-6: Esempio di compressore a vite.....	16
Figura 1-7: esempio di condensatore ad aria .....	17
Figura 1-8: Esempio di valvole di espansione elettroniche .....	19
Figura 1-9: Esempio di ricevitore .....	20
Figura 2-1: Rappresentazione schematica dell'impianto .....	21
Figura 2-2: Struttura dei compressori a vite C3, C4 e C5.....	23
Figura 2-3: Porta di aspirazione e di scarico dei compressori a vite C3, C4 e C5 .....	24
Figura 2-4: Fase di aspirazione del gas.....	24
Figura 2-5: Fasi di compressione e di scarico del gas.....	24
Figura 2-6: Meccanismo a $V_i$ variabile.....	25
Figura 2-7: Diagnostica di rete Profinet dell'impianto .....	27
Figura 2-8: Impostazioni fasce orarie di funzionamento .....	28
Figura 2-9: Esempio di rappresentazione dello stato di una cella.....	28
Figura 2-10: Impostazioni fasce orarie di sbrinamento.....	31
Figura 3-1: Esempio: andamento della temperatura della cella 2 .....	33
Figura 3-2: Esempio: andamento della temperatura della cella 5 .....	33
Figura 3-3a: Andamento della temperatura della cella 2 e rispettivo valore di set-point in uso in funzione del tempo .....	34
Figura 3-3b: Andamento della temperatura della cella 2 e rispettivo valore di set-point in uso confrontati con le chiamate della cella e lo stato degli aerorefrigeranti .....	35
Figura 3-4: Andamento della temperatura della cella 2, valori minimi, medi e massi per ogni settimana, distinguendo il weekend dai giorni infrasettimanali.....	35
Figura 3-5: Esempio di funzionamento e di sbrinamento degli aerorefrigeranti .....	37

Figura 3-6: Differenza di pressione in relazione all'attivazione dei compressori.....	39
Figura 3-7: Andamento dei consumi di energia elettrica di C1 e C2 in relazione alle chiamate di accensione e spegnimento .....	40
Figura 3-8: Andamento dei consumi di energia elettrica di C4 e C5 in relazione alle chiamate di accensione e spegnimento .....	41

# INTRODUZIONE E SCOPO DELLA TESI

La refrigerazione è un campo diversificato dove scienza e ingegneria si incontrano andando a coprire un ampio numero di processi che vanno dalla conservazione degli alimenti al controllo della qualità dell'aria interna e dei processi industriali, fino alla produzione di cibi e bevande e al raffreddamento dei computer. Nell'insieme la refrigerazione appare complessa per la sua natura multidisciplinare che combina la termodinamica, la meccanica dei fluidi e la trasmissione del calore in ogni suo processo e applicazione. Per una buona comprensione delle operazioni dei sistemi refrigeranti e delle loro applicazioni è indispensabile un'estesa conoscenza riguardo a tali argomenti.

L'IIR (*International Institute of Refrigeration*) ha stimato che il numero complessivo di sistemi refrigeranti, di condizionamento d'aria e a pompa di calore operativi in tutto il mondo è circa 5 miliardi. La vendita mondiale annua di tale attrezzatura ammonta approssimativamente a 500 miliardi di dollari. Più di 15 milioni di persone sono impiegate in tutto il mondo nel settore della refrigerazione [1]. Pertanto la refrigerazione riveste una funzione sempre più importante nelle società attuali e nelle loro economie, diventando di fatto parte della vita del XXI secolo.

Economicamente parlando, l'importanza della refrigerazione è primaria, come dimostrato dal costante incremento della vendita di strumentazione refrigerante e dei lavori ad essa correlati. L'impatto economico della tecnologia della refrigerazione sul mondo continuerà a diventare sempre più significativo in futuro a causa della crescente richiesta di sistemi e applicazioni refrigeranti.

I settori del condizionamento dell'aria e della refrigerazione sono tra i più energivori a livello globale, consumando circa il 20% dell'energia elettrica mondiale. Un uso inefficiente dell'energia in queste applicazioni rappresenta uno spreco di risorse preziose e contribuisce al riscaldamento globale. La maggior parte dell'effetto del riscaldamento globale causato dai sistemi refrigeranti deriva dalla produzione dell'energia necessaria ad alimentarli mentre solo una piccola parte proviene dal rilascio di determinati refrigeranti nell'ambiente.

Sebbene le conoscenze in merito a questi impianti e i principi termodinamici e fluidodinamici che vengono coinvolti nella loro progettazione ingegneristica siano oramai ben



noti, è soprattutto negli ultimi anni che le ricerche si sono fatte più intense e questi sistemi hanno subito un vero e proprio cambio di paradigma a livello tecnologico e una evoluzione costante tesa al risparmio energetico e alla salvaguardia dell'ambiente.

Un ruolo cruciale in questo tipo di applicazioni è svolto dai sistemi di controllo che devono assicurare che, ad esempio, grandezze come temperatura, pressione, umidità, etc. soddisfino assegnate specifiche limitando al tempo stesso i consumi energetici e di conseguenza i costi.

Questo lavoro di tesi ha riguardato l'analisi di un impianto di refrigerazione industriale multi-compressore situato in Italia in collaborazione con la società STUPIRE S.r.l. che lo ha realizzato e implementato. Presso la società STUPIRE S.r.l. è stata svolta una attività tirocinio per un periodo di circa tre mesi. Il lavoro nasce dall'esigenza di analizzare l'effettivo comportamento del sistema di controllo dell'impianto al fine di verificarne il corretto funzionamento, evidenziando eventuali anomalie di comportamento o incoerenze nella gestione e valutarne l'efficienza ed efficacia. Come già evidenziato gli impianti di refrigerazioni industriali sono impianti ad alto consumo energetico e quindi, in considerazione delle politiche di risparmio energetico e di minimizzazione dell'impatto ambientale, vi è un interesse crescente verso la messa a punto di sistemi di gestione e controllo che soddisfino tali obiettivi.

Il presente elaborato è strutturato nel seguente modo: nel primo capitolo vengono introdotti i sistemi di refrigerazione descrivendo i principi fisici e termodinamici di base e i loro componenti meccanici principali, necessari per la comprensione del funzionamento di tali impianti. Nel secondo capitolo si fornisce una descrizione dell'impianto di refrigerazione reale oggetto di studio, concentrandosi sulla sua architettura, sui componenti meccanici presenti e sulla logica di controllo implementata. Nel terzo e ultimo capitolo sono stati implementati degli appositi algoritmi di simulazione e di calcolo nell'ambiente di sviluppo MATLAB che hanno reso possibile analizzare i dati storici dell'impianto. Infine, sempre nel terzo capitolo, sono state evidenziate le problematiche emerse durante l'attività di analisi riportando anche le soluzioni proposte per fronteggiarle.

# Capitolo 1

## CICLI E SISTEMI REFRIGERANTI

La refrigerazione è il processo di rimozione di calore da uno spazio chiuso, da una sostanza o da un sistema con lo scopo di abbassare e/o mantenere costante la temperatura al di sotto di quella ambientale.

Tenendo conto dell'enunciato di Clausius del secondo principio della termodinamica, il trasporto di calore da un corpo a una data temperatura a un altro a temperatura maggiore non può avvenire naturalmente, come il trasporto inverso, ma solamente con intervento di cause esterne, in particolare con spesa di lavoro meccanico. Una macchina la quale effettui tale trasporto, cioè realizzi il processo di refrigerazione, si dice macchina frigorifera e il corrispondente impianto prende il nome di impianto frigorifero o sistema di refrigerazione.

In questo primo capitolo si vogliono fornire le basi per la comprensione del funzionamento di un sistema di refrigerazione, descrivendone i componenti principali ed evidenziando i principi fisici e termodinamici che ne regolano il ciclo operativo.

### 1.1 Ciclo frigorifero

Il ciclo frigorifero è un particolare ciclo termodinamico inverso che sta alla base dei sistemi di refrigerazione. Lo scopo del ciclo frigorifero è di trasferire calore da un ambiente a temperatura inferiore ad uno a temperatura superiore. Nel raggiungimento di tale obiettivo è necessario tenere a mente il secondo principio della termodinamica:

« È impossibile realizzare una trasformazione il cui unico risultato sia quello di trasferire calore da un corpo più freddo ad uno più caldo senza l'apporto di lavoro esterno. »  
(R. J. E. Clausius)

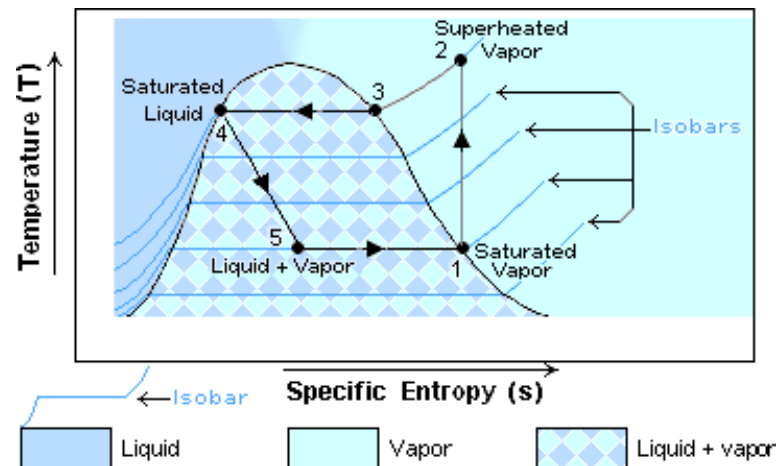
Nel ciclo frigorifero di un impianto di refrigerazione questo lavoro viene fornito sottoforma di energia meccanica.

Il ciclo frigorifero più utilizzato e diffuso è quello *a compressione*, che verrà descritto e a cui si farà riferimento in seguito; altri tipi di cicli, come quello *ad assorbimento*, hanno un impiego molto limitato e in questo elaborato si fornirà solamente un accenno.

### 1.1.1 Ciclo frigorifero a compressione

Nelle applicazioni pratiche i sistemi refrigeranti che sfruttano il ciclo a compressione di vapore sono i più comunemente utilizzati e ogni sistema fa uso di un compressore.

Il modo più usuale per esaminare il comportamento di un fluido refrigerante sottoposto ad un ciclo frigorifero a compressione è quello offerto dal diagramma pressione-entalpia riportato in Figura 1-1.



**Figura 1-1: Diagramma pressione-entalpia semplificato per un generico refrigerante**

In un circuito frigorifero a compressione elementare hanno luogo i seguenti quattro processi termici in maniera ciclica:

- compressione
- condensazione
- espansione
- evaporazione

Nella fase di compressione il refrigerante sottoforma di vapore saturo che lascia l'evaporatore viene aspirato dal compressore nel quale è sottoposto ad un aumento di temperatura e di pressione. Il compressore è azionato da energia meccanica fornita dall'esterno il cui equivalente termico si somma al calore assorbito precedentemente dal refrigerante nell'evaporatore. L'equivalente termico del lavoro meccanico viene comunemente chiamato *calore di compressione*. Quindi il refrigerante lascia il compressore ad una pressione e una temperatura più elevate di quelle che aveva all'ingresso, raggiungendo lo stato di vapore surriscaldato. Il calore di compressione differisce di poco al variare dei diversi fluidi refrigeranti; varia invece notevolmente in funzione dei differenti livelli di pressione e temperatura tra i quali il ciclo può svolgersi. Nel diagramma pressione-entalpia la fase di

compressione si fa coincidere abitualmente con una isoentropica, coincidente con il tratto 1-2 di Figura 1-1.

Nella fase di condensazione il gas surriscaldato passa dal compressore entro il condensatore, dove viene a contatto con un fluido o con la materia a temperatura inferiore. Per effetto del raffreddamento il gas refrigerante riduce la propria temperatura fino a raggiungere quella di saturazione, rimuovendo il calore sensibile (tratto 2-3 del diagramma di Figura 1-1). Una volta raggiunta la temperatura di saturazione, essa si mantiene costante durante tutta la fase di cambiamento di stato del vapore in liquido, fino a raggiungere la condizione di liquido saturo, corrispondente al punto 4 del diagramma di Figura 1-1.

Il refrigerante dal condensatore allo stato di liquido sottoraffreddato ad alta pressione tende a portarsi verso l'evaporatore che si trova ad una pressione inferiore. Allo scopo di dosare la quantità di refrigerante si utilizza comunemente un tubo capillare o una valvola di espansione termostatica. Nell'attraversare l'organo di laminazione verso l'evaporatore, che si trova a pressione più bassa, il refrigerante tende a raffreddarsi portandosi alla temperatura di saturazione corrispondente al valore di pressione nell'evaporatore. Per rendere possibile tale raffreddamento, il liquido refrigerante deve cedere calore e questo calore viene ceduto alle proprie molecole più prossime. L'assunzione di calore, a pressione ridotta, provoca la vaporizzazione o espansione di una parte del refrigerante, fino al raggiungimento di una condizione di equilibrio tra vapore freddo e liquido freddo, alla temperatura di saturazione corrispondente alla pressione in atto. Il vapore che ne risulta è detto *flash gas* e non compie lavoro utile ai fini dell'effetto frigorifero riducendo quindi la potenzialità del sistema. Il passaggio attraverso l'organo di laminazione viene descritto del tratto 4-5 della Figura 1-1.

Infine nella fase di evaporazione il refrigerante, in condizione di miscuglio liquido-vapore, percorre l'evaporatore attraverso il quale viene in contatto indiretto con il fluido o la materia da raffreddare. Il refrigerante ne assorbe il calore contenuto e passa gradualmente allo stato di vapore saturo, percorrendo l'evaporatore stesso (tratto 5-1 di Figura 1-1). La cessione di calore dal fluido che occorre raffreddare al refrigerante può avvenire se la sua temperatura è inferiore a quella del fluido stesso. Dopodiché il refrigerante procede verso il compressore ed il ciclo ricomincia [2].

Il ciclo sopra discusso è basato sull'assunzione che il fluido refrigerante considerato sia ideale e trascurando gli effetti dovuti all'attrito tra il fluido e le tubature, alle perdite di calore nei punti indesiderati ecc.

### 1.1.2 Ciclo frigorifero ad assorbimento

I sistemi frigoriferi ad assorbimento sono i predecessori di quelli a compressione.

