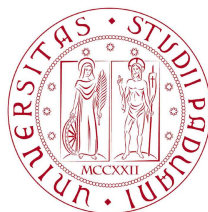


UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

FACOLTÀ DI INGEGNERIA



CORSO DI LAUREA SPECIALISTICA IN INGEGNERIA  
DELL'AUTOMAZIONE

# Controllo predittivo di un sistema di accumulo termico in un impianto HVAC

Tesi di laurea di

Gennaro Azzollini

**Relatore:** Ch.mo Prof. Alessandro Beghi

**Correlatore:** Ing. Mirco Rampazzo

Anno Accademico 2010-2011



*Questa parte della mia vita, questa piccola parte della mia vita si può chiamare  
felicità!*

Chris - La ricerca della felicità, 2006



*Alla mia famiglia, a Ilaria, a chi ci ha creduto e a chi non ha mai smesso*



# Indice

<b>1</b>	<b>Sistemi HVAC</b>	<b>1</b>
1.1	Il ciclo frigorifero . . . . .	1
1.2	Componenti di un sistema HVAC . . . . .	4
1.3	Compressori . . . . .	13
<b>2</b>	<b>Accumulo Termico</b>	<b>15</b>
2.1	Introduzione . . . . .	15
2.2	Tipologie di acumulo termico . . . . .	16
2.2.1	Accumuli sensibili . . . . .	17
2.2.1.1	Accumuli ad acqua stratificata . . . . .	18
2.2.2	Accumuli latenti . . . . .	19
2.2.2.1	Internal Melt Ice On Coil . . . . .	20
2.2.2.2	External Melt Ice on Coil . . . . .	21
2.2.2.3	Encapsulated Ice . . . . .	22
2.2.2.4	Ice Harvesters . . . . .	23
2.2.2.5	Ice Slurry . . . . .	23
2.3	Parametri da analizzare nella scelta del tipo di accumulo . . . . .	24
2.4	Accumulo totale o parziale . . . . .	25
2.4.1	Accumulo totale . . . . .	25
2.4.2	Accumulo parziale . . . . .	25
<b>3</b>	<b>Modello dell'impianto</b>	<b>27</b>
3.1	Bypass e collettore . . . . .	28
3.1.1	Inerzia termica . . . . .	32
3.1.2	Chiller e carico . . . . .	33

---

<b>4</b>	<b>Modellizzazione dell'accumulo</b>	<b>35</b>
4.1	Introduzione . . . . .	35
4.2	Equazioni dell'accumulo . . . . .	36
<b>5</b>	<b>Logiche di controllo</b>	<b>41</b>
5.1	Regolazione dei gruppi frigoriferi . . . . .	41
5.1.1	Logiche di controllo locali . . . . .	42
5.2	Dimensionamento dell'impianto per la parzializzazione di carico . . . . .	44
5.2.1	Considerazioni di Progetto . . . . .	44
5.2.2	Profilo di carico . . . . .	45
5.2.3	Dimensionamento . . . . .	46
5.3	Configurazioni d'impianto con accumulo . . . . .	46
5.3.1	Configurazione serie . . . . .	47
5.3.2	Configurazione parallelo . . . . .	48
5.4	Metodi operativi . . . . .	49
5.4.1	Carica dell'accumulo (senza carico) . . . . .	49
5.4.2	Carica dell'accumulo con asservimento del carico . . . . .	49
5.4.3	Scarica con accumulo totale . . . . .	49
5.4.4	Scarica con parzializzazione di carico . . . . .	49
<b>6</b>	<b>Tecniche di contro predittive</b>	<b>53</b>
6.1	Introduzione . . . . .	53
6.2	Differenti realizzazioni di controllori MPC . . . . .	55
6.3	Strategie di controllo MPC . . . . .	57
<b>7</b>	<b>Progetto del supervisore</b>	<b>59</b>
7.1	Modello del predittore e dello stimatore . . . . .	59
7.2	Il funzionale di costo . . . . .	62
7.3	Progetto supervisore . . . . .	63
<b>8</b>	<b>Validazione del modello d'accumulo e risultati sperimentali</b>	<b>67</b>
8.1	Validazione del modello d'accumulo . . . . .	68
8.1.1	Carica . . . . .	68
8.1.2	Scarica con accumulo totale . . . . .	70
8.2	Risultati sperimentali . . . . .	72
8.2.1	Carica . . . . .	73
8.2.2	Scarica . . . . .	74
	<b>Conclusioni</b>	<b>79</b>

## Elenco delle figure

1.1	Schema di principio di un sistema refrigerante a compressione a singolo stadio . . . . .	3
1.2	Ciclo termodinamico semplificato; curve pressione-entalpia, a temperatura costante ed a entropia costante. . . . .	3
1.3	Esempio di chiller prodotto da Rhoss S.p.a . . . . .	5
1.4	Scambiatore di calore a doppio tubo . . . . .	9
1.5	Torre di raffreddamento per refrigeratori d'acqua . . . . .	10
1.6	Classificazione dei compressori . . . . .	13
2.1	La capacità refrigerante dell'accumulo di ghiaccio è 18 volte superiore a quella dell'accumulo in acqua (Kuroda 1993) . . . . .	16
2.2	Stratificazione dell'acqua nell'accumulo . . . . .	19
2.3	Formazioe e scioglimento del ghiaccio un un Internal Melt Ice On Coil . . . . .	21
2.4	Formazioe e scioglimento del ghiaccio un un External Melt Ice On Coil . . . . .	21
2.5	Schema di funzionamento di un accumulo Ice Harvesters . . . . .	23
2.6	Strategie operative: (a) Accumulo totale, (b) Accumulo parziale con livellamento del carico, (c) Accumulo parziale con riduzione dell'assorbimento dell'energia. . . . .	25
3.1	Modello esemplificativo dell'impianto . . . . .	27
3.2	Bypass idraulico. a) Portata primario uguale alla portata secondario. b) $\dot{m}_p < \dot{m}_s$ c) $\dot{m}_p > \dot{m}_s$ . . . . .	29
3.3	Esempio di collettore . . . . .	31
3.4	Modello del serbatoio con le sezioni di miscelamento e stratificazione	32

4.1	Fasi di funzionamento di un accumulo di ghiaccio. . . . .	37
5.1	Diagramma di regolazione di un gruppo frigorifero con uno o due gradini di parzializzazione. . . . .	43
5.2	Schema di funzionamento dell'algoritmo di previsione del carico. . . . .	45
5.3	Configurazione dei chiller . . . . .	46
5.4	Valvola termoregolata . . . . .	46
5.5	Schema di collegamento in serie di chiller e accumulo con a) Chiller a monte dell'accumulo b) Chiller a valle dell'accumulo. . . . .	47
5.6	Schema di collegamento in parallelo di chiller e accumulo. . . . .	48
6.1	Schema a blocchi di un controllo di tipo MPC . . . . .	54
6.2	Funzionamento del sistema di controllo recessivo di un controllore MPC . . . . .	58
7.1	Modello utilizzato dal MATLAB per la predizione. . . . .	59
7.2	Modello utilizzato dal MATLAB per la stima dello stato. . . . .	60
8.1	Schema di carica dell'accumulo con chiller di carica. . . . .	68
8.2	Carica dell'accumulo con chiller TCAE R404 . . . . .	69
8.3	Schema di scarica con accumulo totale . . . . .	70
8.4	Funzionamento valvola di regolazione . . . . .	70
8.5	a) Energia e b) Temperatura di mandata durante la scarica con accumulo totale . . . . .	71
8.6	Confronto tra il profilo di carico e il profilo dello stato della valvola di regolazione. . . . .	71
8.7	Configurazione serie con chiller a monte dell'accumulo. . . . .	73
8.8	a) Energia e b) Temperatura di mandata durante la scarica con regolatore MPC . . . . .	75
8.9	a) Energia fornite e b) dettaglio dei tempi di risposta della valvola. . . . .	76
8.10	Scarica giorno 1 . . . . .	77
8.11	Scarica giorno 2 . . . . .	77
8.12	Scarica giorno 3 . . . . .	77
8.13	Scarica giorno 4 . . . . .	78
8.14	Scarica giorno 5 . . . . .	78
8.15	Scarica giorno 6 . . . . .	78

# Introduzione

Scopo di questa tesi è la modellizzazione ed il controllo di un impianto di accumulo di ghiaccio tramite tecniche di controllo predittivo. Questo tipo di impianti si inseriscono nella categoria degli impianti HVAC atti al controllo del riscaldamento (Heating), ventilazione (Ventilating) e condizionamento dell'aria (Air Conditioning). Solitamente ci si riferisce ai sistemi HVAC in relazione a quei sistemi di grandi dimensioni come industrie, ospedali, centri commerciali, in cui i controlli accurati su temperatura, umidità e qualità dell'aria sono indispensabili.

Le politiche di incoraggiamento all'uso dell'energia in fasce di costo differenziato e l'incentivo ad un utilizzo intelligente della stessa stimolano l'approfondimento e l'utilizzo di sistemi di accumulo di ghiaccio. Questi sistemi, dei cui antichi rudimenti si trovano testimonianze ancora oggi, permettono di accumulare energia in un certo istante di tempo ed utilizzarla in momenti successivi. I classici sistemi HVAC si basano su logiche di tipo ON/OFF e su logiche di controllo a PID che sono molto popolari grazie al loro basso costo e alla semplicità di regolazione. Tuttavia accensioni e spegnimenti continui in questi tipi di sistemi di regolazione portano a maggiori assorbimenti di energia elettrica diminuendo drasticamente l'efficienza dell'impianto. L'incremento della popolazione mondiale e l'esaurimento delle materie fossili ha portato ad una maggiore sensibilità verso i temi del risparmio energetico. Anche la comunità europea si è mossa in tal senso, deliberando la Direttiva 2002/91/EC in materia di risparmio energetico negli edifici. In quest'ottica si inserisce la necessità di sviluppare tecniche di controllo evolute che volgano ad una miglior gestione delle risorse disponibili.

Partendo dal lavoro di Simmini [5] che affrontava il problema di sviluppare strategie di previsione del carico in un edificio, in questa tesi ci si è occupati dell'utilizzo di questa stima per risolvere il problema della regolazione di impianti di tipo HVAC con accumulo di ghiaccio.

Nel seguito vengono approfonditi i concetti generali di sistemi HVAC (Capitolo 1) con particolare attenzione agli accumuli termici, di cui viene fornita una panoramica esaustiva nel Capitolo 2. I Capitoli 3 e 4 sono dedicati alla modellizzazione dei componenti atti alla creazione di un simulatore realizzato in ambiente Simulink. Il Capitolo 5 introduce alla conoscenza delle varie logiche di controllo. Nel Capitolo 6 verranno fornite le conoscenze di base necessarie all'implementazione del controllore reduttivo, la cui trattazione verrà affrontata nel Capitolo 7. Infine il Capitolo 8 sarà dedicato alla validazione del modello realizzato ed all'analisi dei dati sperimentali ottenuti.

# Sistemi HVAC

I sistemi HVAC (Heating, Ventilating and Air Conditioning) sono costituiti da apparecchiature dedicate al condizionamento dell'aria all'interno di edifici e assumono un ruolo importante nel caso di strutture di una certa dimensione. Riscaldamento, ventilazione e condizionamento dell'aria sono fattori strettamente correlati, che puntano al raggiungimento del comfort termico per gli occupanti, assicurando una qualità dell'aria accettabile e minimizzando i costi operativi, di installazione e manutenzione siano ragionevoli. Considerata la complessità e le dimensioni mediamente grandi di questi sistemi, le apparecchiature che li compongono sono numerose. Nel seguito verranno introdotti i principali componenti di un sistema HVAC, rimandando a [3] per un approfondimento e a [2] per una panoramica sulle equazioni che ne descrivono il funzionamento ed un approfondimento sugli accumuli. Vale la pena notare che non necessariamente un impianto li conterrà tutti; si vuole comunque dare una breve descrizione di ognuno - in particolare per quelli riguardanti il raffreddamento - anche per chiarire la terminologia usata nella presente. In particolare si considera in questa sede il ciclo frigorifero che riveste un ruolo cruciale negli impianti di climatizzazione per passare poi agli altri elementi, uno sguardo più approfondito sugli accumuli verrà fornito nel Capitolo 2.

## 1.1 Il ciclo frigorifero

Il ciclo frigorifero è il processo che sta alla base delle applicazioni HVAC. Nelle applicazioni di condizionamento dell'aria che richiedono raffreddamento e deumidificazione è necessario ricorrere ad un mezzo refrigerante. Solo in pochi casi il mezzo refrigerante può essere l'acqua raffreddata semplicemente dall'aria esterna. Più spesso è necessario la "produzione del freddo", mediante un apposito ciclo frigorifero. In realtà il freddo non viene prodotto ma semplicemente il calore viene

trasferito da un ambiente a bassa temperatura ad uno a temperatura superiore. Esistono due cicli termodinamici per ottenere questo risultato:

- ciclo ad assorbimento: si sfrutta il calore di dissoluzione di un soluto in un solvente (generalmente acqua) che viene ciclicamente concentrato e diluito. Il ciclo ad assorbimento non consente il raggiungimento di temperature particolarmente basse; è molto impiegato nei casi in cui si disponga di calore di esubero (cogenerazione) o in mancanza di energia elettrica;
- ciclo a compressione: si applica un lavoro di compressione per far passare un fluido dallo stato gassoso al liquido; la compressione ed il cambiamento di stato producono calore, che è estratto dal ciclo; successivamente il liquido è fatto espandere ed evaporare, sottraendo calore nel cambiamento di stato inverso; il liquido in evaporazione (ed espansione) produce quindi il voluto effetto frigorifero. Il ciclo a compressione è il più diffuso nei condizionatori domestici e nei sistemi HVAC di medio-grandi dimensioni;

Dal secondo principio della termodinamica per trasferire calore tra due corpi è necessaria una differenza positiva di temperatura tra la sorgente ed il ricevitore: il flusso di calore passerà dalla sorgente calda verso un corpo/ambiente freddo. Per ovviare a questo ostacolo fisico, nel ciclo a compressione, grazie all'energia fornita da un compressore, la sorgente calda cede calore (a temperatura bassa) ad un fluido intermedio, che così cambia di stato evaporando, viene compresso e quindi cede calore al ricevitore (a temperatura alta) condensando. Si riesce così a raffreddare un corpo anche senza avere a disposizione ricevitori a temperatura più bassa. Questo ciclo termodinamico è usato nella stragrande maggioranza dei condizionatori domestici e nei sistemi HVAC di medio-grandi dimensioni, nei sistemi di conservazione delle derrate alimentari, nei camion con temperatura controllata, negli impianti chimici e di trasporto degli idrocarburi.

In figura [1.1] è rappresentato uno schema di principio di un sistema di refrigerazione. Per descrivere sinteticamente il funzionamento del ciclo compiuto dal sistema termodinamico si faccia riferimento anche alla figura [1.2]. Il fluido utilizzato in questi cicli è appositamente studiato per garantire elevata densità, (sia del gas che del liquido), elevata entalpia di evaporazione ed elevata capacità termica; il tutto per minimizzare il lavoro richiesto al compressore. Esistono una vasta gamma di fluidi utilizzabili: sono stati classificati con una apposita nomenclatura dall'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers in base alla composizione delle molecole ed altre caratteristiche salienti del gas. Osservando la figura [1.2] nel tratto  $1 \rightarrow 2$  il vapore del fluido frigorifero viene compresso ad entropia costante raggiungendo lo stato di vapore surriscaldato (a temperatura più elevata del punto di evaporazione). Nel tratto  $2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$  il

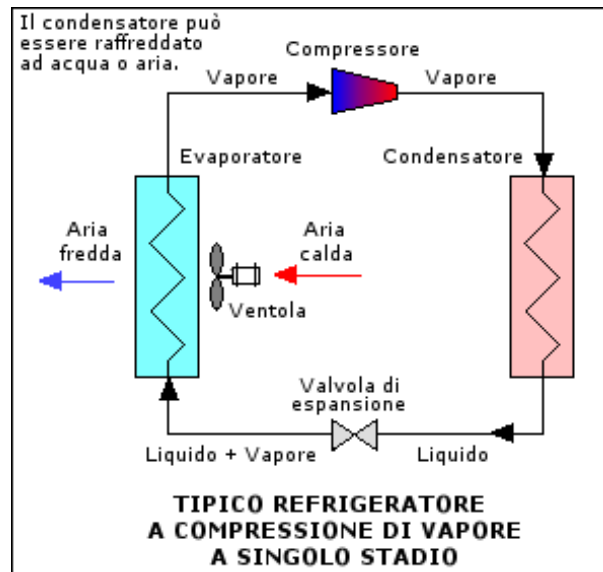


Figura 1.1: Schema di principio di un sistema refrigerante a compressione a singolo stadio

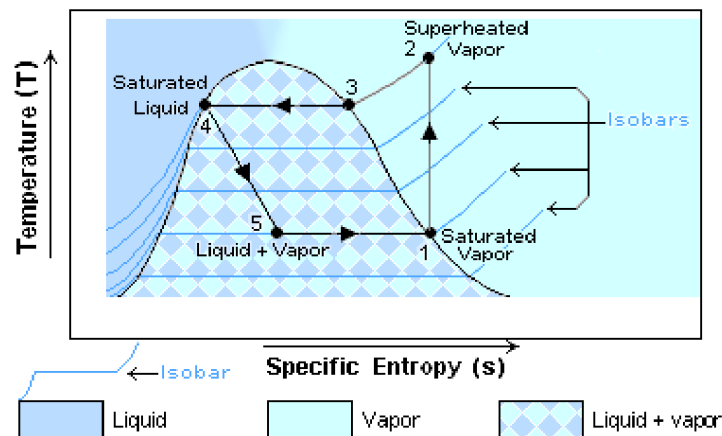


Figura 1.2: Ciclo termodinamico semplificato; curve pressione-entalpia, a temperatura costante ed a entropia costante.

vapore surriscaldato passa attraverso il condensatore che raffredda il vapore surriscaldato che poi viene condensato nello stato liquido in condizioni di pressione e temperatura costante. Nel tratto  $4 \rightarrow 5$  il liquido refrigerante passa attraverso la valvola di espansione (valvola di laminazione termostatica) che ne abbassa bruscamente la pressione provocando una rapida evaporazione di una parte del gas (flash gas). La miscela di vapore e liquido che passa attraverso l'evaporatore assorbe calore dell'ambiente da climatizzare (sia che sia acqua o aria che attraversa l'evaporatore); in questo modo il fluido si riscalda per arrivare al punto 1 completando il ciclo termodinamico. Il ciclo discusso sopra è basato sull'ipotesi che il fluido refrigerante sia ideale, trascurando gli effetti dovuti all'attrito del gas che scorre nelle tubature, alle perdite di calore nei punti considerati adiabatici

ecc. Per un'accurata analisi di questi effetti sul ciclo frigorifero si veda [20, 22].

Oggi vengono utilizzati i cosiddetti HCFC (cloro-fluoro-carburi idrogenati), parecchio costosi. Questi fluidi artificiali presentano un notevole potenziale di effetto serra; è dunque in corso la ricerca di nuovi fluidi di ciclo che presentino buone proprietà termodinamiche e ridotto impatto ambientale. Tra i potenziali candidati vanno citati l'ammoniaca, l'anidride carbonica, il propano.

## 1.2 Componenti di un sistema HVAC

**Chiller** Un chiller (refrigeratore) è una macchina che attraverso un ciclo frigorifero rimuove calore da un liquido, il ciclo può essere di compressione del vapore, o un ciclo di assorbimento del calore. Il liquido che viene raffreddato è di solito acqua, anche se possono essere presenti altre sostanze in percentuale variabile, come inibitori di corrosione o altri additivi. L'acqua fredda in uscita dal chiller viene poi utilizzata per raffreddare e deumidificare l'aria in strutture commerciali, industriali e istituzionali di medie-grandi dimensioni. Il chiller è una macchina molto costosa e molto dispendiosa dal punto di vista del consumo energetico, perciò è necessaria molta attenzione nelle fasi di scelta e manutenzione di queste apparecchiature. Esistono svariate tipologie di chiller: alcuni sono "assemblabili" in loco, i.e. i vari componenti (compressore, radiatore, scambiatore, pompe) sono acquistati dall'installatore separatamente e poi montati in un locale appositamente adibito; altri (ultimamente i più usati) sono detti "monoblocco" cioè vengono venduti come un'unica macchina già assemblata (si veda figura 1.1). Una ulteriore classificazione può essere fatta a seconda della possibilità di installare la macchina all'esterno senza ulteriori protezioni contro le intemperie oppure se è necessario montarla all'interno. Sulla base della modalità di scambio di calore con l'ambiente esterno, i refrigeratori si distinguono in macchine a condensazione ad aria (attraverso dei sistemi di ventole il calore viene ceduto all'aria esterna) o ad acqua (condensazione remota) dove il calore viene estratto dall'acqua del circuito utenza per essere ceduta ad un secondo circuito a cui faranno capo delle torri di condensazione esterne. Generalmente i monoblocco (i più diffusi) sono situati all'esterno degli edifici e presentano condensazione ad aria, mentre quelli da interno hanno la condensazione ad acqua con evaporatore separato. In figura 1.2 è rappresentato un chiller Rhoss S.p.a: si tratta di un refrigeratore a monoblocco con condensazione ad aria.

Ultimamente la maggior parte delle unità (soprattutto quelli monoblocco) hanno la possibilità di funzionare in modalità invernale cioè di riscaldare l'acqua del circuito idronico dell'utenza. Questo funzionamento è detto nel gergo tecnico "pompa di calore": per ottenere questa funzionalità è necessario ovviamente ag-



Figura 1.3: Esempio di chiller prodotto da Rhoss S.p.a

giungere una serie di apparati rispetto al chiller che funziona solo da refrigeratore. In particolare sono necessarie delle valvole per invertire il senso di circolazione del fluido compresso; anche gli scambiatori (lato acqua e lato aria per i sistemi mono-blocco) devono essere progettati per avere particolari performance in entrambi i funzionamenti. Intuitivamente le efficienze raggiunte sono generalmente più basse se paragonate alle prestazioni ottenibili da due macchine ottimizzata per una sola modalità di funzionamento. Tuttavia, i prodotti recentemente sviluppati dai costruttori hanno delle caratteristiche sempre più spinte e si sta diffondendo la pratica di utilizzare i chiller in modalità pompa di calore quando le condizioni atmosferiche sono più miti e l'efficienza maggiore.

**Accumulo** Il sistema di accumulo è un sistema costituito da uno o più serbatoi in parallelo all'interno dei quali si va ad accumulare energia attraverso il raffreddamento, il riscaldamento, la fusione, la solidificazione o la vaporizzazione di un materiale; l'energia termica diventa disponibile quando il processo si inverte. Si parla di accumulo sensibile quando l'accumulo di energia provoca l'aumento o la diminuzione temperatura dell'accumulo. La sua efficienza dipende dal calore specifico del materiale di deposito e, se il volume è considerevole, dalla sua densità. I sistemi di accumulo sensibile usano comunemente rocce, il sottosuolo o acqua come supporto di memorizzazione.

I sistemi di accumulo con cambio di fase (il passaggio da solido a liquido o da liquido a vapore senza variazione di temperatura) rappresentano una modalità di accumulo nota come accumulo di calore latente: in questo caso i supporti principali sono acqua, sali o specifici materiali organici.

In base alla temperatura a cui immagazzinano energia si possono classificare in accumuli per il caldo o per il freddo. Solitamente fino a 250 m<sup>3</sup> di capacità i serbatoi sono trasportabili, seppur come carico eccezionale. Oltre tale valore

saranno da costruire in opera. Il sistema solitamente è corredato di organi di intercettazione, controllo e sicurezza, nonché di quadro elettrico di comando, regolazione, monitoraggio e trasmissione dati. L'utilizzo più indicato e soprattutto più vantaggioso risulta quello in impianti dove è necessario o conveniente stabilizzare i picchi di potenza e sfruttare l'energia prodotta nelle ore in cui il carico è assente per utilizzarla nelle ore in cui vi è un picco nella richiesta di energia. Nel seguito ci interesseremo agli accumuli per applicazioni di condizionamento di cui verrà data una panoramica approfondita nel capitolo 2.

**Condizionatori d'aria** Un condizionatore d'aria è una macchina, un sistema o un meccanismo progettato per estrarre calore da una determinata area (o fornire calore ad una determinata area) usando un ciclo frigorifero. La sostanziale differenza fra chiller e condizionatori d'aria sta nel fatto che questi ultimi utilizzano l'aria sia dal lato del condensatore che da quello dell'evaporatore. L'installazione di queste unità di condizionamento avviene all'esterno in quanto l'aria condizionata viene distribuita nell'ambiente attraverso un sistema di condotte o canali. Per incanalare l'aria raffreddata nelle condotte è necessario equipaggiare l'unità con un ventilatore centrifugo sull'evaporatore. Nelle fasce di potenza fino a 30 kW viene utilizzato un solo compressore ermetico alternativo con un unico circuito frigorifero. Nella fascia 30-90 kW si impiegano due compressori ermetici su due circuiti frigoriferi indipendenti, mentre oltre i 90 kW si utilizzano comunemente due compressori semiermetici su due circuiti frigoriferi indipendenti. I condizionatori vengono usati soprattutto per riscaldamento e raffreddamento di edifici oppure, ad esempio, per il semplice raffreddamento all'interno dei veicoli. Un sistema che, oltre al condizionamento, garantisce anche il controllo di riscaldamento e ventilazione viene, come già detto, definito sistema HVAC.

