

UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

**Dipartimento di Ingegneria Industriale**

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

Tesi di laurea Magistrale

**ANALISI TEORICA DI MACCHINE AD ASSORBIMENTO AD AMMONIACA PER  
IL FUNZIONAMENTO IN POMPA DI CALORE E SOLAR COOLING**

Relatore: Ch.mo Prof. Michele De Carli

Correlatore: Ing. Giulio Busato

Laureando: Pietro Cavestro

Matricola: 1035308

Anno Accademico 2012/2013



## RIASSUNTO

Tale tesi si sviluppa in tre principali punti: il primo è lo studio di cicli per pompe di calore ad assorbimento le quali usano la coppia assorbente-soluto acqua-ammoniaca. Lo scopo di questo studio risulta essere quello di verificare nelle condizioni di lavoro da noi scelte quale dei cicli presenti in letteratura, tenendo conto della fattibilità di questo risulta essere il migliore da un punto di vista dell'efficienza. La motivazione che spinge alla ricerca in questo campo risulta essere la prospettiva di una sostituzione delle caldaie a gas con impianti più efficienti e che sfruttano le energie rinnovabili.

Nella seconda parte si è invece proceduti allo svolgimento di simulazioni dinamiche attraverso il software TRNSYS per determinare la fattibilità di impianti di raffrescamento e riscaldamento solare attraverso una macchina reversibile ad assorbimento acqua-ammoniaca alimentata da collettori termici sottovuoto. L'analisi svolta comprende sia uno studio energetico che uno studio economico.

La terza parte riguarda il confronto energetico e di costi del sistema analizzato in precedenza con altri sistemi di riscaldamento e raffrescamento quali il più utilizzato, ovvero il sistema a caldaia per il riscaldamento invernale abbinato a un sistema ad espansione diretta per il condizionamento estivo e altre soluzioni innovative presenti nel mercato.



## **ABSTRACT**

This argument is developed in three main points: the first is the study of cycles for absorption heat pumps which use the torque absorbing-solute water-ammonia. The purpose of this study is to check the working conditions by us choices which of cycles present in the literature, taking into account the feasibility of this appears to be the best from an efficiency point of view. The motivation behind the research in this area appears to be the prospect of a replacement gas boilers with more efficient plants and using renewable energy. In the second part has instead proceeded to conduct dynamic simulations through the software TRNSYS to determine the feasibility of cooling and solar heating through a machine reversible water-ammonia absorption fed by thermal vacuum collectors. The analysis includes a study of energy that an economic study. The third part concerns the comparison of energy and system costs discussed above with other heating systems and cooling as the most used, the boiler system for heating in winter combined with a direct expansion system for summer conditioning and other solutions innovative on the market.



# INDICE

<b>1. INTRODUZIONE.....</b>	<b>1</b>
<b>2. CICLI AD ACQUA-AMMONIACA A SINGOLO STADIO.....</b>	<b>3</b>
<b>2.1. Modelli di analisi stazionaria di cicli ad assorbimento.....</b>	<b>3</b>
2.1.1. Desorbitore.....	3
2.1.2. Assorbitore.....	4
2.1.3. Condensatore.....	5
2.1.4. Espansione.....	6
2.1.5. Evaporatore.....	6
2.1.6. Pompa della soluzione ricca.....	6
2.1.7. Scambiatore delle soluzioni (SHX).....	7
<b>2.2. Cicli ad assorbimento.....</b>	<b>7</b>
2.2.1. Ciclo semplice.....	7
2.2.2. Ciclo con SHX(Ciclo 1).....	8
2.2.3. Ciclo SHX con deflemmatore.....	10
2.2.4. Ciclo SHX con deflemmatore e scambiatore del condensato(Ciclo 4)..	13
2.2.5. Ciclo SHX con deflemmatore, scambiatore del condensato e rigenerazione interna all'assorbitore(Ciclo 5).....	14

<b>2.3.</b>	<b>Discussione e confronto dei cicli presentati.....</b>	<b>16</b>
<b>2.4.</b>	<b>Analisi stazionaria di un modello ad assorbimento acqua-ammoniaca per raffrescamento solare.....</b>	<b>19</b>
2.4.1.	Presentazione dei risultati.....	19
2.4.2.	Confronto tra macchine per raffrescamento solare a bromuro di litio-acqua e ammoniaca-acqua.....	22
<b>3.</b>	<b>ANALISI FUORI PROGETTO DI CICLI AD ASSORBIMENTO.....</b>	<b>23</b>
<b>3.1.</b>	<b>Cicli analizzati.....</b>	<b>23</b>
3.1.1.	Ciclo SHX con deflemmatore e scambiatore del condensato(Ciclo 4)..	23
3.1.2.	Ciclo SHX e portate in parallelo.....	23
3.1.3.	Ciclo con CHX e portate in serie, con passaggio assorbitore e poi al condensatore(Ciclo 6).....	24
3.1.4.	Ciclo senza SHX(Ciclo 7).....	24
3.1.5.	Ciclo SHX con scambio rigenerativo prima al deflemmatore e poi all'assorbitore(Ciclo 8).....	25
<b>3.2.</b>	<b>Confronto cicli in condizioni di fuori progetto.....</b>	<b>26</b>
3.2.1.	Analisi al variare della temperatura richiesta dall'utenza.....	27
3.2.2.	Analisi al variare della temperatura dell'aria esterna.....	30
3.2.3.	Analisi al variare della potenza al generatore mantenendo costante la portata della soluzione ricca elaborata dalla pompa.....	33
3.2.4.	Analisi mantenendo costante il rapporto di circolazione al variare della potenza al generatore.....	35
3.2.5.	Andamento delle temperature al generatore al variare delle condizioni operative.....	37



<b>4. SIMULAZIONE DINAMICA DI SISTEMI SOLARI DI RAFFRESCAMENTO E RISCALDAMENTO.....</b>	<b>39</b>
<b>4.1. Introduzione.....</b>	<b>40</b>
<b>4.2. Simulazione tramite il software TRNSYS.....</b>	<b>40</b>
<b>4.3. Il sistema edificio.....</b>	<b>41</b>
<b>4.4. La macchina ad assorbimento reversibile.....</b>	<b>45</b>
<b>4.5. I collettori a tubi evacuati.....</b>	<b>48</b>
<b>4.6. L'accumulo.....</b>	<b>50</b>
<b>4.7. La caldaia.....</b>	<b>50</b>
<b>4.8. Modelli in TRNSYS Simulation Studio.....</b>	<b>51</b>
<b>4.9. Definizione degli indici di interesse.....</b>	<b>52</b>
<b>4.10. Risultati al variare dell'area dei collettori.....</b>	<b>53</b>
4.10.1. Risultati per la soluzione residenziale.....	54
4.10.2. Risultati per la soluzione terziaria.....	64
<b>4.11. Conclusioni.....</b>	<b>73</b>
<b>5. ANALISI ECONOMICA SISTEMA DI RAFFRESCAMENTO – RISCALDAMENTO SOLARE.....</b>	<b>77</b>
<b>5.1. Introduzione.....</b>	<b>77</b>
<b>5.2. Risultati.....</b>	<b>79</b>
5.2.1. Risultati per la soluzione residenziale.....	79
5.2.2. Risultati per la soluzione terziaria.....	82
<b>5.3. Conclusioni.....</b>	<b>85</b>

<b>6. CONFRONTO ANNUALE TRA TECNOLOGIE PER IL CONDIZIONAMENTO.....</b>	<b>87</b>
<b>6.1. Sistema a caldaia più split commerciale.....</b>	<b>87</b>
<b>6.2. Sistema a pompa di calore a compressione reversibile aria-acqua..</b>	<b>88</b>
<b>6.3. Pompa di calore reversibile a metano.....</b>	<b>90</b>
<b>6.4. Caldaia a condensazione con assorbitore bromuro di litio-acqua per il raffrescamento.....</b>	<b>91</b>
<b>6.5. Risultati del confronto.....</b>	<b>92</b>
6.5.1. Risultati per l’edificio residenziale.....	92
6.5.2. Risultati per l’edificio terziario.....	100
<b>CONCLUSIONI.....</b>	<b>109</b>
<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>111</b>

# 1. INTRODUZIONE

Il recente recepimento della direttiva europea CE n. 842/2006[1] sui gas fluorurati in Italia e nel resto dell'Europa ha portato il settore industriale che produce macchine contenenti tali gas a iniziare dei percorsi di indagine su tecnologie alternative. Numerosi sono infatti gli studi su macchine che utilizzano gas refrigeranti a basso effetto serra quali ammoniaca e CO<sub>2</sub>. Si sta quindi assistendo ad un ritorno ai primi fluidi utilizzati nelle tecniche di refrigerazione.

Altra causa di ricerca di alternative sono i nuovi vincoli sulla costruzione di edifici e sulle ristrutturazioni che hanno l'obbligo di avere una quota parte di energia consumata da fonte rinnovabile che risulta essere del 50% per edifici residenziali il cui titolo edilizio viene richiesto oltre il primo gennaio 2017[2]. Ecco quindi che queste due cause hanno portato allo studio preliminare di tecnologie non nuove, ma che finora sono state accantonate a favore dell'utilizzo di gas artificiali o di soluzioni più economiche come la consueta caldaia che ad oggi è il sistema più utilizzato e in molti casi anche il più efficace per il riscaldamento degli ambienti.

Per uno sviluppo delle tecnologie innovative quali la pompa di calore o il solare termico, sono sicuramente determinanti due punti: il primo è un fattore energetico, ovvero per permettere alle tecnologie innovative di essere concorrenti è necessario che gli edifici che devono condizionare siano energeticamente efficienti, e questo si traduce in una temperatura dei terminali di impianto più bassa possibile nel periodo di riscaldamento; il secondo è invece di tipo economico, ovvero le tecnologie innovative comportano dei costi di investimento superiori rispetto alle tecnologie tradizionali. Senza un sistema di incentivazione che promuova questa tipologia di impianti finché i costi non siano competitivi con i tradizionali sistemi di climatizzazione, rimane difficile la diffusione di queste macchine.

Tuttavia l'obbligatorietà di produrre quota parte dell'energia di condizionamento e acqua calda sanitaria da fonte rinnovabile apre comunque le porte a queste tecnologie.

In seguito sarà riportato uno studio su cicli ad assorbimento ad acqua-ammoniaca. Si tratta di uno dei primi metodi utilizzati per la refrigerazione e il condizionamento. Ad oggi tale tecnologia risulta essere poco diffusa nel nostro paese, tuttavia le prestazioni che si ottengono con queste macchine per un funzionamento in riscaldamento possono essere paragonate a quelle delle classiche pompe di calore. Possono quindi divenire una valida alternativa a queste garantendo una produzione di calore con una quota di energia rinnovabile anche del 50%. Ovviamente, rispetto ad una caldaia, le prestazioni di una pompa di calore dipendono dalle condizioni al contorno quali temperatura esterna, temperatura di utenza richiesta, umidità dell'aria. Si devono eseguire quindi delle valutazioni per capire quale sia il metodo di condizionamento degli ambienti più efficiente

con obiettivo non tanto di utilizzare energia rinnovabile, il che può essere fuorviante come si vedrà in seguito, ma quanto quello di ridurre il fabbisogno da fonti fossili.

Se, come appena affermato, le macchine ad assorbimento presentano un buon funzionamento in condizioni invernali, in condizioni estive, a confronto con un sistema tradizionale di condizionamento estivo a espansione diretta, sono sicuramente penalizzate. Tuttavia interessante risulta l'idea di utilizzare una sola macchina sia per il condizionamento estivo che invernale: questo può essere possibile con la macchina ad assorbimento ad acqua-ammoniaca. Per rendere vantaggiosa tale applicazione sia da un punto di vista energetico che dei costi di utilizzo risulta indispensabile alimentare tale sistema con un campo solare che produca acqua calda tale da garantire il funzionamento della macchina ad assorbimento. Questo è il secondo passo svolto, ovvero l'analisi della copertura solare in sistemi che abbinano una macchina ad assorbimento ad un campo solare. Come si vedrà da un punto di vista energetico tale tecnologia risulta essere interessante se il campo solare riesce a coprire gran parte del carico termico richiesto nella stagione estiva. Perché questo avvenga è necessaria la contemporaneità dell'irraggiamento solare con i carichi da asportare.

Infine è stata svolta un'analisi dei costi di investimento per questo sistema e un confronto energetico ed economico con le tradizionali tecnologie utilizzate.

Da quanto emerso risulta che ad oggi il rientro dell'investimento per questo tipo di impianti per applicazioni residenziali e terziarie è di oltre i 15 anni considerando gli incentivi vigenti. Mentre per quanto riguarda il confronto con le altre tecnologie investigate, dal punto di vista dell'energia primaria utilizzata, il sistema di riscaldamento e raffrescamento solare risulta essere vantaggioso, se come detto in precedenza la copertura solare estiva è molto elevata, d'altra parte l'inefficienza del sistema ad assorbimento rispetto ai tradizionali sistemi ad espansione diretta porta ad un consumo di energia primaria, a parità di carichi, molto più elevato.

## 2. CICLI AD ASSORBIMENTO ACQUA-AMMONIACA A SINGOLO STADIO

Nella prima parte di questo capitolo si discuterà dei vari cicli presenti in letteratura per macchine ad ammoniaca/acqua, limitando l'interesse a cicli monostadio, i più adatti per utenze di tipo residenziale e quindi per basse potenze (non oltre i 100kW). Si trascureranno quindi in questa trattazione i cicli a due o tre livelli di pressione che, come è noto, portano ad un incremento dell'effetto utile ma risultano difficilmente gestibili per basse potenze[3]. Nella seconda parte si andranno a presentare i risultati dei modelli che si sono sviluppati attraverso REFPROP esteso a Excel per le tipologie di ciclo presenti in letteratura andando a spiegare il motivo che spinge ogni singola evoluzione del ciclo base.

### *2.1. Modelli di analisi stazionaria di cicli ad assorbimento*

Per capire i miglioramenti in termini di efficienza dei cicli appena descritti si è sviluppato un modello della macchina ad assorbimento in REFPROP esteso a Excel e, partendo dal modello semplice, si è passati attraverso graduali complicazioni dello stesso per arrivare alla configurazione ottimale per la costruzione di una macchina con funzionamento in pompa di calore.

Parametri di progetto del modello:

- potenza al generatore: 25 kW;
- rendimento del generatore di calore: 0.98;
- temperatura aria esterna di progetto: 0°C;
- temperatura utenza di progetto: 40-50°C;
- temperatura soluzione povera all'uscita del generatore alle condizioni di progetto: 150°C;
- efficienza unitaria degli scambiatori.