Nel ciclo ad assorbimento l'effetto refrigerante viene prodotto attraverso l'uso di due fluidi e una certa quantità di calore in input, invece che l'input elettrico come nel ciclo a compressione.

Nei sistemi di refrigerazione ad assorbimento si sfrutta il calore di dissoluzione di un soluto in un solvente che viene ciclicamente concentrato e diluito: si utilizza un fluido secondario (*assorbente*) per far circolare e per assorbire il fluido primario (*refrigerante*), che viene vaporizzato nell'evaporatore. La differenza di concentrazione guidata dal calore sposta i vapori del refrigerante (solitamente acqua) dall'evaporatore al condensatore, il lato ad alta concentrazione del ciclo assorbe il refrigerante vaporizzato che, ovviamente, diluisce quel materiale. Il calore viene quindi utilizzato per scacciare questi vapori di refrigerante aumentando di nuovo la concentrazione.

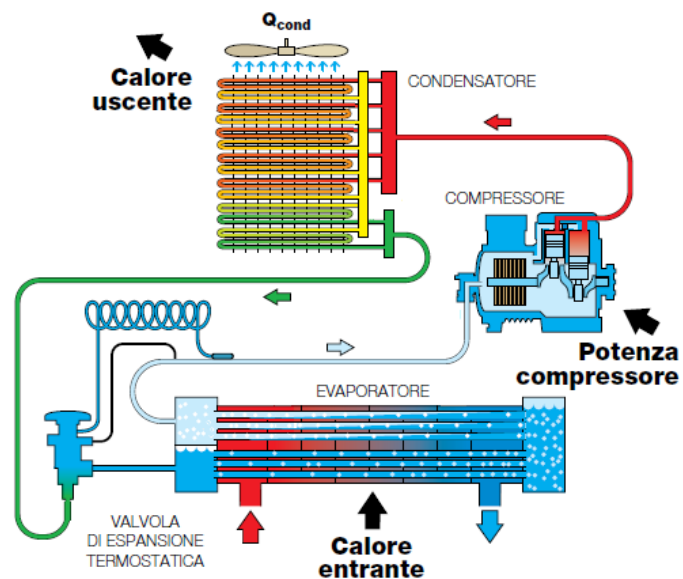
Il successo del processo di assorbimento dipende dalla selezione di una combinazione appropriata ed efficiente di refrigerante e assorbente. Le combinazioni di refrigerante e assorbente più utilizzate sono ammoniac-acqua e acqua-bromuro di litio.

L'impiego del ciclo frigorifero ad assorbimento è diminuito con la diffusione del ciclo a compressione; viene adottato nel caso in cui si disponga di calore in esubero o in mancanza di energia elettrica [3].

## 1.2 Componenti principali di un sistema di refrigerazione

Il ciclo meccanico di refrigerazione, o ciclo a compressione di vapore, richiede un numero di componenti chiave per costruire un sistema completo. La presente sezione tratterà in modo dettagliato ognuno di tali componenti, descrivendone la loro costruzione e funzione. I componenti fondamentali che considereremo sono i seguenti:

- Fluido refrigerante
- Compressore
- Condensatore
- Evaporatore
- Dispositivi di laminazione (valvole)



**Figura 1-2: Schema di principio di un sistema di refrigerazione a compressione**

Nella selezione di ciascun componente di un sistema di refrigerazione esistono dei fattori che devono essere esaminati e considerati attentamente, tra cui:

- Il mantenimento della disponibilità refrigerante totale mentre il carico varia da 0 a 100%;
- Controllo del gelo per le applicazioni a prestazione continua;
- Variazioni nell'affinità dell'olio per il refrigerante causato da grandi cambiamenti della temperatura e migrazione dell'olio al di fuori del basamento del compressore;
- Selezione del mezzo di raffreddamento;
- Efficienza e manutenibilità del sistema;
- Tipo di condensatore: ad aria, ad acqua o a raffreddamento per evaporazione;
- Progettazione del compressore;
- Tipo del sistema;
- Selezione del refrigerante (si noti che il tipo di refrigerante è essenzialmente scelto sulla base delle temperature e delle pressioni operative) [4].

### 1.2.1 *Fluido refrigerante*

Il refrigerante è definito come il fluido allo stato liquido, gassoso o di vapore, che ha la funzione di assorbire e sottrarre calore in un apparecchio o dispositivo di refrigerazione, condizionamento dell'aria e pompe di calore.

I primi progettisti di macchine per la refrigerazione, Jacob Perkins nel 1834 e altri nel XIX secolo, usarono l'etere etilico (R-610) come primo refrigerante commerciale. Tuttavia non era particolarmente adatto allo scopo, essendo pericoloso e richiedendo un volume di compressione eccessivo. Negli anni successivi furono introdotti altri refrigeranti più appropriati [5].

Oggigiorno esistono una vasta gamma di fluidi utilizzabili come refrigeranti che sono stati classificati con una apposita nomenclatura dall'ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*) in base ai dati di tossicità e infiammabilità forniti dal produttore degli stessi tramite lo Standard 34 ASHRAE, "*Design and Safety Classification of Refrigerants*" [6].

Tre di questi refrigeranti sono diventati molto popolari: l'ammoniaca (R-717), l'anidride solforosa (R-764) e l'anidride carbonica (R-744).

### 1.2.2 Compressore

Il compressore rappresenta il cuore del sistema di refrigerazione a compressione di vapore. Il compito di questo dispositivo pneumoforo è essenzialmente quello di innalzare la pressione del fluido refrigerante attraverso una riduzione meccanica del suo volume, aumentandone di conseguenza la temperatura. Attraverso questo cambiamento di pressione il refrigerante surriscaldato fluisce nel sistema.

Ogni compressore è caratterizzato dal rapporto di compressione, definito come la pressione assoluta di mandata (uscita del compressore) diviso la pressione assoluta di ingresso (ritorno), in unità coerenti; è un numero puro, solitamente espresso in forma frazionaria.

I vari tipi di compressori possono essere classificati in base al principio meccanico di funzionamento in due categorie principali:

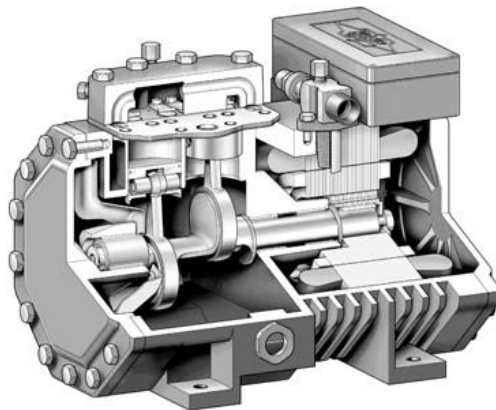
- Compressori volumetrici
- Compressori dinamici

I compressori volumetrici, anche detti compressori a camere chiuse, sono macchine operatrici che trasferiscono energia meccanica ad un fluido comprimibile mediante pareti mobili; la pressione del gas viene fatta aumentare costringendolo in un volume progressivamente decrescente; a seconda che il movimento delle pareti interne alla macchina avvenga per moto alternativo di uno stantuffo o per la rotazione di un organo meccanico i compressori volumetrici si dividono in alternativi o rotativi.

Nei compressori dinamici la compressione è ottenuta sfruttando l'energia cinetica impressa al gas da opportuni meccanismi (si sfrutta il principio della variazione del momento della quantità di moto).

Sul mercato sono disponibili molti modelli differenti di compressori, in termini di tipo di contenitore e sistema di compressione. Di seguito si elencano diverse opzioni tra le più diffuse:

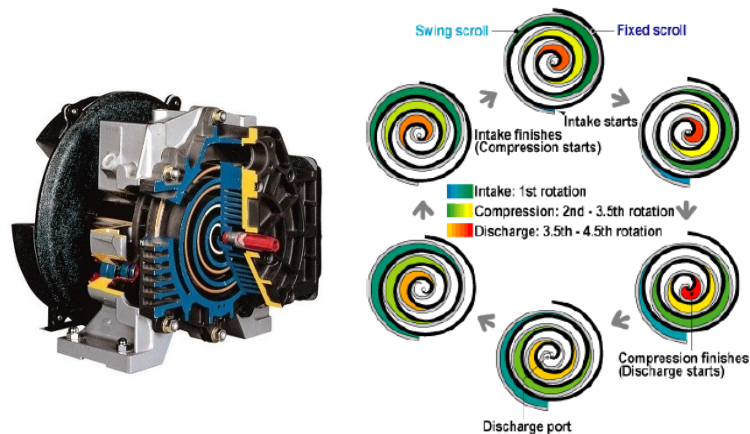
- Compressori alternativi: sono caratterizzati dalla presenza di una camera a volume variabile realizzata tramite il moto alterno di uno stantuffo all'interno di un cilindro (Figura 1-3). Il moto alternato è ottenuto mediante un meccanismo biella-manovella che trascina l'albero tra due posizioni estreme corrispondenti al volume massimo e minimo. Ogni cilindro è dotato di una valvola di aspirazione e di una valvola di scarico per convogliare il refrigerante verso il condensatore dopo la compressione [7]. Con questo tipo di compressori si possono ottenere alti rapporti di compressione per cui sono utilizzati principalmente in applicazioni che richiedono una capacità di raffreddamento molto elevata. In genere sono parecchio rumorosi e generano molte vibrazioni percepite e propagate lungo parte del circuito frigorifero; inoltre sono più suscettibili al ritorno del liquido [8].



**Figura 1-3: Esempio di compressore alternativo (singolo stadio)**

- Compressori scroll: utilizzano due spirali, una fissa e l'altra mobile e accoppiata al motore, assemblate in modo da rimanere in contatto l'una con l'altra nelle varie posizioni e formare una serie di sacche sempre più sottili verso il centro (Figura 1-4). Il refrigerante viene compresso dalla periferia verso il centro grazie alla rotazione della spirale mobile che ruota all'interno di quella fissa. Questi compressori hanno peso e dimensioni ridotte rispetto ai compressori alternativi di pari capacità e hanno il vantaggio di essere estremamente efficienti e silenziosi [9].



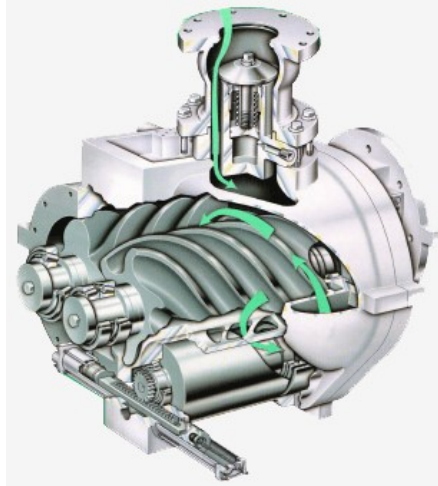


**Figura 1-4: Esempio di spaccato e funzionamento di un compressore scroll**

- Compressori a vite: sono basati su un meccanismo composto da due viti interconnesse chiamate rotori (Figura 1-5). Quando i rotori girano il fluido viene aspirato attraverso la porta di entrata, riempiendo così il volume tra i due lobi. Quando gli spazi tra i lobi sono pieni, l'aspirazione si interrompe e il fluido viene costretto mediante rotazione all'interno di uno spazio sempre più ridotto. Quando i lobi raggiungono una determinata posizione il fluido compresso viene scaricato completamente attraverso la porta di uscita (Figura 1-6). Garantiscono rapporti di compressione più elevati rispetto ai compressori alternativi, il che implica un uso maggiore sia nell'ambito della refrigerazione che della climatizzazione. I modelli più evoluti sono dotati di un meccanismo composto da un cassetto a scorrimento in grado di aprire un passaggio tra l'entrata del refrigerante ed il vano del compressore in una posizione in cui i rotori hanno già parzialmente compresso il fluido. Questa sorta di by-pass consente una parzializzazione della capacità frigorifera per meglio adattarsi alle condizioni di carico parziale ed incrementare l'efficienza del sistema. Il cassetto è mosso da un complesso sistema di elettrovalvole azionate anche tramite differenziale di pressione [10].



**Figura 1-5: Rotori di un compressore a due viti**



**Figura 1-6: Esempio di compressore a vite**

I compressori refrigeranti devono soddisfare i seguenti requisiti:

- Alta affidabilità
- Lunga durata di vita
- Facile manutenzione
- Facile controllo della capacità
- Funzionamento silenzioso
- Compattezza
- Efficacia dei costi

Nella scelta di un adeguato compressore per refrigerante vengono presi in considerazione i seguenti criteri:

- Capacità di refrigerazione
- Portata volumetrica
- Rapporto di compressione
- Proprietà termiche e fisiche del refrigerante [11]

### 1.2.3 Condensatore

Il condensatore ha il compito di smaltire il calore immagazzinato dal liquido refrigerante durante il ciclo frigorifero. I fluidi ai quali il calore sottratto durante il ciclo può essere ceduto sono l'aria oppure l'acqua. Nel caso in cui venga impiegata l'acqua questa può riscaldarsi e/o evaporare.

Ogni tipo di condensatore ha la sua applicazione specifica. Alcuni fattori determinanti includono le dimensioni e il peso dell'unità, le condizioni meteorologiche, la posizione (città o campagna), la disponibilità di elettricità e la disponibilità di acqua.

Nell'industria di processo si impiega un'ampia varietà di configurazioni del condensatore. La selezione del tipo di condensatore dipende dai seguenti criteri:

- capacità termica del condensatore
- temperatura e pressione di condensazione
- portata del refrigerante impiegato
- temperatura di progetto per acqua e /o aria
- periodo di funzionamento
- condizioni climatiche



*Figura 1-7: Esempio di condensatore ad aria*

I condensatori utilizzati nell'industria della refrigerazione sono comunemente di tre tipi:

- condensatori raffreddati ad acqua
- condensatori raffreddati ad aria
- condensatori evaporativi [12]

#### 1.2.4 Evaporatore

L'evaporatore è uno scambiatore di calore in cui il calore assorbito dal refrigerante durante il processo di evaporazione è ceduto al fluido intermedio (es. aria o acqua) per essere raffreddato. Una parte di calore inoltre è assorbita dal refrigerante nello stato di vapore saturo e diventa quindi surriscaldato.