**Condotti d'aria** I condotti d'areazione sono utilizzati per immettere o aspirare l'aria negli ambienti da climatizzare. La parte terminale dei condotti è costituita dai diffusori; particolare attenzione viene dedicata alla qualità dell'aria e alla sua velocità in quanto va a determinare la sensazione termica degli occupanti. Nei condotti o nelle parti terminali sono generalmente posizionati dei sistemi di filtraggio per rimuovere polveri, batteri e altri contenuti non desiderati nell'aria che viene immessa.

**Diffusori** I diffusori vengono utilizzati per distribuire l'aria condizionata e di ventilazione in modo uniforme, creando un movimento d'aria a bassa velocità nella parte di stanza occupata. I diffusori presentano diverse forme, a seconda delle applicazioni o anche semplicemente delle richieste del committente. A vol-

te si possono anche trovare dei diffusori utilizzati per la funzione inversa, ossia convogliare l'aria esausta all'esterno della stanza, ma più spesso questo compito è assolto da apposite griglie.

**Filtri per l'aria** I filtri sono utili per rimuovere agenti contaminanti dall'aria, prevalentemente particelle solide come polvere, polline, muffa e batteri. I materiali utilizzati per il filtraggio possono essere di diversi tipi. Si va dalle fibre, come ad esempio il cotone, ad altri materiali che attraggono le particelle estranee per mezzo dell'elettricità statica. La scelta avviene a seconda della particolare applicazione in esame.

**Griglie** Le griglie (o grate) fanno parte dei terminali dell'impianto di un sistema di distribuzione dell'aria. Nella maggior parte dei casi queste griglie vengono utilizzate come unità di immissione dell'aria di ritorno o dell'aria esausta nei condotti per l'aria. In alcuni casi queste unità possono anche essere utilizzate come punti di uscita per l'aria che viene fornita alle varie zone. È possibile trovare anche delle griglie fornite di valvola in grado di regolare il flusso d'aria.

**Pannelli radianti** I pannelli radianti sono sistemi di riscaldamento (ma recentemente utilizzati anche per il raffrescamento degli ambienti) che utilizzano il calore proveniente da tubazioni collocate dietro le superfici dell'ambiente da riscaldare. Il calore viene principalmente fornito attraverso l'irraggiamento e non attraverso la convezione, come invece avviene con i termosifoni usati nel riscaldamento tradizionale.

Vi possono essere:

- Pannelli radianti a pavimento: utilizzati soprattutto nell'ambito residenziale (ma recentemente anche nei capannoni industriali) sono realizzati con un circuito idraulico (a chiocciola, a serpentina, a griglia) posizionato sotto il pavimento. Viene fatta scorrere acqua a temperatura bassa (relativamente ai sistemi a caloriferi):  $30 \div 40^{\circ}\text{C}$  con vantaggi in termini di benessere fisiologico degli occupanti e risparmio energetico. Per la refrigerazione viene fatta circolare acqua a circa  $10^{\circ}\text{C}$  affiancando i pannelli da un sistema di deumidificazione per il controllo della condensa.
- Pannelli radianti a parete: sono principalmente utilizzati come integrazione ad altri sistemi di riscaldamento come quelli a pavimento. Questo generalmente per coprire le elevate dispersioni termiche degli ambienti ristrutturati; viene fatta passare all'interno del battiscopa una tubatura al cui interno scorre del liquido a temperatura più alta: l'aria che entra in contatto con il tubo si surriscalda e sale lungo le pareti riscaldandole.

- **Pannelli radianti a soffitto:** sono costituiti da moduli a tubi o nastri radianti; sono utilizzati soprattutto nei casi in cui vi sia la necessità di riscaldare ambienti molto estesi, come i capannoni industriali (con il vantaggio di non dover intervenire sul pavimento). Generalmente l'impianto è costituito da un bruciatore esterno collegato a una condotta che si snoda all'interno dell'edificio riscaldandolo mediante irraggiamento; a causa principalmente dei moti convettivi che si sviluppano sopra i pannelli, si hanno rendimenti minori rispetto ai sistemi a pavimento.

**Pompe** Vengono utilizzate per mettere in circolo il fluido idronico nell'impianto. Possono essere montate in una macchina monoblocco o installate in locali appositi; affiancano sempre uno o più compressori. Esistono pompe a portata fissa e a portata variabile, le ultime possono essere azionate da un sistema ad inverter (portata variabile in modo continuo) oppure avere più avvolgimenti lato motore elettrico che permettono di selezionare tra un (ridotto) numero di condizioni di funzionamento. Vi è inoltre la distinzione tra pompe volumetriche e fluidodinamiche. Le prime sfruttano una variazione di volume in una camera per provocare un'aspirazione o una spinta sul fluido. Nelle seconde invece il movimento del fluido è prodotto da un momento indotto dal fluido stesso. Esempi di pompe volumetriche sono le pompe a stantuffo, a diaframma, a ingranaggi, a camera variabile. Per quanto riguarda le pompe fluidodinamiche, possono essere citate le pompe centrifughe, le pompe lineari e le pompe magnetofluidodinamiche.

**Scambiatori di calore** Nelle applicazioni HVAC è esteso l'utilizzo degli scambiatori ossia degli apparecchi che permettono di trasferire in modo efficiente il calore da un fluido ad un altro in modo naturale (senza ciclo frigorifero) e senza nessun miscelamento tra i due fluidi coinvolti. A seconda della geometria dello scambiatore, si possono definire (citando solo i casi principali):

- scambiatori a fascio tubiero, in cui uno dei fluidi passa all'interno di tubi, solitamente a sezione circolare, e l'altro all'esterno dei tubi stessi, in una camera (mantello) appositamente realizzata;
- scambiatori a piastre, in cui i due fluidi lambiscono i lati opposti di una lamiera, solitamente corrugata o piana con l'inserimento di turbolatori, in camere alternate e tra loro isolate.
- scambiatori a spirale (coil), in cui i due fluidi passano ai lati opposti di una lamiera, di solito liscia, in camere singole di grande lunghezza, avvolte a spirale per praticità.

- scambiatori a blocchi in cui i corpi circolano in fori cilindrici, solitamente disposti ortogonalmente nei due lati.
- scambiatori a pacco alettato, in cui uno dei fluidi passa all'interno di tubi, solitamente a sezione circolare, e l'altro (gassoso) attraverso il pacco alettato all'esterno dei tubi.

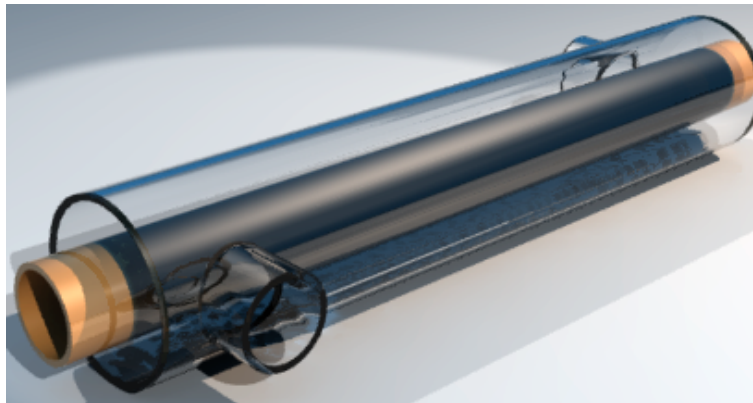


Figura 1.4: Scambiatore di calore a doppio tubo

**Sistemi di controllo per applicazioni HVAC** Un sistema di controllo per applicazioni legate al condizionamento è costituito oggi da un apparato computerizzato (PLC, microcontrollore, pc industriale, scheda di calcolo dedicata) che controlla le condizioni climatiche all'interno degli edifici. In particolare sono necessari dei sistemi di comunicazione tra i sensori e gli eventuali altri sistemi di controllo di zona affinché il sistema centrale possa accedere ai parametri dell'intero impianto. Sulla base di queste misure opportuni algoritmi vanno a definire il set-point e gli stati di un certo numero di componenti costituenti l'impianto. La situazione ideale sarebbe quella in cui il sistema di supervisione controlla tutte le variabili d'impianto delegando ai controlli locali il minor numero di settaggi possibili. Tutto questo con l'ottica di poter incrementare le funzioni obiettivo preposte e minimizzare i costi complessivi. Le unità di supervisione generalmente gestiscono e comunicano a distanza i parametri dell'impianto ma anche le situazioni anomale e gli allarmi.

**Torri di raffreddamento** Le torri di raffreddamento sono una tipologia di "raffreddatori evaporativi", utilizzate per raffreddare acqua o altri fluidi, portandoli ad una temperatura a bulbo umido vicina alla temperatura ambiente. In un sistema HVAC in modalità invernale le torri di raffreddamento

mento hanno lo scopo di smaltire il calore che il chiller sottrae agli ambienti da climatizzare.



Figura 1.5: Torre di raffreddamento per refrigeratori d'acqua

**Tubature** Vengono utilizzate per il trasporto di fluidi, cercando di effettuare tale spostamento nel modo più efficiente. I materiali impiegati possono essere vari: vetro, legno, alluminio, acciaio, plastica. All'interno di tubature vi sono vari componenti, come ad esempio valvole o altre apparecchiature, che tipicamente misurano e controllano la pressione, il flusso e la temperatura del fluido trasportato.

**Umidificatori** Gli umidificatori sono delle apparecchiature per l'incremento della quantità di umidità presente nell'aria, indispensabili assieme ai deumidificatori se si vuole controllare anche il confort percepito dagli utenti. Il tipo più comune di umidificatore, quello "evaporativo", consiste di

- serbatoio: comune a tutti gli umidificatori, è una riserva d'acqua che fornisce il vapore nell'ambiente;
- stoppino: si tratta di un filtro che assorbe acqua dal serbatoio;
- ventola: dirige l'aria sullo stoppino, favorendo l'evaporazione dell'acqua;

L'evaporazione dell'acqua dallo stoppino dipende dall'umidità relativa dell'aria. Una stanza con una bassa umidità avrà certamente un tasso di evaporazione più elevato rispetto ad una stanza con un'umidità maggiore. Si capisce, pertanto, come questo tipo di umidificatore abbia una specie di regolazione automatica: man mano che l'umidità della stanza aumenta, l'uscita di vapore acqueo decresce in modo naturale.

**Deumidificatori** Sono delle apparecchiature che hanno la funzione di ridurre il livello di umidità nell'aria. I condizionatori d'aria fungono automaticamente da deumidificatori quando raffreddano l'aria e hanno la necessità di gestire l'acqua di condensazione accumulata. Quest'ultima viene fatta evaporare all'esterno nelle unità più moderne, mentre in quelle più datate viene semplicemente fatta fuoriuscire all'esterno. Evidentemente gli impianti di condizionamento centralizzati richiedono un sistema di scarico per gestire l'acqua di condensazione.

**Unità di trattamento aria** Le unità di trattamento aria (Air Handling Units, abbreviato AHU) sono dei dispositivi che hanno il compito di distribuire l'aria condizionata ai vari ambienti. L'aria che viene trattata (condizionata) dalle unità di trattamento aria è la miscela di aria ricircolata dagli ambienti e aria primaria (o esterna). Questa soluzione permette sia il ricambio dell'aria negli ambienti (contributo dell'aria esterna) sia la riduzione dei consumi energetici con la ripresa dell'aria che era già stata precedentemente trattata. Di solito una AHU è una larga scatola di metallo che contiene al suo interno un ventilatore, elementi per il raffreddamento o il riscaldamento, filtri, limitatori di rumore e valvole. Solitamente il sistema è collegato ai condotti per la distribuzione dell'aria condizionata, che trasportano quest'ultima in tutto l'edificio, facendola poi tornare all'unità di trattamento aria.

Nel caso di unità di trattamento aria di dimensioni ridotte si parla di unità terminali, costituite spesso solamente da un filtro per l'aria, una serpentina e una ventola. Questi semplici terminali vengono chiamati ventil-convettori o fan-coil. I ventilatori possono operare a velocità fissa, offrire una determinata gamma di velocità predeterminate oppure possedere un azionamento a frequenza variabile che gli permetta di coprire un campo esteso di velocità.

**Valvole o regolatori di flusso di zona** Un regolatore di flusso di zona è un particolare tipo di valvola utile per controllare il flusso d'aria in un sistema HVAC. Al fine di ottimizzare l'efficienza ed migliorare il comfort degli occupanti, solitamente gli edifici vengono suddivisi in più zone, in modo da poter regolare indipendentemente le varie zone a seconda del livello di occupazione e delle applicazioni. Questa suddivisione in diverse zone può essere ottenuta in uno dei due seguenti modi:

1. Unità di trattamento aria multiple: in questo caso si ha semplicità nel controllo, e se una AHU ha un guasto, le altre rimangono comunque funzionanti. Per contro presentano un costo elevato e si registra un consumo elevato;

2. Unità di trattamento aria singola e valvole di zona: vi sono vantaggi dal punto di vista del costo ma ci possono essere problemi di affidabilità, sia per quanto riguarda le valvole, sia per quanto riguarda le unità di trattamento aria; infatti, essendocene una sola, se questa si guasta tutto il sistema non è più operativo. Un ulteriore svantaggio, inoltre, è dato dal fatto che il controllo del sistema è inevitabilmente più complicato;

La scelta deve essere fatta valutando attentamente tutte queste variabili e considerando l'applicazione per cui il sistema viene progettato.

**Ventole** Sono i dispositivi che vengono utilizzati per la movimentazione dell'aria. Di solito sono costituite da superfici ampie e piatte che vengono fatte roteare al fine di garantire un certo benessere, una determinata ventilazione o assicurare il trasporto di qualche gas in applicazioni industriali.

**Impianti di climatizzazione** Solitamente la classificazione degli impianti di condizionamento viene fatta in relazione al fluido usato per rimuovere il calore dall'ambiente. Utilizzando tale criterio si possono distinguere:

- **Impianti a sola aria.** Negli impianti di questo tipo, l'aria viene immessa nelle singole stanze tramite un'apposita rete di distribuzione, che ha il compito di trasferire il caldo o il freddo che vengono prodotti in centrale;
- **Impianti a sola acqua.** Questi impianti impiegano come vettore, sia del caldo che del freddo, l'acqua, che viene opportunamente riscaldata o raffreddata in centrale e poi distribuita nei vari ambienti mediante pompe. Nei singoli ambienti sono poi presenti dei ventil-convettori (fan-coil) che permettono un'ulteriore regolazione della temperatura, in aggiunta a quella effettuata in centrale;
- **Impianti misti aria-acqua.** Negli impianti a sola acqua, durante il periodo invernale, si tende ad avere valori di umidità piuttosto bassi, mentre in estate i valori sono strettamente legati ai carichi interni. La regolazione con impianti a sola acqua è molto limitata, dunque, quando è richiesto un controllo dell'umidità più accurato, vengono utilizzati impianti misti aria-acqua. In centrale l'aria viene prelevata dall'esterno e trattata in relazione alle condizioni interne desiderate, in particolare viene garantito il grado igrometrico voluto. L'aria si occupa perciò di controllare l'umidità. Nei singoli ambienti invece vengono installati degli apparecchi alimentati con acqua calda o fredda aventi lo scopo di portare la temperatura al valore desiderato;

## 1.3 Compressori

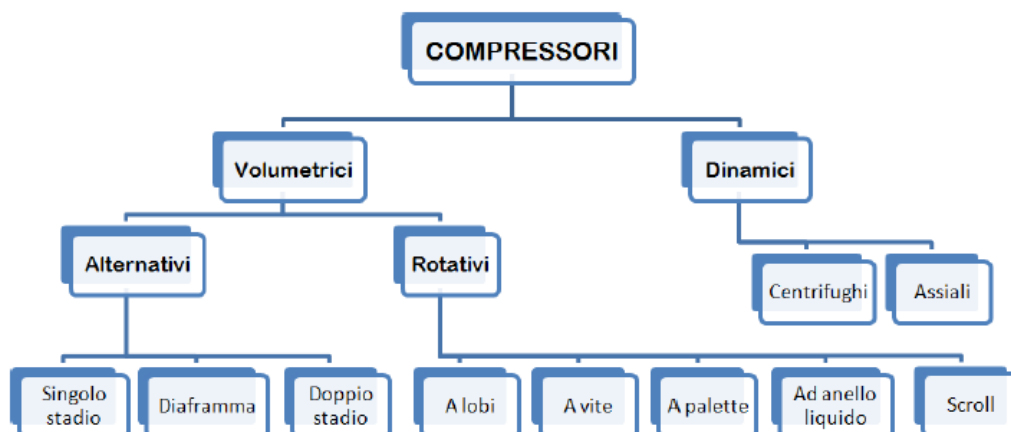


Figura 1.6: Classificazione dei compressori

L'elemento fondamentale nei sistemi HVAC sotto un'ottica del raffrescamento di un ambiente è sicuramente il chiller; appare chiaro che il componente principale di queste macchine sia il compressore: il compito di questo dispositivo è essenzialmente l'innalzamento della pressione del fluido refrigerante attraverso una riduzione (meccanica) del suo volume. Il compressore è usato (indipendentemente dall'applicazione per il ciclo termodinamico) quando per il fluido utilizzato vale almeno approssimativamente, la legge dei gas perfetti<sup>1</sup>. Si definisce rapporto di compressione il rapporto tra la pressione assoluta di mandata (uscita del compressore) e la pressione assoluta di ingresso (ritorno), in unità coerenti; è un numero puro, usualmente espresso in forma frazionaria.

I vari tipi di compressori possono essere classificati, in base al principio meccanico di funzionamento come mostrato in figura (1.6). Nei compressori volumetrici il volume di gas che entra nella macchina è indipendente dalle condizioni di aspirazione e mandata; hanno in genere la caratteristica (che può essere un vantaggio o uno svantaggio) di avere portata direttamente proporzionale alla velocità di rotazione e rapporto di compressione indipendente da questo. Diversamente dai volumetrici, 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). Sono macchine (turbomacchine) in cui lo scambio di energia con il fluido avviene grazie alla rotazione di una ruota (detta rotore o girante) calettata su un albero, munita alla periferia di pale ed alloggiata in una cassa (detta statore) che può essere anch'essa munita di pale. Anche se lo scambio di energia tra fluido e macchina avviene in un organo

<sup>1</sup> $P \cdot V = n \cdot R \cdot T$

rotante il processo si può considerare stazionario. Per una panoramica generale sulle varie tipologie di compressore si rimanda a [4].

## Accumulo Termico

### 2.1 Introduzione

Nella storia dell'uomo esistono diversi esempi più o meno ricercati di accumuli termici. In Persia già nel IV secolo a.C., gli yakh-chal letteralmente “fossa del ghiaccio” venivano utilizzati per rinfrescare i cibi durante le torride giornate estive e per preparare il faloodeh, un tradizionale dolce persiano ghiacciato.

Lo yakh-chal rappresenta l'antica ghiacciaia persiana, costituita da una parte emersa a forma di cupola e da una parte sotterranea grande fino a 5000 m<sup>3</sup> dotate di pareti molto spesse e dotate di un'alta resistività termica. Il ghiaccio proveniva dalle vicine montagne dalle quali veniva trasportato in grandi blocchi in inverno. L'efficace isolamento e lo scorrimento di acqua di raffreddamento sulla cupola mantenevano il ghiaccio immagazzinato d'inverno per tutta l'estate. Altri esempi si ritrovano nelle cave di ghiaccio della Cina del VII secolo a.C. o a Roma dove nel III secolo d.C. la neve veniva importata dalle montagne, conservata in pozzi impagliati e venduta dai negozi di neve [1]. L'idea dell'accumulo termico si ritrova anche nella progettazione degli edifici passivi costruiti con pareti molto pesanti e spesse che permettevano un miglior isolamento.

Al giorno d'oggi alle evoluzioni tecniche delle soluzioni passive i progressi tecnologici affiancano metodi attivi per il riscaldamento e raffrescamento che garantiscono anche il controllo sull'umidità sulla temperatura e quindi un buon confort climatico. Nel contesto odierno l'accumulo di energia termica (in letteratura TES) si inserisce nell'ottica dell'utilizzo dell'energia a minor costo (permettendo di sfruttare al meglio i piani tariffari differenziati), permettendo di soddisfare le richieste di carico spostando i consumi necessari alla produzione dell'energia in periodi associati a minor domanda e quindi costi inferiori separando di fatto l'istante di generazione del freddo da quello di utilizzo. I benefici derivanti dall'utilizzo di un sistema d'accumulo possono essere così riassunti:

- riduzione dei costi energetici;
- riduzione della taglia dei chiller;
- possibilità di adottare impianti di distribuzione a bassa temperatura<sup>1</sup>;
- riduzione dei consumi energetici;
- aumento della flessibilità degli impianti;
- aumento della capacità di impianti già esistenti;

Gli accumuli termici si distinguono in *accumuli sensibili e latenti*. Negli accumuli sensibili si va a modificare la temperatura del materiale di deposito incrementandola o diminuendola in funzione del tipo di accumulo. Ovviamente in questo tipo di sistemi la quantità di energia accumulata è strettamente legata al calore specifico del materiale e l'immagazzinamento di una grande quantità di energia richiede spesso grandi volumi. Diverso è il discorso per quanto concerne gli accumuli con cambio di fase in cui il più elevato valore del coefficiente di calore specifico permette accumuli di energia notevolmente maggiori, in figura [2.1] è possibile notare come la capacità di raffreddamento di un sistema ad accumulo di ghiaccio completamente congelato è 18 volte superiore a quella di un sistema di accumulo ad acqua che lavori tra i 12 e i 7 °C, di conseguenza il volume di un impianto di accumulo a ghiaccio può essere realizzato con volumi notevolmente ridotti.

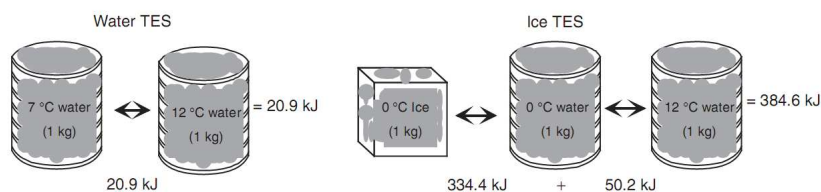


Figura 2.1: La capacità refrigerante dell'accumulo di ghiaccio è 18 volte superiore a quella dell'accumulo in acqua (Kuroda 1993)

## 2.2 Tipologie di acumulo termico

La scelta di un sistema TES dipende principalmente dal periodo richiesto per la conservazione (diurna o stagionale), dalla fattibilità economica, dalle condizioni

<sup>1</sup>Gli impianti di distribuzione a bassa temperatura trasportando il fluido a più bassa temperatura permettono di ridurre le dimensioni di tubazioni idrauliche, pompe, canali d'aria e ventilatori.

operative e così via. Il periodo di conservazione è un fattore molto importante. Sistemi di accumulo diurni permettono minori investimenti di capitali, sono caratterizzati da basse dispersioni e le unità sono piccole e facilmente trasportabili. I grandi impianti di stoccaggio annuale richiedono invece costosi sistemi di distribuzione e accordi con le istituzioni in materia di proprietà e di finanziamento. Nel seguito si farà riferimento ai soli impianti di accumulo giornalieri interessanti per la loro maggiore flessibilità e relativamente semplici da gestire, caratteristiche che ne consentono una più larga diffusione, per una trattazione più dettagliata delle tipologie di accumulo si rimanda a [2, 8].

### 2.2.1 Accumuli sensibili

Negli impianti TES sensibili, l'energia viene immagazzinata cambiando la temperatura del mezzo di accumulo e può essere espressa come  $Q = \rho \cdot c_p \cdot V \cdot \Delta T$  dove  $\rho$  è la densità del materiale  $c_p$  è il calore specifico del materiale in esame,  $V$  il volume e  $\Delta T$  rappresenta il salto termico. Tra i mezzi più comuni per gli accumuli sensibili (aria, olio, letti di pietra, mattoni, sabbia o terra) l'acqua rappresenta quello più comunemente usato, sia perchè ha il più alto calore specifico ( $4,18 [kJkg^{-1} \cdot K^{-1}]$ ) rispetto a tutti i materiali comuni, sia perchè mantiene queste caratteristiche in un intervallo di temperature compatibile con le necessità di riscaldamento e raffreddamento. I sistemi TES sono costituiti da un mezzo che permette l'accumulo, da un serbatoio che lo contiene e da un fluido che permette la carica e la scarica. I serbatoi per questo tipo di impianti sono disponibili in diverse forme, tuttavia comunemente vengono utilizzati dei cilindri verticali. Se progettati contestualmente con l'edificio i serbatoi possono essere incorporati nella struttura dello stesso o allocati sotto di esso al fine di armonizzare i grandi volumi richiesti con il fabbricato. Questi tipi di sistemi lavorano in un intervallo di temperature ( $3.5-5.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ) compatibile con i chiller standard e sono convenienti per impianti con capacità superiori alle 2000 tonnellate all'ora. Recentemente si è avvertito un crescente interesse verso gli accumuli ad acqua stratificata che sfruttano la naturale tendenza alla stratificazione dell'acqua a diverse temperature. Un serbatoio di accumulo stratificato efficiente deve soddisfare i seguenti requisiti:

- i due volumi devono essere sempre separati e quindi la loro miscelazione dovrebbe essere ridotta al minimo anche durante i periodi di carica e scarica
- il corretto dimensionamento della capacità d'accumulo dovrebbe ridurre al minimo la formazione di acque morte nella parte bassa del serbatoio
- la perdita di calore del serbatoio dovrebbero essere limitate.