Ogni elemento del ciclo è stato modellizzato; di seguito si descrive la metodologia di modellizzazione e le assunzioni fatte per i singoli elementi componenti il ciclo.

#### **2.1.1. Desorbitore**

Il desorbitore è l'elemento che genera vapore ricco in ammoniaca da una soluzione ammoniaca/acqua attraverso la somministrazione di una certa quantità di calore; a questo è solitamente annessa una colonna di rettifica. Il vapore prodotto nel generatore risale in contro corrente rispetto al flusso di liquido della soluzione ricca che viene immessa nella parte alta del generatore e questo garantisce uno scambio termico (essendo la soluzione a temperatura inferiore rispetto al vapore generato) e di massa purificando il vapore generato per condensazione dell'acqua

contenuta in questo. Questo modo di purificare il vapore generato viene amplificato dal rettificatore ovvero una colonna di piatti con prolungamento del contatto vapore-liquido. Questo processo risulta necessario per la soluzione ammoniacale/acqua data la vicinanza delle temperature di ebollizione dei due componenti. Infatti il contenuto di acqua nel refrigerante, come si vedrà in seguito, deve essere fortemente limitato e idealmente il refrigerante dovrebbe essere ammoniacale puro.

Essenziale per il buon funzionamento di un generatore di vapore, ovvero perché questo richieda il minor apporto termico a parità di calore recuperato all'evaporatore, è che la soluzione ricca abbia la maggior concentrazione in massa di ammoniacale possibile. Per ottenere questo obiettivo risulta necessaria una buona efficienza da parte dell'assorbitore.

Di seguito vengono riportate le ipotesi con le quali si è modellizzata la colonna di generazione:

- temperatura massima della soluzione povera in uscita dal generatore nelle condizioni di progetto pari a 150°C; tale limite è stato imposto per non avere temperature troppo elevate in condizioni di funzionamento critiche della macchina ovvero con temperature all'utenza elevate oppure con temperature esterne estremamente basse;
- vapore e liquido prodotti al generatore, entrambi nelle condizioni di saturazione, sono considerati in equilibrio rispetto alla pressione di esercizio del generatore che è imposta dalla temperatura di condensazione.

### **2.1.2. Assorbitore**

L'assorbitore è l'elemento in cui il vapore viene riassorbito nella miscela povera in ammoniacale con liberazione di calore che viene a sua volta assorbito dall'utenza; all'ingresso del dispositivo si avrà vapore entrante dal basso della colonna e liquido a bassa concentrazione di ammoniacale: si cercherà di ottenere il miglior contatto tra i due fluidi in modo che il vapore ricco in ammoniacale condensi e si sciogla nel liquido cedendo una certa quantità di calore. Nella sottrazione del calore si deve tener conto del contributo di tre flussi distinti:

- il flusso termico del calore di condensazione;
- il flusso termico del calore di diluizione;
- il flusso termico del calore che deve essere asportato per diminuire la temperatura della soluzione durante l'assorbimento. Questo consente di ottenere un sottoraffreddamento a cui corrisponde un ulteriore aumento della concentrazione di ammoniacale nella soluzione ricca.

La sottrazione del calore avviene attraverso uno scambiatore interno all'assorbitore. Il fluido passante all'interno dello scambiatore all'assorbitore è, come accennato in precedenza, il fluido

utenza. Altre soluzioni prevedono due stadi di assorbimento con una rigenerazione interna nel primo stadio e nel secondo lo scambio con l'utenza.

Essenziale per il buon funzionamento del sistema di assorbimento è un'elevata purezza del refrigerante. All'aumentare del contenuto di acqua nel refrigerante si ha una diminuzione, a parità di temperatura, della pressione di evaporazione. Conseguentemente anche la pressione all'assorbitore sarà minore e questo implica una diminuzione della concentrazione di ammoniaca nella soluzione ricca. A sua volta questo ha ripercussioni sull'efficienza del generatore di vapore come accennato in precedenza. Una buona efficienza dell'assorbitore consente di avere bassi rapporti di circolazione. Il rapporto di circolazione è definito come segue:

$$f = \frac{m_{ricca}}{m_{refr}}$$

Con :

- $m_{ricca}$  : portata della soluzione ricca in ammoniaca;
- $m_{refr}$ : la portata di refrigerante prodotta.

Quanto più, a parità di condizioni, il rapporto di circolazione risulta basso tanto più la macchina sarà efficiente. Il fattore di circolazione è un indice di quanto refrigerante passa dall'assorbitore al generatore: quanto maggiore sarà questa quantità, tanto minore sarà l'apporto di calore da fornire al generatore per uno stesso effetto utile.

L'assorbitore è stato modellizzato avente efficienza unitaria. La soluzione ricca generata avrà quindi una concentrazione in ammoniaca pari alla concentrazione ottenuta in situazione ideale.

In condizioni di progetto è stato ipotizzato per lo scambiatore con l'utenza interno all'assorbitore una temperatura di approccio di 5°C.

### 2.1.3. Condensatore

Nel condensatore il refrigerante allo stato vapore trasferisce il proprio contenuto energetico all'utenza sfruttando il calore di condensazione; si hanno di conseguenza due scambi con l'utenza, un primo all'assorbitore e un secondo al vero e proprio condensatore. Solitamente le portate nei due dispositivi sono in parallelo. La somma delle potenze scambiate in questi dispositivi è la potenza utile fornita dalla macchina. La quantità di calore scambiata dall'uno e dall'altro dispositivo dipende dalla configurazione del sistema, cioè dagli scambi interni alla macchina; tuttavia lo scambio all'assorbitore risulta tanto più influente quanto meno calore viene scambiato tra le soluzioni. Come ipotesi iniziali sono state assunte:

- una differenza di temperatura di approccio di 5°C;
- un sottoraffreddamento del liquido in uscita di 5°C.

#### 2.1.4. Espansione

L'espansione è il processo termodinamico che consente al fluido di passare dallo stato di alta allo stato di bassa pressione. Il processo di espansione è assunto adiabatico e quindi a entalpia costante.

#### 2.1.5. Evaporatore

L'evaporatore, nel funzionamento della macchina come pompa di calore, recupera energia dall'ambiente esterno energia, che è quindi considerata l'energia rinnovabile che il sistema è in grado di recuperare.

Rispetto ai tradizionali cicli a compressione in un evaporatore che funziona con refrigerante ricco di ammoniaca e povero di acqua, non si ha un'evaporazione a temperatura costante ma la temperatura di evaporazione dipende dal titolo del vapore.

Non è possibile ottenere vapore surriscaldato all'uscita dell'evaporatore a causa del forte glide di temperatura. Questo comportamento del refrigerante in uso obbliga a uscire dall'evaporatore con vapore umido ed è quindi necessario cambiare la logica di controllo della valvola di laminazione rispetto ai cicli a compressione di vapore.

Nel caso considerato si è assunto:

- una temperatura di approccio pari a 10°C;
- una differenza di temperatura all'interno dell'evaporatore tra ingresso e uscita pari a 5°C.

Imporre un  $\Delta T$  così ridotto all'evaporatore implica che la quantità d'acqua presente nel refrigerante sia trascurabile. Un refrigerante puro, quale l'ammoniaca, evapora, a meno delle perdite di carico a temperatura costante dipendente dalla pressione di saturazione. Nel caso di una miscela, la temperatura aumenta durante l'evaporazione e tale aumento per uno stesso salto entalpico risulta tanto più marcato quanto meno il refrigerante è puro. Si ha quindi che un forte contenuto di acqua nel refrigerante vada a compromettere la quantità di calore recuperato con conseguente diminuzione dell'effetto utile.

#### 2.1.6. Pompa della soluzione ricca

Assunto che il processo di compressione sia isoentropico, dato che il fluido è incomprimibile, la variazione di temperatura del fluido attraverso la pompa risulta nulla; dal primo principio il lavoro che deve fornire la pompa risulta:

$$w = (p_{high} - p_{low}) \frac{vm}{\eta_p} \quad [\text{W}]$$

Con  $p_{high} - p_{low}$  la differenza tra le pressioni alta e bassa,  $v$  volume specifico del liquido e  $m$  la portata di liquido elaborata dalla pompa. L'entalpia del fluido in questo caso si modifica per la variazione di pressione del fluido.



Lo scopo della pompa è innalzare il livello di pressione della soluzione ricca dall'assorbitore al generatore. Soluzione ricca che è il mezzo di trasporto del refrigerante dalla pressione di evaporazione alla pressione di generazione, questo trasporto in fase liquida consente di comprimere non un gas ma un liquido con conseguente risparmio sulla potenza di pompaggio.

### **2.1.7. Scambiatore delle soluzioni (SHX)**

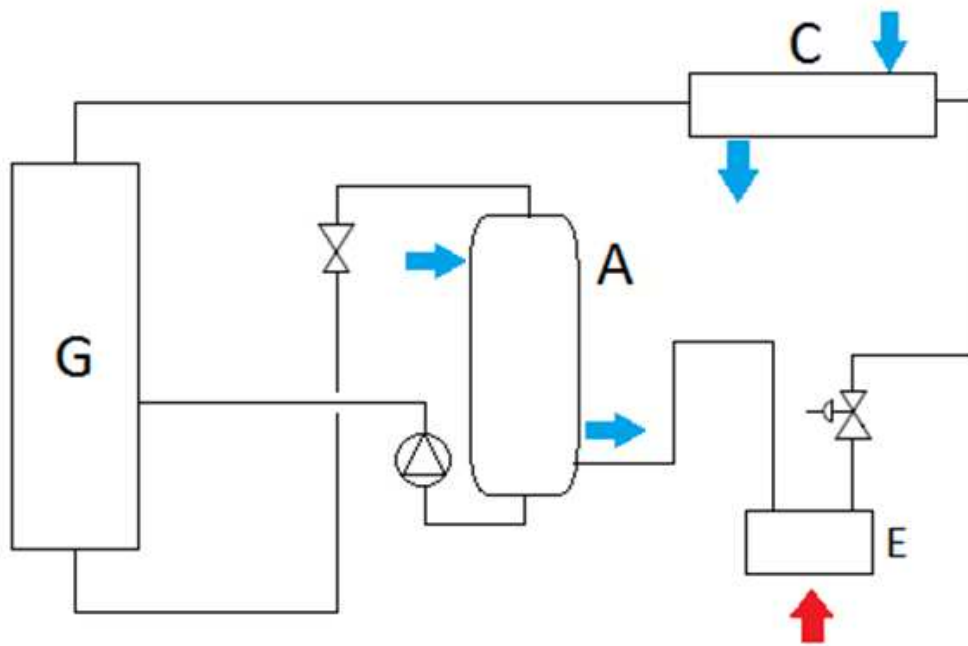
Lo scambiatore SHX consente una rigenerazione termica tra la soluzione povera calda in uscita dal generatore e la soluzione ricca fredda in uscita dall'assorbitore. Questo elemento risulta necessario per avere elevate efficienze all'assorbitore, dove risulta favorevole lavorare a basse temperature e al generatore, dove invece le temperature per avere una maggior produzione di vapore per unità di volume devono essere le più elevate possibili. Come si è già accennato il limite è dovuto a problemi di corrosione. Come parametro di progetto si considera una temperatura di approccio pari a 5°C. Finora si è visto come sono stati modellati gli elementi principali del circuito, per gli elementi aggiuntivi che verranno inseriti per migliorare l'efficienza del ciclo rispetto al ciclo base le ipotesi fatte saranno riportate caso per caso nel paragrafo che descrive il ciclo in cui viene inserito l'elemento.

## **2.2. Cicli ad assorbimento**

### **2.2.1. Ciclo semplice**

Il ciclo più semplice che è possibile realizzare con riferimento alla Figura 2.1 si svolge in sei fasi che vanno a costituire l'ossatura dei cicli ad assorbimento:

1. la prima fase è quella di assorbimento del refrigerante ricco in ammoniaca da parte della soluzione povera con liberazione di calore;
2. pompaggio della soluzione ricca che si viene a generare all'alta pressione del ciclo;
3. successiva generazione del vapore ricco in ammoniaca al distillatore con necessità di fornire calore e circolazione della soluzione povera ad alta temperatura da generatore ad assorbitore attraverso laminazione per riportarlo alla pressione di funzionamento dell'assorbitore;
4. condensazione del vapore generato con cessione di calore alla sorgente ad alta temperatura;
5. laminazione isoentalpica;
6. evaporazione con sottrazione di calore alla sorgente a bassa temperatura.



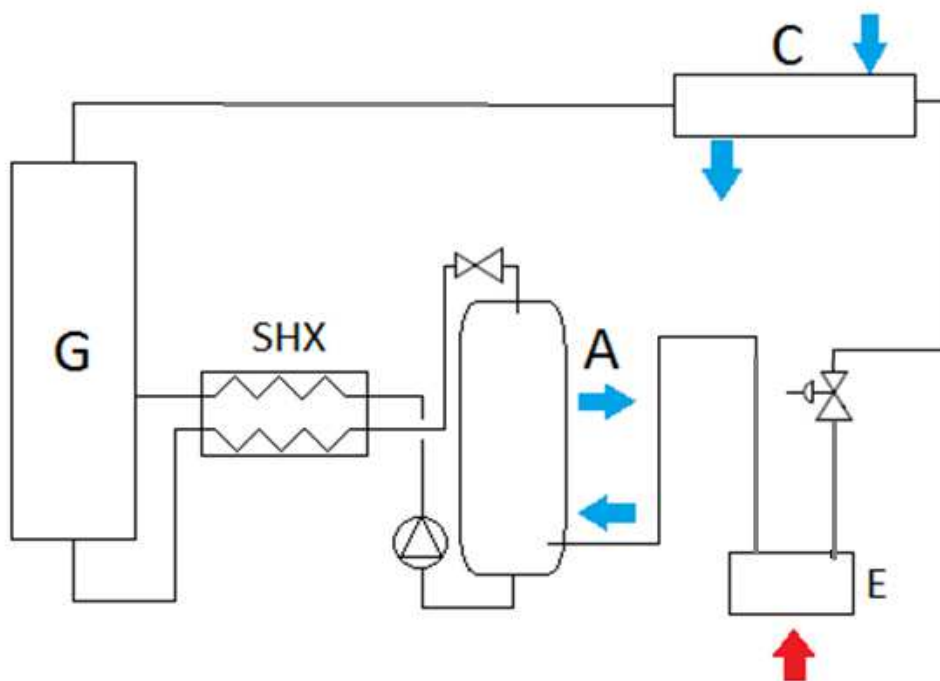
**Figura 2.1** Ciclo semplice

Tale ciclo può fornire un certo effetto utile ma risulta estremamente inefficiente. L'inefficienza è dovuta principalmente alla bassa purezza del refrigerante prodotto con conseguente ampio glide di temperatura nel cambiamento di fase. Una bassa purezza del refrigerante si osserva anche in una bassa pressione di evaporazione a parità di temperatura, questo va indirettamente ad influire sull'assorbitore, che a parità di temperatura di assorbimento lavora a pressioni minori. Questo comporta una soluzione ricca generata più povera in ammoniaca, e conseguentemente si hanno alti fattori di circolazione e una quantità di refrigerante prodotto bassa.