A seconda dei requisiti delle diverse applicazioni gli evaporatori si presentano in un'ampia varietà di tipi, forme, dimensioni e design e possono essere classificati in svariati modi, ad esempio:

- tipo di costruzione
- condizioni operative
- metodo di circolazione dell'aria (o del liquido)
- tipo di controllo del refrigerante e applicazione

Gli evaporatori rientrano in due categorie generali: allagati e a espansione diretta, in base alle loro condizioni operative. Il tipo allagato è sempre completamente riempito di refrigerante liquido, il cui livello viene controllato tramite una valvola a galleggiante o un altro dispositivo. Il refrigerante sotto forma di vapore che si accumula viene aspirato dal compressore. L'evaporatore allagato ha un tasso molto elevato di trasferimento di calore ma solitamente è voluminoso e richiede un carico di refrigerante relativamente grande.

Nel tipo a espansione diretta il refrigerante liquido viene immesso nell'evaporatore tramite un dispositivo di espansione che misura il liquido a una velocità tale che tutto il refrigerante risulta vaporizzato quando raggiunge l'estremità della serpentina dell'evaporatore.

Per entrambe le tipologie, la velocità con cui il liquido viene immesso nell'evaporatore varia a seconda della velocità di vaporizzazione [13].

I tre principali tipi di costruzione dell'evaporatore sono:

- fascio tubiero
- superficie a piastra
- tubo alettato

### 1.2.5 Organi di laminazione e valvole

I dispositivi di limitazione regolano l'iniezione del liquido refrigerante nell'evaporatore. La strozzatura creata dall'organo di laminazione consente di abbassare la pressione del refrigerante liquido proveniente dal condensatore, causando una relativa diminuzione di temperatura, in modo da corrispondere all'attrezzatura e alle caratteristiche di carico. Questi dispositivi sono progettati per adattare in modo proporzionale la velocità con cui il refrigerante entra nella serpentina di raffreddamento con la velocità di evaporazione; tale velocità dipende, ovviamente, dalla quantità di calore che viene rimossa dallo spazio refrigerato.

L'organo di laminazione è anche preposto a controllare il flusso di refrigerante che attraversa il circuito. Una quantità eccessiva rischia di danneggiare il compressore perché non riesce ad evaporare del tutto nell'evaporatore e rimane in parte liquida. Una quantità insufficiente riduce di molto l'efficienza della macchina in quanto l'evaporatore non viene sfruttato al meglio.

I dispositivi di limitazione più comuni sono:

- valvole di espansione termostatica
- valvole di espansione a pressione costante
- valvole a galleggiante
- tubi capillari

Le valvole di espansione termostatica sono i dispositivi di laminazione più utilizzati. Sono essenzialmente dei dispositivi studiati per regolare il flusso di liquido all'evaporatore ad un ritmo pari a quello di evaporazione. Vengono installate a monte dell'evaporatore e separano in lato ad alta pressione e lato a bassa pressione l'impianto. Queste valvole possono essere utilizzate in circuiti di raffreddamento o di riscaldamento. Nel caso di utilizzo in circuiti di raffreddamento, la valvola avrà un grado di apertura minore in corrispondenza di valori di temperatura più bassi e maggiore in corrispondenza di temperature più elevate. Sotto una temperatura minima (soglia d'intervento) sarà completamente chiusa mentre sarà completamente aperta per temperature ritenute ottimali per il sistema considerato [14].

Le valvole di espansione possono essere di due tipi:

- valvole termostatiche meccaniche
- valvole termostatiche elettroniche



**Figura 1-8: Esempio di valvole di espansione elettroniche**

### 1.2.6 Dispositivi ausiliari

Oltre ai componenti principali precedentemente descritti un sistema di refrigerazione può comprendere ulteriori dispositivi di supporto:

- Ricevitore: alcune unità di refrigerazione hanno abbastanza spazio all'interno del condensatore per accogliere l'intero carico di refrigerante del sistema. Se il condensatore non ha spazio sufficiente è necessario inserire a valle un serbatoio ricevente. La quantità di refrigerante richiesta per il corretto funzionamento del

sistema determina se è necessario o meno un ricevitore. I ricevitori sono necessari nei sistemi di refrigerazione che utilizzano una valvola di espansione per il controllo del refrigerante: il ricevitore fornisce un posto per immagazzinare il refrigerante in eccesso nel sistema quando la valvola di espansione limita il flusso all'evaporatore. Oltre ad accogliere le fluttuazioni della carica di refrigerante, il ricevitore mira a mantenere il condensatore drenato dal liquido, evitando così che il livello del liquido si accumuli nel condensatore e riduca la sua quantità di superficie effettiva [15].



*Figura 1-9: Esempio di ricevitore*

- Scrubber: è un dispositivo che consente di abbattere la concentrazione di sostanze inquinanti presenti in una corrente gassosa, solitamente ossidi di zolfo o di sodio [16]. Consiste in un serbatoio verticale (*torre*) in cui la soluzione liquida (*liquido di lavaggio*) e il gas in questione interagiscono in controcorrente in modo da permettere il trasferimento delle specie chimiche.
- Separatore: l'olio ha la funzione di lubrificare le parti in movimento del compressore e di ridurre il calore dovuto all'attrito di tali parti in moto. L'olio non rimane tutto nel carter del compressore ma una parte viene trascinata nel circuito frigorifero e può essere responsabile di danni meccanici e riduzione delle prestazioni. Per recuperare l'olio espulso dal compressore e reintegrarlo il più velocemente possibile nel carter si utilizza un separatore d'olio, un dispositivo che garantisce la separazione dell'olio dal fluido refrigerante.

# Capitolo 2

## DESCRIZIONE DI UN SISTEMA REALE

### 2.1 Architettura generale dell'impianto

L'impianto di refrigerazione industriale preso in considerazione costituisce la sede centrale di una delle principali aziende italiane della catena del freddo.

In seguito ad un recente ampliamento, la struttura in analisi ha attualmente una capacità di 20mila posti pallet multi-temperatura in cui vengono stoccati alimenti confezionati surgelati, refrigerati, secchi e prodotti non alimentari.

Una rappresentazione schematica di tale impianto è mostrata in Figura 2-1:

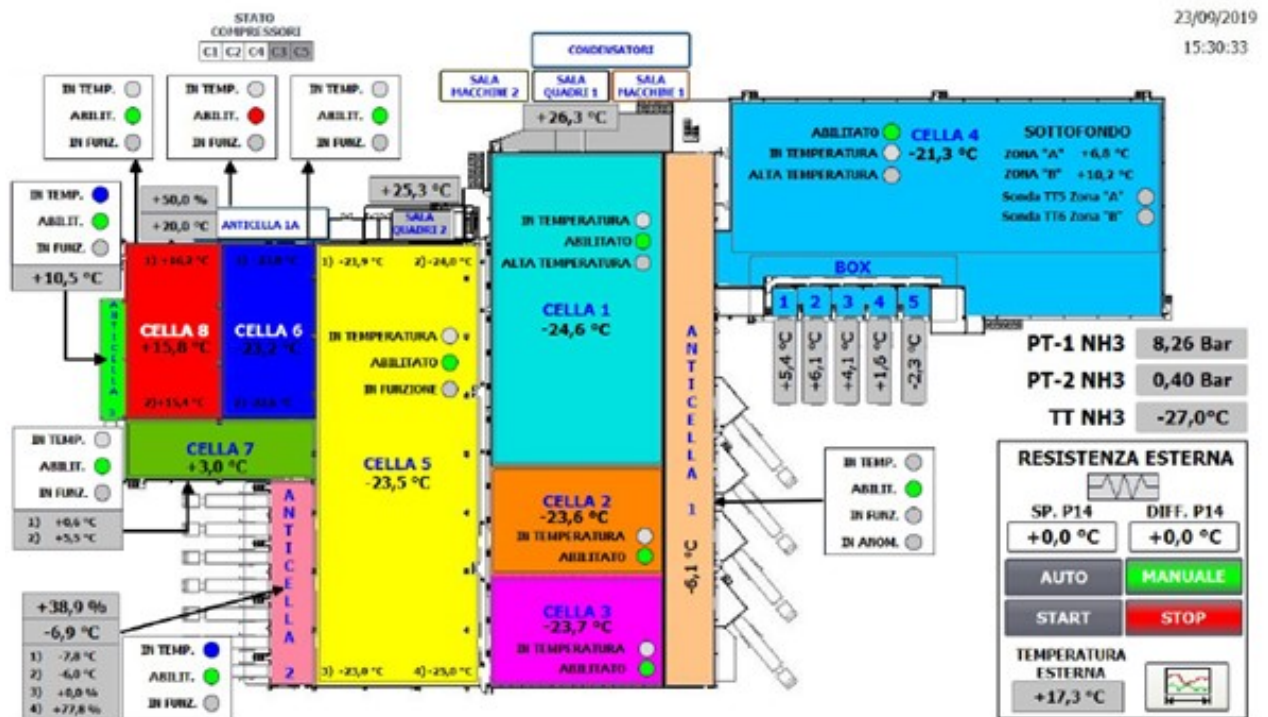


Figura 2-1: Rappresentazione schematica dell'impianto

L'impianto è complessivamente costituito da otto celle di diverse dimensioni, quattro anticelle e cinque box per permettere il carico e lo scarico dei prodotti. Ognuno di questi ambienti è dotato di evaporatori (o aerorefrigeranti) e di uno o più sensori di temperatura per permetterne la supervisione e il controllo.

Nell'impianto sono presenti cinque compressori:

- C1
- C2
- C3
- C4
- C5

I compressori C1 e C2 sono a giri fissi mentre i compressori C3, C4 e C5 sono dotati di inverter e possono modulare i giri.

La struttura è inoltre provvista di due separatori e un ricevitore. Il ricevitore SP1/A è collegato alle celle 1, 2, 3 e 4 e alle anticelle A.C. 1 e A.C. 1A. Il separatore SP6 è collegato alle celle 5,6,7 e 8 e alle anticelle A.C. 2 e A.C. 3.

Nell'impianto sono presenti tre condensatori T1, T2 e T3 ed uno scrubber.

Il liquido refrigerante utilizzato è l'ammoniaca (NH<sub>3</sub>) ed il ciclo frigorifero sfruttato dall'impianto è quello a compressione di vapore.

La descrizione delle categorie dei componenti presenti nell'impianto è stata affrontata nel capitolo precedente. Nei seguenti sotto-capitoli si vuole approfondire il funzionamento e la logica locale degli specifici compressori utilizzati nella struttura e la logica di supervisione e controllo dell'impianto attualmente adottata.

## 2.2 Componenti utilizzati

Come accennato precedentemente, l'impianto è provvisto di cinque compressori che appartengono a categorie di funzionamento diverse:

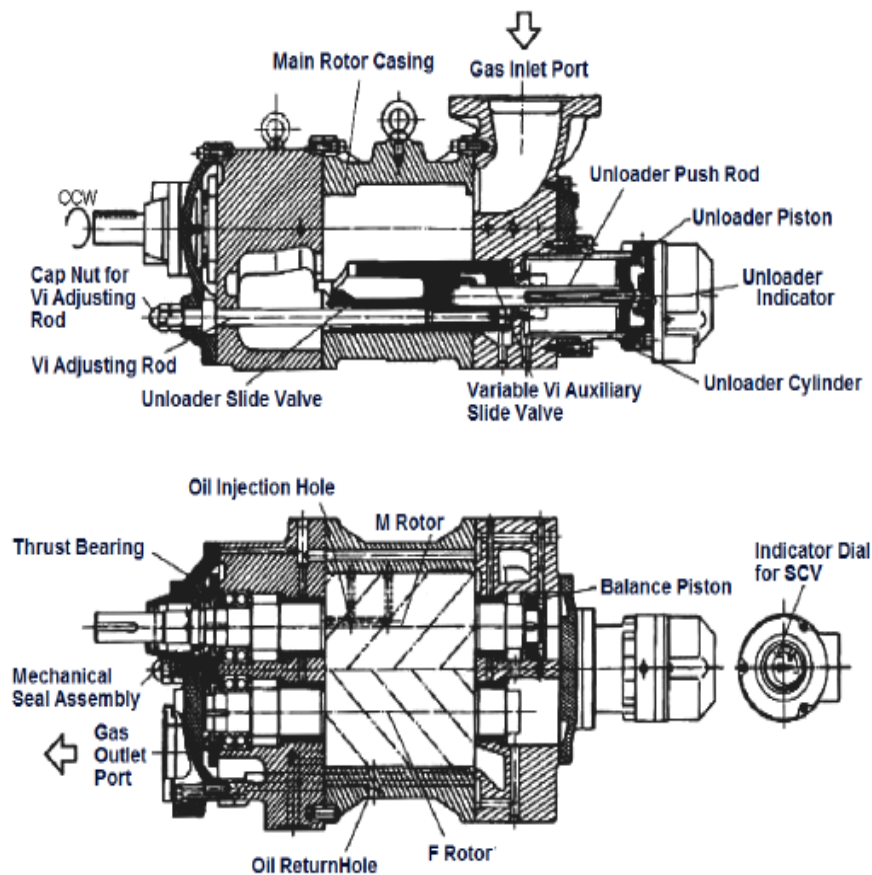
- C1 e C2 sono compressori a giri fissi con funzionamento ON/OFF;
- C3, C4 e C5 sono compressori a vite dotati di inverter tramite i quali si è in grado di modulare il numero di giri e quindi la loro velocità.

È sulla seconda tipologia che si è deciso di approfondire la discussione, fornendo una panoramica della struttura e del meccanismo di funzionamento di tali compressori.

I compressori C3, C4 e C5 sono compressori rotativi a vite che rientrano nella categoria dei compressori volumetrici (vedi capitolo 1.2) nei quali il gas refrigerante viene aspirato in una cavità dove il suo volume viene gradualmente ridotto ed infine viene scaricato sotto forma

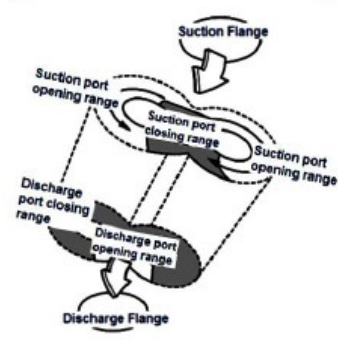
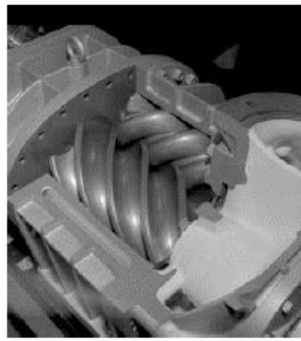


di gas ad alta pressione. Più specificamente, la cavità sigillata è composta da una carcassa e da una coppia di rotori a maglie incrociate al suo interno, chiamati rotore maschio (M) e rotore femmina (F), che si intersecano l'uno nell'altro e ruotano in direzioni opposte. I rotori sono diversi per cavo e numero di lobi delle viti: il numero di lobi delle viti è 4 per il rotore M e 6 per il rotore F. Il volume della cavità sigillata viene ridotto in corrispondenza della rotazione dei rotori. Il gas intrappolato nella cavità viene quindi compresso ed infine scaricato. Insieme alla carcassa del rotore, questi due rotori costituiscono gli elementi essenziali del compressore per aspirare e comprimere il gas refrigerante.