Molti accumuli sono progettati per soddisfare al meglio questo tipo di specifiche, in tabella[2.1] sono mostrate alcune rappresentazioni schematiche di funzionamento, TES con acqua stratificata è il metodo maggiormente usato grazie alla sua semplicità di realizzazione, ad un ottima efficienza e bassi costi costruttivi.

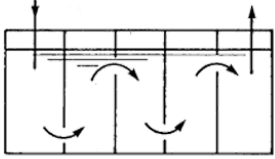
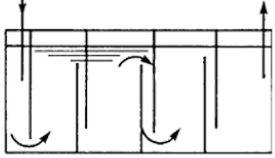
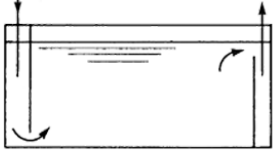
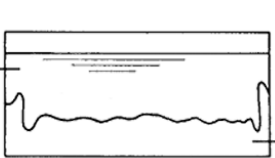

Tipo	Rappresentazione schematica	Efficienza
Accumulo con serbatoi multipli in cascata		Media
Accumulo a sbarramento		Medio alta
Accumulo stratificato		Alta
Accumulo con diaframma mobile		Alta
Accumulo multiserbatoio a rinnovo		Alta

Tabella 2.1: Tipologie di impianti ad acqua stratificata

### 2.2.1.1 Accumuli ad acqua stratificata

Gli accumuli ad acqua stratificati si basano sulla diversa densità dell'acqua fredda rispetto a quella calda. L'acqua più calda proveniente dal carico essendo meno densa galleggia mentre l'acqua di mandata viene estratta dal fondo della vasca in cui si trova l'acqua più fredda. Durante la scarica l'acqua si mescola con l'acqua in entrata nel serbatoio per formare un termoclina di spessore variabile da 0,3 a 0,6 m di spessore, questa regione è caratterizzata da un forte gradiente verticale di

temperatura e densità e permette di ridurre ulteriormente la miscelazione delle acque.

Il termoclina aumenta durante la carica e diminuisce gradualmente durante la scarica. Al fine di garantire un buon termoclina e quindi una buona separazione tra i due livelli è bene che l'acqua fredda sia ad una temperatura inferiore a  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ , poichè sotto questa temperatura l'acqua riduce leggermente il suo volume aumentando la sua densità e stratificandosi più facilmente.

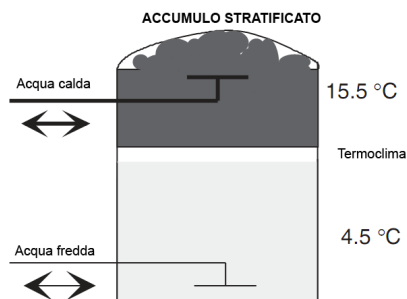


Figura 2.2: Stratificazione dell'acqua nell'accumulo

### 2.2.2 Accumuli latenti

Il trasferimento di calore che si verifica quando una sostanza passa da una fase all'altra è chiamato calore latente, gli impianti TES latenti sfruttano proprio questo tipo di calore che solitamente è molto più elevato rispetto alla variazione di calore sensibile in un mezzo dato, per questo motivo solitamente questi tipi di accumuli vengono venduti facendo riferimento alla sola componente latente di fusione. Uno dei vantaggi principali è associato all'estrema compattezza dei serbatoi di accumulo che offrono una densità nell'accumulo di energia seconda solo agli accumuli chimici. I serbatoi d'accumulo sono opportunamente studiati per provvedere ad una zona vuota pari circa al 9% del volume che consente l'espansione del ghiaccio. In molti sistemi questo fenomeno viene sfruttato per misurare il livello di carica dell'accumulo, attraverso il posizionamento di alcuni sensori nella vasca che forniscono una stima della quantità di ghiaccio in relazione all'aumento di volume. Molto spesso dei sistemi di accumulo latente utilizzano l'acqua come mezzo per l'accumulo sfruttando l'elevata stabilità del punto di fusione<sup>2</sup> a  $0^{\circ}\text{C}$ .

La maggior parte delle tecnologie TES utilizzano refrigeranti secondari per il trasferimento di calore, permettendo l'utilizzo di chiller standard per la produzione di ghiaccio e semplificando l'integrazione degli accumuli nei tipici impianti di condizionamento. I liquidi termovettori sono opportunamente studiati per avere una temperatura di congelamento ben al di sotto di quella dell'acqua, una miscela tipicamente usata è quella composta da acqua e glicole etilenico che varia il suo punto di miscelamento in funzione della concentrazione dello stesso.

<sup>2</sup>E' bene sottolineare che durante le prime fasi del congelamento la temperatura dell'acqua può scendere di qualche grado sotto lo zero per effetto del super raffreddamento salvo tornare subito allo zero non appena si instaura il processo di nucleazione.

In generale la temperatura dei refrigeranti secondari sono pari a circa  $-5 \div -6$  °C; questo significa dover garantire nel ciclo frigorifero una temperatura di evaporazione del fluido frigorifero di circa  $-10 \div -11$  °C. Questa penalizzazione viene tuttavia bilanciata dalle più basse temperature notturne e dal fatto che non si attuano parzializzazioni sulla potenza del chiller durante tutta la fase di carica; nel complesso si osserva quindi una comunque buona efficienza.

Sono disponibili sul mercato un'ampia varietà di tecnologie per l'accumulo latente di ghiaccio. Nel seguito si andranno a mostrare le tipologie principali sottolineandone pregi e difetti.

### 2.2.2.1 Internal Melt Ice On Coil

Gli accumuli Internal Melt Ice On Coil sono costituiti da un serbatoio cilindrico o rettangolare in cui è immerso uno scambiatore tubolare. La carica e la scarica si ottengono facendo circolare il fluido termovettore all'interno dello scambiatore. Durante la fase di carica il ghiaccio tende a formarsi direttamente sulle spire immerse (Ice on Coil) mentre lo scioglimento avviene dall'interno verso l'esterno (Internal Melt). Solitamente questo tipo di impianti sono caratterizzati da almeno due riferimenti di temperature, uno per la temperatura media e uno per la temperatura finale di carica. La temperatura media è utile per la scelta del chiller da utilizzare e per la stima della potenza assorbita; mentre sulla temperatura finale di carica si impostano le soglie di protezione antigelo dei chiller. Per approfondimenti sulle tipologie di liquidi utilizzabili come fluido termovettore è possibile fare riferimento a [6].

Lo scambiatore di calore occupa generalmente il 10% dell'intero volume della vasca con una distanza tra i tubi inferiore rispetto a quella presente nei sistemi External Melt. Questa soluzione tecnica è possibile perché non è necessario mantenere un canale liquido all'interno dell'accumulo permettendo quindi il completo congelamento del liquido.

Una caratteristica importante da tenere in considerazione quando si utilizza questo tipo di accumulo è la relazione tra la carica e la scarica mostrata in figura[2.3]. Come accennato pocanzi durante la scarica il primo ghiaccio a sciogliersi è quello a contatto con lo scambiatore, questo fa sì che si formi un anello d'acqua intorno alle superfici dello stesso che va ad influenzare il tasso di scarica, che può risultare molto alto durante le fasi iniziali della scarica e tende a diminuire con l'aumento dello spessore dell'anello d'acqua. Per ridurre al minimo l'effetto della dispersione legata allo scambio indiretto di calore tra l'acqua sciolta a contatto con il tubo ed il ghiaccio che la circonda, le spire dello scambiatore vengono realizzate molto vicine tra loro. Spesso a questo tipo di impianti sono associate delle valvole di regolazione che variando il flusso d'acqua nello scambia-

tore permettono di controllare la quantità di energia da estrarre o di mantenere un preciso riferimento di temperatura.

Durante la fase di carica il ghiaccio si forma direttamente sullo scambiatore e aumenta fino a che non si ricongiunge con il ghiaccio che precedentemente non è stato sciolto. Il contatto diretto con lo scambiatore garantisce un'ottima efficienza durante tutta la fase di carica in quanto il coefficiente di conduttività del ghiaccio è 3.5 volte superiore a quello dell'acqua. Le elevate performance che si riscontrano in fase di carica fanno sì che per questo tipo di accumuli si prediliga una carica completa semplificando le logiche di controllo ed evitando di dover risolvere problemi di stima del carico e della quantità di energia effettivamente accumulata.

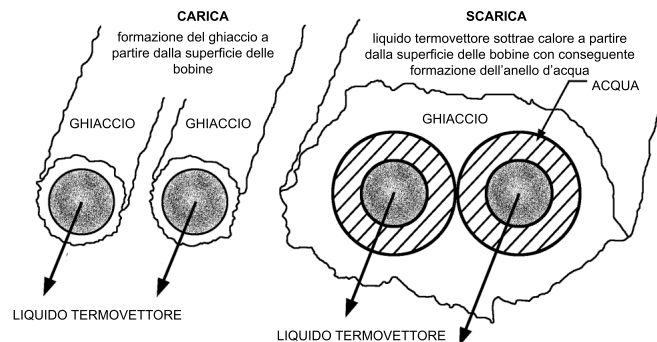


Figura 2.3: Formazione e scioglimento del ghiaccio in un Internal Melt Ice On Coil

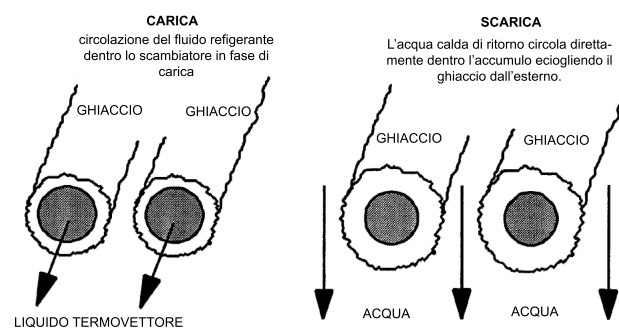


Figura 2.4: Formazione e scioglimento del ghiaccio in un External Melt Ice On Coil

### 2.2.2.2 External Melt Ice on Coil

Gli accumuli External Melt Ice On Coil sono fisicamente molto simili agli accumuli Internal Melt Ice On Coil. In questi tipi di impianti il fluido refrigerante circola nel circuito secondario costituito dagli scambiatori solo durante la fase

di carica facendo particolare attenzione che tra i vari blocchi di ghiaccio che si formano intorno agli scambiatori resti un canale liquido. Questo perché durante la fase di scarica non si sottrae calore attraverso gli scambiatori ma si fa passare acqua direttamente dentro il serbatoio. Si ha quindi una netta distinzione tra il circuito di carica e quello di scarica. Solitamente si installa uno scambiatore tra i due circuiti per permettere allo stesso chiller di caricare l'accumulo e successivamente collaborare al soddisfacimento del carico. In alcuni casi si inserisce in questi impianti anche un agitatore che ha il compito di miscelare l'acqua durante la fase di scarica per una migliore estrazione dell'energia accumulata. Poiché ogni nuovo strato di ghiaccio deve essere formato sulla superficie di quello già esistente è di norma vantaggioso accumulare solo l'energia effettivamente necessaria evitando in questo modo anche la formazione di ponti di ghiaccio tra le bobine che inibirebbero il passaggio dell'acqua durante la scarica. Se questo passaggio dovesse essere ostruito o limitato, la capacità di fondere il ghiaccio ne risulterebbe notevolmente limitata. In questo tipo di impianti di norma vengono installati dei sensori che stimano la quantità di ghiaccio accumulata sulla base della variazione di conducibilità elettrica.

### 2.2.2.3 Encapsulated Ice

In questo tipo di impianti il materiale sottoposto al cambio di fase è contenuto in delle piccole sfere. I serbatoi d'accumulo vengono riempiti con questi contenitori primari che occupano circa il 60% del volume totale dell'accumulo. Il restante 40% va a creare un percorso per il fluido refrigerante nell'intercapedine tra le varie sfere. Questo tipo di soluzione ha il vantaggio di permettere in qualsiasi condizione al flusso refrigerante di circolare nell'accumulo. I contenitori primari sono solitamente sferici con dei diametri prossimi ai 10 cm. Esistono diverse tecnologie per la realizzazione di queste sfere, molto spesso presentano delle piccole depressioni che permettono l'espansione del fluido che contengono senza che questo le possa rompere. Esiste una vasta gamma di serbatoi verticali e orizzontali, sotto pressione o a pressione atmosferica che possono essere usati in questa configurazione. Il processo di carica e scarica è molto simile agli accumuli Internal Melt Ice on Coil e vengono usati anche fluidi refrigeranti secondari simili (per esempio 25% glicole etilenico 75% di acqua). Il flusso procede di norma dal basso verso l'alto e come per gli Internal Melt il refrigerante lascia il dispositivo d'accumulo ad una temperatura che dipende dalla portata del flusso.

### 2.2.2.4 Ice Harvesters

Nei sistemi Ice Harvesters (in fig[2.5] un esempio schematico di funzionamento) viene separata la produzione di ghiaccio dal suo immagazzinamento. Il ghiaccio è generato facendo circolare acqua a  $0^{\circ}\text{C}$  su una piastra o su degli evaporatori cilindrici disposti in verticale sopra il serbatoio d'accumulo. Così facendo in circa mezz'ora si formano delle lastre di ghiaccio dello spessore che va dai 6-10 mm. Il ghiaccio è raccolto (Harvesters) utilizzando un gas caldo che va a staccare le lastre di ghiaccio dagli evaporatori permettendogli di cadere nel serbatoio sottostante, un'alternativa al gas caldo è la raccolta meccanica del ghiaccio. Durante la fase iniziale di carica il serbatoio contiene solo il 10% di ghiaccio che galleggia sopra l'acqua. Con in procedere della fase di carica la quantità di ghiaccio aumenta sempre di più e la carica si considera conclusa quando il ghiaccio raggiunge il livello prestabilito. Per la rilevazione della quantità di ghiaccio si utilizzano dei sensori ottici, elettronici o di livello. Durante la fase di scarica essendo il ghiaccio libero di muoversi la quantità di energia rimanente deve essere stimata attraverso un bilancio termico tra la temperatura entrante nell'accumulo e quella uscente o in alternativa attraverso la misura della variazione di conduttività dell'acqua. Questi tipi di accumulo sono caratterizzati dalla capacità di scariche molto veloci, basti pensare che un accumulo generato in 24 ore può essere completamente scaricato in 30 minuti. Questo aspetto abbinato con la possibilità di utilizzare l'acqua calda di ritorno per favorire lo staccamento delle lastre di ghiaccio fa sì che possano essere utilizzati per contrastare forti picchi in impianti con carichi irregolari.

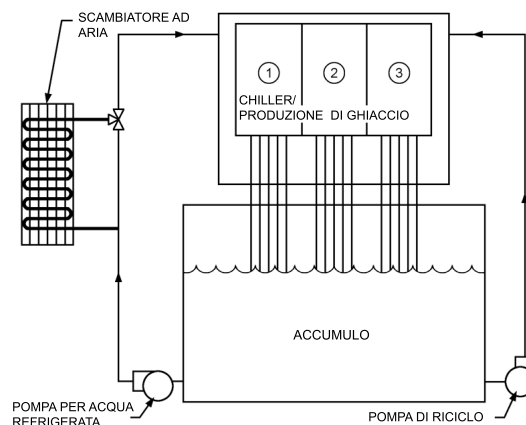


Figura 2.5: Schema di funzionamento di un accumulo Ice Harvesters

### 2.2.2.5 Ice Slurry

I sistemi Ice Slurry (letteralmente poltiglia di ghiaccio) come i sistemi Ice Harvesters sono progettati per separare la produzione di ghiaccio dal suo successivo

accumulo, rispetto a quest'ultimi però sono caratterizzati da una maggiore efficienza e da un controllo più semplice. Questi sistemi sono caratterizzati da una maggiore energia trasportabile in quanto è possibile fare circolare direttamente il composto nelle tubature e da un elevato tasso di scarica. Solitamente il composto è costituito da una miscela di acqua e un soluto come glicole, cloruro di sodio o carbonato di calcio. L'abbassamento del punto di congelamento fa sì che negli istanti iniziali della carica si formino dei cristalli di ghiaccio, con l'aumento di questi la concentrazione di soluto nella rimanente acqua diminuisce impedendone il completo congelamento.

## 2.3 Parametri da analizzare nella scelta del tipo di accumulo

La scelta del tipo di accumulo da installare dipende da alcuni fattori specifici che analizziamo brevemente.

- **Disponibilità di spazio.** Considerando che i sistemi di accumulo di ghiaccio richiedono da un terzo ad un quarto dello spazio necessario per un accumulo ad acqua.
- **Efficienza.** I sistemi ad accumulo di acqua grazie alle più alte temperature di evaporazione consumano meno energia[2], d'altra parte i sistemi ad accumulo di ghiaccio richiedono leggermente meno energia rispetto ad un sistema senza accumulo.
- **Temperature dell'acqua refrigerata.** I sistemi di accumulo di ghiaccio sono in grado di fornire temperature dell'acqua più basse e quindi possono essere progettati per fornire un salto termico maggiore tra l'acqua di mandata e quella di ritorno con conseguente riduzione della portata e considerevoli risparmi nei costi per le pompe di grandi impianti.
- **Dimensione del compressore.** Solitamente gli impianti ad accumulo di ghiaccio hanno compressori di dimensioni limitate ...
- **Costi di manutenzione.** In generale gli impianti ad acqua refrigerata hanno costi di manutenzione più bassi poiché questa può essere fatta da comuni tecnici.
- **Esperienze degli imprenditori e degli operatori.** Gli imprenditori e gli operatori nel settore spesso non hanno nessuna familiarità con impianti ad espansione diretta o a bobine immerse necessari per l'immagazzinamento del ghiaccio.

## 2.4 Accumulo totale o parziale

L'accumulo può essere utilizzato per immagazinare per intero l'energia necessaria al carico, e si parla quindi di accumulo totale; o in alternativa può essere abbinato al chiller per il mantenimento del set point di temperatura, ed in questo caso si ha un accumulo parziale.

### 2.4.1 Accumulo totale

Un sistema di accumulo totale è progettato per immagazzinare preventivamente l'intera l'energia necessaria a soddisfare il profilo di carico, disaccoppiando completamente la produzione dall'utilizzo. Solitamente questa configurazione è vantaggiosa quando il carico presenta picchi molto forti e di durata modesta ma necessita di una accurata stima dell'energia da accumulare. In questo caso infatti è possibile soddisfare il carico senza richiedere energia supplementare dalla rete elettrica e utilizzando degli accumuli non eccessivamente grandi. Inoltre la produzione dell'energia avviene su un intervallo temporale maggiore rispetto al suo utilizzo con conseguente riduzione della potenza istantanea necessaria e con tutti i vantaggi che da ciò ne derivano ( macchine di potenza minore e taglia inferiore dell'impianto di fornitura elettrica).

### 2.4.2 Accumulo parziale

Negli impianti con accumulo parziale il chiller e l'accumulo collaborano al bilanciamento del carico. Il chiller risulta sottodimensionato rispetto al picco di carico. Gli accumuli parziali operano principalmente in due modalità operative

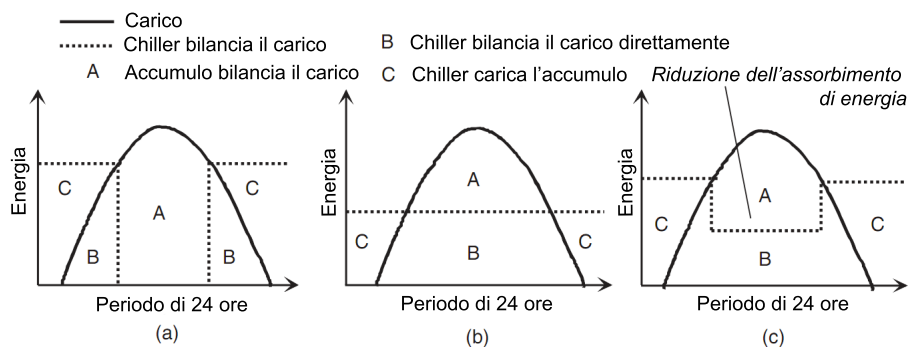


Figura 2.6: Strategie operative: (a) Accumulo totale, (b) Accumulo parziale con livellamento del carico, (c) Accumulo parziale con riduzione dell'assorbimento dell'energia.

- **Livellamento di carico.** In questa modalità la potenza fornita da chiller è costante e l'accumulo va a bilanciare la restante necessità di carico. Soli-

tamente questi sistemi richiedono un investimento limitato dal momento che il chiller continua a lavorare a piena potenza e l'energia da accumulare è di modeste quantità.

- **Riduzione dell'assorbimento di energia.** Una modalità operativa molto spesso utilizzata che tiene conto delle diverse fasce di prezzo associate all'energia elettrica e va a limitare l'assorbimento nelle ore di picco in cui l'energia ha un costo maggiore. In questo caso il chiller funziona a potenza ridotta durante le ore di picco e il soddisfacimento delle richieste di carico è demandato quasi interamente all'accumulo. Diviene importante stimare con una buona precisione il profilo di carico per evitare preventivi scaricamenti dell'accumulo a cui il chiller non potrebbe sopperire essendo sottodimensionato rispetto al picco di carico. Nei giorni in cui la richiesta di carico è più bassa l'accumulo può anche essere usato come accumulo totale.

## Modello dell'impianto

In questo capitolo si modellano i componenti base dell'impianto di climatizzazione in esame. Le variabili di collegamento tra i vari componenti sono rappresentate dalla temperatura del liquido termovettore e dalla sua portata (come suggerito in [21]). In questo modo è sempre possibile identificare la quantità di energia effettivamente trasportata rispetto allo stato dei vari componenti dell'impianto.

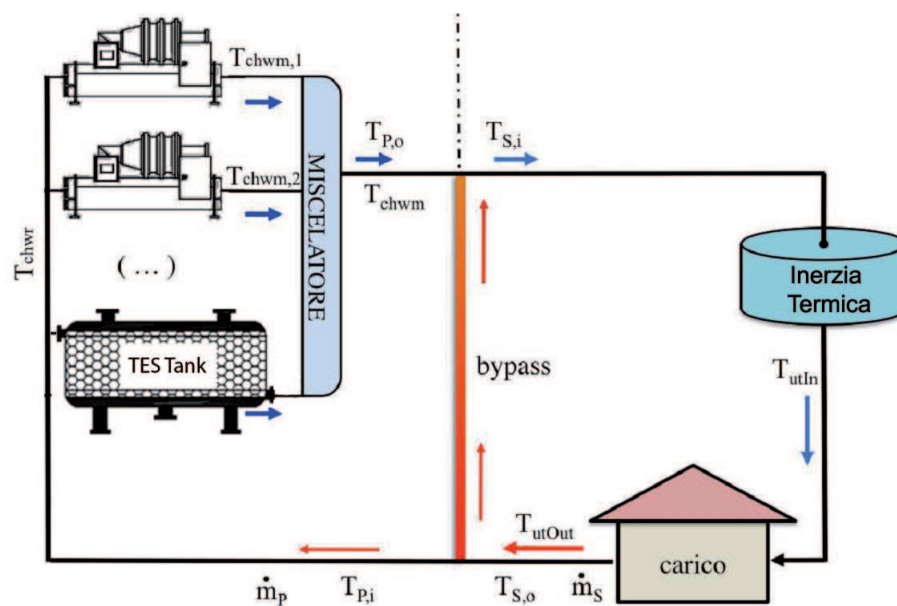


Figura 3.1: Modello esemplificativo dell'impianto

In un generico impianto di condizionamento è possibile individuare tre sezioni principali:

1. **Primario.** Il lato primario rappresenta il ramo di produzione dell'energia, qui trovano luogo i chiller ed i dispositivi di accumulo. Ovviamente sono

possibili diverse configurazioni e strategie di controllo alcune delle quali verranno analizzate al Capitolo 5.

2. **Secondario.** E' il ramo utenza in cui sono presenti i vari carichi del sistema. Nella figura[3.1] si è semplicisticamente considerato il carico concentrato in una unica utenza, la realtà è spesso diversa in quanto al carico contribuiscono varie sezioni dello stabile non contemporaneamente attive facendo sì che la portata al secondario sia variabile. Si è introdotta al secondario anche l'inerzia termica che rappresenta l'azione filtrante che il liquido idronico attua sulle variazioni di temperatura in ingresso.
3. **Bypass.** Dato che entrambe le sezioni possono essere caratterizzate da portate diverse si va ad installare un bypass idraulico che permette di disaccoppiare le due sezioni.

Per simulare l'impianto faremo uso del tool Simulink® che permette un'approccio grafico alla struttura e alla dinamica dell'impianto. Ogni singolo blocco rappresenta un componente dell'impianto di cui nel seguito verranno fornite le equazioni che lo descrivono dinamicamente. Al fine di semplificare la trattazione si introducono delle ipotesi semplificative quali:

- le proprietà termofisiche del liquido idronico sono costanti;
- il liquido termovettore presente nell'impianto si suppone non presente nei vari componenti ma completamente concentrato nell'inerzia termica;
- il liquido idronico è incomprimibile;
- le tubazioni sono adiabatiche.