### **2.2.2. Ciclo con SHX (Ciclo1)**

Per risolvere questi ultimi due punti risulta necessario uno scambiatore rigenerativo interno tra le due soluzioni come mostrato in Figura 2.2.

Tale scambiatore (SHX) è da posizionare dove entrambi i fluidi sono in alta pressione per evitare attraverso la laminazione una forte degradazione della temperatura del fluido caldo e quindi una perdita di salto di temperatura sfruttabile.


**Figura 2.2 Ciclo con scambiatore tra le soluzioni**

In tabella 2.1 si riportano i valori ottenuti dal modello matematico di simulazione stazionaria per questo ciclo alle condizioni di progetto:

GUE	EER	f	Wp[kW]	Qshx[kW]	Qgen[kW]	Qabs[kW]	Qcond[kW]	Qevap[kW]
1.27	0.29	6.60	0.18	26.30	25.00	14.37	18.30	7.56

**Tabella 2.1 Prestazioni ciclo 1**

Dove:

- GUE: effetto utile in pompa di calore, espresso come il rapporto tra potenza scambiata con l'utenza e il calore fornito al generatore;
- EER: effetto utile in raffrescamento, espresso come il rapporto tra il calore recuperato all'evaporatore e il calore fornito al generatore di vapore;
- f: fattore di circolazione;
- Wp: potenza della pompa delle soluzioni;
- Qshx: calore scambiato allo scambiatore delle soluzioni;
- Qgen: calore fornito al generatore di vapore della macchina;
- Qabs: calore ceduto dall'assorbitore all'utenza;
- Qcond: calore ceduto all'utenza al condensatore del refrigerante;
- Qevap: calore recuperato dall'evaporazione del refrigerante.

Da tabella 2.1 si nota il basso quantitativo di calore scambiato all'assorbitore ( $Q_{abs}$ ), questo, rispetto ad un ciclo semplice è dovuto allo scambiatore delle soluzioni che permette da un lato di mantenere "caldo" il generatore con conseguente minor calore da fornire a questo a parità di effetto utile, dall'altro mantiene le temperature all'assorbitore basse favorendo l'assorbimento del refrigerante. In tale ciclo non è previsto alcun organo per "pulire" il vapore generato e questo dal modello avrà, nelle condizioni ipotizzate, una concentrazione in massa di ammoniaca del vapore pari a 0,924. Il successivo modello creato andrà ad includere un sistema per la purificazione del vapore generato con un aumento del salto entalpico al generatore e un aumento dell'effetto utile.

### **2.2.3. Ciclo SHX con deflemmatore**

Una seconda evoluzione del ciclo consiste in una sezione di rettifica del vapore generato, ovvero attraverso lo scambio termico con condensazione differenziale si cerca di togliere dal vapore generato l'acqua presente per garantire una maggiore purezza del refrigerante. Questo comporta una diminuzione in portata di massa del refrigerante, ma complessivamente la purificazione del vapore creato è un importante vantaggio dal punto di vista termodinamico. La miscela condensata defluisce nuovamente nella colonna di distillazione, ove serve a concentrare il vapore in salita nella colonna. La quantità di refrigerante contenuta nella portata di riflusso è una perdita di effetto utile. Tanto più grande è la portata di riflusso tanto maggiore sarà la perdita di refrigerante e quindi il calore aggiuntivo da somministrare. Il processo di rettifica deve limitare la quantità di refrigerante condensato. Questo è possibile favorendo una condensazione differenziale: risulta pertanto necessario avere al rettificatore dei profili di scambio con un  $\Delta T$  non elevati. Tale scambio termico libera calore, avremo quindi bisogno di una sorgente che sia in grado di raccogliarlo. In letteratura esistono due possibilità:

1. diretto scambio con l'utenza (Ciclo 2);
2. una rigenerazione interna (Ciclo 3).

In questa tipologia di ciclo rappresentato in Figura 2.3 si deve considerare che:

- il calore sottratto al vapore per la fase di rettifica viene scambiato con l'utenza;
- la portata di vapore che attraversa il circuito frigo è minore rispetto al caso precedente, tuttavia si ha maggiore purezza di questo;
- la temperatura del refrigerante che entra nel circuito frigorifero è minore rispetto al primo caso;
- nel rettificatore si genera una portata di acqua ricca in ammoniaca (riflussato) che sarà convogliata al generatore e sarà introdotta nella sezione della colonna dove la concentrazione è circa la medesima.

Come parametro di progetto dello scambiatore interno al generatore si fissa una concentrazione in massa di ammoniaca del refrigerante pari a 0,995.

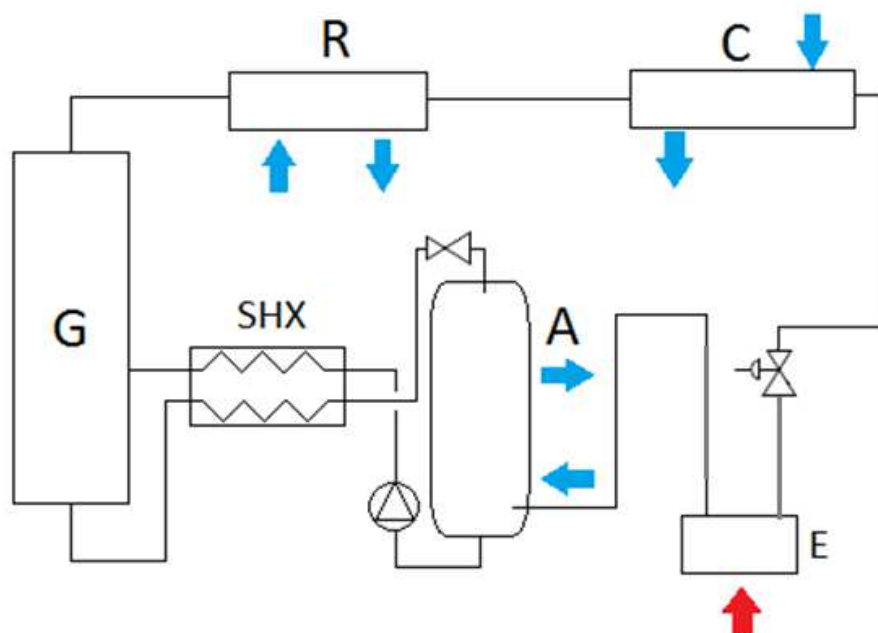


Figura 2.3 Ciclo con SHX e deflettore con recupero all'utenza

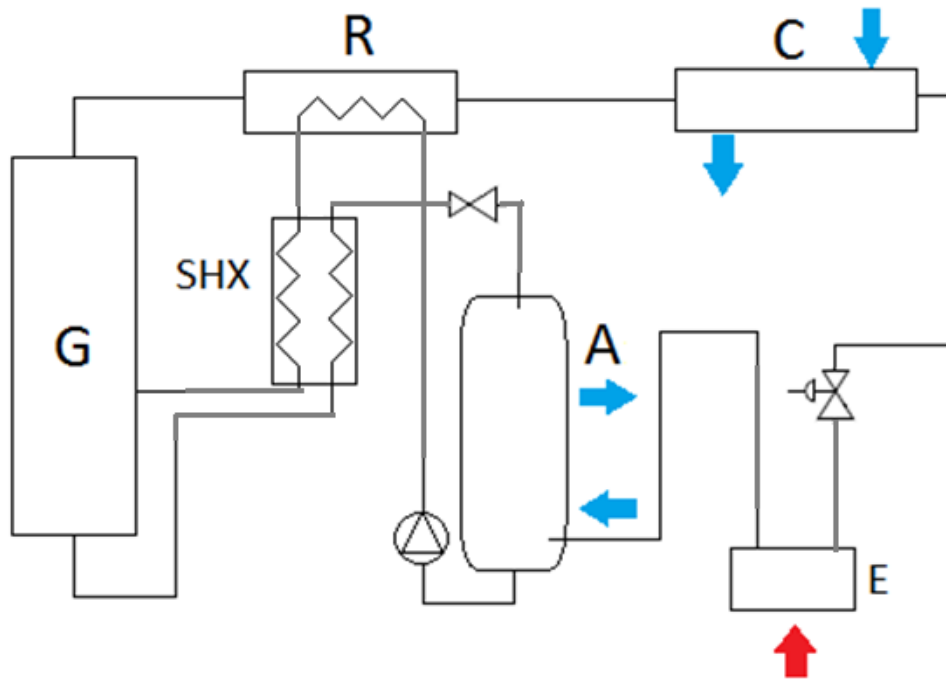
Il modello realizzato porta ai i risultati presentati in tabella 2.2:

GUE	EER	f	Wp[kW]	Qshx[kW]	Qgen[kW]	Qabs[kW]	Qcond[kW]	Qevap[kW]	Qdef[kW]
1.39	0.42	5.6	0.15	25.5	25	17.58	12.58	10.94	5.65

Tabella 2.2 Prestazioni ciclo 2

Da tabella 2.2, rispetto ai risultati presentati per il ciclo 1, si ha un calore scambiato al condensatore minore rispetto al caso precedente, questa differenza è dovuta al minor quantitativo di refrigerante nel circuito. Tuttavia la quantità di calore recuperata all'evaporatore è aumentata passando da 7.56 kW a 10.94 kW, questo a dimostrare come una maggiore purezza del refrigerante vada ad aumentare sensibilmente l'effetto utile prodotto.

La seconda possibilità è quella di una rigenerazione interna con la soluzione ricca dopo la pompa di alimentazione e prima dell'SHX come si vede in Figura 2.4 dove si rappresenta il ciclo descritto.



**Figura 2.4 Ciclo con SHX e scambio rigenerativo al deflemmatore**

La simulazione statica con rigenerazione termica al deflemmatore risultati porta ai risultati di tabella 2.3:

GUE	EER	f	Wp[kW]	Qshx[kW]	Qgen[kW]	Qabs[kW]	Qcond[kW]	Qevap[kW]
1.42	0.45	5.4	0.15	20.9	25	23.27	13.26	11.53

**Tabella 2.3 Prestazioni ciclo 3**

La scelta migliore dal punto di vista termodinamico tra le due possibilità è uno scambio interno rigenerativo, questo per favorire la condensazione differenziale rispetto alla condensazione integrale: infatti nello scambio con l'utenza il differenziale di temperatura risulta essere elevato, e questo favorisce una condensazione di tipo integrale, non voluta al deflemmatore. Con uno scambio rigenerativo invece i due profili sono molto più vicini e la condensazione differenziale è maggiormente favorita[2]. L'effetto utile aumenta passando da 10.94 kW a 11.53 kW. E' inoltre possibile osservare come si abbia una diminuzione del calore scambiato allo scambiatore delle soluzioni (SHX) nel caso di rigenerazione interna. Questo in quanto la soluzione nel passaggio al rettificatore si è già preriscaldata e il  $\Delta T$  massimo di scambio è minore. Questo ha effetto all'assorbitore che avrà una soluzione povera in ingresso a maggiore temperatura. Conseguentemente il calore scambiato con l'utenza è maggiore.

#### 2.2.4. Ciclo SHX con deflettore e scambiatore del condensato (Ciclo 4)

Ulteriore ottimizzazione che si propone è il posizionamento di uno scambiatore rigenerativo tra condensato e vapore umido in uscita dall'evaporatore. Questo scambiatore è sempre presente in queste macchine in quanto porta a un beneficio di energia recuperata all'evaporatore, mentre negli impianti a compressione, il vantaggio in termini di recupero viene compensato con una maggiore temperatura in ingresso al compressore e conseguentemente una minore efficienza di questo, rendendo la sua presenza valutabile. Nel caso di impianti ad assorbimento ad ammoniaca/acqua questo dispositivo è sempre presente e il suo utilizzo porta sempre a un maggiore salto di entalpia all'evaporatore. Questo è dovuto al fatto che attraverso un sottoraffreddamento del condensato si garantisce un maggior salto di temperatura disponibile all'evaporatore a parità di pressione. Tale dispositivo è quindi utile a diminuire le inefficienze causate da un refrigerante poco puro garantendo un maggior salto entalpico all'evaporatore. Inconveniente che provoca questo dispositivo è un'ulteriore perdita di carico nel circuito con conseguente minor pressione all'evaporatore ma anche all'assorbitore. E' necessario quindi limitare le perdite relative a questo elemento dell'impianto.

In impianti a bromuro di litio, che lavorano a pressioni inferiori a quella atmosferica, tale scambiatore non è mai previsto a causa delle perdite di carico aggiuntive che porta nel circuito[3].

Il ciclo descritto è rappresentato in figura 2.5.

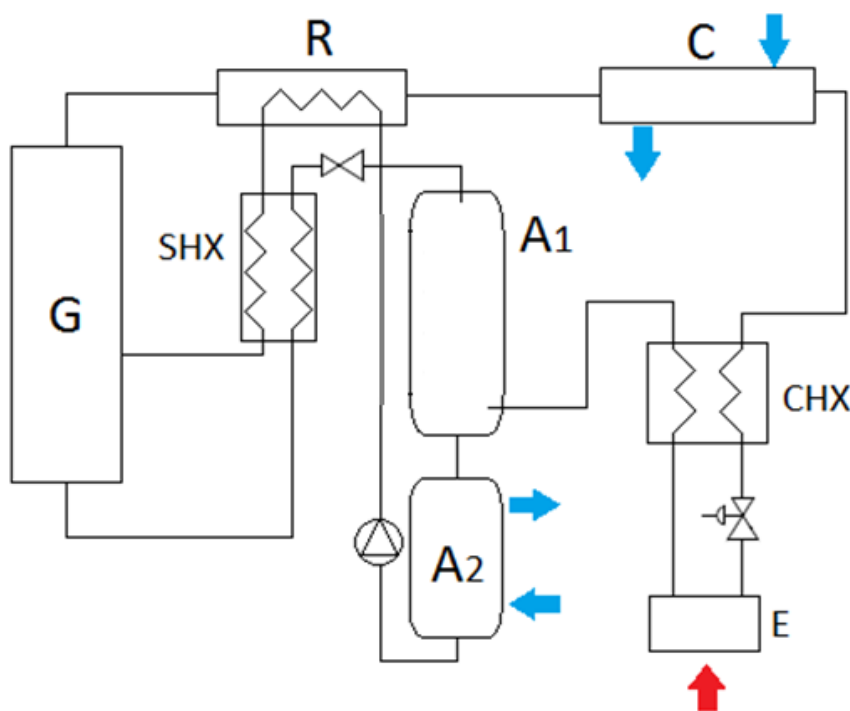


Figura 2.5 Ciclo con SHX, deflettore e scambiatore del condensato

I risultati ottenuti dal modello vengono riportati in seguito tabella 2.4:

GUE	EER	f	Wp[kW]	Qshx[kW]	Qgen[kW]	Qabs[kW]	Qcond[kW]	Qevap[kW]
1.47	0.50	6	0.16	22.87	25	24.8	12.77	12.8

**Tabella 2.4 prestazioni ciclo 4**

Rispetto al ciclo 3 il calore scambiato all'evaporatore è maggiore con aumento dell'effetto utile del 10%. Aumentando il calore assorbito dall'esterno aumenta anche il calore ceduto all'utenza dall'assorbitore.