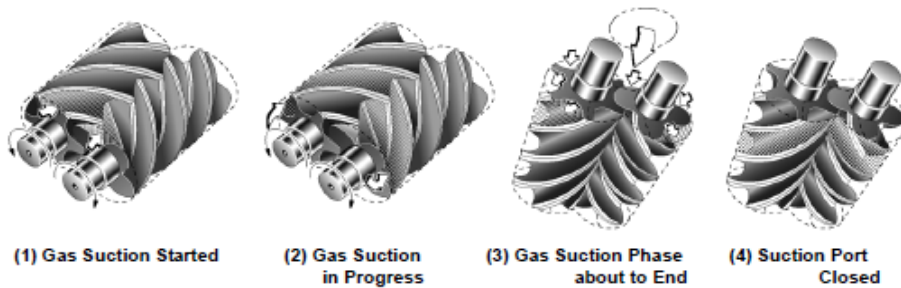
**Figura 2-2: Struttura dei compressori a vite C3, C4 e C5**

Uno dei due terminali di ciascun rotore costituisce l'estremità di aspirazione del gas, mentre l'altro corrisponde all'estremità di scarico del gas compresso. Mentre i rotori ruotano all'interno di un certo intervallo angolare, le loro estremità di aspirazione aprono la porta di aspirazione; quando i rotori ruotano su di un altro intervallo angolare le estremità di aspirazione chiudono la porta. Tale meccanismo è analogo anche per le estremità di scarico e la porta di scarico (vedi Figura 2-3).



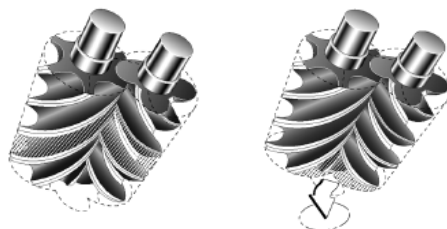
**Figura 2-3: Porta di aspirazione e di scarico dei compressori a vite C3, C4 e C5**

Come mostrato nella Figura 2-4, all'inizio della fase di aspirazione i rotori con diversi profili dei denti sono innestati. Quando i rotori girano in direzioni opposte, il volume tra i profili dei denti del rotore M e F e la carcassa del compressore aumenta gradualmente a partire dal lato di aspirazione. Quando il volume raggiunge il suo massimo, i rotori isolano dalla porta di aspirazione il gas racchiuso dai rotori e dalla carcassa del compressore, quindi continua la rotazione.



**Figura 2-4: Fase di aspirazione del gas**

Man mano che i rotori ruotano, il volume tra i lobi e le scanalature del rotore diminuisce mentre la linea di tenuta si sposta verso il lato di scarico, comprimendo in tal modo il gas refrigerante intrappolato. Nei pressi della porta di scarico il volume tra i lobi del rotore e le scanalature diminuisce a un livello predeterminato. Per effetto delle rotazioni dei rotori, il gas refrigerante compresso viene spinto/espulso verso l'apertura di scarico (Figura 2-5).



**Figura 2-5: Fasi di compressione e di scarico del gas**

La particolarità del modello dei compressori C3, C4 e C5 consiste nel meccanismo per modificare rapidamente il rapporto volumetrico intrinseco  $V_i$ , che è definito dalla seguente formula:

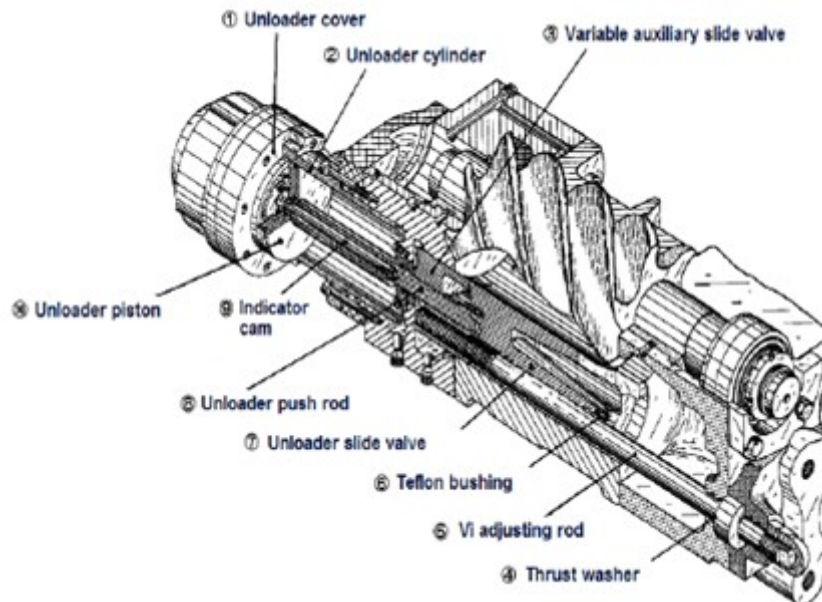
$$V_i = \frac{\text{volume del gas refrigerante aspirato prima dell'inizio della compressione}}{\text{volume del gas refrigerante prima dell'apertura della porta di scarico}}$$

Mentre nei compressori alternativi la capacità di compressione del refrigerante viene controllata impostando la pressione raggiunta dallo spostamento del pistone a un livello ottimale per l'applicazione prevista, nei compressori a vite viene controllata impostando il volume in cui il gas refrigerante aspirato deve essere ridotto. In altre parole, il controllo della capacità di compressione nel caso di un compressore a vite è un controllo del rapporto volumetrico, che è appunto il rapporto volumetrico intrinseco  $V_i$ .

Nel caso del compressore a vite senza il meccanismo di  $V_i$  variabile, i valori di tale rapporto sono fissati ad un valore specifico per ciascun compressore.

Nel caso di  $V_i$  variabile, il suo valore è determinato dalla combinazione dei seguenti due fattori:

- La dimensione della porta assiale nella testa del cuscinetto (porta che si estende nella direzione dell'asse del rotore);
- La dimensione della porta radiale nella valvola di scarico a cassetto (porta che si estende nella direzione perpendicolare alla direzione dell'asse del rotore).



**Figura 2-6: Meccanismo a  $V_i$  variabile**

La valvola di scarico a cassetto, che viene mossa idraulicamente in direzione assiale tramite il cilindro e il pistone di scarico, esegue automaticamente il controllo della capacità (controllo della quantità di gas di aspirazione) di ciascun compressore. Il moto della valvola a cassetto viene comandato attraverso l'equilibrio delle forze in ragione delle pressioni agenti su di essa. Da un lato della valvola a cassetto si ha la pressione di aspirazione, dall'altro l'alta pressione. La pressione presente all'interno del cilindro stabilisce il verso di scorrimento del pistone.

L'impianto dell'indicatore di scarico è collegato al cilindro di scarico tramite la camma indicatrice, consentendo all'indicatore di individuare le posizioni sia della valvola a cassetto ausiliaria a  $V_i$  variabile che della valvola a cassetto di scarico. La camma dell'indicatore ha una scanalatura a spirale, in cui è inserito in modo mobile il perno di guida impiantato nell'asta di spinta della valvola a cassetto di scarico. Poiché questa combinazione di perno e camma converte uno spostamento lineare della valvola a cassetto di scarico in uno spostamento angolare, il puntatore dell'indicatore individua la posizione della valvola a cassetto.

Il rotore M è direttamente accoppiato a un motore elettrico bifase e azionato a una velocità che è quella di partenza. Mediante l'impiego di un inverter si possono variare i giri di rotazione e di conseguenza la velocità del motore, rendendo possibile la modulazione della capacità del compressore.

Per ulteriori dettagli riguardanti i compressori C3, C4 e C5 si rimanda al manuale [17].

## 2.3 Logica di controllo attuale dell'impianto

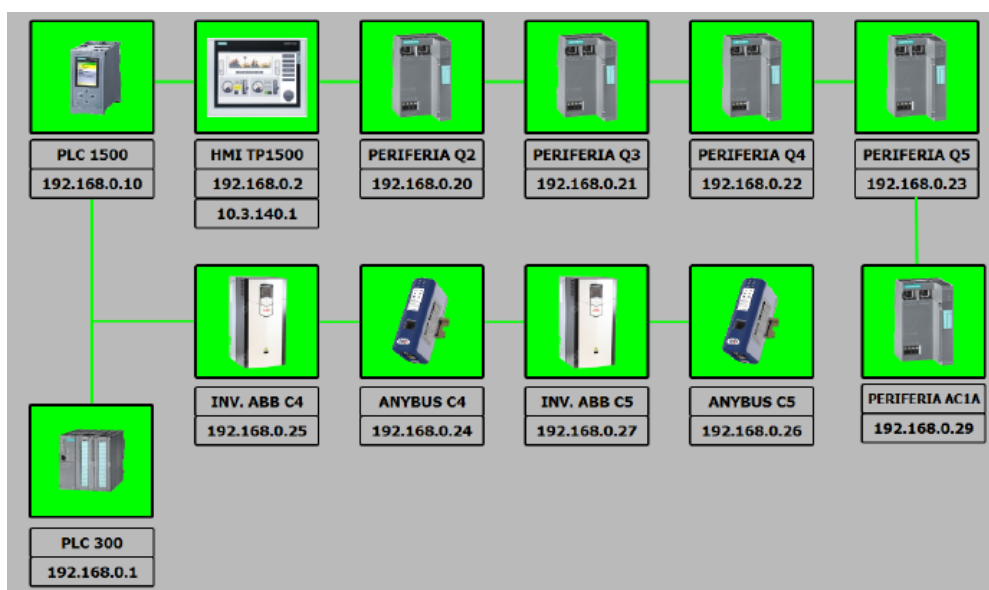
Il sistema di controllo è costituito da un apparato computerizzato (PLC, microcontrollore, PC industriale, scheda di calcolo dedicata) che controlla le condizioni climatiche all'interno delle celle e dei diversi ambienti tramite sonde e sensori distribuiti. Affinché il sistema centrale possa accedere ai parametri dell'intero impianto sono necessari dei sistemi di comunicazione e trasmissione tra i sensori e gli altri sistemi di controllo locali.

Nell'impianto sono presenti un controllore Siemens della serie S7 300 precedentemente installato, un controllore Siemens della serie S7 1500 di nuova installazione, un pannello Siemens della serie TP1500 Comfort di nuova installazione e un computer anch'esso di nuova installazione. L'impianto viene gestito dai due controllori, le impostazioni e la visualizzazione degli stati avviene tramite il pannello touchscreen TP1500 alloggiato sulla porta del quadro elettrico per l'interfacciamento uomo-macchina e per la gestione dell'impianto stesso, mentre l'archiviazione dei dati su database e le segnalazioni tramite e-mail sono gestite dal PC.

Il sistema è dotato di un bus di comunicazione tramite il quale il controllore acquisisce i segnali dal campo e pilota le utenze. La perdita di comunicazione da parte di uno dei nodi non

permette più il controllo di tutti i segnali facenti capo a quel nodo. Per diagnosticare il corretto funzionamento della rete il sistema offre una pagina di diagnostica della rete, inoltre la mancanza di comunicazione di uno dei nodi è segnalata nelle pagine allarmi.

Il pannello touchscreen comunica con il controllore S7 300 tramite il protocollo di comunicazione Profibus, con il controllore S7 1500 con il protocollo di comunicazione Profinet (Figura 2-7). Il controllore S7 1500 comunica con tutti i dispositivi di campo (compressori C4, C5, inverter) tramite il protocollo di comunicazione Profinet, mentre comunica con il computer tramite il protocollo TCP. La comunicazione tra il controllore S7 1500 e i compressori C1, C2 e C3 avviene su comunicazione RS485.



**Figura 2-7: Diagnostica di rete Profinet dell'impianto**

La gestione attuale dell'impianto prevede per ogni cella la definizione delle fasce orarie di funzionamento, che possono essere fino a quattro al giorno, e l'impostazione di due *set-point* di temperatura:

- SP1 è il *set-point* di temperatura di normale funzionamento a cui la cella si porta quando la corrispondente fascia oraria risulta abilitata;
- SP2 è il *set-point* di temperatura che fa accendere la cella anche fuori dalle fasce orarie di normale funzionamento (*bypass* fascia oraria).

È stata inoltre definita la temperatura SP3 che attiva la segnalazione del raggiungimento di alta temperatura all'interno della cella e la conseguente attivazione di un avviso di allarme.

La scelta di un determinato *set-point* determina l'inseguimento di quella temperatura da parte della cella.



Figura 2-8: Impostazioni fasce orarie di funzionamento

Sulla base delle misure fornite dai sensori si è in grado di conoscere in ogni istante lo stato in cui si trova ciascuna cella (Figura 2-9), ovvero la sua temperatura. Se tale valore non soddisfa il rispettivo *set-point* impostato viene generata una chiamata e azionati gli aerorefrigeranti.