### 3.1 Bypass e collettore

Nell'impianto HVAC considerato viene usato un ramo di bypass: si tratta di una tubatura che collega il ramo di mandata in uscita dai chiller con il ramo di ritorno che proviene dall'utenza. Si definisce circuito primario la sezione idraulica che comprende le macchine di raffreddamento; il circuito secondario è la sezione idraulica che comprende i sistemi di distribuzione (pompe, collettori) e le utenze. In relazione al rapporto delle portate d'acqua dei circuiti primario e secondario è possibile valutare qualitativamente e quantitativamente gli effetti dell'inserimento del bypass. Il bypass (detto anche ramo disaccoppiatore) permette di gestire le eccedenze o i deficit di flusso proveniente da macchine in parallelo: se al secondario viene richiesto – attraverso le pompe dei vari circuiti – un flusso maggiore rispetto a quello fornito dai rami attivi sul primario, parte dell'acqua di ritorno dall'utenza è forzata attraverso la tubatura di bypass a tornare sul ramo di

mandata. Viceversa, nel caso di flusso eccedente dai chiller, l'acqua di mandata è forzata attraverso la tubatura di bypass ad andare sul ramo di ritorno senza passare per il circuito dell'utenza.

Il bypass è stato completamente modellato permettendo tutti e tre gli stati operativi:

- portata uguale primario e secondario
- portata al primario minore di quella al secondario
- portata al primario maggiore di quella al secondario.

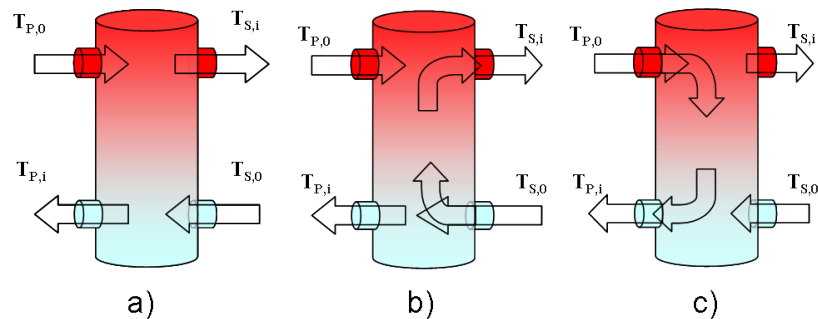


Figura 3.2: Bypass idraulico. a) Portata primario uguale alla portata secondario. b)  $\dot{m}_p < \dot{m}_s$  c)  $\dot{m}_p > \dot{m}_s$

Identifichiamo con  $\dot{m}_s$  [Kg/s] la portata sul lato secondario (utenza) e con  $\dot{m}_p$  [Kg/s] quella al primario. La portata al primario è espressa in funzione del numero di macchine accese e del loro livello di parzializzazione, indicata con  $\dot{m}_{tot}$  suddetta portata, la si può esprimere come:

$$\dot{m}_p = \sum_{i=1}^k \dot{m}_i \quad (3.1)$$

Nella condizione di figura[3.2,a)], posto il regime stazionario, supponendo che non vi siano dispersioni termiche verso l'ambiente, si ha (si omette per semplicità di notazione la dipendenza delle temperature dal tempo):

$$Q_p = \dot{m}_p c_p (T_{Pin} - T_{Pout}) = \dot{m}_s c_p (T_{Sout} - T_{Sin}) = Q_s \quad (3.2)$$

dove con  $Q_p$  e  $Q_s$  si è indicata la potenza termica rispettivamente al lato primario e secondario, e  $c_p$  come precedentemente specificato indica il calore specifico del liquido idronico (4.186 [J/(KgK)]). Per quanto riguarda le temperature si ha:

- $T_{Pout}$ : temperatura acqua in uscita dal primario;
- $T_{Sin}$ : temperatura acqua in entrata al secondario;
- $T_{Pin}$ : temperatura acqua in entrata al primario;
- $T_{Sout}$ : temperatura acqua in uscita al secondario;

**Portate equivalenti** E' bene precisare che la descrizione delle portate in uscita dal disgiuntore sulla base delle sole portate in ingresso relative al primario e al secondario non è rigorosa; le portate d'uscita infatti sono influenzate anche dalla geometria che si assegna al disgiuntore. Osservando la Figura[ 3.2] risulta evidente che quelle che si faranno possono essere considerate buone approssimazioni se le posizioni relative di mandata e ritorno tra primario e secondario sono rispettate.

Se le portate sono equivalenti si ha dunque:

$$\begin{aligned} T_{Pout} &= T_{Sin} \\ T_{Pin} &= T_{Sout} \end{aligned} \quad (3.3)$$

In tal caso il disgiuntore è trasparente alle temperature di mandata e di ritorno tra primario e secondario.

**Portata al primario minore di quella al secondario** Quando non tutte le macchine presenti al primario sono accese<sup>1</sup> si entra nella condizione di figura[3.2,b)], parte dell'acqua proveniente dall'utenza ritorna in mandata al carico. Rimanendo valide le rimanenti ipotesi fatte in precedenza, in questo caso si ha:

$$(T_{Pin} - T_{Pout})\dot{m}_p = (T_{Sout} - T_{Sin})\dot{m}_s \quad (3.4)$$

e, considerando che il flusso proveniente dal ritorno del secondario è maggiore di quello di ritorno al primario vale sempre<sup>2</sup>

$$T_{Pin} = T_{Sout} \quad (3.5)$$

Combinando la (7.7) con la (3.5) si ottiene l'espressione (3.6) per la temperatura dell'acqua di mandata al circuito utenza (secondario) nota quella in uscita dai chiller e quella di ritorno dall'utenza.

$$T_{Sin} = T_{Sout} - \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_s}(T_{Sout} - T_{Pout}) = T_{Sout} - \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_s}(T_{Pin} - T_{Pout}) \quad (3.6)$$

<sup>1</sup>Si è in questa condizione se l'impianto prevede una configurazione in parallelo e non tutte le macchine sono accese.

<sup>2</sup>Fermorestando le considerazioni fatte sopra sulla geometria del disgiuntore.

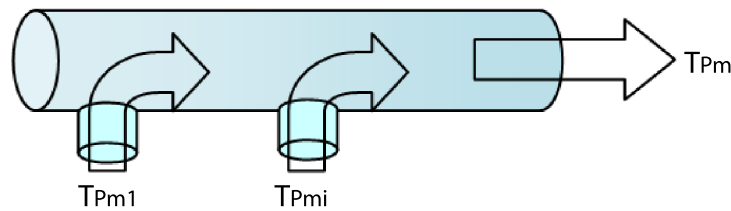


Figura 3.3: Esempio di collettore

La seconda formulazione della (3.6) rende intuitivo il funzionamento del disaccoppiatore quando i flussi non sono equilibrati: la temperatura dell'acqua di mandata del secondario è pari alla temperatura di quella di ritorno a cui è sottratto il salto termico del circuito primario opportunamente pesato dal rapporto tra le portate. La formulazione ottenuta nella ((3.6)) è valida anche nel caso di equilibrio delle portate poiché porge esattamente la (3.3).

**Portata al primario maggiore di quella al secondario** Se il primario lavora alla massima portata ma non tutte le utenze del carico sono attive ci troviamo nella situazione rappresentata in figura[3.2,c)]. In questo caso parte dell'acqua proveniente dal primario viene riciclata sullo stesso circuito. Fermorestando le precedenti considerazioni sulla geometria degli scambiatori si può considerare:

$$T_{Sin} = T_{Pout} \quad (3.7)$$

che combinata nella (7.7) fornisce agevolmente l'espressione (3.8) per la temperatura dell'acqua di mandata al circuito utenza (secondario) nota quella in uscita dai chiller e quella di ritorno dall'utenza.

$$T_{Pin} = T_{Pout} - \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}(T_{Pout} - T_{Sout}) = T_{Pout} - \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}(T_{Sin} - T_{Sout}) \quad (3.8)$$

Le equazioni del bypass sono state implementate in SIMULINK utilizzando una Embedded MATLAB Function, che permette di simulare in un unico blocco tutti e tre i possibili stati di funzionamento del dispositivo.

**Miscelatore** Riferendosi allo schema di figura[3.2] si individuano nel circuito primario i nodi in cui l'acqua in uscita da ciascun chiller va a confluire sulla mandata del circuito stesso. Fisicamente il dispositivo che compie tale operazione è chiamato collettore (esempio in figura 3.3).

Posto il regime stazionario, si impone che la potenza termica entrante nel collettore sia uguale a quella uscente:

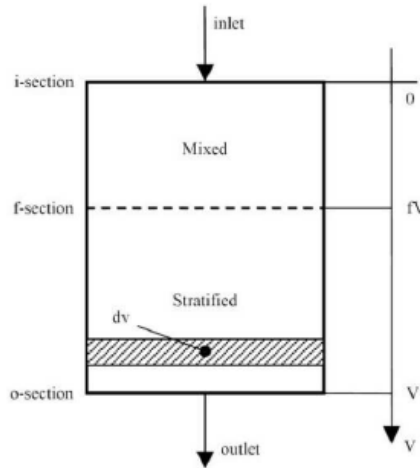


Figura 3.4: Modello del serbatoio con le sezioni di miscelamento e stratificazione

$$\sum_{i=1}^k \dot{m}_i c_p T_{Pm,i} = \dot{m}_{tot} c_p T_{Pout} \quad (3.9)$$

descrivendo quindi completamente il collettore attraverso le equazioni:

$$\begin{aligned} T_{Pout} &= \frac{\sum_{i=1}^k \dot{m}_i T_{Pm,i}}{\dot{m}_{tot}} \\ \dot{m}_p &= \sum_{i=1}^k \dot{m}_i \end{aligned} \quad (3.10)$$

### 3.1.1 Inerzia termica

Questo blocco rappresenta il contenuto d'acqua presente nelle tubature, che invece di essere considerato come un parametro distribuito è considerato come concentrato in un unico punto. Per la modellizzazione dell'inerzia si è fatto riferimento a [26] dato che questa può essere descritta come un serbatoio d'accumulo. L'equazione differenziale che descrive la parte termodinamica del blocco dell'inerzia è la seguente:

$$T_{i,o}(t + \tau_a) + \frac{f_a \rho V_a}{\dot{m}_a} \frac{dT_{a,o}(t + \tau_a)}{dt} = T_{a,i}(t) \quad (3.11)$$

dove  $T_{a,i}(t)$  e  $T_{a,o}(t)$  sono le temperatura di ingresso e d'uscita dell'accumulatore,  $V_a$  il volume di fluido idronico ivi contenuto,  $\rho$  indica la densità del fluido. Nel ricavare la (3.11) il serbatoio è stato schematizzato in due sezioni separate connesse in serie: nella sezione d'ingresso si considera un completo miscelamento dell'acqua, in quella d'uscita si suppone una stratificazione (per effetto della diversa temperatura) del liquido (si veda figura 3.4 per maggior chiarezza).

Il parametro  $f_a$  rappresenta la frazione del volume totale che definisce il punto di separazione delle due sezioni;  $\tau_a$  è la costante di tempo che caratterizza il ritardo

intrinseco del serbatoio. Ovviamente per la parte fluidodinamica del problema si impone che la portata in ingresso sia uguale a quella d'uscita e pari a  $\dot{m}_a$ . Per ottenere la (3.11), in [26] si parte dall'equazione di bilancio dell'energia che, trascurando i termini potenziali e cinetici, porge, per la parte miscelata:

$$\dot{m}_a c_\rho (-T_{a,i}(t) + T_{a,f}(t)) + f_a \rho V_a c_\rho \frac{dT_{a,f}(t)}{dt} = 0 \quad (3.12)$$

dove  $T_{a,f}(t)$  indica la temperatura di uscita. Per la parte stratificata, considerando che in tale sezione non è contemplato il miscelamento, vale invece:

$$T_{a,o}(t) = T_{a,f}(t - \tau_a) \quad (3.13)$$

Combinando l'equazione (3.12) con la (3.13) si ottiene l'equazione (3.11). Trasformando con Laplace la (3.11) si ottiene la funzione di trasferimento dell'accumulatore:

$$W_a(s) = \frac{T_{a,o}(s)}{T_{a,i}(s)} = \frac{e^{-s\tau_a}}{1 + s \frac{f_a \rho V_a}{\dot{m}_a}} \quad (3.14)$$

### 3.1.2 Chiller e carico

Il chiller ed il carico sono differenziati solo dal fatto che uno sottrae calore all'impianto e l'altro lo fornisce. Facendo riferimento per entrambi ad un blocco con un ingresso ed una uscita, è possibile riscrivere la prima legge della termodinamica in forma differenziale come:

$$\dot{m}_k c_\rho (T_{k,i}(t) - T_{k,o}(t)) = \frac{dE_k}{dt} = Q_k \quad (3.15)$$

dove  $\frac{dE_k}{dt}$  rappresenta la variazione dell'energia termica del blocco considerato. Considerando che per il modello fluido-dinamico vale ancora l'uguaglianza sulle portate di ingresso e d'uscita e che per la parte termo-dinamica il contenuto d'acqua all'interno del blocco k-esimo è trascurato la (3.15) può essere considerata con buona approssimazione come il modello del carico e dell'accumulo. La variazione di energia si ricava attraverso la mappatura delle relazioni esistenti tra le variabili di ingresso e quelle di uscita di ciascun componente.

Per il chiller per esempio, si analizza la resa frigorifera in funzione della:

- potenza del chiller,
- temperatura dell'aria
- temperatura di ingresso del liquido refrigerante e
- della portata.

Avvalendosi di prove sperimentali è possibile legare tra loro queste variabili.

I dati sul carico sono ricavati a partire da una serie di simulazioni eseguite con i software specializzati DesignBuilder™ e EnergyPlus™ attraverso le quali si sono ottenuti i comportamenti energetici orari di un edificio tipo, nelle condizioni atmosferiche adeguate alla stagione prevista per i test.

In SIMULINK i dati sono stati inseriti in look up table che permettono (tramite interpolazione) la generazione di un'uscita variabile con continuità nel tempo.

## Modellizzazione dell'accumulo

### 4.1 Introduzione

Un sistema termodinamico può essere modellizzato secondo tre diversi approcci:

- **Fluidodinamico.** Considera le equazioni di trasferimento di calore tra i fluidi caratterizzando una serie di condizioni operative con dei coefficienti. Per esempio la prima descrizione di un accumulo termico ad opera di Lavan e Thompson (1977) correlavano l'efficienza nell'estrazione di energia da un accumulo con i coefficiente di Reynolds ( $Re$ ) e il numero di Grashof ( $Gr$ ). Dove il coefficiente di Reynolds approssima l'effetto della viscosità e delle forze inerziali nei moti convettivi; mentre il numero di Grashof tiene conto degli effetti del galleggiamento.
- **Energetico.** Fa riferimento alla prima legge della termodinamica, fornendo le regole per la stima della quantità di energia e per la sua trasformazione ed interazione con l'ambiente circostante. In molti casi con un approccio di questo tipo si vanno a descrivere gli effetti del miscelamento interno considerando solo gli effetti delle temperature entranti ed uscenti dal sistema.
- **Entropico/Exergetico.** L'ultimo approccio fa riferimento alla seconda legge della termodinamica considerando quindi lo stato di "disordine" di un sistema fisico (entropia) e l'exergia cioè la quantità di lavoro che è possibile estrarre dal sistema rispetto alle caratteristiche dell'ambiente circostante. Questo è l'approccio che seguono Rosen e Dincer in [2], che permette anche un confronto altrimenti non univocamente realizzabile tra i vari sistemi di accumulo e i loro livelli di efficienza.

Solitamente le equazioni di trasferimento del calore divengono rilevanti nel momento in cui si è interessati a come avviene lo scambio di calore all'interno degli

accumuli, nel caso specifico illustrato in [10] si va a valutare l'influenza che la dimensione delle sfere hanno rispetto al tempo di carica dell'impianto. In questo caso è indispensabile considerare le modalità di propagazione del calore e quindi sono necessarie informazioni aggiuntive come la perfetta conoscenza della geometria degli scambiatori, i coefficienti di scambio termico dei materiali utilizzati, la densità dei fluidi, etc. A seconda degli scopi vengono utilizzati modelli più o meno precisi. Per esempio in [12] si utilizza un approccio misto fluidodinamico ed energetico per una modellizzazione accurata dell'accumulo che tenga conto anche del ritardo nella cristallizzazione del ghiaccio. In [13] si introduce nel modello dell'Internal Melt anche la diversa densità tra acqua e ghiaccio in fase di scarica al fine di evidenziare il diverso rendimento in funzione dello spessore dell'anello d'acqua che si forma intorno allo scambiatore durante la scarica.

Solitamente ad un modello di accumulo più accurato corrisponde una validazione sperimentale attraverso impianti opportunamente modificati con una rete di sensori. Non essendo scopo di questa tesi la validazione di un modello di un sistema d'accumulo quanto piuttosto il suo controllo nel seguito ci si limiterà ad una modellizzazione basata sulla prima legge della termodinamica che permette una trattazione più semplice che comunque ben si adatta ai nostri scopi. Si è fatto riferimento agli accumuli di tipo latenti invece che sensibili poiché questi, offrendo un'ottima capacità d'accumulo in un ridotto spazio, ben si prestano all'aggiornamento di vecchi impianti o alla loro espansione. Altresì, la possibilità di ripartire su un intervallo temporale maggiore la carica e quindi di utilizzare un chiller di dimensioni più contenute stimola la ricerca verso l'applicazione di queste tecnologie anche in impianti di tipo domestico. Alcuni studi in tal senso sono stati evidenziati in [18, 17, 16, 15]. In una visione lungimirante si può pensare di utilizzare degli accumuli opportunamente modificati per immagazzinare ghiaccio per il raffrescamento nei periodi estivi e accumulare calore per il riscaldamento durante i periodi invernali.

## 4.2 Equazioni dell'accumulo

Le variabili di interesse nella descrizione di un impianto d'accumulo sono rappresentate dalla temperatura interna dell'acqua, dalla portata e dall'energia accumulata. Per quanto concerne l'energia nelle schede tecniche degli accumuli di ghiaccio si fa riferimento alla sola componente latente in quanto in questa si concentra la maggior parte dell'energia disponibile nell'accumulo. L'accumulo è considerato come un sistema termodinamico aperto dato che avvengono scambi di energia attraverso il fluido termovettore.

Riferendoci ad un accumulo di ghiaccio la modellizzazione dovrà considerare tre stati di funzionamento:

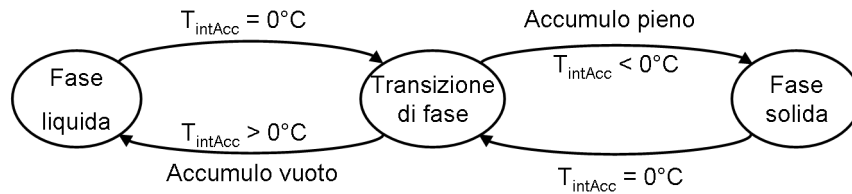


Figura 4.1: Fasi di funzionamento di un accumulo di ghiaccio.

- **Fase liquida.** Definiamo questo come lo stato iniziale del sistema in cui la temperatura interna è superiore agli  $0^{\circ}\text{C}$ . Per semplicità in questo caso l'accumulo si definisce scarico.
- **Transizione di fase.** Inizia qui la formazione del ghiaccio all'interno dell'accumulo. Questa rappresenta per i nostri scopi la fase più importante poichè è qui che il sistema si troverà a lavorare durante il suo normale ciclo di funzionamento. In questa fase la temperatura resterà costantemente a  $0^{\circ}\text{C}$ .
- **Fase solida.** In questo caso l'accumulo è completamente carico cioè tutta l'acqua al suo interno risulta completamente ghiacciata, e la sua temperatura ricomincia a variare in funzione del calore scambiato.

La definizione degli stati precedenti è molto utile poichè in funzione dell'accumulo considerato il completamento della carica e scarica corrisponde a situazioni diverse. Per esempio se considerassimo un accumulo del tipo External Melt non si dovrebbe mai arrivare al completo congelamento dell'acqua poichè come abbiamo visto è indispensabile che venga mantenuto un canale d'acqua tra le bobine indispensabile per la fase di scarica; in questo caso nella modellizzazione bisognerebbe introdurre una descrizione che tenga conto anche di questa eventualità e vada a penalizzare la fase di scarica. Per semplicità nella trattazione nel prosieguo si fa riferimento ad un accumulo di tipo Internal Melt Ice on Coil, questo accumulo infatti permette il completo congelamento dell'acqua e nel caso in cui, a transizione di fase avvenuta, si continui a fornire energia questa verrebbe accumulata sotto forma di energia sensibile così realmente avviene per questo tipo di accumuli. Questa caratteristica in fase di controllo ci permetterà una modellizzazione più semplice poichè ci evita di dover stimare la quantità di ghiaccio

presente nell'accumulo controllando il livello di carica e scarica direttamente in funzione della temperatura interna.

L'accumulo può essere descritto sulla base della sua energia interna e delle relazioni che la legano alla temperatura interna in funzione dello stato a cui si trova il sistema. Considerando i calori specifici e latenti è possibile esprimere la temperatura in funzione dell'energia come:

$$T(U) = \begin{cases} \frac{U}{M \cdot cp_L}, & U > 0 & (Liquida) \\ 0, & -M_f \cdot M < U < 0 & (Transizione) \\ \frac{U + M_f \cdot M}{M \cdot cp_S}, & U < -M_f \cdot M & (Solida) \end{cases} \quad (4.1)$$

dove  $U$  [J] rappresenta l'energia immagazzinata nell'accumulo,  $M$  [kg] la massa d'acqua presente nell'accumulo, i coefficienti  $cp_S$  e  $cp_L$  [ $J \cdot Kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ] rappresentano i calori specifici rispettivamente per la fase solida e liquida.

Facendo riferimento al primo principio della termodinamica l'equazione di bilancio energetico può essere descritta come somma di una componente dispersa con l'ambiente esterno ed una scambiata tra l'accumulo e il fluido termovettore come:

$$\frac{dU}{d\tau} = \dot{Q}_{dispersa} + \dot{Q}_{scambiata} \quad \left[ \frac{J}{s} \right] \quad (4.2)$$

La componente dispersa si esprime come funzione dell'energia nominale dell'accumulo<sup>1</sup> ( $Q_{acc}$ ) e del fattore di dispersione oraria  $Fd$  che rappresenta un parametro specifico del sistema attraverso il quale si considera il livello di isolamento dell'accumulo rispetto all'ambiente circostante. Va da se che la dispersione a cui è sottoposto il sistema è strettamente correlata alla temperatura dell'ambiente esterno, pertanto l'energia dispersa deve essere espressa in funzione del salto termico tra la temperatura dell'ambiente esterno  $T_{Air}$  e quella interna dell'accumulo  $T(U)$ . Una possibile equazione per la componente dispersa che tiene in conto quanto appena descritto risulta:

$$\dot{Q}_{dispersa} = \frac{Fd}{3600} \cdot Q_{acc} \cdot \frac{(T_{Air} - T(U))}{\Delta T_{nom}} \quad \left[ \frac{J}{s} \right] \quad (4.3)$$

dove il coefficiente di dispersione oraria è riportato in secondi e il salto termico è stato normalizzato rispetto al salto termico nominale  $\Delta T_{nom}$  rispetto al quale  $Fd$  è stato calcolato. L'espressione 4.3 può essere riscritta in una forma più compatta

---

<sup>1</sup>L'energia nominale dell'accumulo  $Q_{nom}$  è espressa come la capacità latente dell'accumulo, e cioè l'energia necessaria affinché avvenga la transizione di fase (liquida<->solida) per tutta l'acqua presente nell'accumulo.

come:

$$\dot{Q}_{dispersa} = (T_{Air} - T(U)) \cdot K_{AT} \left[ \frac{J}{s} \right] \quad (4.4)$$

Per quanto riguarda l'energia scambiata è bene notare che le bobine all'interno del quale circola il fluido termovettore sono a tutti gli effetti degli scambiatori. Si potrebbe quindi pensare di far riferimento alle formule che descrivono il funzionamento di questi ultimi per ricavare l'energia scambiata in un istante di tempo che dipenderebbe dai parametri fisici del sistema quali la superficie di scambio ( $A$ ), il coefficiente di scambio termico ( $\mathcal{U}$ ), la temperatura dell'accumulo e quella di ingresso del liquido refrigerante. Ovviamente questi valori sono strettamente legati alla tipologia di accumulo considerato e ai parametri fisici della specifica realizzazione. Di norma questi parametri costruttivi sono dimensionati dai costruttori in funzione delle specifiche esigenze richieste, o in alternativa possono essere ricavati attraverso misure accurate sul sistema in esame. Al fine di semplificare la trattazione considereremo che l'accumulo sia in grado di assorbire buona parte dell'energia entrante in funzione di un coefficiente di rendimento  $\varepsilon(U)$  dipendente dall'energia accumulata. In questo modo si tiene conto del diverso rendimento in fase di scarica all'allargarsi dell'anello d'acqua intorno allo scambiatore, mentre per la fase di carica si considera un coefficiente di rendimento costante. Tenendo conto delle considerazioni appena fatte, la componente di energia scambiata può essere espressa come:

$$\dot{Q}_{scambiata} = \varepsilon(T) \cdot (T_{in} - T(U)) \cdot \dot{m}_{in} \cdot c_{pr} \left[ \frac{J}{s} \right] \quad (4.5)$$

Dal punto di vista simulativo realizzando la 4.1 e la 4.5 tramite due EMBEDDED MATLAB FUNCTION è poi possibile combinare le equazioni precedenti in un modello simulink che descriva le varie fasi di funzionamento dell'accumulo.