### **2.2.5. Ciclo SHX con deflemmatore, scambiatore del condensato e rigenerazione interna all'assorbitore (Ciclo 5)**

Ultima alternativa presentata riguarda l'utilizzo di un assorbitore suddiviso in due parti all'interno di entrambe le quali avviene uno scambio di calore. Il primo assorbitore come nei casi precedenti scambia con l'utenza: qui la soluzione fredda uscente viene fatta circolare al secondo assorbitore dove si riscalda sottraendo calore al processo di assorbimento. Tale configurazione di ciclo rispetto alla situazione presentata in precedenza ha i seguenti vantaggi:

- l'assorbitore funzionerà in modo più efficiente grazie alle minori temperature;
- preriscaldamento della soluzione ricca e quindi una temperatura media al generatore superiore;
- scambio al deflemmatore con profili di temperatura più vicini favorendo la condensazione differenziale.

Questa soluzione rispetto alla precedente porta ad una complicazione costruttiva della macchina, si dovrà valutare in sede di progetto la convenienza di questa o delle altre soluzioni sulla base di valutazioni tecnico-economiche.



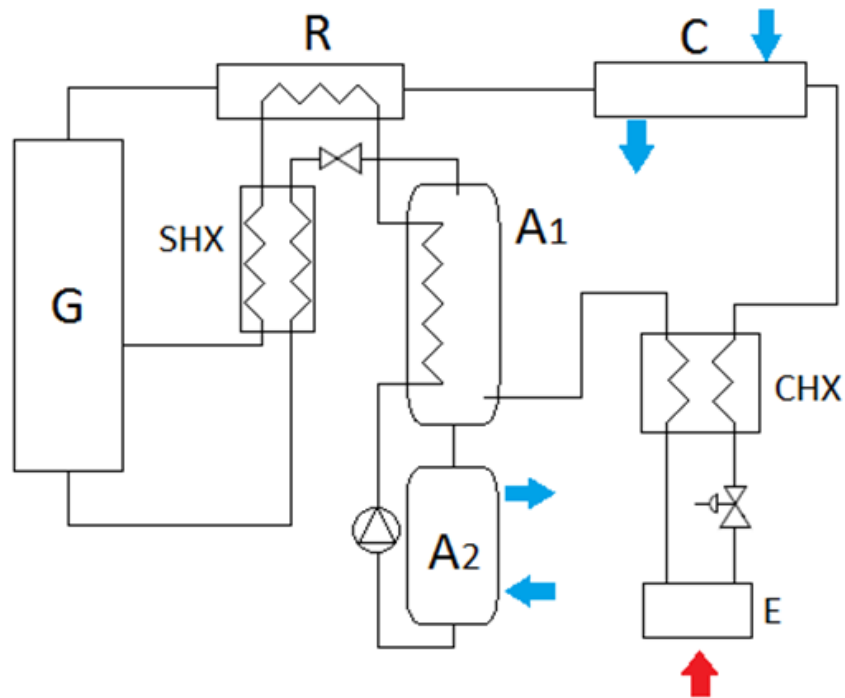


Figura 2.6 Ciclo con SHX, rigenerazione al deflettore, CHX e scambio rigenerativo all'assorbitore

I risultati ottenuti dal modello sono riportati in tabella 2.5:

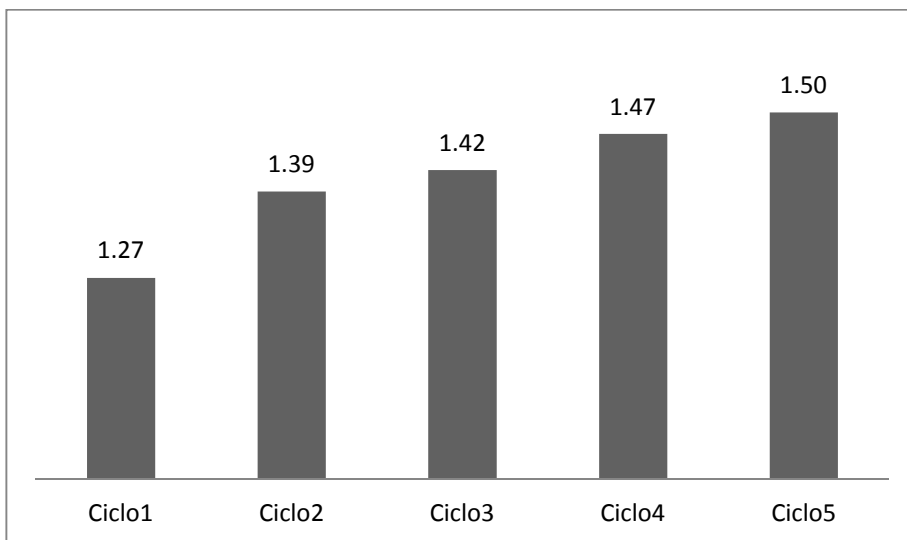
GUE	EER	f	Wp[kW]	Qshx[kW]	Qgen[kW]	Qabs[kW]	Qcond[kW]	Qevap[kW]	Qrig[kW]
1.50	0.53	6	0.17	18.2	25	25	13.55	13.47	7.87

Tabella 2.5 prestazioni ciclo 5

Si ha un aumento dell'effetto utile rispetto al ciclo 4 del 5%, limite per il quale si deve valutare se sia conveniente utilizzare un ciclo meno efficiente ma più semplice da un punto di vista tecnico oppure scegliere una configurazione più complessa con beneficio in termini di prestazioni. Da tabella 2.5 si ha uno scambio, rispetto al ciclo 4 ancora minore allo scambiatore delle soluzioni, mentre aumenta ulteriormente il calore ceduto dall'assorbitore che eguaglia il calore fornito al generatore, mentre il calore recuperato all'evaporatore è lo stesso ceduto al condensatore.

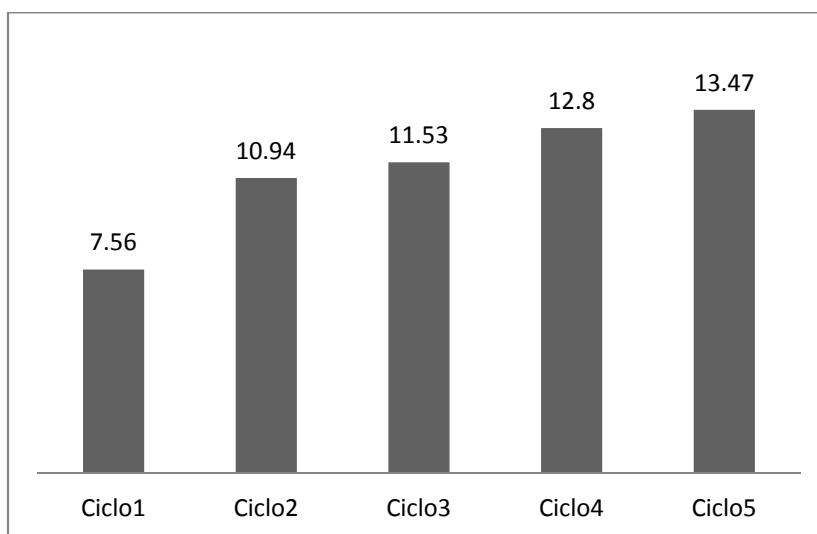
### 2.3. *Discussione e confronto dei cicli presentati*

Il prossimo passo è quello di analizzare i risultati e capire cosa implica ogni cambiamento di ciclo dal punto di vista termodinamico: si riporta a questo proposito in figura 2.7 l'andamento dell'efficienza espressa attraverso il coefficiente di utilizzazione del gas:



**Figura 2.7 GUE nelle condizioni progetto dei cicli esaminati**

Si vede come ogni elemento aggiunto porta ad un miglioramento del GUE alle condizioni nominali di funzionamento. Questo incremento di prestazioni è dato sostanzialmente dall'incremento di energia recuperata all'evaporatore. In figura 2.8 si riporta l'andamento della potenza all'evaporatore per i vari cicli studiati:



**Figura 2.8 Potenza scambiata all'evaporatore dei vari cicli studiati [kW]**

Dal ciclo 1 al ciclo 2 si ha un incremento del calore recuperato all'evaporatore del 43,3%. Ciò è dovuto all'aggiunta del deflemmatore. Ricordiamo che aggiungere il deflemmatore comporta una diminuzione della portata di refrigerante che circola nel circuito, tuttavia, con vapore molto povero, volendo completare l'evaporazione si ha bisogno di un salto di temperatura molto elevato rispetto alla condizione in cui abbiamo vapore più puro. Infatti il glide di evaporazione risulta molto più elevato con vapore povero rispetto al caso con vapore umido (vedi figura 2.8).

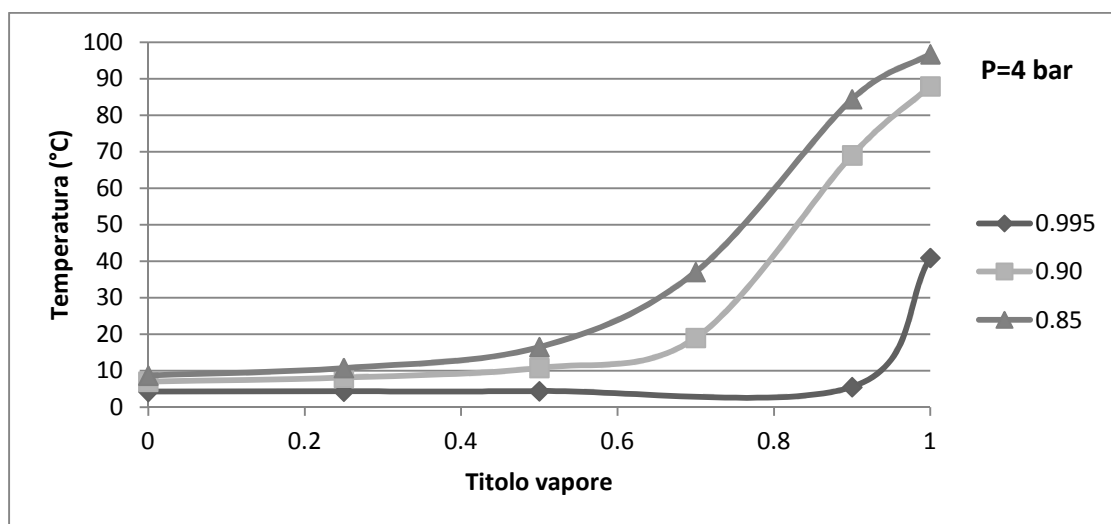


Figura 2.9 Glide di cambiamento di fase per varie concentrazioni in massa di ammoniaca

Nella pratica è molto più conveniente avere bassi salti di temperatura all'evaporatore perché altrimenti sarebbero necessari approcci elevatissimi. Da figure 2.8 e 2.9, avere bassa purezza del refrigerante (0,90), porta a parità di differenza di temperatura all'evaporatore ad avere una variazione di entalpia molto bassa, ovvero dell'ordine di 500 J/g (0,90 in massa di ammoniaca), mentre è pari a 1000 J/g per un refrigerante più puro (0.995 in massa di ammoniaca), in entrambi i casi per una variazione di temperatura all'interno dell'evaporatore di 5°C. Questo fa capire i vantaggi di avere refrigerante più puro: a parità di portata di massa si ha il doppio di energia recuperata all'evaporatore, sia nel caso di funzionamento come pompa di calore che come chiller. Importante sottolineare che ai fini dell'efficienza anche in pompa di calore il parametro chiave è la quantità di calore recuperata all'evaporatore. Dal primo principio risulta che il massimo calore che possiamo cedere all'utenza è pari alla potenza al generatore a cui si somma il calore che riesco a recuperare all'evaporatore; ecco quindi che il parametro fondamentale per definire l'efficienza, anche in caso invernale, è la potenza all'evaporatore: più recupero all'evaporatore più il mio sistema sarà efficiente; ovviamente nella pratica si dovranno considerare tutte le inefficienze del ciclo che andranno a degradare i prodotti rispetto alle sorgenti.