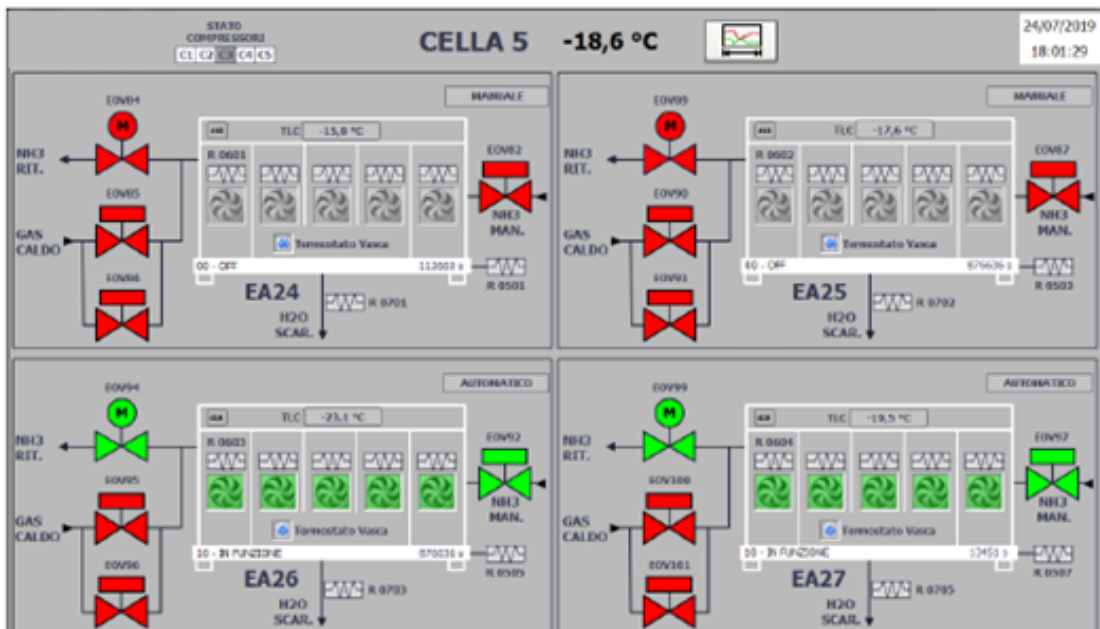


Figura 2-9: Esempio di rappresentazione dello stato di una cella

La differenza tra la soglia superiore e quella inferiore è definita *differenziale* e il suo valore influenza l'oscillazione della temperatura e di conseguenza le accensioni del compressore o la rispettiva modulazione del numero di giri se dotato di inverter. In questo secondo caso, come si vedrà in seguito, agendo sulla frequenza dell'inverter è possibile adottare la tecnica di *parzializzazione del carico* nella quale l'erogazione di energia viene regolata a seconda della richiesta dell'impianto mediante *gradini discreti*.

La sequenza con la quale i compressori sono chiamati ad avviarsi può essere stabilita dall'operatore e attualmente viene decisa empiricamente.

Le chiamate delle utenze si distinguono in:

- Chiamata a funzionare di una delle celle,
- Chiamata a funzionare di una delle anticelle o di uno dei box.

Nel primo caso viene chiamato a funzionare il primo compressore abilitato e disponibile in sequenza; possono partire tutti i compressori abilitati fino ad averli tutti in moto.

Nel caso sia presente una chiamata anticelle senza la contemporanea chiamata celle se la temperatura dell'ammoniaca (TT NH3) risulta maggiore della soglia per la chiamata delle anticelle viene chiamato a funzionare un solo compressore, il primo abilitato, disponibile e dotato di inverter.

I compressori dotati di inverter possono lavorare a frequenza fissa o variabile. Nel secondo caso è possibile modulare la frequenza dell'inverter in automatico o mediante gradini di incremento o decremento. La condizione necessaria per modulare la frequenza di un inverter è che la capacità del compressore sia bloccata al valore massimo.

Per illustrare in modo più approfondito la logica di funzionamento dei compressori si parte dalla situazione iniziale in cui tutti i compressori sono spenti. A seguito dell'accensione di una qualsiasi delle pompe di ammoniaca P4, P5, P15 o P16 si accende il primo compressore in ordine di sequenza pronto a partire. Si distinguono due casi:

- se il compressore è privo di inverter ci si limita ad attivare il comando *start\_compressore*,
- se il compressore è dotato di inverter si attivano i comandi *start\_compressore* e *start\_inverter*; dopodiché l'inverter viene mandato a *frequenza\_di\_partenza* sia nel caso in cui sia impostato a *frequenza\_fissa* che nel caso in cui sia impostato a *frequenza\_variabile*.

A questo punto il compressore è libero di modulare la capacità del cassetto dal valore minimo al valore massimo (100%). Se per un certo intervallo di tempo il compressore è alla

capacità massima ed è presente una chiamata PT<sup>1</sup> allora si blocca la capacità del compressore al 100% e si agisce sulla frequenza dell'inverter (se presente) tramite gradini di incremento o decremento. Se la chiamata PT continua ad essere presente e non è più possibile incrementare la frequenza dell'eventuale inverter, a causa del raggiungimento del limite massimo di frequenza o di corrente, viene attivato il successivo compressore in sequenza cercando di incrementare la frequenza del compressore in funzione del solo limite di corrente. La modalità di inserimento e di funzionamento dei compressori è riconducibile alla *strategia a saturazione di macchina (MS)*: i compressori sono organizzati in un determinato ordine prestabilito; se in corrispondenza del generico istante *t* le macchine in funzione non soddisfano il carico richiesto dall'impianto viene attivato il gradino successivo dell'ultimo compressore attivo. In questo modo solo l'ultima macchina accesa opera in parzializzazione o modulazione di carico, mentre le altre lavorano a pieno carico.

Se per un determinato intervallo di tempo non si registra una chiamata PT e non è possibile decrementare ulteriormente la frequenza dell'eventuale inverter poiché è stato raggiunto il valore minimo, si disattiva il blocco della capacità al 100%, che quindi è libera di diminuire. Se per un determinato periodo di tempo il compressore staziona alla minima capacità viene automaticamente spento e si modula la frequenza del compressore che lo precede nella sequenza.

Nella gestione attuale dell'impianto è inoltre previsto un sistema di sbrinamento a gas caldo in cui l'ammoniaca sottoforma di gas surriscaldato viene iniettata all'interno dell'aerorefrigerante subito a valle della valvola termostatica per evitare la formazione di ghiaccio all'interno dell'evaporatore e sulle ventole. Tale problematica potrebbe causare un malfunzionamento dei compressori, una cattiva conservazione dei prodotti contenuti nelle celle, *set-point* di pressione e temperatura delle celle non ottimali, consumi energetici maggiori rispetto al normale funzionamento; tutto ciò condurrebbe ad un impianto di refrigerazione poco efficiente.

Attraverso il sistema è possibile:

- impostare le fasce orarie in cui effettuare le operazioni di sbrinamento, che sono definite dall'orario di inizio e possono essere fino a quattro al giorno;
- impostare la temperatura di fine sbrinamento;
- impostare la durata di ogni singola fase dello sbrinamento;

---

<sup>1</sup> La chiamata PT rappresenta il superamento della soglia di pressione letto nel circuito a monte dei compressori (pressione di aspirazione). Tale valore viene letto da una sonda presente nel collettore che accomuna tutti i compressori.



- abilitare la funzione *ferma gocce* che apre la valvola di gas freddo prima di accendere le ventole per brinare le gocce d'acqua eventualmente presenti sulla batteria.

STATO COPPIE SGR22  
 IMPOSTAZIONE FASCIA ORARIA SBRINAMENTO EA24  
 24/07/2019  
 18:01:56

	INIZIO 1	INIZIO 2	INIZIO 3	INIZIO 4	
LUNEDI	4   0	12   0	21   0	9   0	<b>FUNZIONAMENTO ABILITATO</b> IN TEMPERATURA <input type="radio"/> ABILITATA <input checked="" type="radio"/> IN FUNZIONE <input type="radio"/> MERCOLEDI 18:01:56 FASCIA ORARIA OFF TEMPERATURA FINE SBRINAMENTO : +15,0 °C <b>FASI SBRINAMENTO :</b> FREDDO PAUSA SBRINAMENTO : 2 min DURATA MAX CALDO : 55 min PAUSA SGOCCIOLAMENTO : 5 min PAUSA FERMA GOCCE : 2 min ABILITA FERMA GOCCE : <b>ABILITA</b>
MARTEDI	4   0	12   0	21   0	9   0	
MERCOLEDI	4   0	12   0	21   0	9   0	
GIOVEDI	4   0	12   0	21   0	9   0	
VENERDI	4   0	12   0	21   0	9   0	
SABATO	15   0	22   0	3   0	9   0	
DOMENICA	15   0	22   0	3   0	9   0	

Figura 2-10: Impostazioni fasce orarie di sbrinamento

# Capitolo 3

## ANALISI DELLA GESTIONE DELL'IMPIANTO

### 3.1 Analisi della gestione e della temperatura delle celle

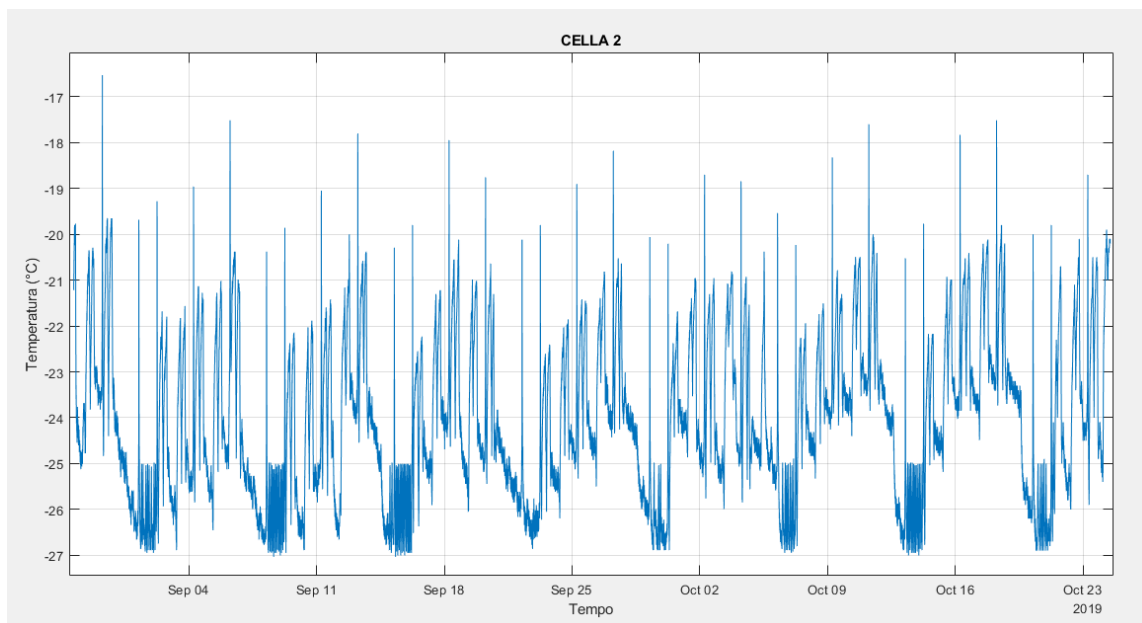
Dall'osservazione dei dati storici dell'impianto ha reso possibile un'analisi del funzionamento attuale e delle corrispondenti prestazioni, oltre ad aver evidenziato alcune criticità che hanno portato alla formulazione di soluzioni alternative e ipotesi.

I dati che sono stati utilizzati al fine dell'analisi sono relativi ad un periodo di circa due mesi; i dati storici precedenti disponibili relativi ad un periodo di circa quattro mesi, a seguito di un'analisi iniziale, non sono stati presi in considerazione perché considerati incoerenti o incompleti ai fini dell'analisi.

I dati misurati dai sensori distribuiti nei punti di interesse della struttura sono campionati ad ogni secondo e infine archiviati in dei database. Le informazioni memorizzate oltre a riguardare misure dal campo quali temperatura, umidità, livello, riguardano anche lo stato logico di valvole, i valori di *set-point* impostati nelle celle e lo stato logico di chiamata.

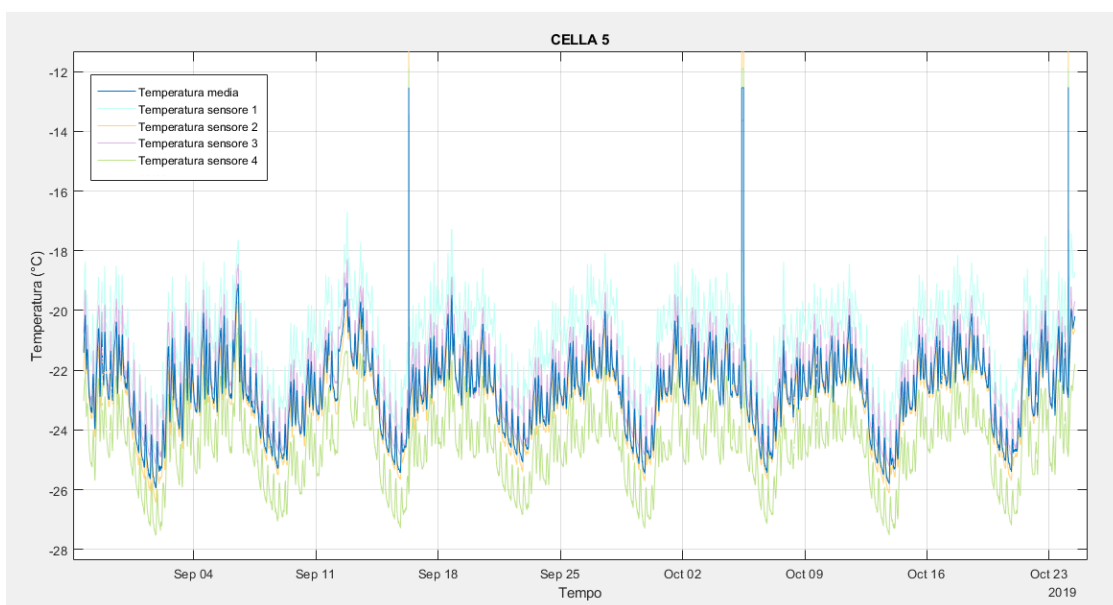
Ad ogni istante di campionamento è possibile conoscere la temperatura registrata in ogni ambiente, che può essere determinata in due modi:

- Se l'ambiente è provvisto di un solo sensore la misurazione effettuata coincide con la temperatura dell'intero ambiente. È questo il caso delle celle 1, 2, 3, 4, delle anticelle 1, 1A e 3, dei cinque box e delle due sale quadri. In Figura 3-1 viene riportato a titolo esemplificativo l'andamento della temperatura interna della cella 2. I picchi di temperatura che si notano sono dovuti all'inseguimento di un valore di *set-point* diverso e più elevato rispetto a quello normalmente in uso e saranno approfonditi in seguito.