## Logiche di controllo

In questo capitolo si introdurranno le basi per la regolazione dei chiller e verranno approfondite le logiche di regolazione dei sistemi con accumulo, mostrandone alcune configurazioni possibili e le diverse strategie di controllo.

### 5.1 Regolazione dei gruppi frigoriferi

La regolazione di un chiller è uno step molto importante nei sistemi di condizionamento. Infatti una cattiva regolazione porta ad accensioni e spegnimenti frequenti che nella migliore delle ipotesi inducono un discomfort e nel caso peggiore alla rottura della macchina. Purtroppo la regolazione della macchina non è facilmente attuabile a priori perchè i parametri necessari spesso non sono completamente noti. La stessa capacità di regolazione e l'efficienza ai carichi parziali di un refrigeratore dipendono fortemente dal liquido refrigerante impiegato, dall'architettura del circuito frigorifero e dal tipo e dal numero di compressori utilizzati. Naturalmente sono possibili logiche di controllo multi-chiller che hanno il vantaggio di sfruttare una pluralità di macchine i cui gradini di parzializzazione permettono complessivamente una migliore efficienza dell'impianto. Tuttavia nel seguito verrà illustrato il problema del controllo su un solo chiller poichè più utile per i nostri scopi. È bene notare che dati due impianti simili, diverse tecniche di regolazione portano ad efficienze generali differenti, sia dal punto di vista energetico che da quello legato al comfort.

Per regolazione di un chiller si intende la gestione di quel processo che porta all'erogazione di un determinato quantitativo di potenza, ovvero al soddisfacimento di un certo carico frigorifero. Le grandezze osservabili che coinvolgono dinamicamente tale processo sono la portata, la temperatura di mandata e di ritorno dell'acqua che viene raffreddata dal chiller (oltre a quei parametri che ca-

ratterizzano l'impianto o l'ambiente). L'erogazione di potenza della macchina può essere regolata con tecniche continue o discrete. Se l'accensione e lo spegnimento dei compressori è gestita con logica relay, nei chiller di medio-grandi dimensioni l'erogazione di potenza è modulabile fino al 20% di parzializzazione rispetto alla capacità nominale. La scelta del tipo di regolazione dipende dal tipo di compressore installato più che dal progettista. Le uniche macchine regolate in maniera continua sono quelle con compressori a vite, centrifughi e alcune macchine con evaporatori ad espansione diretta che utilizzano piccoli inverter.

Nella trattazione seguente considereremo il chiller dotato di una pompa per la circolazione dell'acqua da refrigerare che viene attivata assieme al chiller. Il mantenimento del set point di temperatura da parte del chiller viene gestito localmente secondo una logica a relè (on-off). A tal proposito è necessario un approfondimento sulla logica di controllo locale della singola macchina refrigerante. L'argomento della regolazione in apparenza semplice risulta complesso sostanzialmente per due motivi [25]:

- per comprendere la logica di regolazione di un gruppo frigorifero è fondamentale un approccio rigoroso che richiede informazioni non sempre note o disponibili;
- i costruttori utilizzano logiche differenti.

Si vuole sottolineare come la conoscenza delle logiche di controllo sia determinante per ottenere dal gruppo frigorifero le prestazioni desiderate: rappresenta infatti il linguaggio attraverso il quale è possibile attuare la macchina.

### 5.1.1 Logiche di controllo locali

A causa della regolazione a gradini la temperatura di uscita dalla macchina oscilla tra due valori limite: quello inferiore, raggiunto il quale il singolo gradino viene disattivato e quello superiore, raggiunto il quale il singolo gradino viene attivato. La differenza tra questi due valori limite si definisce differenziale e il suo valore influenza l'oscillazione della temperatura, e di conseguenza le accensioni del compressore. I parametri che influiscono nella regolazione dei gruppi frigoriferi sono

- il salto termico dell'acqua<sup>1</sup> nello scambiatore, ovvero la differenza di temperatura dell'acqua tra ingresso e uscita;
- il set point di temperatura impostato alla macchina,

---

<sup>1</sup>Per acqua si intende il liquido frigorifero a cui nella presente descrizione ci si riferisce con il termine acqua.

- il differenziale.

Mentre il differenziale ed il set-point sono impostati in fase di progetto, il salto termico  $\Delta T$  è un parametro esterno alla macchina che può variare durante il funzionamento della macchina in base alle condizioni di esercizio, essendo dipendente dallo scambiatore utilizzato (e quindi la sua capacità di scambiare energia). Una volta stimato il suo valore nella condizione di utilizzo, si può implementare il controllo in modo da ottenere un differenziale adeguato alle prestazioni richieste. Il differenziale è impostato in funzione del salto termico della macchina e del tipo di controllo che viene effettuato che può essere sulla mandata o sul ritorno.

Rimandando a [24, 25] per una descrizione approfondita delle due modalità, ci limitiamo qui a sottolineare che i due tipi di controllo si differenziano per la temperatura rispetto alla quale è calcolato il differenziale. In figura (5.1) è presentato un diagramma descrittivo del funzionamento di un gruppo frigorifero con un solo gradino di parzializzazione, nel quale è possibile osservare il comportamento delle temperature in gioco: si ha la temperatura d'ingresso all'evaporatore nell'asse delle ascisse e la temperatura di uscita nell'asse delle ordinate.

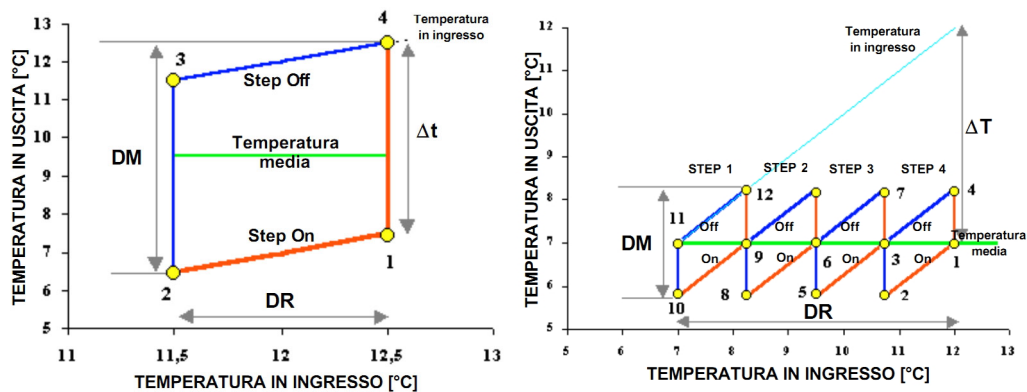


Figura 5.1: Diagramma di regolazione di un gruppo frigorifero con uno o due gradini di parzializzazione.

Partendo dalla situazione nella quale la macchina lavora a pieno carico, con temperatura d'ingresso a 12,5°C, qualora il salto termico  $\Delta T$  sia di 5°C, la temperatura di uscita è pari a 7,5°C (punto 1). Se il carico richiesto è inferiore alla potenza fornita dal gruppo frigorifero, diminuisce la temperatura d'ingresso all'evaporatore e di conseguenza anche quella di uscita. Quando la temperatura d'ingresso è pari a 11,5°C, la temperatura di uscita è pari a 6,5°C (punto 2) e la macchina si spegne (tratto blu). Dato che la potenza frigorifera si annulla, la temperatura d'uscita diviene pari a quella d'ingresso e se il carico rimane costante

la temperatura di ritorno inizierà ad aumentare a causa del mancato bilanciamento della potenza richiesta. Quando la temperatura in ingresso al chiller supera i 12,5°C (punto 4) la macchina riparte. Nel caso di macchine a parzializzazione di carica la logica di controllo rimane inalterata con la sola differenza che la potenza non passa subito a zero ma si riduce di un gradino per volta; restando inalterata la portata d'acqua, anche il salto termico  $\Delta T$  che il chiller è in grado di fare verrà ridotto creando dei cicli come mostrati in figura(5.1).

Nel seguito si farà riferimento alle macchine con regolazione della mandata poiché queste garantiscono prestazioni buone anche con carichi parziali, assicurando una temperatura media costante.

## 5.2 Dimensionamento dell'impianto per la parzializzazione di carico

### 5.2.1 Considerazioni di Progetto

Gli impianti di accumulo termico devono essere accuratamente progettati per sopperire ai carichi termici. In quest'ottica una buona conoscenza del profilo di carico è indispensabile oltre che all'analisi delle performance dell'accumulo inserito nel ciclo di raffreddamento. Un impianto sottodimensionato è limitato nella capacità di soddisfare le richieste di carico provocando discomfort climatici; d'altra parte un sistema sovradimensionato causa una diretta riduzione dei vantaggi economici a causa delle perdite che vengono introdotte dal non completo utilizzo dell'energia accumulata. Il calcolo del profilo di carico e il dimensionamento del sistema sono stati discussi da Dorgan e Elleson (1993). Dal momento che le prestazioni di un impianto di accumulo termico variano in funzione della quantità di carico accumulato e del tasso di scarica, il dimensionamento dell'impianto è strettamente correlato allo specifico profilo di carico a cui lo stesso è sottoposto e non è possibile una generalizzazione sempre valida. Un sistema di accumulo deve essere controllato secondo due logiche di controllo temporali, una di carica che nel nostro caso avverrà di notte quando i costi dell'energia sono più bassi ed una di scarica, anche se anche questo assunto è strettamente correlato al profilo di carico, infatti in impianti in cui il carico è presente anche nelle ore notturne si progettano sistemi d'accumulo in cui il chiller produce continuamente energia con il miglior rendimento possibile e i surplus di produzione vengono accumulati per essere usati quando le circostanze lo richiedono.

### 5.2.2 Profilo di carico

Il profilo di carico utilizzato si basa sulla stima fornita dal Simmini in [5] dove, per risolvere il problema predittivo utilizza un approccio basato sulle reti neurali. Per l'identificazione del modello si utilizza un approccio "black-box"<sup>2</sup>. Il modello

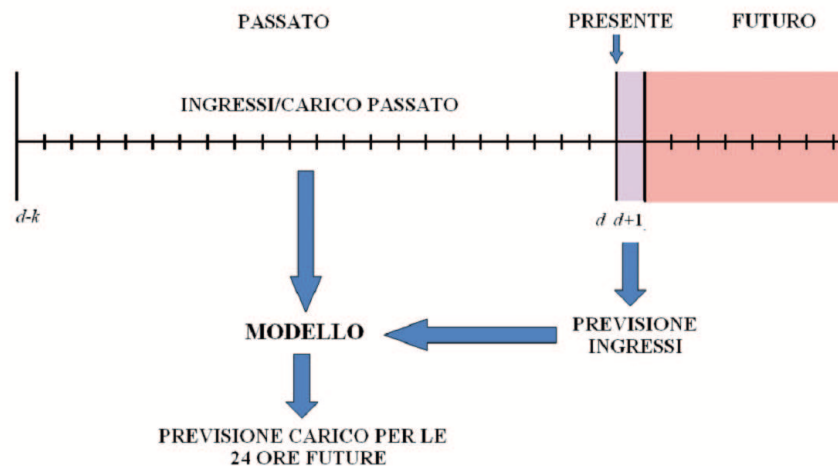


Figura 5.2: Schema di funzionamento dell'algoritmo di previsione del carico.

è di tipo MISO<sup>3</sup> (multi input, single output) in cui viene fornita una stima del carico per le successive 24 ore in funzione delle misure precedenti. Le misure prese in considerazione per la stima sono:

- apporti di occupazione;
- apporti di illuminazione;
- apporti computer e/o altre macchine;
- apporti solari;
- temperatura esterna a bulbo umido;
- temperatura esterna a bulbo secco;
- potenza e programma di ventilazione.

Dai risultati sperimentali si evince che la stima del carico effettuata con questo metodo consente un errore di previsione con un errore percentuale medio del 5%. Quindi considerando un picco di carico di 250 kW si ha un errore che mediamente si attesta intorno ai 12.5 kW.

<sup>2</sup>Si conoscono gli ingressi e le uscite ma non è data alcuna informazione sul modello da identificare.

<sup>3</sup>Non disponendo delle misure di un impianto vero si fa riferimento ai valori ottenuti tramite il simulatore Design Builder.

### 5.2.3 Dimensionamento

Le due logiche di controllo (fase di carica e scarica) nel caso in esame sono ben distinte in quanto durante la notte il sistema non presenta carichi. Per questo motivo è stata adottata una configurazione del tipo mostrato in figura (5.3) in cui è stato considerato un chiller secondario di potenza pari a 140 kW utilizzato nelle ore notturne per caricare l'accumulo e un chiller di base che invece viene utilizzato per coadiuvare l'accumulo nella produzione di energia frigorifera. Sulla base del profilo di carico si è scelto un chiller di potenza pari a .

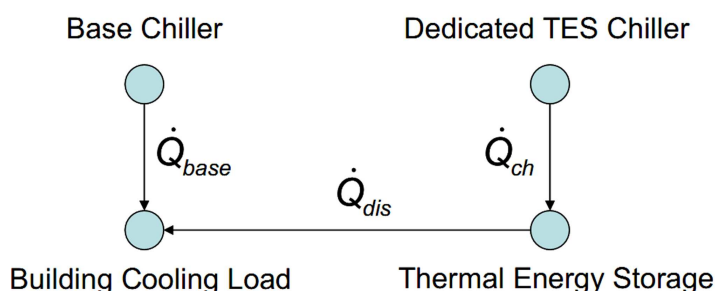


Figura 5.3: Configurazione dei chiller

## 5.3 Configurazioni d'impianto con accumulo

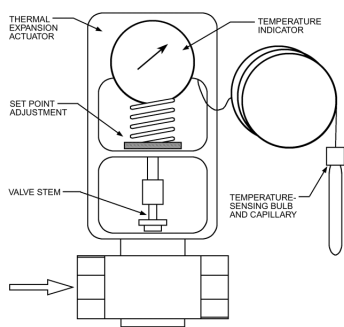


Figura 5.4: Valvola termoregolata

Nelle configurazioni che seguono un ruolo fondamentale è ricoperto dalla valvola di regolazione a tre vie, questa permette la miscelazione tra due flussi d'ingresso attraverso la modulazione complementare della portata d'ingresso: in altri termini se la valvola è chiusa solo il primo dei due flussi viene fatto passare, se invece è completamente aperta è il secondo fluido che raggiunge l'uscita. Attraverso la regolazione

dell'apertura della valvola si può di ottenere in uscita la temperatura desiderata. Questo tipo di valvola è una di tipo termoregolato composta da una **sonda** per la misurazione del segnale di temperatura. Un **controllore** (non necessariamente) elettronico che fornisce il valore dell'apertura della valvola in funzione della temperatura misurata e da un **attuatore** che permette l'apertura e la chiusura della valvola. Negli schemi che seguono la valvola V2 è necessaria solo nel caso in cui si voglia recuperare l'energia in eccesso attraverso un ricircolo sul primario,

condizione che permette anche la carica dell'accumulo contemporaneamente al soddisfacimento del carico.

Nel seguito sono mostrate alcune configurazioni serie e parallelo in cui il chiller utilizzato per la carica viene utilizzato anche durante il normale funzionamento dell'impianto.

### 5.3.1 Configurazione serie

Una delle configurazioni più comuni prevede la connessione in serie del chiller e dell'accumulo come mostrata in figura(5.5).

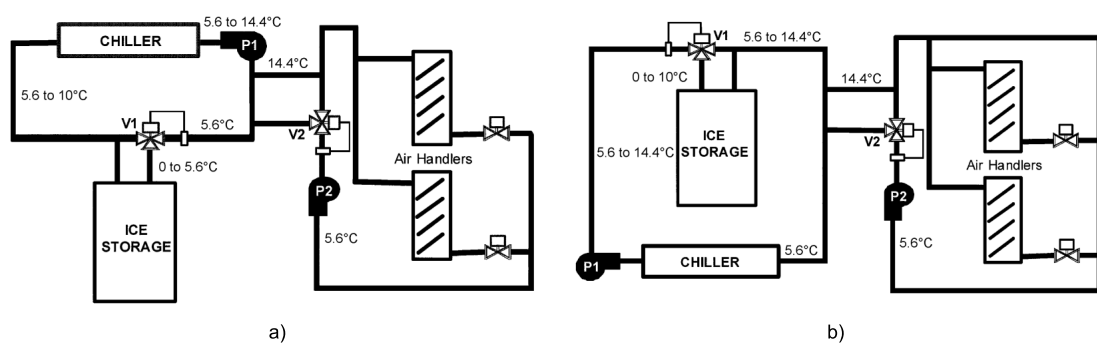


Figura 5.5: Schema di collegamento in serie di chiller e accumulo con a) Chiller a monte dell'accumulo b) Chiller a valle dell'accumulo.

Questo tipo di configurazione permette diversi vantaggi.

- Non richiedono di cambiare la direzione del flusso durante la carica. Questo accorgimento è consigliato dai produttori
- Possono essere implementati facilmente tutti i modi operativi (- Priorità chiller - Priorità accumulo - Solo chiller / accumulo - Parzializzazione di carico ).
- Possibilità di caricare l'accumulo e sopperire al carico contemporaneamente tramite la valvola V2.

Nelle configurazioni in parzializzazione di carica la potenza del chiller può essere scelta in un range che va dal 40% al 70% della potenza di picco. A causa del sotto dimensionamento dei chiller il differenziale di mandata può essere aumentato fino ad 11°C invece dei soliti 5°C

- a) **Chiller a monte dell'accumulo.** In questa configurazione mostrata in figura(5.5,a) il chiller, lavorando a temperature dell'evaporatore superiori potrebbe causare un preventivo scaricamento dell'accumulo. Impostando infatti il set point del chiller a valori più alti rispetto al set point di mandata si va a sbilanciare l'onere del carico maggiormente sull'accumulo limitando la capacità futura di fare fronte ai picchi. Per contro, fissando la temperatura del chiller ad un valore più basso rispetto a quello del mandata l'accumulo interviene solo marginalmente alla compensazione del carico, impedendone la completa scarica.
- b) **Chiller a valle dell'accumulo.** In questa configurazione l'utilizzo dell'accumulo è massimizzato a spese del chiller che invece lavora prevalentemente in parzializzazione di carico. Attraverso un supervisore sarebbe possibile modificare i valori dei set point, al fine di bilanciare meglio il carico. Alternativamente è possibile spostare il sensore della valvola V1 in modo che misuri la temperatura di uscita dell'acqua dal chiller e si possa bilanciare il carico in eccesso dal chiller.

### 5.3.2 Configurazione parallelo

Questa configurazione non è molto comune tuttavia ci sono dei casi particolari in cui risulta vantaggiosa.

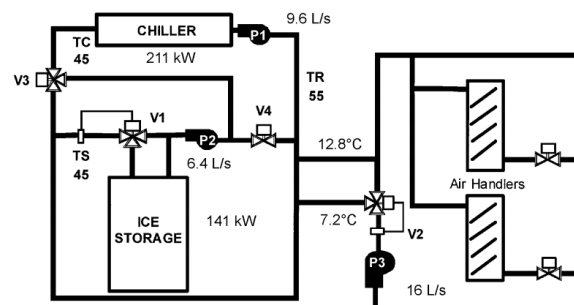


Figura 5.6: Schema di collegamento in parallelo di chiller e accumulatore.

Rispetto alla configurazione serie prevede una più complessa gestione del ciclo di carica che infatti prevede l'inversione dei flussi tramite la valvola V3. Questa configurazione è spesso usata per implementare in maniera semplice configurazioni di controllo con fornitura di potenza proporzionale. In questa modalità il carico viene ripartito equamente tra il chiller e l'accumulo. Tuttavia se la ripartizione

delle potenze è fatta sulla base della potenza di picco il chiller potrebbe risultare sottocaricato nel normale funzionamento; per ovviare a questo problema è possibile spostare il sensore della V2 sulla mandata del parallelo o utilizzare una pompa a portata variabile per il chiller.

## 5.4 Metodi operativi

Un metodo operativo è definito attraverso una specifica sequenza di operazioni che stabilisce quali apparecchiature devono essere impiegate, i valori per i riferimenti di temperatura, lo stato di ogni valvola di controllo, e qualsiasi altra informazione necessaria a definire le operazioni da eseguire nella prescelta metodologia operativa.

### 5.4.1 Carica dell'accumulo (senza carico)

Le sequenze di controllo per la carica dell'accumulo sono generalmente facilmente definibili. Tipicamente in questa modalità i chiller operano a piena potenza, con un set point di temperatura costante e una portata costante. La carica comincia in un determinato momento e continua fino a quando l'accumulo è considerato completamente carico oppure quando il tempo di carica è terminato. In questo scenario tutti i dispositivi sono utilizzati per caricare l'accumulo.

### 5.4.2 Carica dell'accumulo con asservimento del carico

Questa modalità è più complessa rispetto alla modalità precedente, ma diviene indispensabile in quei sistemi in cui l'accumulo deve essere caricato anche in presenza del carico, come ad esempio negli ospedali o nei centri di raccolta dati. In questa modalità tutti i chiller e le apparecchiature designate alla produzione di "freddo" vengono utilizzate a potenza piena. Il surplus di energia rispetto alle necessità del carico è deviato verso l'accumulo.

### 5.4.3 Scarica con accumulo totale

Una sequenza di controllo per in questa modalità è generalmente semplice. I chiller non sono azionati e l'intera energia accumulata viene utilizzata per il carico.

### 5.4.4 Scarica con parzializzazione di carico

La sequenza di controllo in questa modalità ha il compito di regolare contemporaneamente la potenza fornita dal chiller e quella fornita per bilanciare il carico.

Questa è una modalità più articolata delle altre poichè entrano in gioco più variabili quali: le apparecchiature che devono operare e con quale potenza. Anche se è possibile utilizzare la parzializzazione di carica anche per accumuli con acqua calda, solitamente questa modalità operativa è generalmente utilizzata nei sistemi di accumulo del freddo che possono essere controllati secondo tre modalità: a priorità del chiller, priorità d'accumulo e controllo con rapporto costante.

1. **Controllo a priorità del chiller.** In questa modalità la potenza frigo è fornita principalmente dal chiller il quale viene fatto lavorare principalmente alla potenza massima. Il resto dell'energia necessaria al soddisfacimento del carico viene fornita dall'accumulo. Il controllo a priorità di chiller può essere implementato con qualunque configurazione dell'accumulo; tuttavia molto più comunemente lo si utilizza in serie con il chiller a monte dell'accumulo. Un semplice metodo di implementazione consiste nell'impostare entrambe le temperature, quella del chiller e quella di scarica dell'accumulo, uguali al set-point fissato per la temperatura dell'acqua di mandata. Il chiller, a monte, si occuperà di fornire l'energia necessaria al soddisfacimento del carico, nel momento in cui la sua potenza non sarà più sufficiente la temperatura di uscita aumenterà oltre il set-point impostato causando l'attivazione dell'accumulo. È importante notare che gli errori nel rilevamento della temperatura a valle possono causare un utilizzo dell'accumulo prima che la sia fornita la massima potenza del chiller. In questa condizione, senza un adeguato sistema di supervisione, sia l'accumulo che il chiller forniscono energia, causando un esaurimento prematuro (l'energia dell'accumulo non è più disponibile impedendo il soddisfacimento dei picchi di carico).
2. **Controllo a priorità di accumulo.** Questa modalità tiene conto del massimo fattore di scarica dell'accumulo. Quando il carico supera questo valore viene attivato il chiller. Un controllo non ottimale può portare all'incapacità di fornire la corretta energia frigorifera o a picchi improvvisi di richiesta della stessa.
3. **Controllo proporzionale.** In questo caso l'accumulo e il chiller forniscono con un fattore costante una parte dell'energia necessaria al carico. In risposta al cambiamento delle condizioni di carico il coefficiente proporzionale di energia delle macchine può essere modificato. Solitamente la ripartizione è effettuata andando a modificare la portata delle macchine sulla base della misura del tasso di scarica, dei limiti imposti all'assorbimento di energia elettrica o del livello della quantità d'accumulo. In questa configurazione quindi è opportuno installare un chiller che sia in grado di lavorare in queste condizioni operative.

4. **Controllo con limitazione d'assorbimento.** Questa strategia può essere applicata ad una qualunque delle sequenze menzionate. Questo metodo di controllo cerca di limitare l'assorbimento di energia elettrica attraverso l'impostazione di una potenza massima per il chiller. Questo settaggio è attuato attraverso la regolazione della temperatura di set-point del chiller stesso. Poiché la potenza elettrica assorbita dal chiller può costituire una significativa porzione della domanda complessiva del sistema, grazie a questa sequenza di controllo, sono possibili grandi risparmi economici. Il valore limite dell'assorbimento può essere prefissato o può cambiare in risposta a variazioni dei costi dell'energia. Le limitazioni nell'assorbimento sono generalmente più efficaci quando la potenza del chiller è controllata in rapporto all'assorbimento complessivo dell'impianto<sup>4</sup> e non solo quello relativo al raffrescamento. Questa strategia può essere applicata anche all'accumulo, modificando in questo caso il coefficiente di scarica del sistema piuttosto che il suo assorbimento elettrico che è costante e dipendente solo dalla pompa di circolazione. Similmente a quanto visto nella limitazione della potenza del chiller, per assicurare (nei sistemi a priorità d'accumulo) una sufficiente energia durante l'intero ciclo di scarica si limita l'energia fornita nel tempo dall'accumulo

---

<sup>4</sup>Andrebbero considerati quindi anche i carichi elettrici legati all'illuminazione e all'utilizzo tutte le utenze.