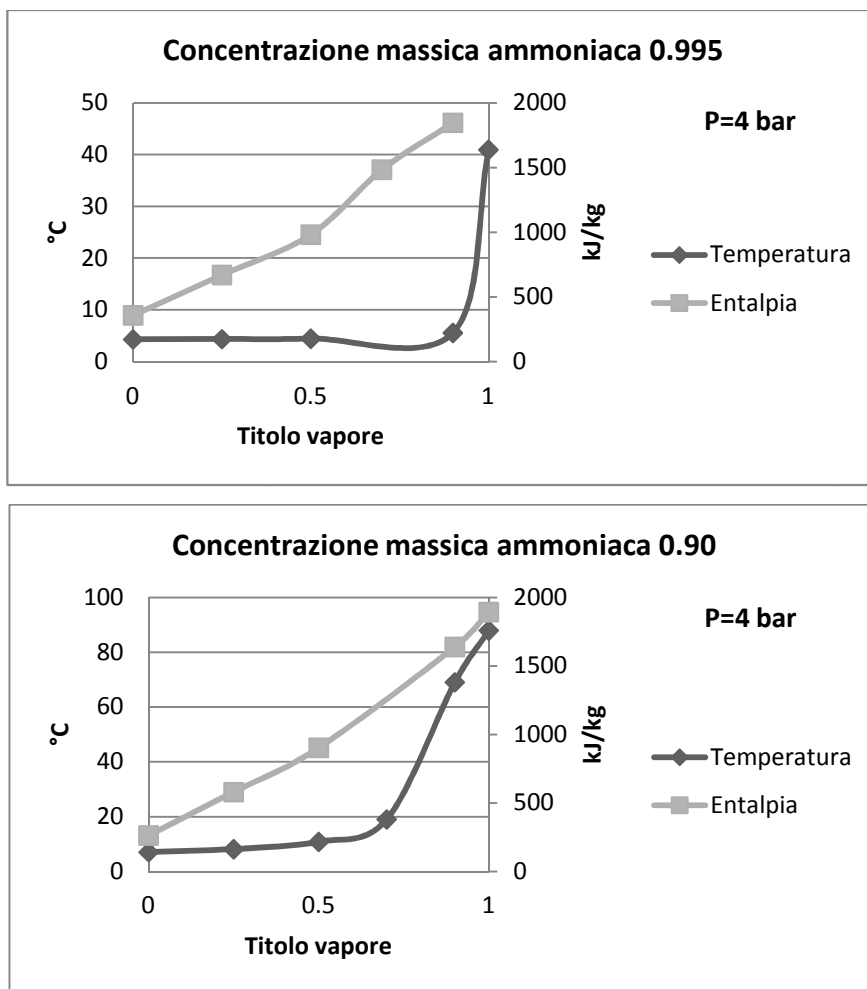


Figura 2.10 Andamento glide e entalpia con diverse concentrazioni

Inoltre un refrigerante più puro garantisce delle prestazioni all'assorbitore maggiori a parità di temperatura di assorbimento. Questo è dovuto al fatto che non avere refrigerante puro porta ad avere minori pressioni di evaporazione, e tale pressione è, a meno delle perdite, la stessa che si ha all'assorbitore; tuttavia a parità di temperatura, la soluzione ricca avrà una concentrazione minore nel caso la pressione sia minore. Si ha quindi che per avere una buona evaporazione e anche un'elevata efficienza all'assorbitore, il vapore prodotto deve essere il più puro possibile. Si spiega quindi la necessità di avere sistemi di rettifica del vapore generato.

Considerando i cicli 2 e 3, è possibile notare come il ciclo 3 rispetto al 2 abbia, a parità di condizioni, delle prestazioni migliori, ovvero la rigenerazione interna risulta essere vantaggiosa rispetto ad uno scambio al deflemmatore con l'utenza. Tale affermazione è giustificata dal fatto che una rigenerazione interna alza le temperature medie del ciclo, aumentando l'efficienza del generatore e quindi la portata di vapore generato. Il calore recuperato attraverso lo scambio

rigenerativo verrà poi ceduto all'utenza dall'assorbitore, tuttavia la differenza è data ancora una volta dalla maggiore quantità di calore che viene assorbita all'evaporatore.

Nel passaggio dal ciclo 3 al 4 invece si ha una maggiorazione di efficienza dovuto all'inserimento dello scambiatore del condensato (CSX). L'aggiunta di tale dispositivo permette di aumentare il salto di entalpia recuperata all'evaporatore per unità di massa, infatti mantenendo costante l'entalpia in uscita dall'evaporatore, all'ingresso la soluzione sarà maggiormente sotto raffreddata.

Il vapore in uscita dal CSX in condizioni di progetto è surriscaldato, e questo potrebbe comportare una penalizzazione all'assorbitore a causa dell'aumento delle temperature; tuttavia questa inefficienza viene compensata dal maggior calore ceduto all'utenza. Risulta quindi essere un vantaggio.

Per ovviare a questo inconveniente di maggiori temperature nell'assorbitore è possibile inserire uno scambio rigenerativo all'interno di questo dispositivo come visto nel ciclo 5. Ecco quindi che si ha un aumento delle prestazioni con aumento della temperatura della soluzione ricca e diminuzione della temperatura all'interno dell'assorbitore.

## ***2.4. Analisi stazionaria del modello ad assorbimento acqua-ammoniaca per raffrescamento solare***

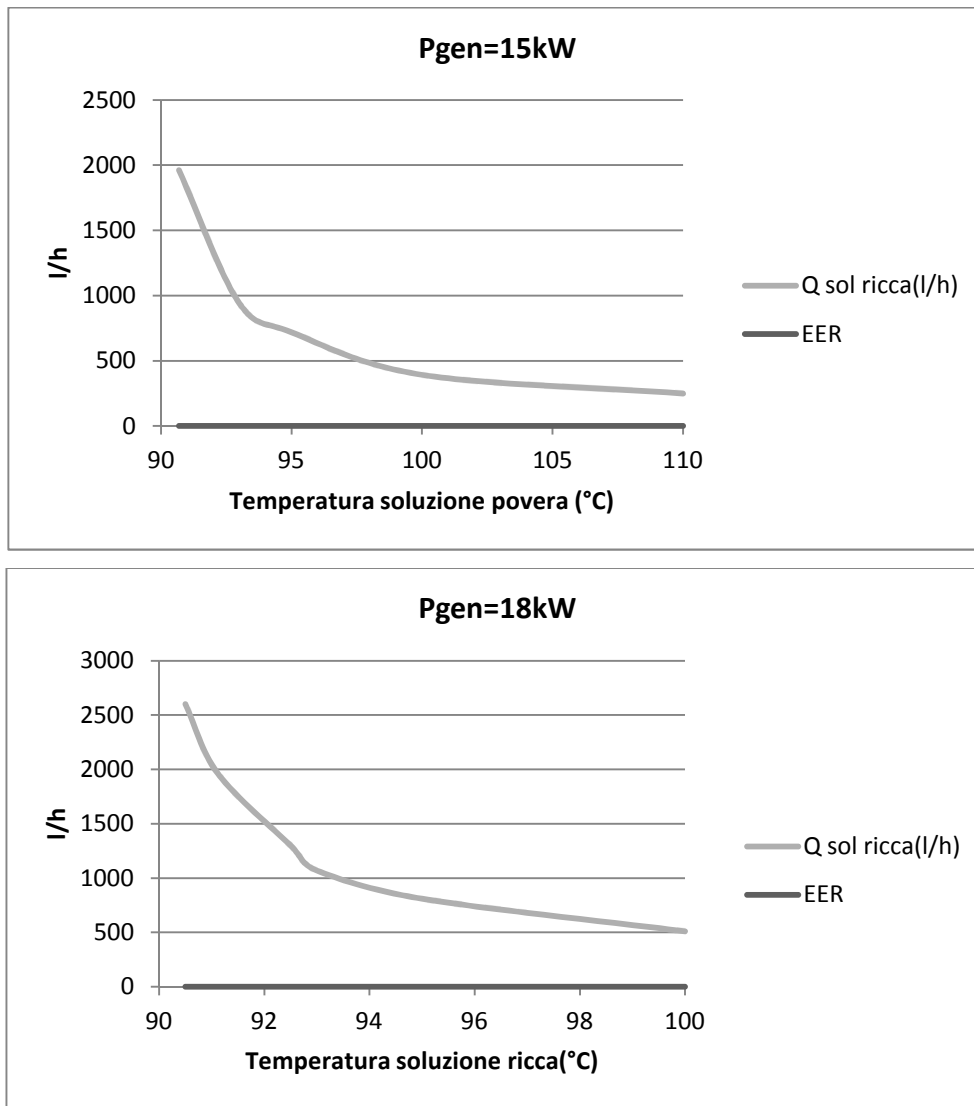
### **2.4.1. Presentazione dei risultati**

Si presentano ora i risultati ottenuti dallo studio stazionario di un modello ad assorbimento ammoniaca/acqua per verificare la fattibilità in modalità raffrescamento con alimentazione da pannelli termici sottovuoto. L'analisi è stata eseguita ipotizzando le seguenti condizioni:

- temperatura acqua di raffreddamento: 35°C, considerata uguale la temperatura di ingresso ai due organi del ciclo da raffreddare, ovvero si ipotizza che la portata di raffreddamento sia suddivisa e raffreddi i due organi in parallelo;
- acqua prodotta: 12-7°C;
- potenza al generatore: 15, 18 kW;
- il ciclo analizzato è il ciclo 4 descritto in precedenza;
- concentrazione soluzione ricca: 0.48 in massa di ammoniaca.

L'analisi è stata eseguita al variare della temperatura al generatore: dato che nel modello da noi realizzato la temperatura del generatore è un output, la sua variazione è ottenuta tramite modifica della portata di soluzione ricca.

Di seguito (figura 2.11) sono riportati i risultati ottenuti in termini di EER, definito come rapporto tra il calore assorbito all'evaporatore e calore ceduto al generatore per le due potenze studiate:



**Figura 2.11 Efficienza e portata soluzione ricca per diverse potenze al generatore**

Risulta però maggiormente indicativo vedere l'andamento delle portate di soluzione ricca al variare della temperatura al generatore e della potenza al generatore dalla quale si nota come all'aumentare della potenza al generatore, l'asintoto verticale della portata di soluzione ricca si sposta verso destra, ovvero verso portate maggiori (figura 2.12).

Come è possibile osservare la temperatura minima di esercizio a cui conviene utilizzare il sistema, considerando una temperatura dell'acqua di raffreddamento di 35°C deve essere superiore a 95°C. Questo comporta una temperatura dell'acqua prodotta dai pannelli di almeno 100°C.

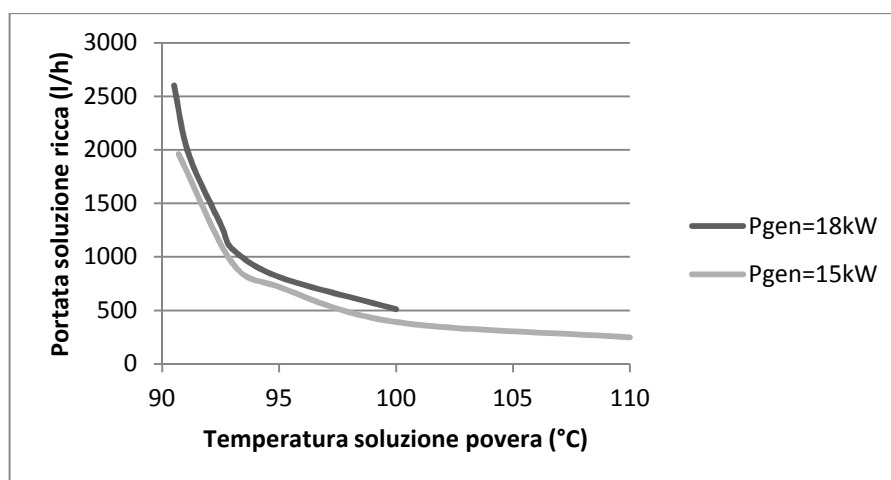


Figura 2.12 Portata soluzione ricca per diverse potenze e temperature al generato

Un'ulteriore simulazione è stata eseguita assumendo una temperatura dell'acqua di raffreddamento pari a 31°C; risulta interessante riportare l'andamento dell'efficienza al variare della temperatura della soluzione ricca nei due casi presi in esame:

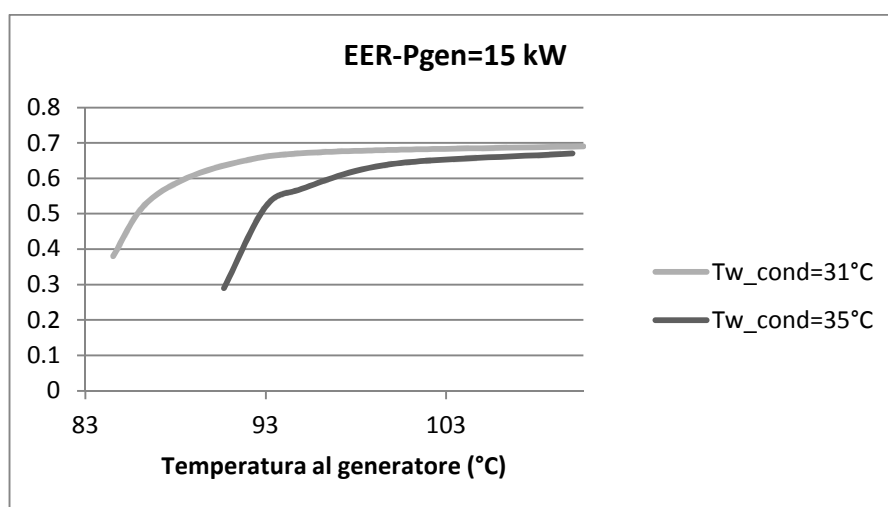


Figura 2.13 Efficienza al variare della temperatura dell'acqua di raffreddamento

Da figura 2.13 si nota come l'efficienza limite, ovvero la forte diminuzione di efficienza che si verifica al diminuire della temperatura del generatore si sposta verso temperature al generatore inferiori al diminuire della temperatura dell'acqua di raffreddamento. Tale risultato risulta essere favorevole all'applicazione di tali macchine. Questo perché al diminuire della temperatura esterna e conseguentemente della temperatura dell'acqua di raffreddamento se il calore viene dissipato in aria, si può ipotizzare di avere anche una irradiazione inferiore e quindi temperature inferiori in ingresso al generatore. Allora lo spostamento della curva verso sinistra risulta essere un vantaggio

per l'applicazione di queste macchine. Si ha quindi la necessità, per alimentare il generatore di queste macchine, di utilizzare una torre evaporativa per la dissipazione del calore in funzionamento estivo. L'utilizzo di tale dispositivo permette di abbassare la temperatura al generatore a parità di effetto utile. Questo porta a poter produrre acqua a minor temperatura nel caso di generazione da fonte solare.

#### 2.4.2. Confronto tra macchine per raffrescamento solare a bromuro di litio-acqua e ammoniaca-acqua

Si riporta in seguito il confronto tra una macchina bromuro di litio/acqua e una macchina acqua ammoniaca per solar cooling.