**Figura 3-1: Esempio: andamento della temperatura della cella 2**

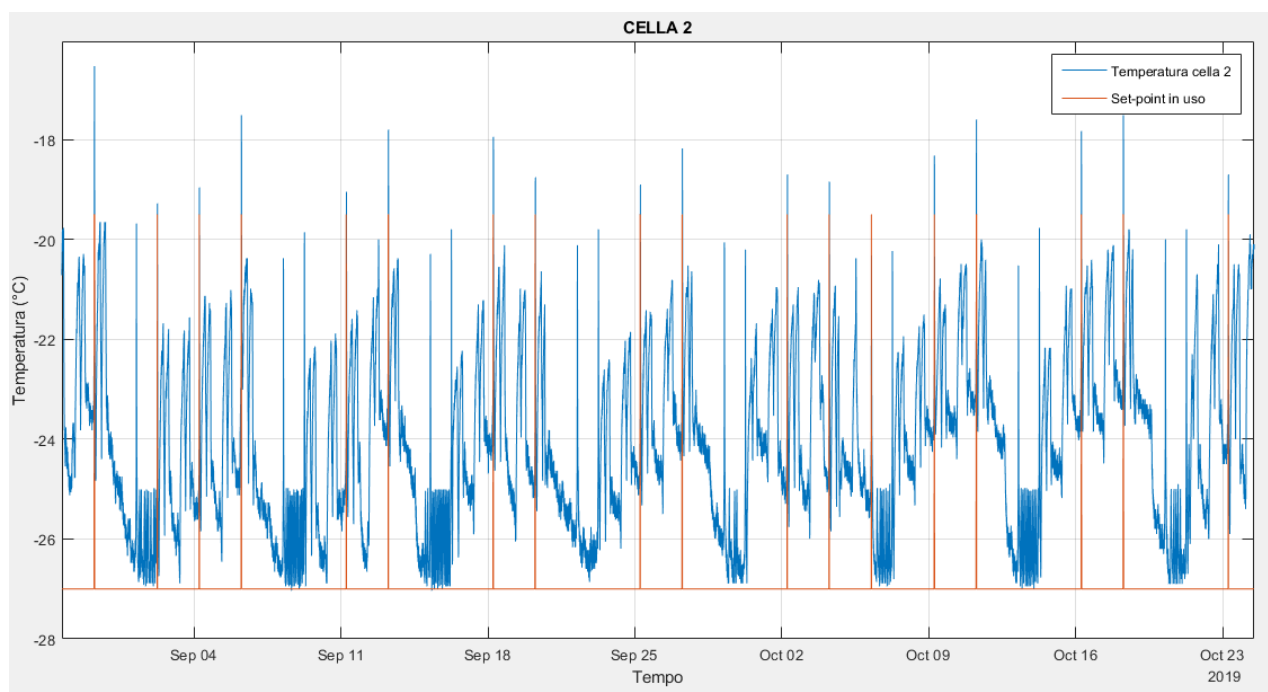
- Se l'ambiente è dotato di più sensori la temperatura dell'intero ambiente viene calcolata come media aritmetica delle misurazioni fornite dai diversi sensori presenti. È questo il caso delle celle 5 (quattro sensori), 6 (due sensori), 7 (due sensori), 8 (due sensori) e dell'anticella 2 (due sensori). Il numero dei sensori è proporzionale alla dimensione della cella. In Figura 3-2 viene riportato a titolo esemplificativo l'andamento della temperatura media della cella 5 (in blu) e delle misurazioni dei sensori (colori più tenui).



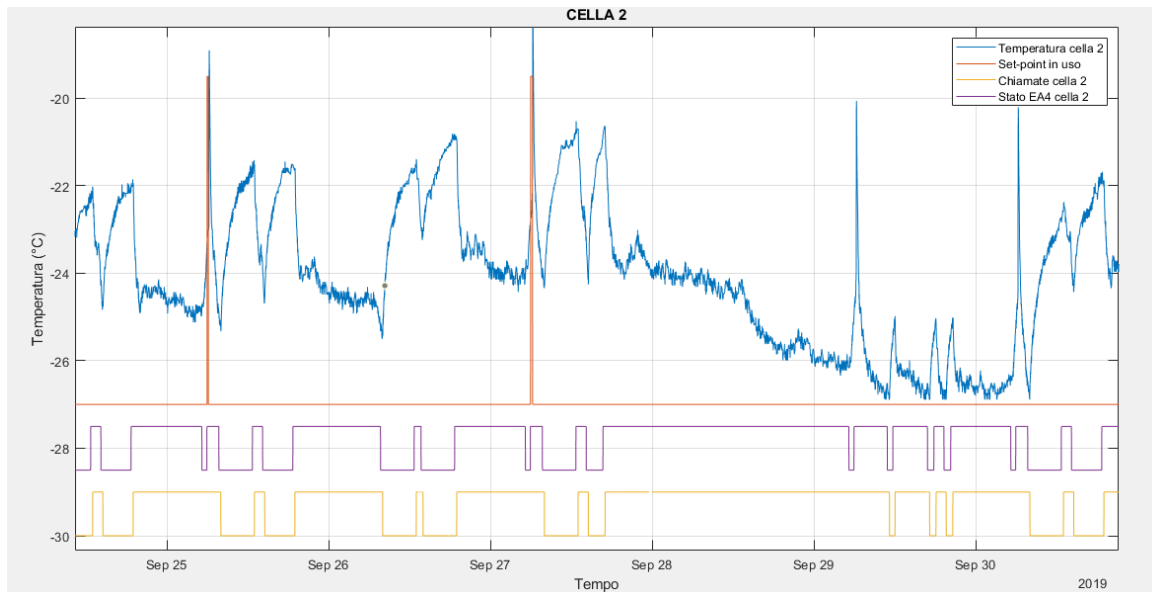
**Figura 3-2: Esempio: andamento della temperatura della cella 5**

È inoltre possibile sapere la temperatura esterna all'impianto e dell'ammoniaca (TT NH<sub>3</sub>), il livello di ammoniaca NH<sub>3</sub> presente nei due separatori SP6, SP1A e nel ricevitore TK1, la pressione di aspirazione dell'ammoniaca a monte dei compressori (PT2 NH<sub>3</sub>) e quella di mandata a valle dei compressori (PT1 NH<sub>3</sub>).

Come accennato precedentemente, nei grafici dell'andamento della temperatura all'interno delle celle si possono notare dei picchi di temperatura elevati più o meno frequenti. L'innalzamento repentino della temperatura sembra coincidere, nei periodi infrasettimanali, con l'imposizione di un valore di *set-point* più elevato rispetto a quello di normale funzionamento, come mostrato in Figura 3-3a nel caso della cella 2. Il valore del *set-point* di temperatura che genera tali picchi (-19.5 °C) risulta essere in uso per brevissimo tempo (circa 20 minuti), dopodiché si torna ad utilizzare il valore di *set-point* di normale funzionamento (-27°C). Analizzando i suddetti picchi, tale comportamento pare ripetersi anche durante il weekend agli stessi orari e con la stessa durata senza che il *set-point* cambi. Confrontando questo trend anche con le chiamate generate dalla cella 2 e con lo stato dell'unico aerorefrigerante EA4 presente (Figura 3-3b) si è ipotizzato che l'innalzamento repentino di temperatura sia dovuto alle operazioni di sbrinamento in quanto coincidenti con lo stato falso di EA4. Non è stato possibile effettuare colloqui con gli operatori per confermare o smentire questa ipotesi.



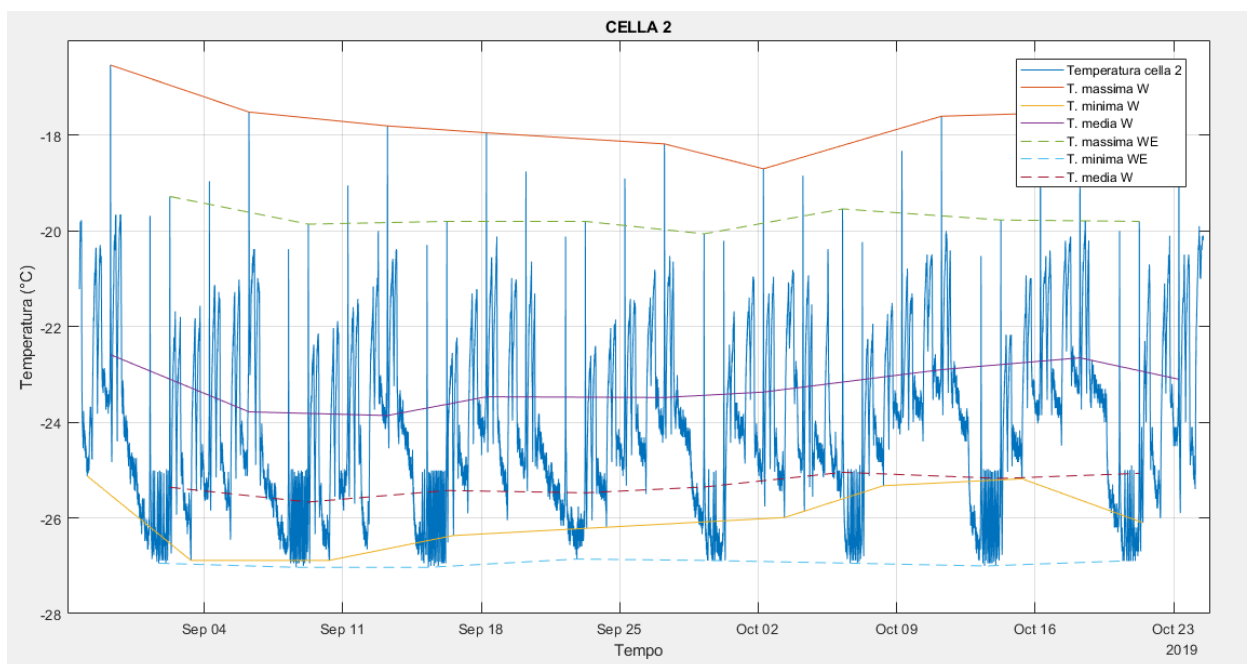
**Figura 3-3a: Andamento della temperatura della cella 2 e rispettivo valore di set-point in uso in funzione del tempo**



**Figura 3-3b: Andamento della temperatura della cella 2 e rispettivo valore di set-point in uso confrontati con le chiamate della cella e lo stato degli aerorefrigeranti**

In Figura 3-4 viene mostrato l'andamento della temperatura della cella 2, di cui sono stati calcolati il valore minimo, medio e massimo per ogni settimana, differenziando il weekend dagli altri giorni della settimana, ossia dal lunedì al venerdì.

Ad una prima osservazione si può notare che l'andamento settimanale della temperatura di ogni cella sembra essere periodico, con un abbassamento drastico durante il weekend.



**Figura 3-4: Andamento della temperatura della cella 2, valori minimi, medi e massimi per ogni settimana, distinguendo il weekend dai giorni infrasettimanali**

Come si può ben vedere dagli andamenti evidenziati nel grafico in Figura 3-4, i valori minimi e massimi di temperatura risultano essere pressappoco gli stessi e sia durante il weekend che dal lunedì al venerdì vengono raggiunti all'incirca alla stessa ora dello stesso giorno ogni settimana. Tali informazioni sono mostrate nella Tabella 3-1, in cui si può leggere anche il valore medio della temperatura della cella 2 sia durante la settimana che nei weekend.

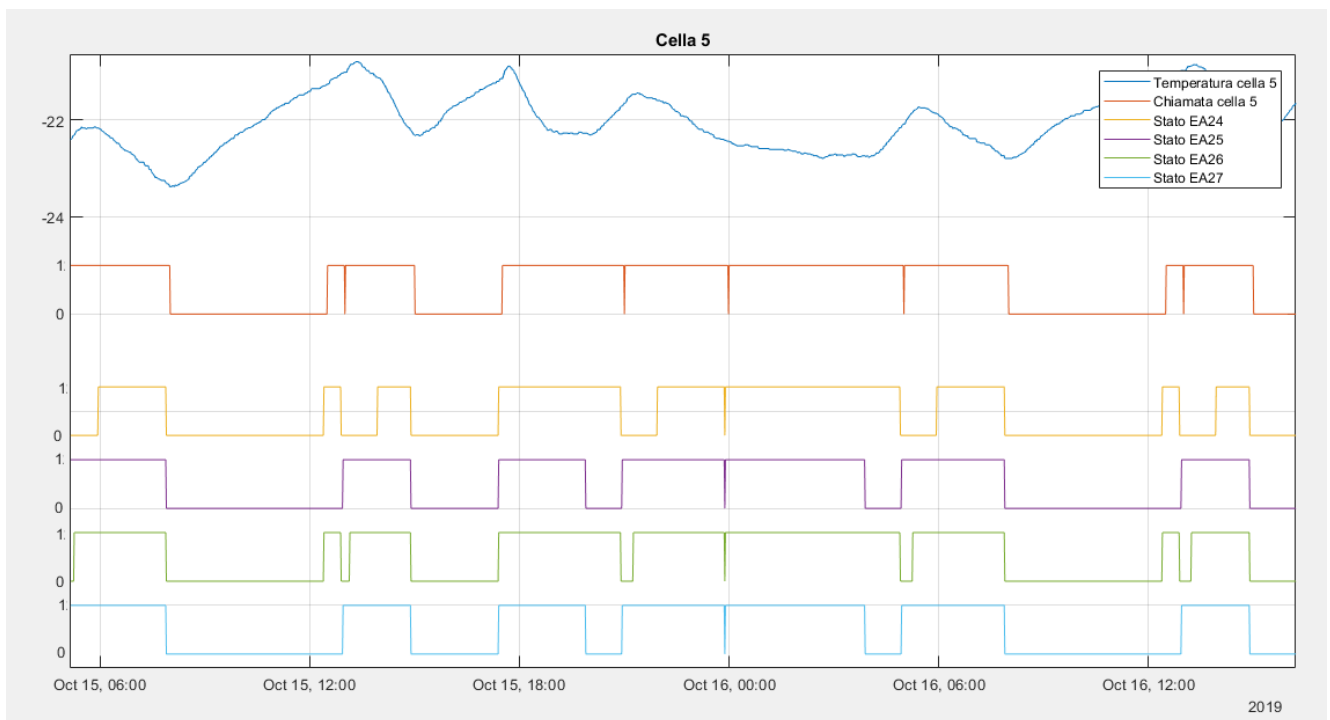
**Tabella 3-1: Temperature minime, medie e massime infrasettimanali (W) e del weekend (WE) e rispettive date in riferimento alla cella 2**