## Tecniche di controllo predittive

### 6.1 Introduzione

Il controllo predittivo rappresenta una delle più avanzate tecniche di controllo digitale in campo industriale. Comunemente indicato con la sigla MPC (Model Predictive Control) è un controllo basato sulla conoscenza di un modello dell'impianto. Alla fine degli anni settanta in ambito industriale (soprattutto nell'industria chimica), avendo poi una considerevole evoluzione fino ai giorni nostri. Sfruttando la conoscenza del modello è possibile generare una serie di azioni di controllo, tra le quali viene scelta solo quella che minimizza una determinata funzione di costo. I componenti che contraddistinguono un controllore MPC sono quindi individuabili nel:

1. **Predittore.** Il predittore fornisce la stima dell'andamento delle variabili di interesse lungo un futuro intervallo temporale (*intervallo di predizione*).
2. **Ottimizzatore.** Si occupa di determinare l'ingresso di controllo ottimo minimizzando sull'intervallo di predizione un opportuno indice di costo e fornendo il valore delle variabili di attuazione lungo un prefissato intervallo temporale (*intervallo di controllo*).
3. **Orizzonte Mobile.** Ad ogni istante temporale gli intervalli di controllo e di predizione sono traslati in avanti di un passo lungo l'asse dei tempi, e dell'intera sequenza degli ingressi stabiliti per tutto l'intervallo di predizione, si applica solo il valore relativo al primo passo, ripetendo iterativamente il ciclo per il calcolo di ogni nuovo ingresso.

Rispetto ai controllori tradizionali in cui le uscite dipendono direttamente dagli ingressi sulla base di guadagni precalcolati il controllo predittivo permette

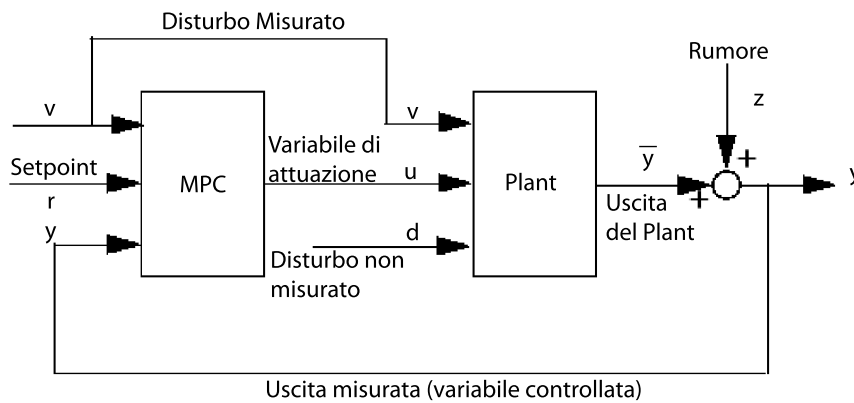


Figura 6.1: Schema a blocchi di un controllo di tipo MPC

un controllo su un orizzonte temporale finito, quindi il controllo è di tipo anticipativo mentre la retroazione è data dal ricalcolo degli ingressi di controllo in funzione dei nuovi ingressi misurati. Ovviamente esistono diversi tipi di controllori MPC con diverse realizzazioni delle varie parti costituenti (modello utilizzato, predittore, funzione di costo, ottimizzatore..) ma in ogni caso la logica di attuazione del controllo resta la medesima. Lo sviluppo dei controllori MPC è risultato abbastanza anomalo rispetto a quello delle altre tecniche di controllo tradizionali. Il grande successo industriale che ha contraddistinto questa tecnica di controllo ha determinato infatti un gap tra gli studi teorici e quelli sperimentali facendo sì che venisse impiegato su impianti senza che potesse essere assicurata la stabilità del sistema in anello chiuso, distanza colmata solo nei primi anni 90.

I vantaggi principali che ne hanno permesso una così larga diffusione possono essere individuati nella:

- facilità di comprensione delle logiche di controllo, che ne favorisce la diffusione anche a persone con poche conoscenze di controlli automatici;
- facilità nella gestione di eventuali vincoli sulle variabili controllate e su quelle manipolate (portando l'impianto verso i suoi limiti senza saturare le sue variabili).
- possibilità di gestire direttamente i ritardi intrinseci del sistema senza aspettare che questi vadano a modificare le variabili di controllo;
- possibilità di generare segnali di controllo in feedforward in grado di compensare i disturbi misurabili;
- facilità nella gestione di un insieme molto vario di problemi anche con dinamiche complesse per le quali la sintesi a priori di controllori tradizionali può essere difficile (SISO, MIMO, sistemi a fase non minima).

Tra gli svantaggi bisogna sottolineare come l'ottimizzazione ad ogni passo di campionamento sia un'operazione molto onerosa dal punto di vista computazionale; per questo motivo, soprattutto nei primi tempi, questo tipo di controllori è stato molto utilizzato nei processi chimici di raffineria caratterizzati da ritardi elevati e dinamiche lente che permettevano di considerare trascurabile il tempo necessario alla risoluzione del problema di ottimo. Seppure l'evoluzione tecnologica permette una crescente riduzione dei tempi di calcolo e quindi l'utilizzo di controllori MPC via via più veloci, la difficoltà maggiore da superare quando ci si confronta con questo tipo di approccio è rappresentata dalla conoscenza del modello del plant, dato che da questa dipende la qualità del controllore.

Nel seguito verrà fornita una breve panoramica dei vari modelli di controllori MPC per poi passare, nel capitolo successivo, all'analisi del modello usato nella presente tesi e alla relativa progettazione.

## 6.2 Differenti realizzazioni di controllori MPC

Il modello del sistema, gioca un ruolo fondamentale nei controllori MPC. Più accurato è il modello rispetto al sistema reale più la previsione delle uscite future sarà precisa. L'idea di utilizzare un modello per la stima degli stati futuri risale a Kalman che nel '60 studiò il Regolatore Lineare Quadratico (*Linear Quadratic Regulator* LQR). In questo tipo di regolatore la funzione obiettivo da minimizzare penalizza i quadrati degli ingressi e delle deviazioni dello stato dall'origine e include le matrici di peso Q ed R rispettivamente per gli stati e per gli ingressi nella forma:

$$J = \sum_{j=1}^{\infty} (\|x_{k+j}\|_Q^2 + \|u_{k+j}\|_R^2) \quad (6.1)$$

dove le norme sono definite come  $\|\cdot\|_Q^2 = x'Qx$ . La soluzione del problema, calcolata come soluzione dell'equazione di Riccati, è un controllore proporzionale<sup>1</sup>  $u_k = -Kx_k$ . In questo tipo di regolatore l'orizzonte di previsione è infinito, inoltre se le matrici Q ed R sono definite positive il sistema lineare risulta stabilizzabile. La generalizzazione del controllo LQR ha portato alla riformulazione del problema con modelli più generali in cui il problema di ottimo viene risolto on-line ad ogni istante di campionamento e soprattutto con la possibilità di inserire dei vincoli nella formulazione del problema. Nel seguito presentiamo una panoramica di alcuni dei modelli più usati per descrivere il sistema.

<sup>1</sup>Per approfondimenti sul controllo ottimo LQR si faccia riferimento a [27]

- **Risposta all'impulso o al gradino:** rappresentano i modelli più diffusi in ambito industriale, in questo caso la dinamica del sistema viene descritta memorizzando l'uscita nei primi  $N$  istanti di campionamento in risposta ad un ingresso impulsivo o un gradino di riferimento. Il motivo della grande diffusione è legata ovviamente alla semplicità che ben si adatta anche a sistemi multivariabili. Ovviamente il limite maggiore di questo tipo di descrizione è associata alla grande mole di parametri necessari dal momento che  $N$  in alcuni casi può diventare molto grande. Inoltre questa tecnica può essere applicata solo a sistemi asintoticamente stabili in catena aperta. Tra gli algoritmi in ambito industriale che fanno uso di questa tecnica si ricordano: per la risposta impulsiva il Model Algorithmic Control (MAC) e il Model predictive Heuristic Control (il cui software commerciale è chiamato IDICOM da Identification-Command); mentre per la risposta al gradino il Dynamic Matrix Control (DMC).
- **Funzione di trasferimento:** questa descrizione ha il vantaggio di essere significativa sia per i sistemi stabili che instabile e di essere molto più compatta rispetto alla memorizzazione della risposta del sistema. Tuttavia la deduzione della funzione di trasferimento non è sempre agevole e per tale motivo è meno utilizzata in ambito industriale. Tra gli algoritmi che fanno uso esplicito della funzione di trasferimento per la predizione dell'uscita è sicuramente degno di nota il Generalized Predictive Control (GPC), da cui sono state derivate diverse versioni tese a migliorarne le caratteristiche di stabilità e robustezza.
- **Spazio di stato:** questo modello è molto simile a quello tramite funzione di trasferimento introduce molti vantaggi, soprattutto nei sistemi multivariabile che in questo modo sono facili da implementare e si può usare anche qualora i processi siano instabili. I maggiori svantaggi sono dovuti dalla necessità di una buona conoscenza del processo da controllare che in alcuni casi è tutt'altro che banale.
- **Modelli non lineari:** attualmente l'evoluzione della potenza di calcolo e quindi la possibilità di risolutori del funzionale di costo più performanti hanno permesso lo sviluppo di algoritmi MPC basati su modelli non lineari di Wiener-Hammerstein, su reti neurali o a logiche fuzzy.

Nella predizione la scelta del **modello del disturbo**, è importante tanto quanto quella del modello del processo. Un modello ampiamente utilizzato allo scopo è il **CARIMA** (Controlled Auto-Regressive and Integrated Moving Average) un modello noto anche come Box e Jenkins. In questo tipo di modello il disturbo

viene generato attraverso una funzione di trasferimento guidata da rumore bianco, e sfruttando l'integrazione una procedura iterativa fa sì che il modello di partenza si adatti al rumore osservato.

**Problema di ottimizzazione:** Un altro elemento che differenzia i vari algoritmi di controllo predittivo è il tipo di funzione di costo usata nel problema di ottimo e dalla presenza o meno di vincoli sulla soluzione ottima. Nel caso la funzione costo sia una funzione quadratica e non ci siano vincoli allora la soluzione ottima può essere ottenuta come funzione esplicita (lineare) di ingressi e uscite passate e del riferimento futuro. È questo il caso di algoritmi quali MAC, DMC e GPC. Nel caso vengano inseriti vincoli sulla soluzione ottima, allora la soluzione deve essere ottenuta per via numerica ad ogni istante di campionamento appesantendo, in tale maniera, il carico computazionale dell'algoritmo.

## 6.3 Strategie di controllo MPC

Come anticipato nell'introduzione i controllori MPC sono accomunati dal metodo utilizzato per l'attuazione del controllo, metodo che può essere riassunto in tre passi fondamentali:

1. Definiamo con  $N_P$  un'orizzonte, detto **Orizzonte di Predizione**. Le risposte future per il suddetto orizzonte sono predette per ciascun istante utilizzando il modello del processo. Gli output predetti  $y(t+k | t)$  per  $k = 1 \dots N_P$  dipendono dai valori conosciuti all'istante  $t$  (input ed output passati) e dai segnali di controllo  $u(t+k | t)$ , per  $k = 0 \dots N_C$ , dove  $N_C$  è detto **Orizzonte di Controllo** e con  $N_C < N_P$ .
2. L'insieme dei segnali di controllo futuri sono ottenuti ottimizzando una determinata funzione obiettivo allo scopo di mantenere il processo il più vicino possibile alla traiettoria  $r(t+k)$  (che può essere un *set point* o un'approssimazione di esso). La funzione obiettivo (6.2), nella sua formulazione più semplice, è quadratica negli errori tra il segnale di output predetto e la traiettoria di riferimento del modello più un coefficiente  $\rho$  che pesa gli ingressi  $u$ .

$$\min \|y - r\| + \rho \|u\| \quad (6.2)$$

La suddetta funzione di costo può essere soggetta sia a vincoli sugli ingressi che sulle uscite (6.3).

$$\begin{aligned} u_{min} &\leq u \leq u_{max} \\ y_{min} &\leq y \leq y_{max} \end{aligned} \quad (6.3)$$

3. Solo il primo segnale di controllo  $u(t|t)$  è inviato al processo, mentre i successivi segnali calcolati sono scartati visto che all'istante di campionamento successivo il valore  $y(t+1)$  è già conosciuto. A questo punto si ritorna al punto 1 (con nuove misure) e si ripete l'ottimizzazione al tempo  $t+1$ . La sequenza delle azioni di controllo effettivamente implementate nel processo può essere, dunque, diversa da quella predetta in fase di ottimizzazione della funzione obiettivo al tempo  $t$ , poichè i valori delle variabili manipolate calcolate e implementate all'istante successivo,  $u(t+1|t+1)$ , sono diversi dagli  $u(t+1|t)$ , per via delle nuove informazioni acquisite dal processo.

La figura[6.2] mostra schematicamente quanto sopra descritto.

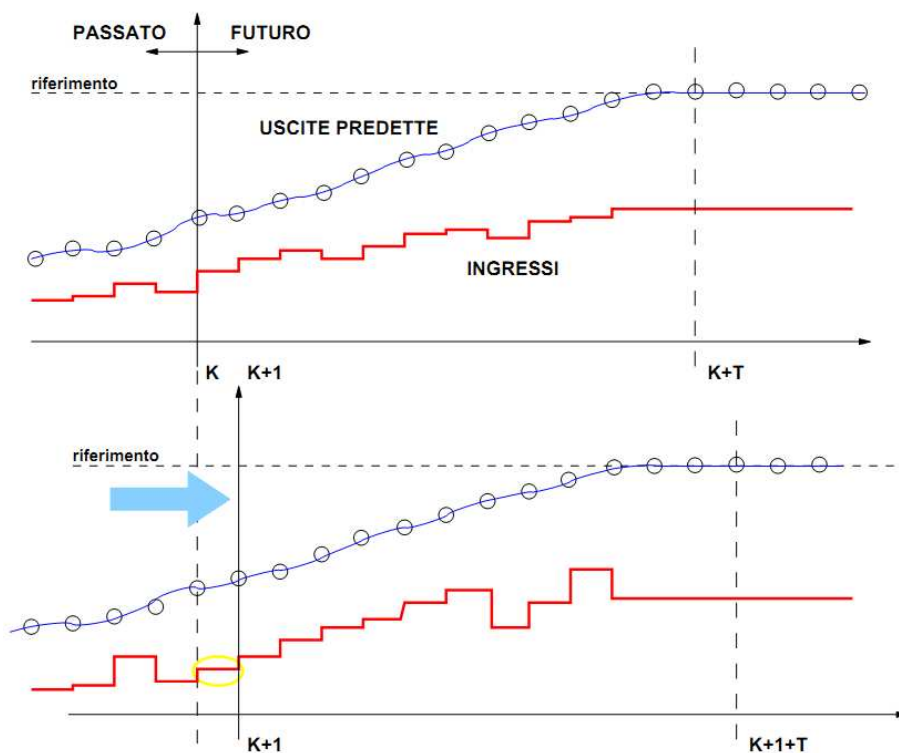


Figura 6.2: Funzionamento del sistema di controllo recessivo di un controllore MPC

## Progetto del supervisore

Per il controllo MPC del sistema d'accumulo è stato utilizzato l'MPC MATLAB *toolbox*, nel seguito si andrà quindi a descrivere il modello del predittore e del ottimizzatore utilizzato nonché a progettare il supervisore che si occuperà di controllare l'accensione e lo spegnimento del chiller al fine di minimizzarne i consumi e limitare i continui cambi di stato garantendone quindi una maggiore durata.

### 7.1 Modello del predittore e dello stimatore

L'attuazione di un controllo di tipo MPC può essere sintetizzata nel seguente modo: in base al valore attuale delle variabili controllate, si devono stabilire le azioni di controllo che minimizzano una determinata funzione obiettivo. L'obiettivo generale che si vuole perseguire attraverso la minimizzazione della funzione di costo è fare in modo che le uscite future del sistema seguano il più possibile una traiettoria di riferimento sull'orizzonte considerato, senza eccedere nell'energia del controllo.

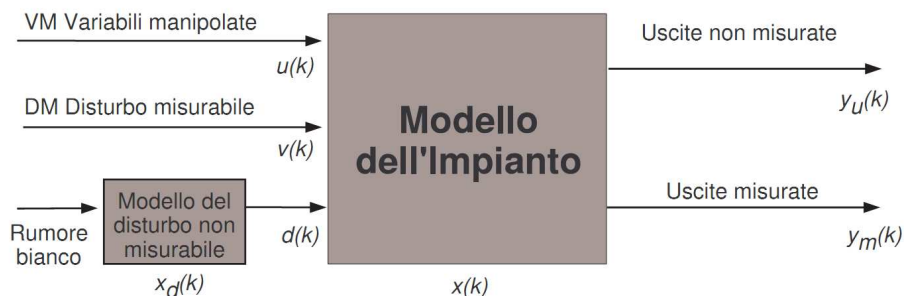


Figura 7.1: Modello utilizzato dal MATLAB per la predizione.

Il modello utilizzato per la predizione mostrato in figura[7.1] è un modello lineare tempo invariante descritto dalle equazioni

$$\begin{cases} x(k+1) = Ax(k) + B_u u(k) + B_v v(k) + B_d d(k) \\ y_m(k) = C_m x(k) + D_{vm} v(k) + D_{dm} d(k) \\ y_u(k) = C_u x(k) + D_{vu} v(k) + D_{du} d(k) + D_{uu} u(k) \end{cases} \quad (7.1)$$

dove  $x(k)$  rappresenta lo stato del sistema,  $u(k)$  l'ingresso manipolabile,  $v(k)$  il disturbo misurabile e  $d(k)$  il disturbo non misurabile. Il disturbo non misurabile  $d(k)$  agisce sullo stato attraverso  $B_d$  e sull'uscita attraverso  $D_{dm}$ . Per il controllo di processi non lineari con tecniche MPC che invece prevedono un modello per la previsione lineare come quello in (7.1) si deve operare una linearizzazione intorno al punto di equilibrio. La linearizzazione introduce dei termini costanti che vengono inglobati in  $B_v$  e  $D_v$  con una colonna addizionale corrispondente ad un disturbo misurato interno  $v = 1$ .

Il disturbo non misurabile  $d(k)$  viene generato da un sistema lineare del tipo:

$$\begin{cases} x_d(k+1) = \bar{A}x_d(k) + \bar{B}n_d(k) \\ d(k) = \bar{C}x_d(k) + \bar{D}n_d(k) \end{cases} \quad (7.2)$$

È bene sottolineare che nella definizione del problema bisogna specificare solo il modello del plant mentre il modello che genera i disturbi è assunto di default come un modello CARIMA con un integratore guidato da rumore bianco  $n_d(k)$  con media nulla e covarianza unitaria.

La presenza di stati non misurabili richiede di utilizzare un predittore per la loro stima. La figura[7.2] rappresenta il modello usato per lo stimatore dello stato che garantisce una buona generalità.

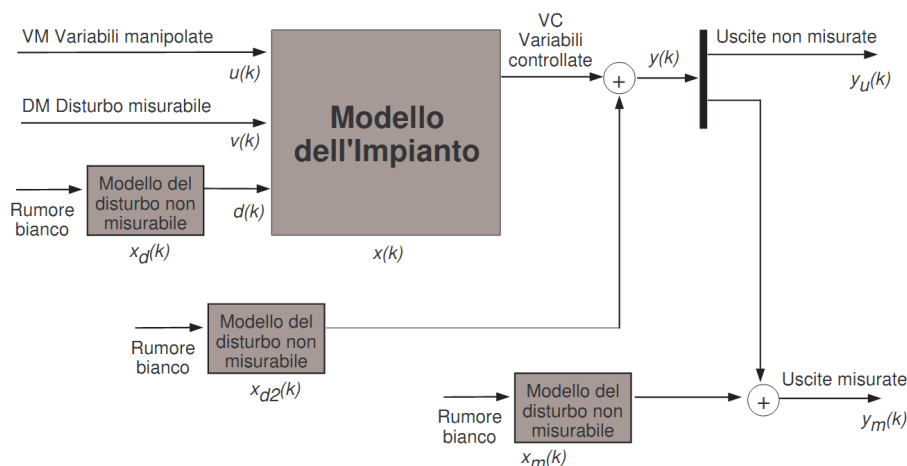


Figura 7.2: Modello utilizzato dal MATLAB per la stima dello stato.

Si può notare che il vettore delle uscite misurate  $y_m(k)$  è affetto da un rumore misurabile  $m(k)$  che è descritto dalle equazioni:

$$\begin{cases} x_m(k+1) &= \bar{A}x_{md}(k) + \bar{B}n_m(k) \\ m(k) &= \bar{C}x_m(k) + \bar{D}n_m(k) \end{cases} \quad (7.3)$$

dove  $n_m(k)$  è un rumore bianco gaussiano a media nulla,  $m(k)$  rappresenta l'uscita del sistema che modella tale disturbo e le matrici sovrassegnate descrivono il modello allargato.

L'osservatore dello stato è progettato per stimare

- 1 lo stato del sistema  $x(k)$
- 2 lo stato del modello dei rumori misurabili  $xm(k)$  e
- 3 lo stato del modello dei disturbi di input/output  $x_d(k)$ .

La stima è calcolata a partire dall'uscita misurata  $y_m(k)$  attraverso l'osservatore di stato lineare:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \hat{x}(k|k) \\ \hat{x}_d(k|k) \\ \hat{x}_m(k|k) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \hat{x}(k|k-1) \\ \hat{x}_d(k|k-1) \\ \hat{x}_m(k|k-1) \end{bmatrix} + M(y_m(k) - \hat{y}_m(k)) \\ \begin{bmatrix} \hat{x}(k+1|k) \\ \hat{x}_d(k|k) \\ \hat{x}_m(k|k) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \bar{A}\hat{x}(k) + B_u u(k) + B_v v(k) + B_d \bar{C}x_d(k) \\ \bar{A}\hat{x}_d(k|k) \\ \bar{A}\hat{x}_m(k|k-1) \end{bmatrix} \\ \hat{y}_m(k) &= C_m \hat{x}(k|k-1) + D_{vm} v(k) + D_{dm} \bar{C}x_d(k|k-1) + \bar{C}x_m(k|k-1) \end{aligned} \quad (7.4)$$

dove  $m$  rappresenta le righe delle matrici  $C$  e  $D$  corrispondenti alle uscite misurabili.

Per l'aggiornamento dello stato all'istante  $k$  si utilizza il filtro di Kalman in cui la precedente stima dello stato ( $\hat{x}(k|k-1)$ ) è aggiornata utilizzando l'errore tra l'uscita stimata e l'uscita misurata. L'errore è opportunamente pesato per un guadagno  $M$  che rappresenta proprio il guadagno del filtro. Affinchè sia possibile calcolare il guadagno  $M$  del filtro di Kalman la combinazione del plant e dei disturbi misurabili deve essere osservabile.

Sfruttando tale metodo è possibile fornire una previsione molto attendibile dell'evoluzione dello stato del sistema e dell'uscita misurabile, previsione indispensabile per la successiva ottimizzazione.

## 7.2 Il funzionale di costo

Il calcolo della soluzione ottima è ottenuto risolvendo un problema di ottimizzazione il cui costo assume la forma:

$$\begin{aligned} \min \sum_{i=0}^{N_p-1} & \left( \| [y(k+i+1|k) - r(k+i+1|k)] \|_{W_y}^2 + \| \Delta u(k+i+1) \|_{W^{\Delta u}}^2 + \right. \\ & \left. + \| (u(k+i|k) - u_{rif}(k+i|k)) \|_{W^u} \right) \end{aligned} \quad (7.5)$$

dove  $r(k+i+1|k)$  rappresenta il valore del riferimento e  $W$ ,  $W^{\Delta u}$  e  $W^u$  sono rispettivamente il peso sull'ingresso, sulla variazione  $\Delta u$  e sull'uscita del sistema. L'ultimo termine solitamente non è considerato poiché questo introdurrebbe nell'indice di costo  $J$  un incremento se la variabile di attuazione differisce dal suo valore di regime limitando di fatto l'azione di controllo. Il problema di minimizzazione è soggetto ai vincoli:

$$\begin{aligned} u_{min} & \leq u(k+i) \leq u_{max} & i = 1, \dots, N-1 \\ \Delta u_{min} & \leq \Delta u(k+i) \leq \Delta u_{max} & i = 1, \dots, N-1 \\ y_{min} & \leq y(k|k) \leq y_{max} & i = 1, \dots, N-1 \end{aligned}$$

che possono essere espressi sia in forma di valore massimo e minimo che come limite sulla variazione. Il limite sulla variazione è evidentemente applicato solo alla variabile di attuazione; questo permette di inserire dei vincoli che tengano conto degli attuatori e ne evitino brusche variazioni che potrebbero portare alla loro rottura.

I pesi sulle variabili possono essere impostati in diverse modalità, nello specifico ottimizzatore considerato sono possibili due forme principali.