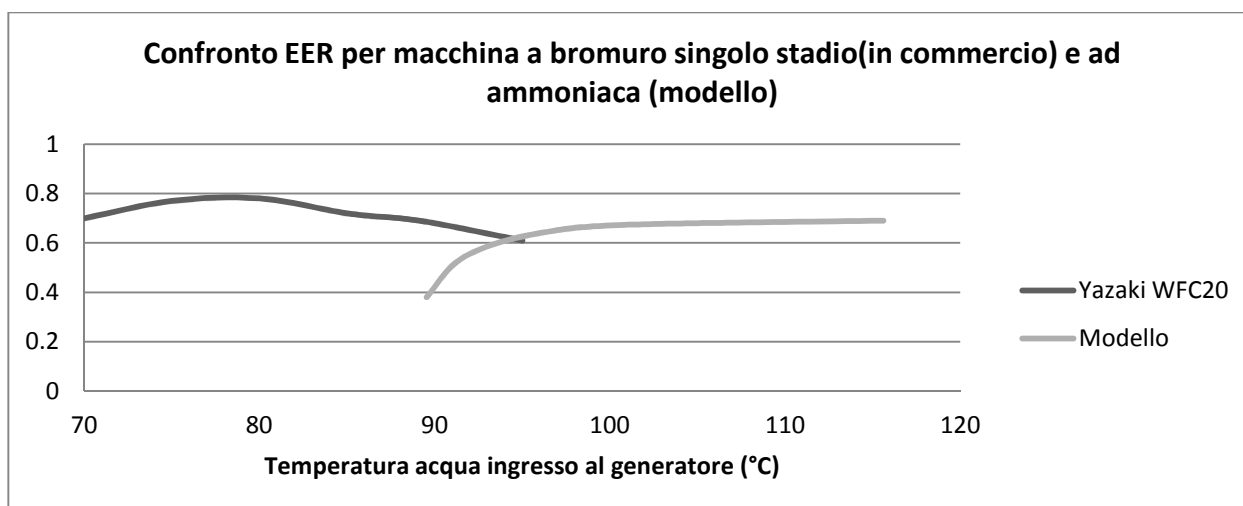


Figura 2.14 Confronto EER macchina a bromuro in commercio singolo stadio con macchina ad ammoniaca (modello)

Da figura 2.14 è possibile osservare che la temperatura a cui si deve fornire acqua calda al generatore risulta superiore per un impianto ad ammoniaca, si ha quindi un vantaggio per quanto riguarda le ore di funzionamento di una macchina a bromuro rispetto una macchina ad ammoniaca. Vanno tuttavia ricordati gli inconvenienti di queste tipologie di macchina rispetto una ad ammoniaca: infatti in un sistema a bromuro di litio in alcune zone della macchina si hanno pressioni inferiori alla pressione atmosferica. Questo comporta una maggiore probabilità di inclusione nella macchina di aria che, oltre ad essere influenzata dal punto di vista termodinamico, in seguito allo scioglimento dell'aria in acqua rilascia elettroni liberi che attaccano i materiali ferrosi ossidandoli [4].



### **3. ANALISI DI FUORI PROGETTO DI CICLI AD ASSORBIMENTO**

In questo capitolo saranno riportati i risultati ottenuti dall'analisi fuori progetto di cicli ad assorbimento in modalità pompa di calore. I cicli esaminati sono cinque e lo studio è stato eseguito al variare di:

- temperatura utenza;
- temperatura aria esterna;
- potenza al generatore;
- portata pompa soluzione ricca.

Come primo punto si riporteranno i cicli studiati e in seguito i risultati ottenuti dal modello di calcolo con il confronto tra questi. Nella presentazione dei risultati verranno riportate le ipotesi fatte per ogni singolo modello di fuori progetto.

#### ***3.1. Cicli analizzati***

I cicli analizzati vengono di seguito riportati e si differenziano per le rigenerazioni interne che sono previste.

##### **3.1.1. Ciclo SHX con deflemmatore e scambiatore del condensato (Ciclo 4)**

Tale ciclo è analogo al ciclo 4 studiato al capitolo precedente, si vogliono quindi approfondire le prestazioni del ciclo per un più ampio spettro di condizioni di utilizzo. Per lo schema di ciclo si richiama la figura 2.5.

##### **3.1.2. Ciclo SHX e portate in parallelo (Ciclo 5)**

Anche in questo caso si vanno ad approfondire le prestazioni del ciclo esaminato in precedenza.

Il ciclo è rappresentato in figura 3.1.

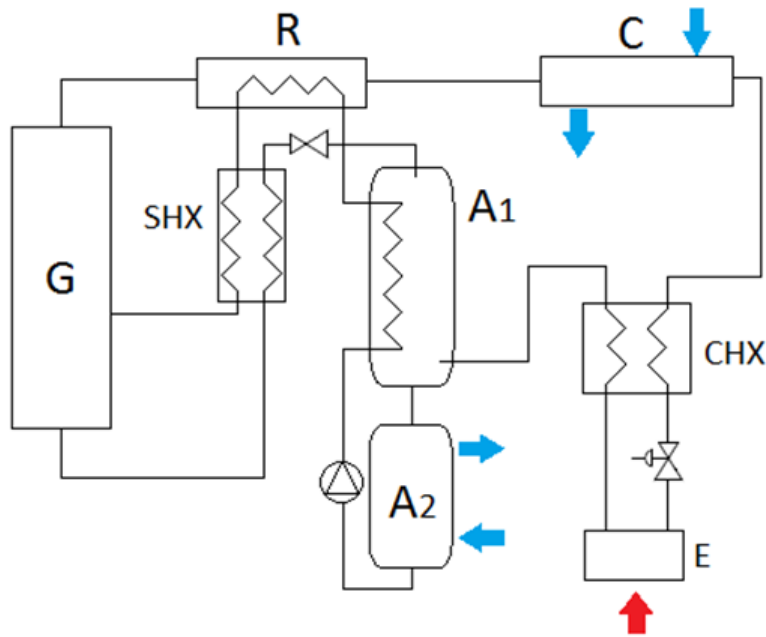


Figura 3.1 Ciclo con SHX, rigenerazione al deflemmatore, CHX e scambio rigenerativo all'assorbitore

### 3.1.3. Ciclo con CHX e portate in serie, con passaggio all'assorbitore e poi al condensatore (ciclo 6)

Tale ciclo risulta essere analogo al ciclo 5 visto in precedenza, ma con passaggio del fluido dell'utenza prima all'assorbitore e poi al condensatore in serie. Si avrà quindi al condensatore una temperatura di ingresso maggiore rispetto alla temperatura di ritorno del fluido con innalzamento della pressione di condensazione rispetto ad un ipotetico ciclo con portate in parallelo tra assorbitore e condensatore. Lo schema del ciclo è analogo a quello rappresentato in figura 3.1.

### 3.1.4. Ciclo senza SHX (ciclo 7)

Questo ciclo, rispetto a quelli visti in precedenza, risulta essere privo dello scambiatore tra soluzione ricca e soluzione povera, ma lo scambio è concentrato all'interno dell'assorbitore. Tutti gli altri scambi rigenerativi sono conservati come si può vedere in figura 3.2. E' quindi presente lo scambio rigenerativo del condensato (CHX). Per la soluzione ricca si ha, dopo la pompa, un primo passaggio al deflemmatore e un successivo passaggio nell'assorbitore (A1), invertiti quindi rispetto all'ordine presentato nei cicli studiati precedentemente.

Il passaggio delle portate di fluido di utenza è in parallelo tra assorbitore (A2) e condensatore, la temperatura di ingresso ai due elementi del fluido di utenza è quindi la medesima, si considera in questo caso che la totale portata sia suddivisa a metà tra i due componenti. La temperatura finale è la media delle due temperature di uscita.

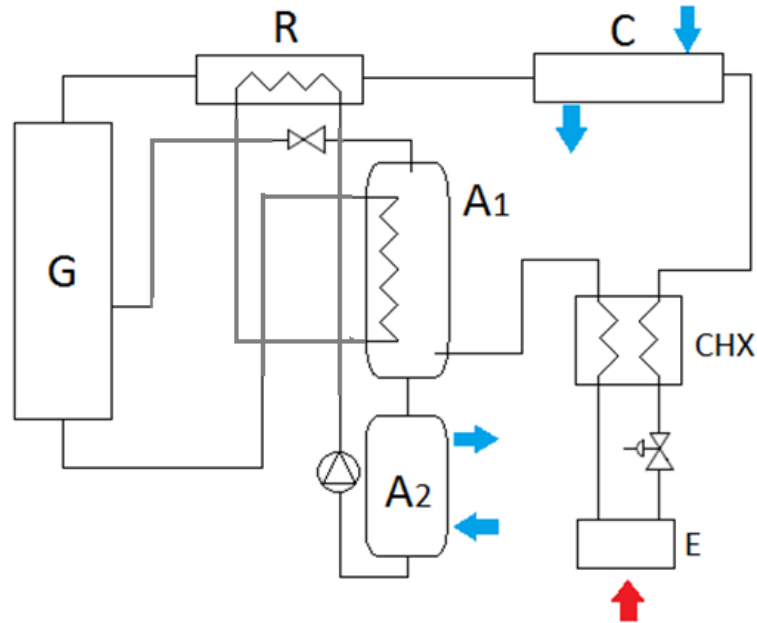


Figura 3.2 Ciclo senza SHX con scambio interno prima deflemmatore poi assorbitore

### 3.1.5. Ciclo SHX con scambio rigenerativo prima al deflemmatore e poi all'assorbitore (ciclo 8)

Tale ciclo è analogo al precedente ma con aggiunta dello scambiatore tra soluzione ricca e soluzione povera (SHX). Le portate di scambio con l'utenza sono in parallelo tra condensatore e assorbitore. Il ciclo è rappresentato in figura 3.3.

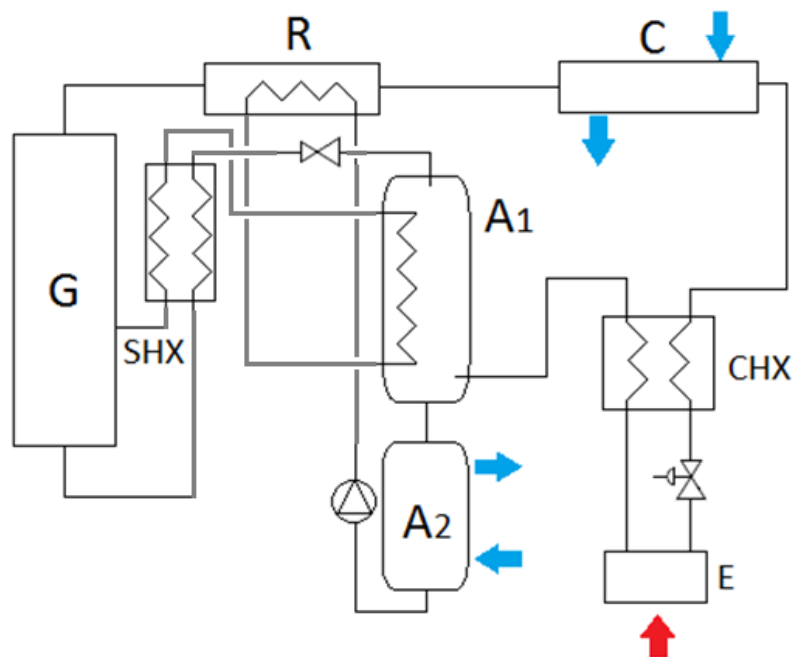


Figura 3.3 Ciclo SHX con scambio rigenerativo prima al deflemmatore e poi all'assorbitore

### 3.2. Confronto cicli in condizioni di fuori progetto

In seguito si riportano i risultati ottenuti con il modello sviluppato per i vari cicli analizzati a condizioni di utilizzo nominali. Le ipotesi assunte sono le stesse descritte in precedenza per i modelli studiati nel capitolo 2. In tabella 3.1 sono riportati i risultati delle simulazioni in condizioni di progetto per i vari cicli studiati

	Ciclo 7	Ciclo 6	Ciclo 5	Ciclo 4	Ciclo 8
<b>GUE</b>	1.23	1.38	1.50	1.47	1.43
<b>COP eq.</b>	2.68	3.00	3.26	3.20	3.11
<b>EER</b>	0.29	0.42	0.53	0.50	0.46
<b>Tpovera(°C)</b>	155	150	150	150	149
<b>mrefr(kg/h)</b>	24.20	36.30	41.90	39.50	39.50
<b>mpompa(l/h)</b>	179	480	357	331	344
<b>f=mricca/mvap</b>	5.20	9.00	6.00	6.00	6.10
<b>Qcond_utenza(kW)</b>	7.9	11.3	13.6	12.8	12.8
<b>Qass_utenza(kW)</b>	23.7	24.3	25.0	25.0	24.0
<b>Effetto utile totale(kW)</b>	31.6	35.6	38.6	37.8	36.8
<b>Qevap(kW)</b>	7.6	10.8	13.5	12.8	11.8
<b>Sott. Raff. Monte pompa(°C)</b>	7	2	2	2	2
<b>Concentrazione ricca</b>	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35
<b>Concentrazione povera</b>	0.23	0.28	0.25	0.24	0.25

Tabella 3.1 Sintesi risultati simulazioni in condizioni di progetto

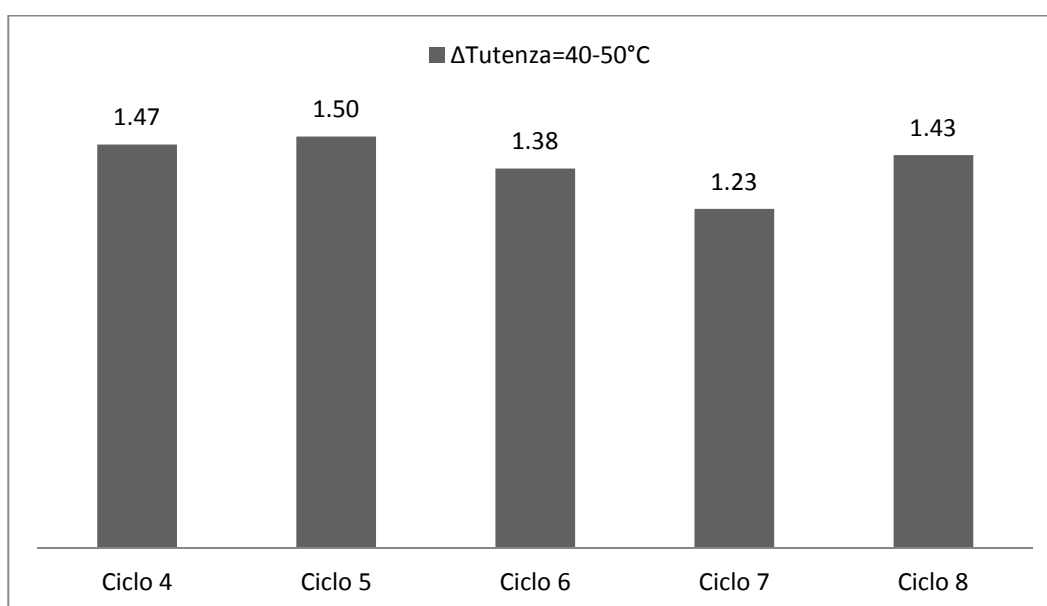


Figura 3.4 GUE alle condizioni nominali cicli proposti

Da figura 3.4 si vede che la macchina che presenta le migliori prestazioni in condizioni nominali lavora secondo il ciclo 5, mentre il ciclo 7 risulta poco efficiente causa la mancanza dell'SHX; il ciclo 6 invece risulta meno efficiente a causa delle maggiori temperature di condensazione dovute al percorso in serie dell'acqua di utenza. Il ciclo 4 ha efficienze inferiori rispetto al ciclo 5 ma ha il vantaggio di essere costruttivamente più semplice per la mancanza dello scambiatore della soluzione interna all'assorbitore. In ultima analisi il ciclo 8 ha una efficienza inferiore in quanto gli scambi termici rigenerativi sono mal posti. I profili termici ottimali si ottengono con il ciclo 5, mentre con il passaggio della soluzione ricca prima al deflemmatore e poi all'assorbitore si ha:

- maggiore differenza tra i profili termici al deflemmatore che favoriscono una condensazione integrale, non voluta;
- maggiori temperature all'assorbitore in quanto la soluzione ricca entrante è a più alta temperatura, e questo si traduce in una minor efficienza all'assorbitore.