<b>T. min W (°C)</b>	<b>Data T. min W</b>	<b>T. max W (°C)</b>	<b>Data T. max W</b>	<b>T. media W (°C)</b>
-26.8889	03/09/2019 07:56:55	-17.5139	06/09/2019 06:17:40	-23.7815
-26.8889	10/09/2019 07:31:02	-17.8032	13/09/2019 06:18:01	-23.8592
-26.3681	16/09/2019 14:21:59	-17.9479	18/09/2019 06:17:54	-23.4674
-26.1944	24/09/2019 07:54:04	-18.1794	27/09/2019 06:17:27	-23.4818
-25.9919	03/10/2019 07:48:17	-18.7002	02/10/2019 06:18:15	-23.3686
-25.3264	08/10/2019 07:57:39	-17.6007	11/10/2019 06:17:58	-22.8991
-25.1817	15/10/2019 08:00:41	-17.5139	18/10/2019 06:18:05	-22.6521
-26.1000	21/10/2019 10:35:48	-18.7000	23/10/2019 06:17:51	-23.1012
<b>T. min WE (°C)</b>	<b>Data T. min WE</b>	<b>T. max WE (°C)</b>	<b>Data T. max WE</b>	<b>T. media WE (°C)</b>
-26.9468	01/09/2019 16:54:08	-19.2789	02/09/2019 06:18:39	-25.3601
-27.0336	08/09/2019 15:32:07	-19.8576	09/09/2019 06:18:12	-25.6670
-27.0336	15/09/2019 07:53:22	-19.7998	16/09/2019 06:18:46	-25.4266
-26.8599	22/09/2019 20:06:41	-19.7998	23/09/2019 06:17:20	-25.4747
-26.8889	29/09/2019 10:32:48	-20.0602	29/09/2019 06:18:10	-25.3531
-26.9468	06/10/2019 15:37:30	-19.5394	06/10/2019 06:18:18	-24.0465
-27.0046	13/10/2019 10:32:06	-19.5394	14/10/2019 06:18:18	-25.1741
-26.9000	20/10/2019 10:15:17	-19.8000	21/10/2019 06:18:19	-25.0677

In particolare si nota che la temperatura media dei weekend è molto inferiore rispetto alla temperatura media calcolata durante la settimana. Questo abbassamento drastico della temperatura delle celle durante il fine settimana viene realizzato imponendo per tutto il tempo il valore inferiore di *set-point* della cella, il che genera una chiamata continua della cella e un lavoro ininterrotto dei compressori; tuttavia la temperatura della cella non riesce ad assestarsi al valore desiderato. Essendo inoltre garantito durante la settimana un funzionamento corretto della cella a temperature superiori, questo abbassamento drastico sembra non essere necessario. Tale decisione di gestione appare quindi inutile, causando un aumento dei consumi, delle immissioni e dei costi.

### 3.2 Aerorefrigeranti: funzionamento e sbrinamento

Tra i dati presenti nel database viene memorizzato anche lo stato di ogni aerorefrigerante e la cella in cui si trova. Lo stato dell'aerorefrigerante EA indica i momenti in cui si sta raffreddando la cella tramite l'immissione di gas NH<sub>3</sub> freddo; la corrispondente valvola di mandata sarà aperta e le ventole in funzione. In Figura 3-5 è ben visibile come il superamento di una certa soglia di temperatura all'interno della cella generi una chiamata, in corrispondenza della quale tutti gli aerorefrigeranti si mettono in funzione cambiando il valore del loro stato da falso a vero (Oct 15, 17:24 in Figura 3-5). In seguito all'attivazione degli aerorefrigeranti e alla diffusione di ammoniaca NH<sub>3</sub> fredda sotto forma di vapore, la temperatura all'interno della cella si abbassa. Come si può notare nella figura sottostante, a seguito del cambio di stato della chiamata di una cella, l'attivazione e lo spegnimento degli aerorefrigeranti avvengono sempre in maniera sincrona.



**Figura 3-5: Esempio di funzionamento e di sbrinamento degli aerorefrigeranti (cella 5)**

In alcuni casi, come ad esempio alle ore 19:53 e 03:52 rispettivamente del 15 e del 16 ottobre, si nota uno spegnimento degli aerorefrigeranti EA25 ed EA27, sebbene la chiamata della cella rimanga alta e quindi ci sia necessità di continuare a raffreddare l'ambiente, mentre EA24 ed EA26 restano in funzione. Da queste condizioni è possibile dedurre che in tali istanti gli aerorefrigeranti EA25 ed EA27 sono sottoposti all'operazione di sbrinamento e che

quest'ultima ha la priorità rispetto al raffreddamento della cella. Infatti la presenza di un'eccessiva quantità di brina sarebbe responsabile del peggioramento delle prestazioni degli aerorefrigeranti, della diminuzione della rispettiva capacità frigorifera e della potenza termica scambiata, mentre i consumi energetici aumenterebbero, conducendo ad un impianto poco efficiente e più costoso. Durante la fase di sbrinamento le ventole devono essere ferme e la valvola di mandata chiusa al fine di evitare un'immissione indesiderata di calore nella cella, in cui comunque si registra un aumento di temperatura sicuramente dovuto al minor numero di aerorefrigeranti in funzione. Lo sbrinamento termina quando viene raggiunta dall'aerorefrigerante una temperatura prefissata o quando viene esaurito il tempo massimo prestabilito per suddetta operazione, dopodiché gli aerorefrigeranti possono riprendere a funzionare. In corrispondenza della riattivazione di EA25 ed EA27 si ha lo spegnimento di EA24 ed EA26, che devono essere sottoposti a sbrinamento a loro volta. L'operazione di sbrinamento non viene eseguita contemporaneamente su tutti gli aerorefrigeranti ma in maniera alternata, in modo da non ridurre troppo le funzionalità della cella.

Nella gestione attuale dell'impianto si adotta una logica precauzionale nella quale lo sbrinamento viene effettuato in determinate fasce orarie che sono prefissate e numerose, non tenendo conto della reale presenza di brina sull'aerorefrigerante.

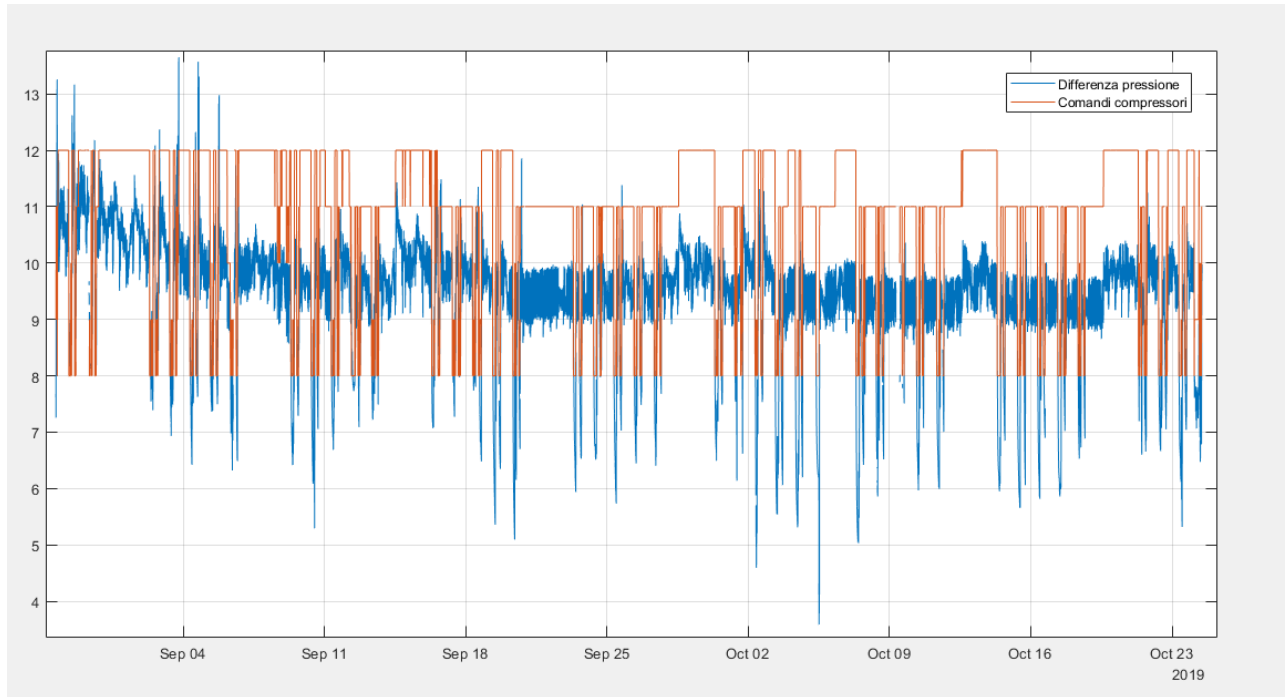
Sfruttando la presenza dei sensori di temperatura disposti negli aerorefrigeranti sarebbe possibile implementare una logica di controllo che indichi quando lo sbrinamento è ritenuto necessario, fissando una temperatura minima dell'aerorefrigerante in corrispondenza della quale si registra la formazione di brina eccessiva sull'evaporatore. Effettuando l'operazione di sbrinamento solo quando risulta essenziale si eliminerebbero anche alcuni degli aumenti di temperatura evidenziati precedentemente durante la fase di raffreddamento della cella; questo porterebbe ad una diminuzione della temperatura media della cella, che abbasserebbe la propria temperatura interna più velocemente. Così facendo si eviterebbero sprechi di energia e si ridurrebbero di conseguenza i costi in maniera sensibile, nonché le emissioni.

Una seconda soluzione alternativa per effettuare lo sbrinamento in maniera intelligente consiste nell'adottare una logica di auto-calibrazione basata sul tempo necessario per completare la procedura di sbrinamento [17]: si misura la perdita di carico  $\Delta p$  a cavallo della batteria in assenza di brina e si opera fino a quando detto  $\Delta p$  non aumenta di un valore prefissato; dopodiché si avvia la procedura di sbrinamento e si misura il tempo necessario per sbrinare l'apparecchio: se detto tempo è superiore a un valore prestabilito in input la soglia di  $\Delta p$  viene abbassata, se l'operazione è stata completata in minor tempo tale soglia viene alzata.



### 3.3 Analisi della gestione e dei consumi dei compressori

Passando ad un'analisi dei compressori e del loro funzionamento, si è per prima cosa esaminato l'andamento della differenza di pressione <sup>2</sup>in relazione all'attivazione dei diversi macchinari (Figura 3-6):



**Figura 3-6: Differenza di pressione in relazione all'attivazione dei compressori**

Il grafico che ne scaturisce risulta essere coerente con il funzionamento teorico previsto: si può osservare che ad ogni incremento dei comandi di attivazione dei compressori si registra un aumento di pressione, viceversa ad ogni decremento.

Successivamente si sono valutati i consumi e le prestazioni dei compressori, in termini di corrente assorbita da ogni macchina e ore di funzionamento, distinguendo due casi a seconda della tipologia di compressore:

- C1, C2 compressori ON/OFF, giri fissi
- C4, C5 compressori a vite dotati di inverter, giri modulabili

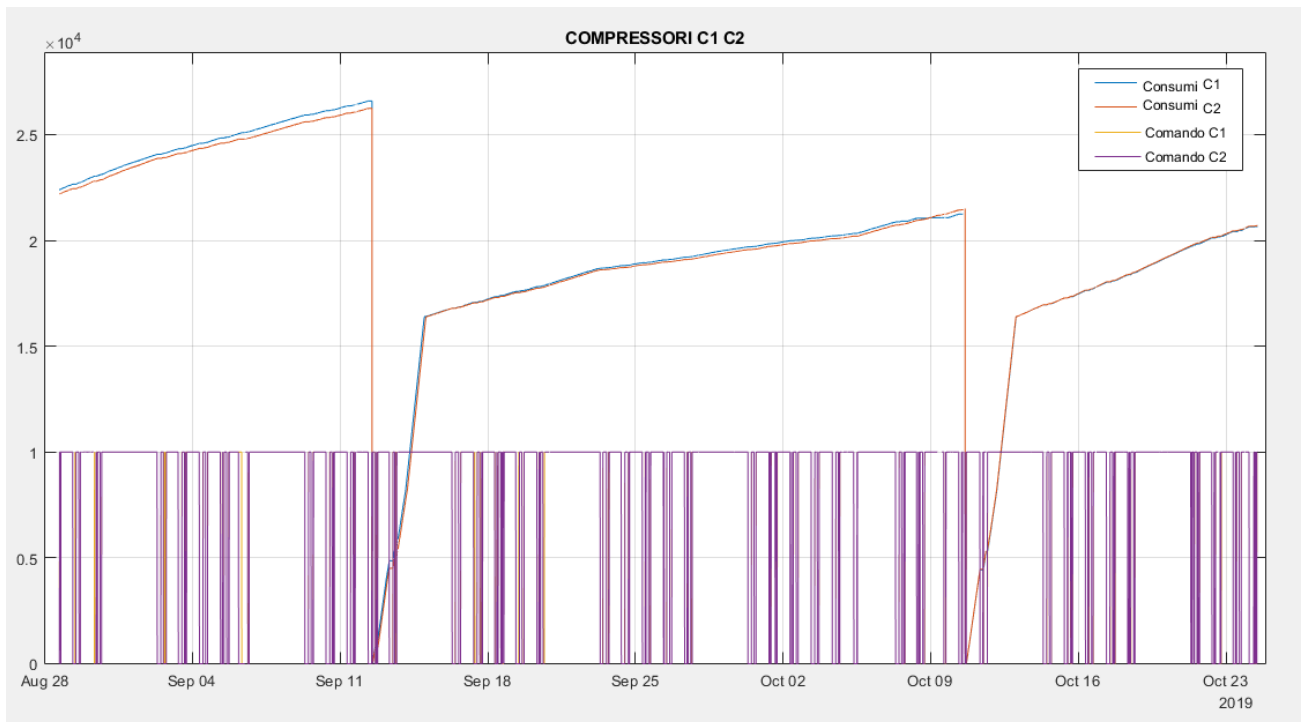
Il dato indicato come consumo di energia elettrica di ciascun compressore viene calcolato dal PLC a partire dalla misurazione della corrente istantanea, fornita da appositi sensori, come integrale della corrente nel tempo; la sua unità di misura è perciò Ampere per ora ( $A \cdot h$ ) e il

<sup>2</sup> Differenza di pressione ai capi dei compressori calcolata come pressione di mandata – pressione di aspirazione, rispettivamente a valle e a monte dei compressori.

suo andamento risulta sempre crescente nei grafici sottostanti. Gli azzeramenti che si notano nelle immagini successive sono conseguenza di errori di calcolo o di comunicazione del sistema.