- **Forma Standard.** Questa forma genera delle matrici di pesi diagonali semi-definite positive. La formulazione prevede anche l'introduzione di una variabile di slack  $\varepsilon \geq 0$ , il cui scopo è quello di introdurre dei vincoli più o meno stringenti. Quando il riferimento o il disturbo misurato sono noti in anticipo è possibile utilizzare la conoscenza della loro evoluzione temporale invece che mantenere per il futuro lo stesso riferimento ottenuto all'istante  $k$ . Questo permette un'azione di controllo anticipativa detta a *look-head*, che risulta molto utile ai nostri scopi in quanto permette di fornire in anticipo l'andamento del carico, dei riferimenti di temperatura e del riferimento per la riduzione dell'energia assorbita. Se non sono presenti vincoli il solutore<sup>1</sup> calcola l'ottimo attraverso tecniche analitiche. Nel caso più interessante in cui invece sono presenti vincoli la soluzione ottima è calcolata utilizzando un

<sup>1</sup>MATLAB Model Predictive Toolbox

solutore a Programmazione Quadratica (QP) tramite la funzione `qpdpant` che usa il metodo attivo di Dantzig-Wolfe<sup>2</sup>.

- **Funzione di costo alternativa.** Rispetto alla forma standard permette di introdurre la matrici di peso quadratiche  $Q, R_u$  e  $R_{\Delta u}$  rispettivamente per i pesi delle variabili d'uscita, di attuazione e per la sua variazione. Le matrici  $Q, R_u$  e  $R_{\Delta u}$  devono essere tutte semidefinite positive e permettono di avere dei valori diversi da zero anche in posizioni non diagonali andando così a introdurre pesi misti tra le variabili. La complessità maggiore per la soluzione di questo tipo di problema vincolato impedisce l'uso di matrici tempovarianti.

## 7.3 Progetto supervisore

L'obiettivo del progetto è l'implementazione di un supervisore che sia in grado di garantire il soddisfacimento delle condizioni di confort climatico minimizzando il consumo elettrico globale dell'impianto e permettendo di scaricare completamente l'accumulo a fine giornata. Considerati costanti durante la fase di scarica i riferimenti di temperatura a 7°C per quello della valvola di regolazione ed a 11°C per il riferimento del chiller, il supervisore si occupa di impostare la frazione di carico (Part Load Ratio,  $PLR$ ) del chiller. La valvola di regolazione della portata è invece regolata da un controllore locale. In una prima formulazione del problema il controllore regolava lo stato della valvola. Questa soluzione è stata accantonata poiché i tempi di campionamento molto lunghi impedivano di fatto la compensazione della variazione del carico; la valvola restava quindi bloccata sul valore attribuito e il confort climatico ne risentiva notevolmente dal momento che la temperatura di mandata era soggetta a variazioni molto forti.

**Equazioni temperatura di mandata** Si considera per l'inerzia termica una descrizione della forma:

$$\dot{E}_{inerzia}(t) = \rho c_p V_{acc} \frac{dT_{utIn}(t)}{dt} \quad (7.6)$$

in cui si considera concentrata tutta l'acqua dell'impianto. La (7.6) è evidentemente semplificata rispetto a quella riportata in (3.14) dal momento che si considera la sola parte miscelata e si trascura il ritardo introdotto dalla componente stratificata. Sotto le consuete ipotesi termodinamiche, si ricava l'equazione che descrive il bilancio energetico come:

<sup>2</sup>L'algoritmo di Dantzig-Wolfe sfrutta la direzione del gradiente maggiore, l'ottimo è solitamente trovato dopo circa  $n+q$  operazioni in cui  $n$  è il numero delle variabili da ottimizzare, mentre  $q$  è il numero dei vincoli. Per approfondimenti è possibile consultare [29, 30, 28].

$$P_{f\ ch}(t) - \dot{Q}_{Acc}(t) + \frac{dE_{inerzia}(t)}{dt} - \dot{Q}_l(t) = 0 \quad (7.7)$$

Dove  $P_{f\ ch}(t)$  è la potenza frigorifera del chiller,  $\dot{Q}_{acc}(t)$  è la componente di energia sottratta dall'accumulo all'istante t-esimo,  $\dot{E}_{inerzia}(t)$  è la variazione di energia che interessa l'inerzia termica e  $\dot{Q}_l(t)$  è la potenza termica del carico. Dato che il modello utilizzato dal controllore MPC è di tipo discreto si va a discretizzare la (7.7) con il metodo di Eulero<sup>3</sup> e la si esprime in funzione della temperatura di mandata ottenendo:

$$T_{ut\ In}(k+1) = T_{ut\ In}(k) + \frac{Tc}{\rho \cdot cp \cdot V_{acc}} \cdot (\dot{Q}_l(k) - P_{f\ chNom} \cdot PLR(k) + \dot{Q}_{Acc}(k))$$

dove si è approssimata la  $P_{f\ ch}(t)$  istantanea con la sua potenza nominale  $P_{f\ chNom}$  opportunamente moltiplicata per il coefficiente PLR che rappresenta lo stato di parzializzazione del chiller.

**Equazioni dell'energia interna dell'accumulo** Per quanto riguarda l'energia dell'accumulo pur mantenendo la descrizione vista nel capitolo[4] in fase simulativa, il modello fornito al controllore è semplificato; non si considerano quindi i tre stati di funzionamento visti ma si ipotizza che il suo funzionamneto avvenga solo secondo la componente latente. La sua energia può quindi essere descritta come:

$$E_{Acc}(k+1) = E_{Acc}(k) \cdot \left(1 - \frac{Fd \cdot Tc}{3600}\right) + \frac{Tc \cdot \dot{Q}_{Acc}(k)}{3600}$$

dove l'energia iniziale presente nell'accumulo viene aggiornata tenendo in considerazione le perdite per effetto della dispersione e la componente sottratta per sopperire alle necessità del carico.

**Vincolo di soddisfacimento del carico** Al fine di garantire in maniera ancora più forte il soddisfacimento del carico nel modello si è aggiunto un ulteriore vincolo che impone la (3.4) come

$$\Delta\dot{Q} = \dot{Q}_l(k) - P_{f\ chNom} \cdot PLR(k) + \dot{Q}_{Acc}(k)$$

---

<sup>3</sup>Metodo di risoluzione delle equazioni differenziali ordinarie di Eulero (in avanti):  $\frac{dx(t)}{dt} = \frac{x_{n+1} - x_n}{Tc}$

L'introduzione di questa equazione supplementare permette di imporre vincoli sulla massima divergenza tra la potenza termica fornita e quella richiesta dal carico.

**Riferimento per la potenza del chiller** Si va a definire un'ulteriore stato descritto semplicemente come:

$$P_{e\ ch}(c(t)) = P_{e\ chNom} \cdot PLR(k)$$

dove con  $c(t)$  si va ad indicare il costo dell'energia elettrica.

Questa semplice equazione, che non aggiunge nulla alla regolazione della temperatura, è in realtà cruciale per fornire all'MPC il riferimento desiderato per la potenza del chiller. Così facendo infatti è possibile fornire dall'esterno un riferimento per la variabile di stato  $P_{e\ ch}(c(t))$ , che considerando il diverso costo dell'energia durante le ore della giornata va a limitare la potenza del chiller. Associando la conoscenza in anticipo (di tipo *look-head*) della potenza del carico con le differenti fasce di costo dell'energia è possibile minimizzare i costi operativi.

**Equazioni in forma di stato** Le equazioni sopra riportate portano quindi alla definizione del seguente modello di stato per il controllo dell'impianto:

$$\begin{bmatrix} T_{ut\ In}(k+1) \\ E_{Acc}(k+1) \\ \Delta\dot{Q}(k) \\ P_{e\ ch}(c(t)) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (1 - \frac{Fd \cdot Tc}{3600}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{ut\ In}(t) \\ E_{Acc}(t) \\ \Delta\dot{Q}(k) \\ P_{e\ ch}(c(t)) \end{bmatrix} +$$

$$+ \begin{bmatrix} \frac{Tc}{\rho \cdot cp \cdot V_{acc}} & -\frac{Tc \cdot P_{f\ chNom}}{\rho \cdot cp \cdot V_{acc}} & \frac{Tc}{\rho \cdot cp \cdot V_{acc}} \\ 0 & 0 & \frac{Tc}{3600} \\ 1 & -P_{f\ chNom} & 1 \\ 0 & P_{e\ chNom} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{Q}_l(t) \\ PLR(t) \\ \dot{Q}_{Acc}(t) \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} y_1(k) \\ y_2(k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1(k) \\ x_2(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{Q}_l(t) \\ PLR(t) \\ \dot{Q}_{Acc}(t) \end{bmatrix}$$



## Validazione del modello d'accumulo e risultati sperimentali

In questo capitolo si procederà alla validazione del modello d'accumulo attraverso l'analisi degli andamenti delle temperature di carica e scarica e definito il tipo di impianto si procederà con l'analisi dei risultati in parzializzazione di carico. Particolare attenzione verrà posta nell'osservazione dei benefici in termine di risparmio energetico e confort. Sulla base dei dati ottenuti dal simulatore Design Builder in [5] si è stimato che l'impianto in esame richiede mediamente in una giornata estiva un'energia termica paria a circa 2000kWh, si farà riferimento a questo valore per il dimensionamento dei vari componenti dell'impianto. I risultati provengono da una serie di simulazioni eseguite sulla base dei modelli precedentemente ricavati. L'ambiente di simulazione è rappresentato dal MATLAB di cui in particolare si utilizzerà il tool Simulink. Sono stati presi in esame due differenti tipo di refrigeranti l'R290 e il R404A. Come descritto precedentemente, il comportamento energetico è completamente definito dai coefficienti delle potenze frigorifera ed elettrica, ricavati con metodi di regressione lineare a partire da dati sperimentali.

Chiller	$P_{fnom}$ [kW]	$P_{enom}$ [kW]	$\Delta T_{nom}$ °C	$\dot{m}_{nom}$ $\frac{kg}{s}$
TCAE R290	123	45	5	6
TCAE R404	36	14	10	1

Tabella 8.1: Dati di targa dei chiller disponibili

Il chiller che utilizza il refrigerante R290 è utilizzato per la produzione di acqua fredda da abbinare all'accumulo per la configurazione in parzializzazione di carico. Nel seguito ci si riferirà a lui come chiller di supporto. Mentre il

chiller che utilizza il refrigerante R404 è un chiller per la produzione di ghiaccio, caratterizzato dall'aver un salto termico molto maggiore. Nel seguito ci si riferirà a questo come chiller di carica. Le potenze dei chiller nel seguito sono state opportunamente scalate al fine di simulare macchine della taglia desiderata, dopo la riscaldatura si sono mantenuti costanti i salti termici ricavando la portata dal bilancio di massa.

## 8.1 Validazione del modello d'accumulo

### 8.1.1 Carica

Il chiller di carica è fornisce direttamente l'energia di carica secondo lo schema semplificato mostrato in figura(8.1).

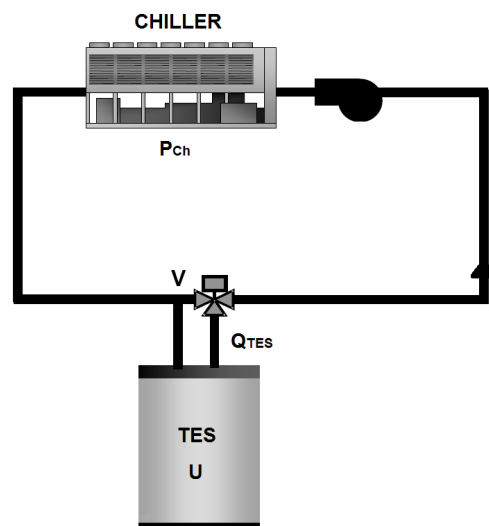


Figura 8.1: Schema di carica dell'accumulo con chiller di carica.

Rimandando al capitolo[4] per la modellizzazione dell'accumulo, riportiamo qui solo i grafici utili all'osservazione delle dinamiche di carica, osservando le quali è possibile verificare che la modellizzazione adottata sia compatibile con le caratteristiche reali dell'accumulo. Nei grafici si fa riferimento all'energia d'accumulo normalizzata rispetto alla sua componente latente, questo al fine di fornire un'indicazione immediata circa il suo stato. Nello specifico la simulazione è stata ottenuta considerando un accumulatore con energia latente pari a 1000 kWh e una potenza frigorifera per il chiller pari a 140 kW. La potenza del chiller è stata impostata tenendo presente che vogliamo caricare l'accumulo durante le ore notturne; imponendo un intervallo di carica pari a 8 ore, si va a dimensionare la potenza del chiller come:

$$P_{feh} = \frac{U}{T_{carica}} \quad (8.1)$$

Facendo riferimento a [25] ed avendo il chiller un salto termico nominale ( $\Delta T$ ) di  $10^\circ\text{C}$  si ricavano le soglie di isteresi per l'accensione e lo spegnimento del chiller come  $Soglia = Set + \frac{DM}{2} = Set \pm 5^\circ\text{C}$ , considerando che il controllo viene effettuato sulla mandata. Per quanto riguarda la temperatura di riferimento questa viene impostata a  $-10^\circ\text{C}$  che rappresenta il valore di mandata del chiller e non la temperatura interna dell'accumulo. Nei grafici che seguono il riferimento orario sulle ascisse è centrato rispetto alle ore della giornata e non rispetto alle ore di simulazione, pertanto l'ora 0 si riferisce alla mezzanotte del giorno considerato mentre l'ora -2 alle ore 22 del giorno prima. Questa scelta è stata fatta per consentire una più immediata associazione con le ore della giornata e quindi una lettura dei grafici più vicina all'esperienza quotidiana. In figura(8.2) sono mostrati gli andamenti dell'energia interna dell'accumulo e delle temperature.

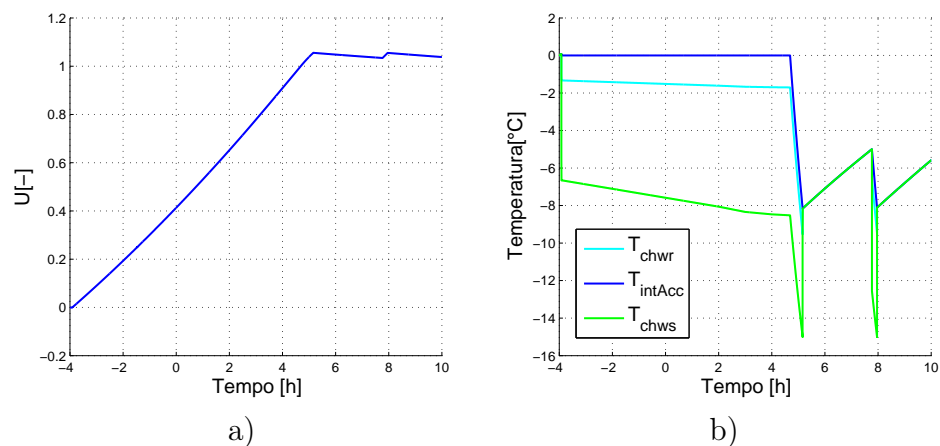


Figura 8.2: Carica dell'accumulo con chiller TCAE R404

Come è possibile notare l'energia interna dell'accumulo aumenta quasi linearmente con una pendenza proporzionale all'energia assorbita. Si osserva che il tempo necessario alla carica nelle condizioni in esame per la sola energia latente è di poco più di 8 ore, tempo ragionevolmente superiore alle otto stimate considerando l'effetto delle perdite modellizzate nell'accumulo. Si osserva uno scostamento tra la temperatura di ritorno e quella interna dell'accumulo, questo è dovuto all'effetto del coefficiente di rendimento  $\varepsilon(U)$  che in fase di carica è mantenuto costante al valore 0.8 per effetto della migliore conducibilità termica del ghiaccio<sup>1</sup>.

Si osserva infine che nei primi minuti la temperatura scende molto velocemente, questo perchè è assente l'azione filtrante attuata dall'inerzia termica

<sup>1</sup>Per effetto del diverso tasso di scarica e carica spiegato nel paragrafo relativo agli accumuli internal melt

considerata solo durante la fase di scarica.

### 8.1.2 Scarica con accumulo totale

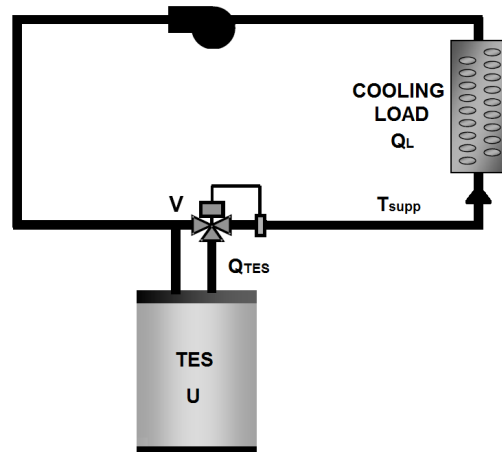


Figura 8.3: Schema di scarica con accumulo totale

In questa condizione è indispensabile regolare la portata del fluido da refrigerare tramite una valvola di

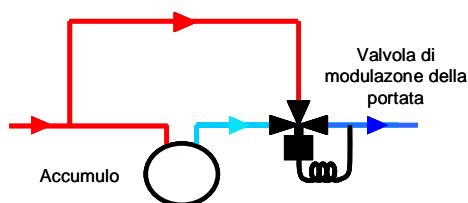


Figura 8.4: Funzionamento valvola di regolazione

regolazione della portata che permette una più accurata regolazione della temperatura di uscita dell'accumulo. La valvola è dotata di un regolatore interno che fornisce il grado di apertura sulla base della temperatura misurata alla sua uscita.

L'utilizzo di un regolatore permette di variare il valore della parzializzazione rispondendo così in maniera più precisa alle richieste di carico rispetto al ciclo di isteresi altrimenti utilizzato.

Osservando la figura(8.5) è possibile notare che la scarica viene effettuata correttamente. La temperatura di mandata si mantiene costante intorno al valore di riferimento con un errore trascurabile. Nella fase finale si può osservare un salto termico di entità comunque modesta attribuibile ad un ritardo della valvola nella regolazione del carico. Ritardo che non può essere bilanciato nelle azioni successive poichè il carico non è più presente. Il carico termico evolve dalle 6 del mattino alle ore 18.00. Osservando l'energia dell'accumulo dopo le 18.00 è possibile notare

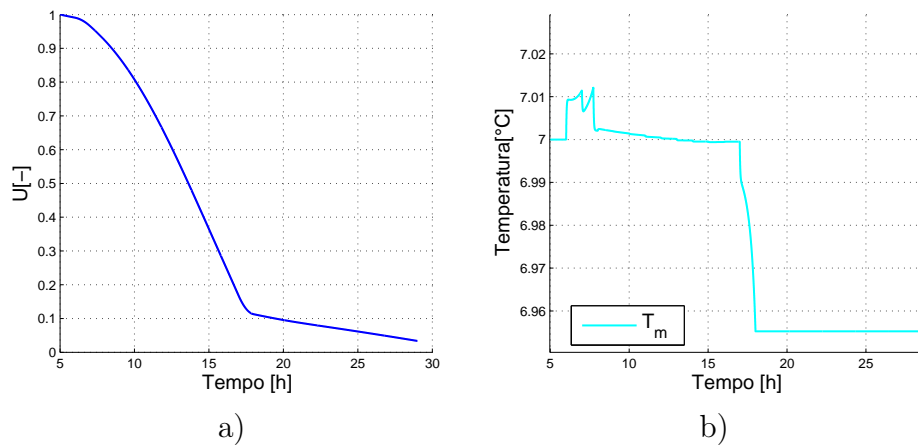


Figura 8.5: a) Energia e b) Temperatura di mandata durante la scarica con accumulo totale

l'effetto della dispersione. È evidente che il tasso di scarica ha una pendenza molto maggiore rispetto alle perdite per dispersione. In figura(8.6) viene mostrato il profilo di carico in relazione con lo stato della valvola di regolazione.

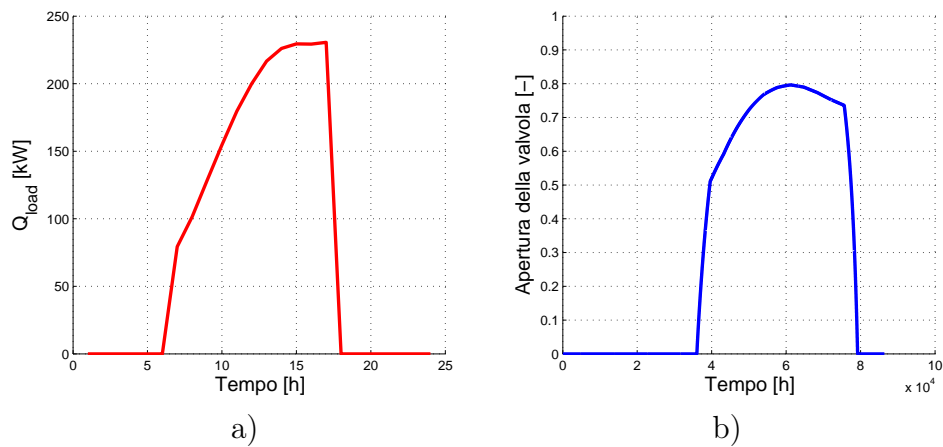


Figura 8.6: Confronto tra il profilo di carico e il profilo dello stato della valvola di regolazione.

Ci si aspetterebbe che questi due andamenti fossero coincidenti, in realtà il diverso profilo è legato al coefficiente di rendimento  $\varepsilon(U)$  che in fase di scarica si è assunto variabile in funzione dell'energia nel range di valori  $[0.8 \div 0.5]$ . In questo modo si è simulata la peggiore conduttività termica dell'accumulo con il diminuire dell'energia disponibile per effetto dell'anello d'acqua che si forma intorno alle superfici degli scambiatori.

In definitiva il modello considerato si è dimostrato coerente con le aspettative. Tra i vantaggi di questo metodo operativo ci sono:

- Implementazione molto semplice.
- Ottimo mantenimento del set-point di temperatura.
- Nella situazione in cui sono presenti fasce di costo differenziato per l'assorbimento dell'energia permette grandi risparmi.

D'altra parte anche a fronte dei vantaggi visti la realizzazione di un impianto di questo tipo presenta anche numerosi svantaggi ai quali in alcune circostanze non è possibile rimediare.

- Il carico deve essere perfettamente noto, in alternativa l'impianto potrebbe esaurire preventivamente l'energia accumulata non potendo più garantire il riferimento di temperatura.
- Costi di installazione iniziali sono molto elevati a causa delle grandi capacità di accumulo installate, e quindi ritorno degli investimenti sul lungo periodo. Spesso si sopperisce alla non perfetta predizione del carico andando a sovradimensionare la capacità d'accumulo contribuendo ad aumentare i costi iniziali.
- Uso non corretto dell'accumulo, anche conoscendo con una buona approssimazione il carico l'accumulo non può mai essere completamente scaricato completamente.

## 8.2 Risultati sperimentali

In questo capitolo andremo a mostrare i risultati sperimentali ottenuti controllando l'impianto in parzializzazione di carico. Dopo una serie di prove sulle varie configurazioni mostrate al capitolo(5) si è optato per una configurazione in serie con chiller a monte dell'accumulo mostrata in figura(8.7). Questo perchè questo tipo di realizzazione è risultata quella che maggiormente offre caratteristiche di stabilità della temperatura di mandata indispensabili per un buon confort climatico. Si è optato per una configurazione senza il bypass tra primario e secondario come proposto in [23]. Il metodo operativo implementato è il controllo con limitazione di assorbimento. Questa strategia prevede il settaggio delle temperature di set-point della macchina per limitare l'assorbimento di potenza da parte del chiller. Nel seguito però invece che controllare le temperature andremo a regolare direttamente il PLR della macchina, che rappresenta il grado di parzializzazione della macchina rispetto alla sua potenza nominale. Sulla base dei riferimenti dell'ASHRAE che consigliano una parzializzazione con una capacità per il chiller variabile dal 40% al 70% del carico di picco si è ritenuto opportuno utilizzare un

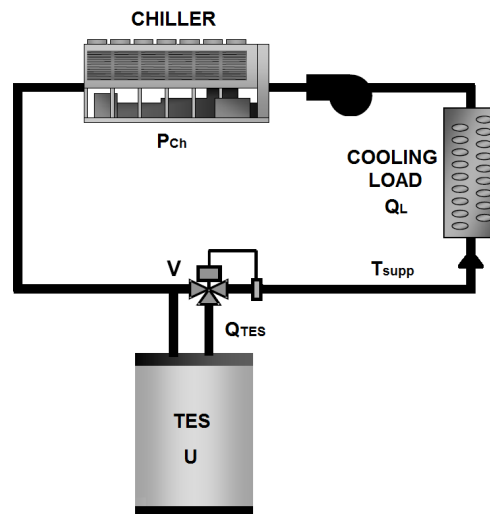


Figura 8.7: Configurazione serie con chiller a monte dell'accumulo.

chiller nelle ore diurne con una potenza frigorifera di 123 kW ed un accumulo con una capacità latente di 1000 kWh. Nel seguito andremo a valutare le performance del controllore progettato nelle varie fasi di funzionamento.