### 3.2.1. Analisi al variare della temperatura richiesta dall'utenza

Le prove stazionarie sono state eseguite per temperatura dell'aria esterna costante a 0°C e con le seguenti temperature richieste dall'utenza:

- 30-40°C: in tabella 3.2 sono riportati i risultati delle simulazioni stazionarie.

	<b>Ciclo 7</b>	<b>Ciclo 6</b>	<b>Ciclo 5</b>	<b>Ciclo 4</b>	<b>Ciclo 8</b>
<b>GUE</b>	1.29	1.42	1.55	1.49	1.48
<b>COP eq.</b>	2.81	3.09	3.37	3.24	3.22
<b>EER</b>	0.34	0.53	0.57	0.53	0.53
<b>Tpovera(°C)</b>	140	127	130	133	133
<b>mrefr(kg/h)</b>	28.3	45	47	43.2	43.4
<b>mpompa(l/h)</b>	180	475	357	320	333
<b>f=mricca/mvap</b>	4.9	7.7	5.6	5.5	5.7
<b>Qcond_utenza(kW)</b>	9.1	14.7	15.3	13.8	13.8
<b>Qass_utenza(kW)</b>	23.9	24	24.4	24.4	24.2
<b>Effetto utile totale(kW)</b>	33	38.7	39.7	38.2	38
<b>Qevap(kW)</b>	8.7	13.7	14.6	13.5	13.5
<b>Sott. Raff. Monte pompa(°C)</b>	1.6	2.8	1.1	1.8	0.2
<b>Concentrazione ricca</b>	0.39	0.4	0.4	0.4	0.4
<b>Concentrazione povera</b>	0.25	0.32	0.28	0.27	0.28

**Tabella 3.2 Sintesi risultati simulazione con temperatura utenza 30-40°C, temperatura esterna 0°C e massima potenza**

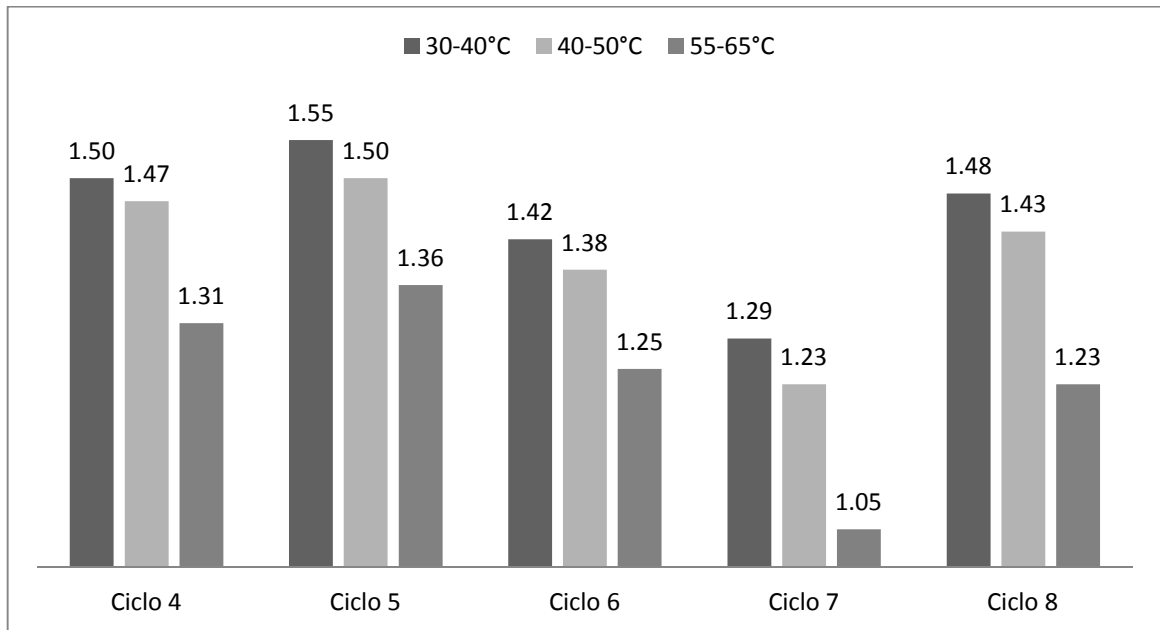
- 40-50°C: vedi tabella 3.1;
- 55-65°C, temperatura a cui si possono alimentare anche sistemi a radiatori: i risultati sono riportati in tabella 3.3.

	<b>Ciclo 7</b>	<b>Ciclo 6</b>	<b>Ciclo 5</b>	<b>Ciclo 8</b>	<b>Ciclo 4</b>
<b>GUE</b>	1.05	1.24	1.36	1.23	1.31
<b>COP eq.</b>	2.28	2.71	2.96	2.68	2.85
<b>EER</b>	0.18	0.28	0.36	0.30	0.34
<b>Tpovera(°C)</b>	165	175	172	177	179
<b>mrefr(kg/h)</b>	14.8	26.9	34.4	28.3	32.3
<b>mpompa(l/h)</b>	180	484	360	334	321
<b>f=mricca/mvap</b>	8.7	10.8	6.7	7.7	6.3
<b>Qcond_utenza(kW)</b>	4.7	8.41	11.1	9.2	10.7
<b>Qass_utenza(kW)</b>	22.3	23.5	23.5	22.7	23.1
<b>Effetto utile totale(kW)</b>	27	31.91	34.6	31.9	33.8
<b>Qevap(kW)</b>	4.64	7.2	9.4	7.7	8.4
<b>Sott. Raff. Monte pompa(°C)</b>	0.8	2.2	3.5	5	2.5
<b>Concentrazione ricca</b>	0.31	0.29	0.29	0.27	0.28
<b>Concentrazione povera</b>	0.24	0.235	0.2	0.18	0.18

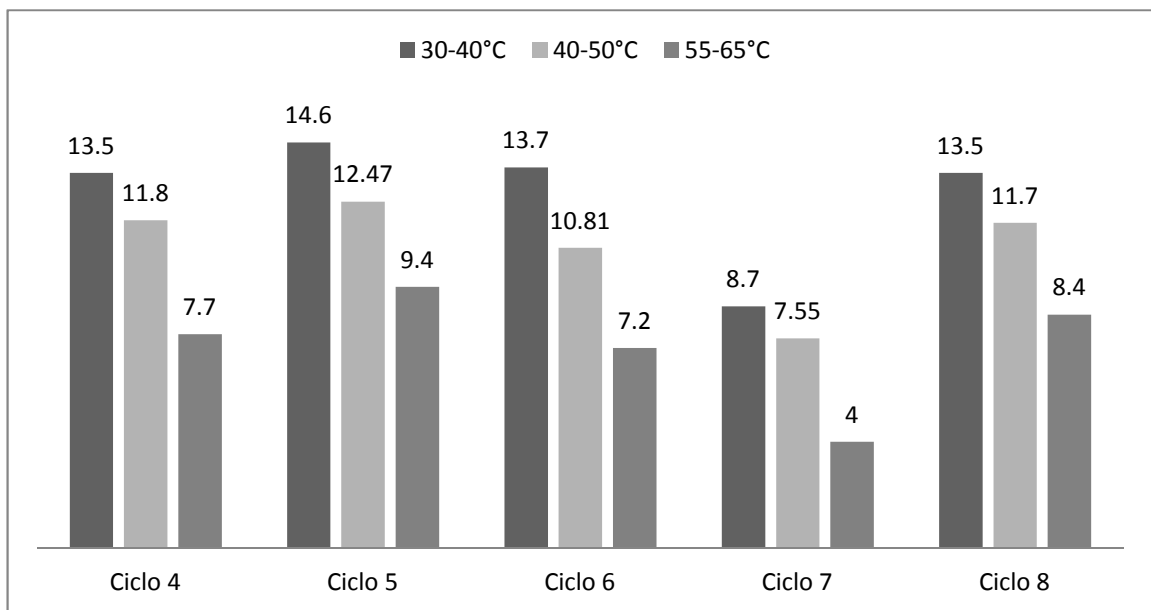
**Tabella 3.3 Sintesi risultati simulazione con temperatura utenza 55-65°C, temperatura esterna 0°C e massima potenza**

In questo caso si è mantenuta costante la portata della soluzione ricca, mentre la temperatura al generatore aumenta con la richiesta da parte dell'utenza di una maggior temperatura, viceversa accade se l'utenza chiede acqua a minore temperatura. La concentrazione della soluzione ricca è stata determinata in modo da ottenere liquido sotto raffreddato all'ingresso della pompa.

Inoltre le prestazioni degli scambiatori in fuori progetto sono state ottenute mantenendo gli stessi KA ottenuti nelle condizioni di progetto con gli approcci scelti. In seguito si riportano le efficienze dei cicli analizzati al variare della temperatura richiesta dall'utente.



**Figura 3.5 GUE al variare della temperatura richiesta dall'utenza con Test=0°C**



**Figura 3.6 Potenza resa all'evaporatore al variare della temperatura richiesta dall'utenza con Test=0°C (kW)**

Da figure 3.5 e 3.6, ad una diminuzione della temperatura richiesta dall'utenza si ha un aumento delle prestazioni della macchina con maggior calore recuperato all'evaporatore; viceversa con un aumento della temperatura richiesta dall'utente si ha una complessiva riduzione delle efficienze, al limite, come al ciclo 7, la macchina ad assorbimento si declassa a semplice caldaia, ovvero non si ha più alcun effetto al circuito frigorifero, con calore recuperato praticamente nullo. Una riduzione delle prestazioni della macchina all'aumentare della temperatura all'utenza si spiega con una maggiore temperatura all'assorbitore a causa della maggior temperatura dell'acqua di utenza in

ingresso a questo. Tale fenomeno si ripercuote sulla soluzione ricca che avrà una concentrazione in massa di ammoniaca minore (figura 3.7) con conseguente penalizzazione delle prestazioni al generatore.

A parità di potenza fornita, la quantità di refrigerante prodotta è minore con conseguente minor effetto utile all'evaporatore.

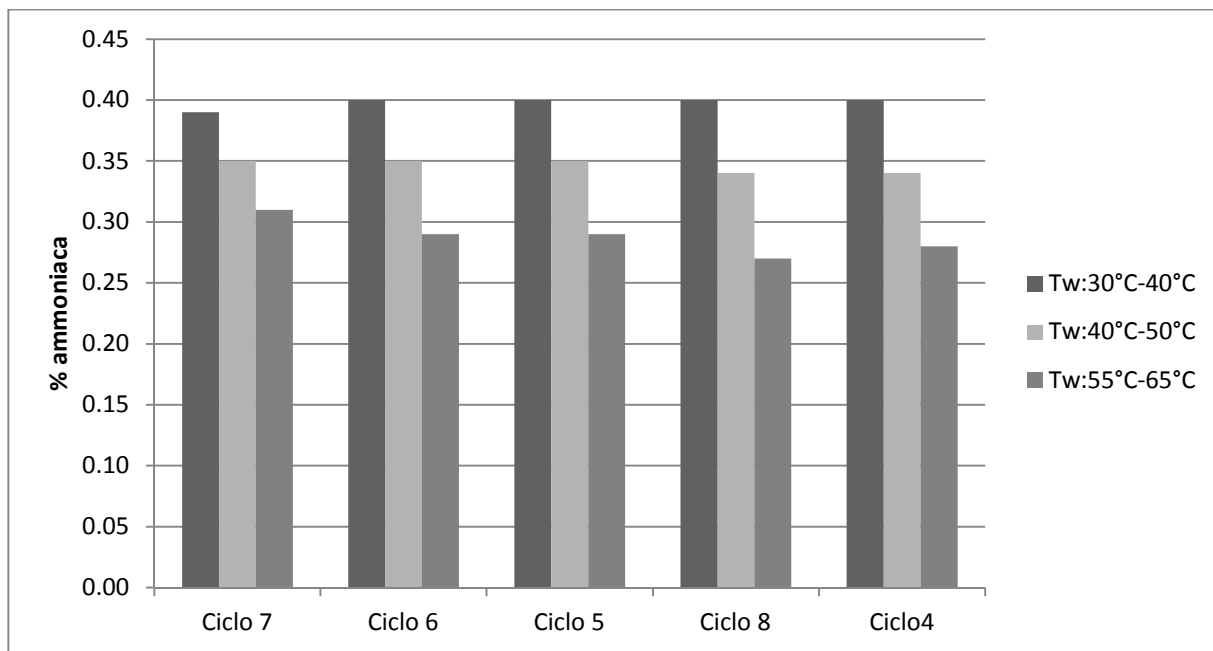


Figura 3.7 Andamento concentrazione in ammoniaca della soluzione ricca al variare della temperatura esterna

### 3.2.2. Analisi al variare della temperatura dell'aria esterna

In questo paragrafo sono riportati i risultati dei cicli analizzati al variare della temperatura esterna mantenendo costante la temperatura richiesta all'utenza a 40-50°C.