In Figura 3-7 vengono riportati gli andamenti dei consumi di energia elettrica dei compressori di tipo ON/OFF C1 e C2 in relazione ai comandi di accensione e spegnimento dei singoli. I trend dei consumi di energia elettrica dei due compressori sono talmente simili da sembrare quasi sovrapposti. Ciò è dovuto al fatto che C1 e C2 sono sempre i primi due compressori della sequenza di inserimento delle macchine e non essendo mai sufficiente un singolo compressore a soddisfare da solo il carico frigorifero richiesto, il secondo viene avviato poco dopo il primo.

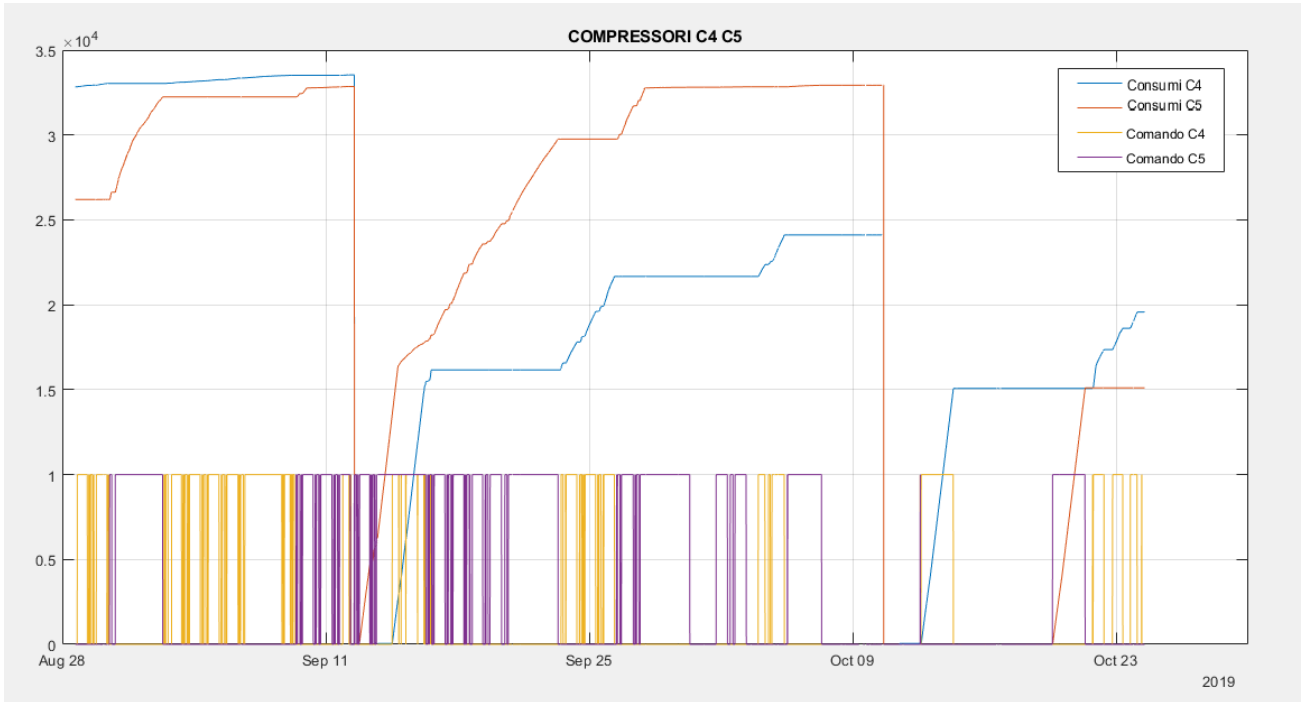
Guardando i comandi ricevuti da entrambi i compressori sono facilmente individuabili i periodi di weekend in cui i compressori sono sempre accesi.



**Figura 3-7: Andamento dei consumi di energia elettrica di C1 e C2 in relazione alle chiamate di accensione e spegnimento**

In Figura 3-8 vengono rappresentati gli andamenti dei consumi di energia elettrica dei compressori a vite C4 e C5, dotati di inverter e a giri modulabili. Nella stessa immagine sono riportati i comandi di accensione e spegnimento dei singoli compressori. In questo caso i trend dei consumi di energia elettrica delle due macchine sono distinti ed è facilmente individuabile il primo dei due nella sequenza di avvio. Esaminando il grafico si può vedere come il primo

compressore a partire sia C5 il 12 settembre, solo il giorno successivo si rende necessario anche il lavoro di C4, che va avanti fino al 16 settembre. Dopodiché C4 non ricevendo più chiamate si spegne e il corrispondente integrale di corrente assume un andamento costante e con pendenza nulla. Contemporaneamente C5 continua a lavorare fino al 23 settembre, data in cui è possibile osservare che la sequenza è stata invertita: adesso è C4 ad avviarsi per primo mentre l'integrale di corrente di C5 rimane costante.



**Figura 3-8: Andamento dei consumi di energia elettrica di C4 e C5 in relazione alle chiamate di accensione e spegnimento**

Le accensioni dei compressori non seguono nessuna logica automatica di controllo, ma sono vincolate a rispettare la sequenza fissata dagli operatori per soddisfare il carico.

Inoltre mentre per i compressori C1 e C2 il carico di lavoro risulta bilanciato, nel caso di C4 e C5 non è possibile affermare lo stesso.

Per evitare disagi dovuti allo sbilanciamento del carico di lavoro si potrebbe tenere conto delle ore di funzionamento di ciascun compressore, in modo da fissare un limite al raggiungimento del quale scambiare automaticamente l'ordine di C4 e C5 nella sequenza di avvio dei compressori. In alternativa sarebbe possibile adottare per i compressori dotati di inverter una strategia non più a saturazione di macchina (vedi capitolo 2) ma a *saturazione di gradino*: i compressori sono in funzione e operano allo stesso gradino di parzializzazione; se al generico istante  $t$  non riescono a soddisfare il carico frigorifero richiesto dall'impianto, viene incrementato il gradino di parzializzazione successivo in tutti i compressori.

# CONCLUSIONI

Questo elaborato ha riguardato lo studio di un sistema multi-compressore reale per il raffreddamento di celle frigorifere.

Nel corso di tale analisi sono state evidenziate alcune criticità che hanno portato alla formulazione di soluzioni alternative al fine di migliorare il funzionamento, le politiche di gestione e l'efficienza energetica dell'impianto, abbassando anche i costi.

Le politiche gestionali e le tecniche di controllo adottate devono tenere conto e bilanciare due aspetti fondamentali spesso in conflitto tra loro: la corretta conservazione dei prodotti stoccati e i consumi, quindi i costi, del sistema.

L'analisi di tale impianto ha evidenziato le seguenti problematiche:

- Presenza di picchi elevati di temperatura che causano squilibrio nell'andamento della temperatura interna della cella: non risulta a noi noto se in tali situazioni il sistema sia in fase di sbrinamento. Se così fosse non è chiaro perché l'aumento di temperatura sia mediamente di due gradi superiore all'innalzamento di temperatura nelle "normali" fasi di sbrinamento.
- L'abbassamento drastico del *set-point* di temperatura durante il fine settimana genera una chiamata continua della cella e un lavoro ininterrotto dei compressori. Si nota inoltre come il sistema in genere non sia in grado di assestare la temperatura interna della cella attorno al *set-point* previsto. Inoltre ci si interroga sulla effettiva necessità di tale richiesta visto che in settimana è comunque considerato come funzionamento corretto della cella il mantenimento di temperature superiori. Dall'analisi dei dati, l'ipotesi di "conservare il freddo" accumulato durante il weekend tramite tale abbassamento per risparmiare durante la settimana successiva non trova un reale riscontro. Senza disporre di ulteriori informazioni sulla reale esigenza in termini di profilo termico dei prodotti stoccati all'interno delle celle frigorifere, tale gestione appare quindi inutile, causando solamente un aumento dei consumi, delle emissioni e dei costi.
- Per quanto riguarda lo sbrinamento la gestione attuale effettua una manutenzione programmata, ovvero si segue una logica precauzionale nella quale tale operazione

viene effettuata in determinate fasce orarie che sono prefissate e numerose, senza tenere conto della effettiva presenza di brina sull'aerorefrigerante.

- Per soddisfare le richieste di carico dell'impianto i compressori vengono accesi sequenzialmente. Tale sequenza è fissata manualmente dagli operatori mediante il pannello di controllo. L'inserimento dei compressori in sequenza segue una strategia *a saturazione di macchina*. Questa strategia insieme con l'applicazione di logiche di sequenziamento statico dei singoli compressori non consentono un bilanciamento automatico del carico di lavoro.

Al fine di migliorare il funzionamento dell'impianto, riducendo di conseguenza i consumi, le emissioni ed i costi, sono state proposte le seguenti soluzioni:

- Adottare nel fine settimana le stesse politiche di gestione degli altri giorni, in quanto non risulta possibile "conservare il freddo" all'interno della cella. Il tentativo di diminuire i costi conduce in realtà ad un loro aumento.
- Adottare una logica automatica che tiene conto della reale presenza di brina sull'aerorefrigerante per effettuare lo sbrinamento solo quando necessario. Tale proposta può essere realizzata sfruttando i sensori di temperatura attualmente presenti negli aerorefrigeranti o implementando una logica di auto-calibrazione che aggiorna dinamicamente dei parametri che indicano quando lo sbrinamento risulta necessario (vedi capitolo 3.2).
- Tenere conto dell'ammontare totale delle ore di funzionamento dei compressori e implementare logiche automatiche di variazione della sequenza di avvio dei compressori al fine di garantire un bilanciamento del carico di lavoro dei compressori su archi temporali prestabiliti (ora, giorno, settimana). Un'altra soluzione per bilanciare il carico di lavoro dei compressori potrebbe essere quella di adottare per i compressori dotati di inverter una strategia non più a saturazione di macchina ma *a saturazione di gradino* (vedi capitolo 3.3).

# BIBLIOGRAFIA

- [1] International Institute of Refrigeration (IIR): *The role of refrigeration in the global economy*, 38th Informatory Note on Refrigeration Technologies (2019).
- [2] Climaveneta Spa: *Il ciclo frigorifero*, Capitolo 9.
- [3] Ibrahim Dincer, Mehmet Kanoglu: *Refrigeration Systems and Applications*, Capitolo 4, paragrafo 7: *Absorption-Refrigeration Systems (ARSs)*, WILEY, Second Edition (2010).
- [4] Ibrahim Dincer, Mehmet Kanoglu: *Refrigeration Systems and Applications*, Capitolo 3, paragrafo 4: *Refrigeration System Components*, WILEY, Second Edition (2010).
- [5] Ibrahim Dincer, Mehmet Kanoglu: *Refrigeration Systems and Applications*, Capitolo 2: *Refrigerants*, WILEY, Second Edition (2010).
- [6] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE): *Update on New Refrigerants Designations and Safety Classifications* (2019).
- [7] Politecnico di Torino, Laurea a Distanza in Ingegneria Meccanica, Corso di Macchine, Capitolo 6, paragrafo 1: *Compressori di gas volumetrici*.
- [8] Carel Industries Spa: *Reciprocating compressors*.
- [9] Carel Industries Spa: *Scroll compressors*.
- [10] Carel Industries Spa: *Screw compressors*.
- [11] Ibrahim Dincer, Mehmet Kanoglu: *Refrigeration Systems and Applications*, Capitolo 3, paragrafo 5: *Compressors*, WILEY, Second Edition (2010).
- [12] Ibrahim Dincer, Mehmet Kanoglu: *Refrigeration Systems and Applications*, Capitolo 3, paragrafo 6: *Condensers*, WILEY, Second Edition (2010).
- [13] Roy J. Dossat: *Principles of Refrigeration*, Capitolo 11: *Evaporators*, WILEY.
- [14] Ibrahim Dincer, Mehmet Kanoglu: *Refrigeration Systems and Applications*, Capitolo 3, paragrafo 8: *Throttling Devices*, WILEY, Second Edition (2010).

- [15] Ibrahim Dincer, Mehmet Kanoglu: *Refrigeration Systems and Applications*, Capitolo 3, paragrafo 2, sotto-paragrafo 2: *Receivers*, WILEY, Second Edition (2010).
- [16] IUPAC: *Compendium of Chemical Terminology (the "Goldb Book")*, Second Edition online version (2019).
- [17] MAYEKAWA ITALY: *Technical Unit Manual (SO 87682)*.
- [18] U. Merlo, G. Mariani, S. Filippini, E. Macchi: *Nuovi sistemi intelligenti di sbrinamento*.

# RINGRAZIAMENTI

Desidero ringraziare innanzitutto il relatore di questa tesi, la professoressa Zanolì, per il tempo che mi ha dedicato e per avermi fornito gli strumenti per portare a compimento questo elaborato. Inoltre ringrazio sentitamente l'ing. Marco Luciani, Giorgio Toscana e i ragazzi della società STUPIRE S.r.l. per la loro disponibilità nel rispondere alle mie domande durante la stesura di questo lavoro.

Un ringraziamento particolare va a mia madre, per la dolcezza e la pazienza con cui mi ha supportato costantemente durante tutto il mio percorso, e a mio padre, il cui ardente ricordo mi ha spronato soprattutto nei momenti più difficili e che è sempre con me.

Una menzione speciale va a Federico, che ha saputo capirmi e sopportarmi con amore e che mi ha sostenuto ogni singolo giorno di questi tre anni.

Infine, ringrazio tutti i miei amici, che hanno compreso i miei sacrifici e non mi hanno mai abbandonata, e tutte le persone che ho incontrato lungo il mio percorso e che mi hanno motivata ad andare avanti affrontando le mie ansie e i miei limiti.

Grazie di cuore.