### 8.2.1 Carica

La fase di carica prevede la stessa configurazione vista in fase di validazione del modello pertanto per gli andamenti delle temperature e dell'energia si può fare riferimento ai grafici visti precedentemente. Al fine di valutare le performance del sistema si fariferimento all'indice di prestazione EER (Energy Efficiency Ratio) che indica l'efficienza elettrica di un climatizzatore mentre funziona in raffreddamento. Il COP invece (Coefficient Of Performance) indica l'efficienza elettrica di un climatizzatore mentre funziona in riscaldamento, o pompa calore. Essi sono il rapporto tra consumo elettrico e resa termica:

$$EER = \frac{\text{Energia resa}}{\text{Energia assorbita}}$$

dove per *Energia assorbita* si intende la somma dell'energia elettrica assorbita dal chiller durante la carica dell'accumulo e di quella del secondo chiller assorbita durante la scarica. Mentre l'*Energia resa* è l'energia frigorifera fornita al carico. Per la carica completa del chiller nelle ore notturne si misurano i seguenti valori:

$$\begin{aligned} \text{Energia resa} &= 1110 \quad [kWh] \\ \text{Energia spesa} &= 470.8 \quad [kWh] \\ EER &= 2.358 \end{aligned}$$

### 8.2.2 Scarica

In fase di scarica il controllore MPC fornisce l'abilitazione per il chiller e definisce la sua potenza di funzionamento tramite il setting del PLR che si suppone variabile con continuità<sup>2</sup> in un range compreso tra  $[0 \div 1]$ . Pur gestendo il chiller tramite l'MPC a livello locale si è comunque mantenuta una protezione a relé per garantire una maggiore sicurezza dell'impianto. A tale scopo la temperatura del chiller è stata settata a  $11^{\circ}\text{C}$  mantenendo un salto termico sul controllo della mandata pari a  $\pm 4^{\circ}\text{C}$ . Così facendo si va ad impedire localmente che il chiller produca acqua ad una temperatura inferiore ai  $7^{\circ}\text{C}$  di riferimento imposti per l'impianto. I valori assegnati lasciano libero il controllore di agire sul chiller dato che la temperatura di ritorno è compresa nel range di sicurezza impostato.

Come anticipato nel capitolo(7) al controllore viene fornito un riferimento esterno per la limitazione dell'assorbimento dell'impianto. Questo riferimento tenendo conto delle fasce di prezzo dell'energia e dell'assorbimento dei carichi d'impianto va a impostare un limite superiore al funzionamento del chiller. Ovviamente il limite sarà più o meno rispettato in funzione dello stato delle altre variabili da controllare. Per esempio se bisogna limitare l'assorbimento ma l'energia accumulata non è disponibile il vincolo sull'assorbimento verrà violato.

Per il controllore sono stati impostati i seguenti valori per quanto riguarda le finestre temporali:

Tempo di controllo(unità di tempo)	1800
Orizzonte di predizione (intervalli)	24
Orizzonte di controllo (intervalli)	24

Si osservi che il tempo di controllo rappresenta il tempo di campionamento utilizzato dal controllore che in questo caso specifico è pari a mezz'ora. Le finestre di controllo e predizione sono state impostate della stessa lunghezza; così facendo l'ottimizzatore ha a disposizione un maggiore grado di libertà per risolvere il problema di ottimo. Inoltre fornendo in anticipo la stima del carico e avendo un intervallo di predizione di 12 ore l'ottimizzatore conosce sin da subito l'intero problema da ottimizzare. I vincoli e i pesi sulle variabili di ingresso sono stati posti pari:

---

<sup>2</sup>Generalizzando il problema del controllo su una generica macchina si è assunto che il controllore di alto livello fornisce il PLR al controllore di basso livello che localmente lo attua nel periodo di campionamento considerato e in funzione delle logiche di regolazione della specifica macchina.

Variabile	Minimo	Massimo	Max $\Delta$ negativa	Max $\Delta$ positiva	Peso	Peso $\Delta$
$PLR$	0	1	-1	1	0	0.1
$U$	-300	0	-300	300	0	0.1

Per le variabili di uscita invece sono stati usati i seguenti pesi:

Variabile	Minimo	Massimo	Peso
$T_{ut}$	6.5	7.5	$\frac{1}{7}$
$U$	0	1000	0.001
$\Delta Q$	-0.05	0.05	0.06
$P_e$ Assorbita	0	50	$\frac{1}{50}$

Utilizzando i dati appena illustrati per l'energia e la temperatura si ottengono gli andamenti mostrati in figura(8.8). Come è possibile notare la temperatura

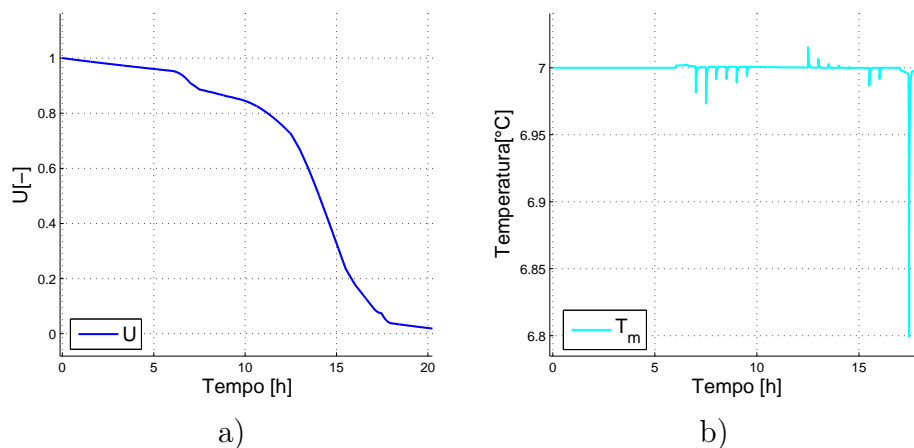


Figura 8.8: a) Energia e b) Temperatura di mandata durante la scarica con regolatore MPC

anche in questo caso si mantiene costante intorno al valore di riferimento, con oscillazioni molto piccole. È interessante notare come l'energia dell'accumulo si scarichi quasi completamente. Questa condizione è molto importante poiché ci permette di essere certi di non aver caricato inutilmente l'accumulo e soprattutto che il regolatore è stato in grado di gestire al meglio l'energia a sua disposizione. Se l'energia non fosse stata completamente scaricata l'effetto delle perdite che si osservano nella fase di mantenimento della carica influirebbe molto negativamente sull'indice di prestazione.

Nella figura(8.9,a) è possibile vedere come sono suddivise le potenze. Mantenendo una temperatura di mandata così precisa ovviamente la potenza fornita doveva necessariamente combaciare con la potenza del carico. In corrispondenza del cambio di stato del chiller sono presenti evidenti una serie di chiller. Questa caratteristica è abbastanza normale in quanto il chiller nel suo passaggio da un

livello di parzializzazione ad un altro va a modificare bruscamente le sue condizioni di funzionamento causando brusche variazioni di potenza. In figura(8.9,b)

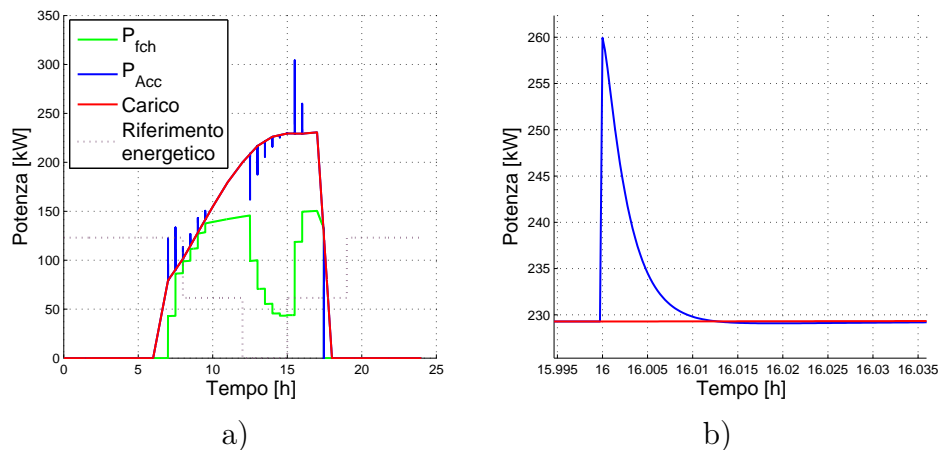


Figura 8.9: a) Energia fornite e b) dettaglio dei tempi di risposta della valvola.

si è andati ad ingrandire uno di questi picchi evidenziando come nell'arco di circa un minuto la potenza torna ad essere bilanciata. Un'altra caratteristica interessante è l'attuazione della logica a limitazione di assorbimento. È evidente come il controllore cerchi nell'ottimizzazione della funzione di costo di tenere in conto anche del riferimento energetico proposto. Ovviamente a causa della limitata capacità dell'accumulo questo vincolo non può essere soddisfatto pienamente. Agendo sui pesi del controllore è possibile differenziare la priorità nell'inseguimento dei riferimenti di una o dell'altra variabile in funzione dell'importanza che le si attribuisce.

L'indice di prestazione per questa configurazione è stato calcolato considerando nell'energia resa la somma delle energie fornite dal chiller e dall'accumulo in fase di scarica mentre per quanto riguarda l'energia spesa si è considerata l'energia effettivamente assorbita dal chiller durante la simulazione più l'energia assorbita per caricare l'accumulo.

$$\begin{aligned} \text{Energia resa} &= 1975 \quad [kWh] \\ \text{Energia spesa} &= 810.2 \quad [kWh] \\ EER &= 2.44 \end{aligned}$$

Nel seguito vengono mostrati gli andamenti delle potenze fornite in fase di scarica, dell'energia dell'accumulo e della temperatura. in sei giorni consecutivi. L'accumulo viene caricato ogni notte sempre alla massima capacità. Nei grafici è evidente come il riferimento di temperatura sia sempre soddisfatto. In generale quindi il controllore progettato in abbinamento con gli algoritmi per la previsione del carico garantisce delle buone prestazioni.

**Energia resa=2242 [kWh] Energia spesa=845.6 [kWh] EER=2.6514**

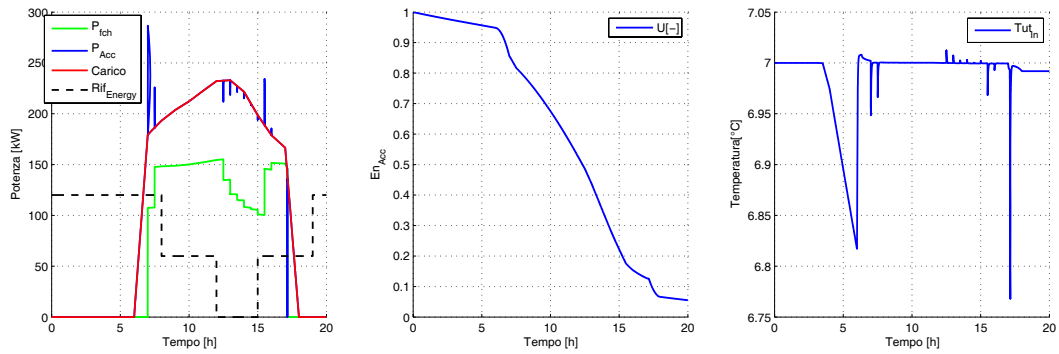


Figura 8.10: Scarica giorno 1

**Energia resa=1203 [kWh] Energia spesa=649.9 [kWh] EER=1.8511**

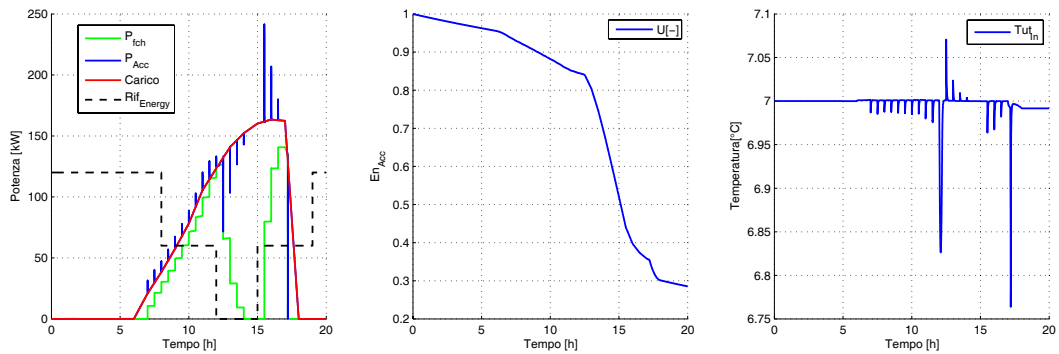


Figura 8.11: Scarica giorno 2

**Energia resa=1700 [kWh] Energia spesa=736.3 [kWh] EER=2.3088**

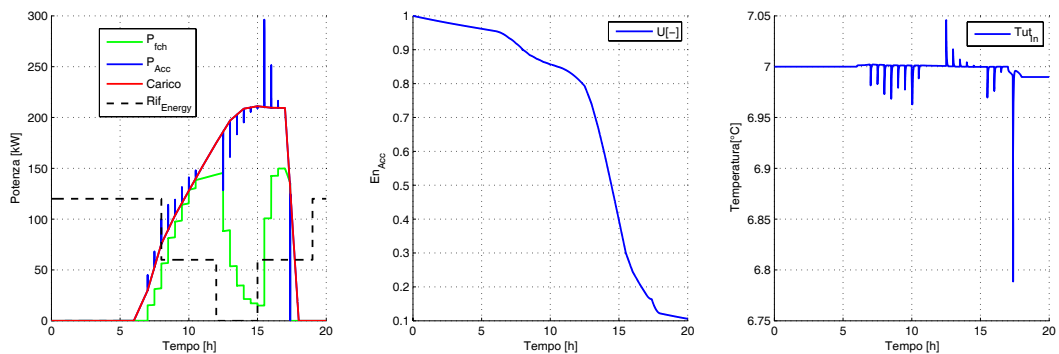


Figura 8.12: Scarica giorno 3

Energia resa=1576 [kWh] Energia spesa=709.6 [kWh] EER=2.2210

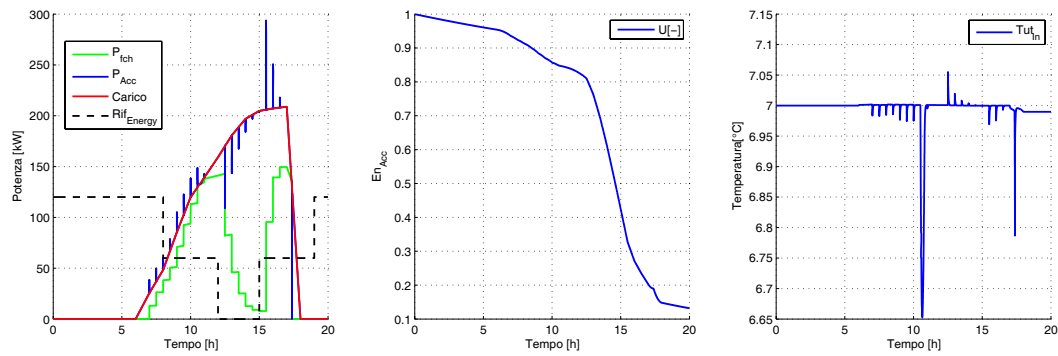


Figura 8.13: Scarica giorno 4

Energia resa=1125 [kWh] Energia spesa=553.9 [kWh] EER=2.0311

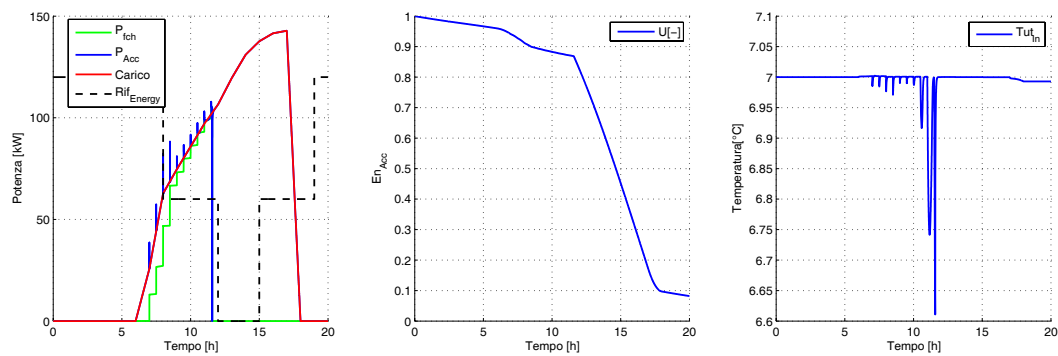


Figura 8.14: Scarica giorno 5

Energia resa=1068 [kWh] Energia spesa=615.2 [kWh] EER=1.7360

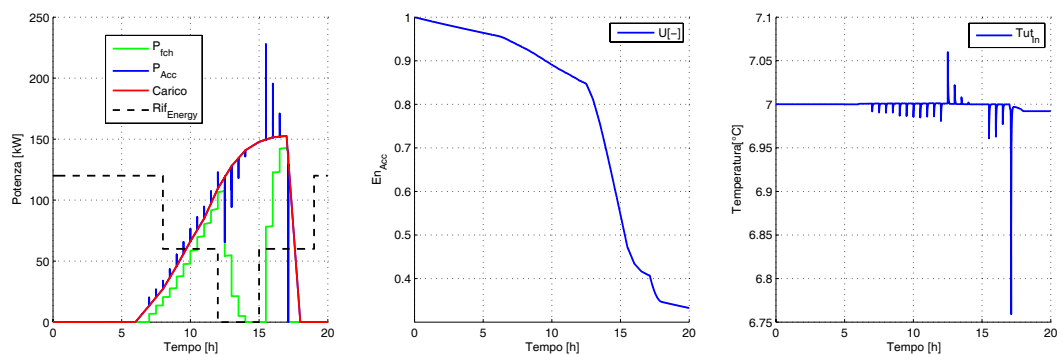


Figura 8.15: Scarica giorno 6

## Conclusioni

In questa tesi è stato sviluppato un algoritmo MPC per risolvere il problema della regolazione in impianti di tipo HVAC. Dopo aver approfondito le tematiche relative ai sistemi di climatizzazione e quelle legate agli accumuli termici, con il loro dimensionamento, le strategie di controllo e supervisione; si è passati alla costruzione di un ambiente di sviluppo all'interno del quale fare le prove simulate e valutare l'efficienza delle scelte progettuali. In quest'ottica si è provveduto alla modellizzazione dell'impianto e alla formulazione del problema di controllo. Un problema tipico dei sistemi di accumulo è la gestione ottimale dell'energia accumulata. Spesso questo problema è risolto localmente vincolando le temperature o i tassi di carica e scarica. L'obiettivo che ci si è proposti è stato quello della gestione ottima di queste energie, al fine di limitare al massimo gli sprechi e all'applicazione di tecniche di supervisione capaci di limitare gli assorbimenti in determinate fasce orarie. La validazione del modello proposto e la successiva verifica utilizzando il controllore predittivo hanno dimostrato che gli strumenti per un più corretto utilizzo delle risorse sono disponibili. Partendo da una previsione del carico molto raffinata come quella proposta in [5] è stato infatti possibile risolvere brillantemente il problema iniziale. Si è dimostrato quindi che la capacità dei controllori predittivi di stimare il comportamento dell'impianto su un orizzonte temporale e di ottimizzare l'azione di controllo sulla base di questa stima è di grande utilità nella gestione di sistemi HVAC con accumulo.

## Sviluppi futuri

Per quanto concerne i soli sistemi di accumulo un campo ancora aperto alla ricerca è sicuramente quello che riguarda le strategie di analisi per il corretto dimensionamento degli accumuli e dei chiller nella parzializzazione di carica. Questo

problema infatti è strettamente vincolato al profilo di carico e sarebbe interessante approfondire la ricerca che Dorgan e altri (1999 2001) hanno portato avanti in tal senso. Nella stessa direzione di questa tesi andrebbe anche il completamento dell'ambiente di sviluppo realizzato tramite la descrizione modellistica anche delle apparecchiature del lato utenza e l'introduzione di tecniche di controllo a zone o di tecniche di accumulo passivo illustrate da Henze in [19] in cui si sfrutta la massa termica delle pareti per accumulare calore.

D'altra parte negli ultimi anni si è assistito ad un sempre crescente interesse verso le tematiche del risparmio energetico, in tal senso la realizzazione di un piccolo impianto di climatizzazione domestico in grado di gestire gli accumuli di ghiaccio sarebbe una sfida sicuramente interessante. Lo stesso impianto potrebbe offrire la possibilità di accumulare ghiaccio durante i periodi estivi e acqua calda nei periodi invernali.

## Bibliografia

- [1] James Peter e Nick Thorpe, *Ancient Inventions*, Ballantine Books (1995).
- [2] Ibrahim Dincer and Marc A. Rosen, *THERMAL ENERGY STORAGE Systems and Applications*, A John WILEY and Sons Publication (2002) .
- [3] James E. Brumbaugh, *Air-Conditioning, Heat Pumps, and Distribution Systems*, A John WILEY and Sons Publication (2004).
- [4] Marco Bertinato, *Algoritmi genetici per l'ottimizzazione di sistemi di supervisione per impianti HVAC*, Tesi di laurea specialistica in Ingegneria dell'Automazione, Università degli Studi di Padova, Dipartimento di Ingegneria dell'Informazione (2008).
- [5] Francesco Simmini. Algoritmi per la previsione del carico in applicazioni HVA. Tesi di laurea, Università degli studi di Padova, 2009/2010.
- [6] ASHRAE: *REFRIGERATION - Secondary Coolants in Refrigeration Systems*, ASHRAE Handbook 2006, Cap. 4.
- [7] ASHRAE: *HVAC Application - Supervisory control strategies and optimization*, ASHRAE Handbook 2008, Cap. 41.
- [8] ASHRAE: *HVAC Systems and Equipment - Thermal Storage*, ASHRAE Handbook 2008, Cap. 50.

- 
- [9] Alex H. W. Lee and Jerold W. Jones, *Modeling of an ice on coil thermal energy storage system*, Pergamon (1995).
- [10] Mohd Kamal Ariffin, Kahar Osman, Mohd Yussof Senawi, *Simulation of spherical encapsulated ice of thermal energy storage system during freezing*, IEEE transactions(2009).
- [11] Numan Yuksel, Atakan Avcı and Muhsin Kilic, *A model for latent heat energy storage systems*, WILEY Inter Science (2006).
- [12] T. Kousksou, J.-P. Bedecarrats, J.-P. Dumas, A. Mimet, *Dynamic modelling of the storage of an encapsulated ice tank*, Applied Thermal Engineering (2005).
- [13] Yingxin Zhu e Yan Zhang, *Modeling of internal melt ice on coil tank*, Dept. of Thermal Engineering, Tsinghua University Beijing (2000).
- [14] J. P. Bédécarrats, F. Strub, B. Falcon and J. P. Dumas, *Phase-change thermal energy storage using spherical capsules*, Eslevieer (1995).
- [15] A. Pasupathy , R. Velraj and R.V. Seeniraj, *Phase change material-based building architecture for thermal management in residential and commercial establishments*, Renewable and Sustainable Energy Reviews (2008).
- [16] Lei Xu, Takashi Yagi, Weijun Gao e Toshio Ojima. *Study on the Installation of Thermal Storage System in Residential Houses*, Journal of Asian Architecture and Building Engineering (2006).
- [17] Lei Xu, Takashi Yagi, Weijun Gao and Toshio Ojima. *A review on energy conservation in building applications with thermal storage by latent heat using phase change material*, Energy Conversion and Management (2004).
- [18] Alex H. W. Lee and Jerold W. Jones, *Laboratory performance of an Ice-On-Coil energy storage system for residential and light commercial application*, Journal of Asian Architecture and Building Engineering, Energy (1996).
- [19] Gregor P. Henze, Moncef Krarti, "Predictive optimal control of active and passive building thermal storage inventory", Final report (2005)

- [20] Turns, R. Stephen, *Thermodynamics: Concepts and Applications*, Cambridge University Press (2006).
- [21] G.L. Morini and S. Piva, *The simulation of transients in thermal plant part i: Mathematical model*, applied thermal engineering.
- [22] Climaveneta Spa, *Il ciclo frigorifero*, [www.climaveneta.it](http://www.climaveneta.it).
- [23] CALMAC GROUP S.p.a. Product Information on web page <http://www.calmac.com/products/icebank.asp>.
- [24] RC GROUP S.p.a. CONTENUTO d'ACQUA dell'IMPIANTO - didattica 2 "Effetti sulla dinamica dell'impianto", 3 "Interazione tra contenuto d'acqua e regolazione dei gruppi frigoriferi", 7 "Strategie di dimensionamento del contenuto d'acqua di un impianto".
- [25] RC GROUP S.p.a. La REGOLAZIONE dei GRUPPI FRIGORIFERI - didattica 1 "Nozioni di base", 2 "Macchine ad un solo gradino di parzializzazione".
- [26] M. Albieri, A. Beghi, C. Bodo, L. Cecchinato. "Advanced control systems for single compressor chiller units". *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, no. 5, pp. 1068–1076, 2009.
- [27] E. Fornasini, G. Marchesini. *Appunti di teoria dei sistemi*. Edizioni Libreria Progetto, Padova, 2003.
- [28] Dantzig, G.B. *Linear Programming and Extensions*, Princeton University Press, Princeton, 1963.
- [29] A. Bemporad, M. Morari, N. Lawrence Ricker, *Model Predictive Control Toolbox*, User Guide
- [30] T. Coleman, M. A. Branch, A. Grace, *Optimization Toolbox*, User Guide
- [31] G.A. Mian. *Appunti di Elaborazione Numerica dei Segnali*. Edizioni Libreria Progetto, Padova, 1998.
- [32] G. Picci. *Metodi statistici per l'identificazione di sistemi lineari*. Dipartimento di Ingegneria dell'Informazione, Università degli studi di Padova, 2008.