Le prestazioni sono state valutate con temperature dell'aria di:

- 7°C:



	<b>Ciclo 7</b>	<b>Ciclo 6</b>	<b>Ciclo 5</b>	<b>Ciclo 4</b>	<b>Ciclo 8</b>
<b>GUE</b>	1.28	1.42	1.50	1.49	1.52
<b>COP eq.</b>	2.79	3.09	3.26	3.24	3.30
<b>EER</b>	0.33	0.47	0.53	0.52	0.54
<b>Tpovera(°C)</b>	151	143	143	145	140
<b>mrefr(kg/h)</b>	28.2	41	45.5	44.1	46.4
<b>mpompa(l/h)</b>	182	485	362	320	348
<b>f=micca/mvap</b>	5	8.3	5.8	5.3	5.5
<b>Qcond_utenza(kW)</b>	8.9	12.5	14.5	14.1	15
<b>Qass_utenza(kW)</b>	24	24.2	24.1	24.2	23.9
<b>Effetto utile totale(kW)</b>	32.9	36.7	38.6	38.3	38.9
<b>Qevap(kW)</b>	8.6	12.1	13.6	13.25	13.85
<b>Sott. Raff. Monte pompa(°C)</b>	0.7	2	1	0.5	1.2
<b>Concentrazione ricca</b>	0.4	0.39	0.39	0.39	0.4
<b>Concentrazione povera</b>	0.25	0.31	0.27	0.26	0.288

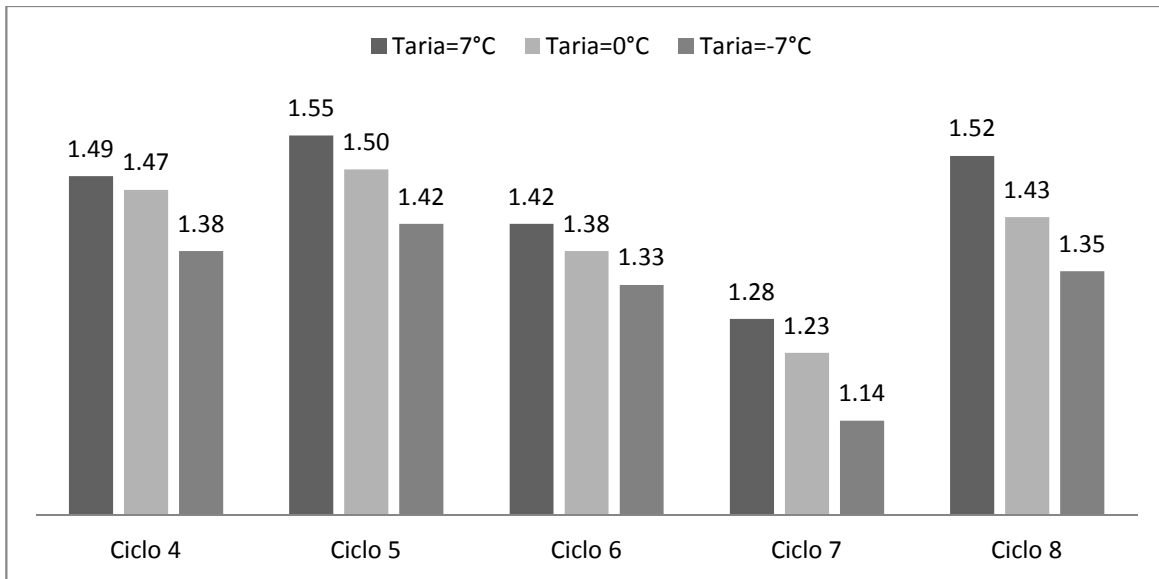
**Tabella 3.4 sintesi risultati simulazioni per temperatura all'utenza 40-50°C, temperatura esterna 7°C e massima potenza**

- 0°C: vedi tabella 3.1;
- -7°C:

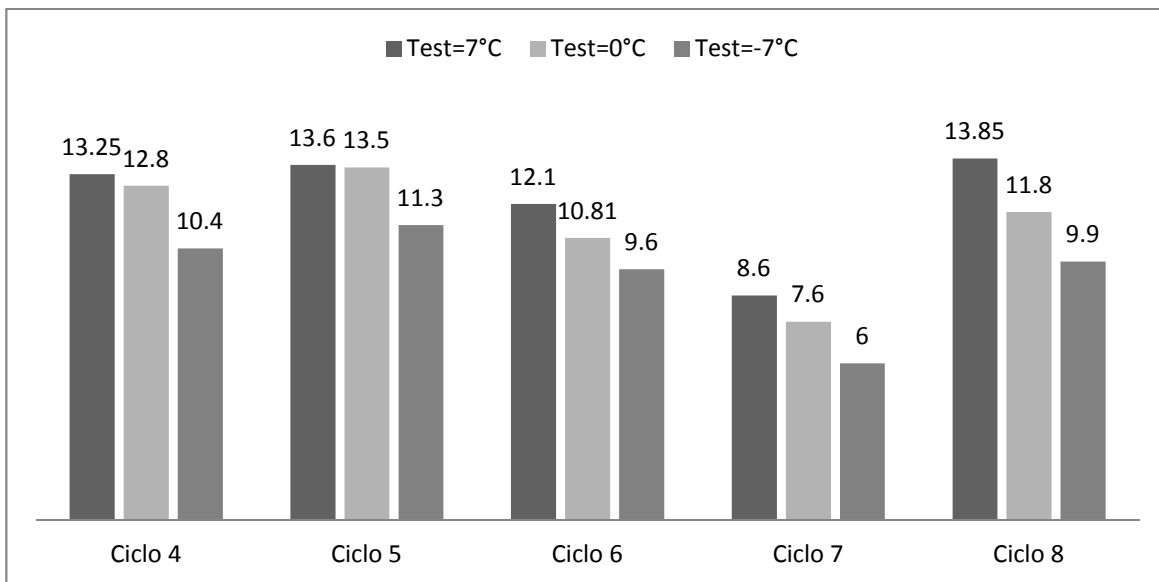
	<b>Ciclo 7</b>	<b>Ciclo 6</b>	<b>Ciclo 5</b>	<b>Ciclo 4</b>	<b>Ciclo 8</b>
<b>GUE</b>	1.14	1.33	1.42	1.38	1.35
<b>COP eq.</b>	2.47	2.90	3.09	3.00	2.94
<b>EER</b>	0.24	0.37	0.38	0.41	0.38
<b>Tpovera(°C)</b>	153	157	159	160	155
<b>mrefr(kg/h)</b>	19.0	32.6	33.7	36.1	33
<b>mpompa(l/h)</b>	176	474	352	316	341
<b>f=micca/mvap</b>	7.0	9.6	6	6	7
<b>Qcond_utenza(kW)</b>	6.2	10.4	11.4	12.2	10.7
<b>Qass_utenza(kW)</b>	23.0	24.1	25	23.1	24
<b>Effetto utile totale(kW)</b>	29.2	34.5	36.4	35.3	34.7
<b>Qevap(kW)</b>	6.0	9.6	11.3	10.4	9.9
<b>Sott. Raff. Monte pompa(°C)</b>	1	1.7	4	1	0.7
<b>Concentrazione ricca</b>	0.32	0.3	0.3	0.31	0.31
<b>Concentrazione povera</b>	0.21	0.2	0.2	0.2	0.21

**Tabella 3.5 Sintesi delle simulazioni per temperatura utenza 40-50°C, temperatura esterna -7°C e massima potenza**

In figura 3.8 e 3.9 sono riportati i risultati della simulazione.



**Figura 3.8 GUE al variare della temperatura esterna**



**Figura 3.9 Potenza resa all'evaporatore al variare della temperatura esterna (kW)**

Come da figure 3.8 e 3.9 l'efficienza aumenta all'aumentare della temperatura esterna con diminuzione del differenziale tra pressione di condensazione e pressione di evaporazione.

Come si può notare in entrambe le prove il ciclo 5 è quello che garantisce le migliori prestazioni come pompa di calore, mentre il ciclo 7 risulta quello più inefficiente e per una utilizzazione pratica a priori non viene considerato.

Il diminuire della temperatura esterna si traduce alla macchina come una minor pressione di evaporazione, tale pressione è anche quella all'interno dell'assorbitore. A parità di condizioni, questo si traduce in una soluzione ricca con minore concentrazione di ammoniaca, con aumento del

fattore di circolazione e minor efficienza della macchina. Si ha quindi che all'aumentare del rapporto di compressione, ovvero il rapporto tra pressione di condensazione e pressione di evaporazione, si ha una diminuzione dell'efficienza del sistema di assorbimento-generazione. Il fattore di circolazione è quindi un indice di quanto refrigerante il sistema è in grado di assorbire e re immettere nel circuito frigorifero.

E' possibile notare come dai modelli risulti maggiore l'influenza sull'efficienza della temperatura di ritorno dell'utenza, mentre risulti meno marcata quella della variazione della temperatura esterna. Infatti per i modelli 4 e 5 sostanzialmente non si ha variazione di resa passando da 0°C a 7°C per l'aria esterna, mentre si ha uno scalino più marcato passando a -7°C. Per gli altri cicli analizzati si ha invece una variazione visibile passando da 7°C a 0°C. Questo può essere spiegato, per quanto riguarda il ciclo 6, per la disposizione di passaggio dell'acqua posta in serie nel passaggio tra assorbitore e condensatore. L'effetto di questa scelta si manifesta con una più alta temperatura di condensazione rispetto ai cicli 4 e 5 con penalizzazione dell'efficienza della macchina. Per quanto riguarda invece i cicli 7 e soprattutto 8, la penalizzazione deriva dagli scambi rigenerativi interni, che per condizioni gravose di lavoro sono poco efficaci, ovvero il passaggio prima al deflemmatore e poi all'assorbitore fa sì che la temperatura della soluzione ricca all'ingresso dell'assorbitore sia troppo alta. Lo scambio si inverte penalizzando l'efficienza dell'assorbitore e conseguentemente, di tutto il sistema. Questa scelta di scambi rigenerativi comporta inoltre all'ingresso del deflemmatore una bassa temperatura con aumento delle probabilità di condensazione integrale.

### **3.2.3. Analisi al variare della potenza al generatore mantenendo costante la portata della soluzione ricca elaborata dalla pompa**

La prova consiste nel determinare le prestazioni dei cicli analizzati al variare della potenza erogata al generatore mantenendo costante la portata alla pompa della soluzione ricca. Ci si aspetta nei risultati una diminuzione della temperatura al generatore.

Le prove sono state effettuate per le seguenti potenze:

- 15 kW solo per i cicli 4 e 5;
- 20 kW;
- 25 kW.

La temperatura di utenza ipotizzata per la prova è quella di progetto: 40-50°C.

In tabella 3.6 e 3.7 sono riportati in sintesi i risultati delle simulazioni.

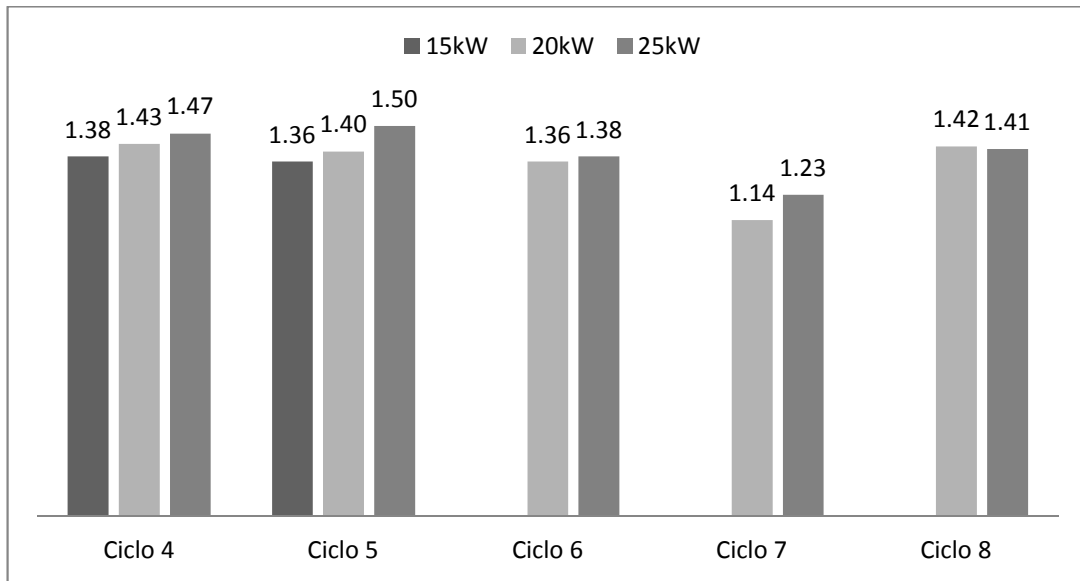
	<b>Ciclo 6</b>	<b>Ciclo 7</b>	<b>Ciclo 5</b>	<b>Ciclo 4</b>	<b>Ciclo 8</b>
<b>GUE</b>	1.16	1.39	1.43	1.45	1.46
<b>COP eq.</b>	2.52	3.02	3.11	3.15	3.17
<b>EER</b>	0.24	0.43	0.49	0.47	0.47
<b>Tpovera(°C)</b>	133	137	131	136	139
<b>mrefr(kg/h)</b>	15.8	27.5	31.7	30.7	30.7
<b>mpompa(l/h)</b>	178	480	359	321	332
<b>f=mricca/mvap</b>	8.15	12	8.8	7.5	7.7
<b>Qcond_utenza(kW)</b>	5	8.5	10	9.6	9.8
<b>Qass_utenza(kW)</b>	18.3	19.7	19	19.6	19.6
<b>Effetto utile totale(kW)</b>	23.3	28.2	29	29.2	29.4
<b>Qevap(kW)</b>	4.9	8.7	9.9	9.6	9.5
<b>Sott. Raff. Monte pompa(°C)</b>	3.5	1.7	0.7	0.4	1
<b>Concentrazione ricca</b>	0.37	0.37	0.38	0.38	0.36
<b>Concentrazione povera</b>	0.29	0.32	0.3	0.29	0.27

**Tabella 3.6 Sintesi dei risultati delle simulazioni per una potenza al generatore di 20 kW e portata della soluzione ricca costante**

	<b>Ciclo 5</b>	<b>Ciclo 4</b>
<b>GUE</b>	1.36	1.38
<b>COP eq.</b>	3.00	3.01
<b>EER</b>	0.43	0.45
<b>Tpovera(°C)</b>	123	125
<b>mrefr(kg/h)</b>	20	21
<b>mpompa(l/h)</b>	357	320
<b>f=mricca/mvap</b>	12.6	11
<b>Qcond_utenza(kW)</b>	6.35	6.6
<b>Qass_utenza(kW)</b>	14.7	14.8
<b>Effetto utile totale(kW)</b>	21.05	21.4
<b>Qevap(kW)</b>	6.5	6.8
<b>Sott. Raff. Monte pompa(°C)</b>	1.2	1.2
<b>Concentrazione sol. ricca</b>	0.38	0.38
<b>Concentrazione sol. povera</b>	0.33	0.32

**Tabella 3.7 Sintesi dei risultati delle simulazioni per una potenza al generatore di 15 kW e portata della soluzione ricca costante**

I risultati ottenuti in termini di GUE sono riportati in figura 3.10:



**Figura 3.10 GUE al variare della potenza con portata soluzione ricca costante**

Da figura 3.10 si nota che le prestazioni del sistema non sembrano variare molto al variare della potenza al generatore. Anche se da una parte si ha una diminuzione delle temperature al generatore con una minore efficienza di quest'ultimo, gli scambi termici risultano migliori in quanto gli scambiatori sono sovradimensionati e complessivamente possiamo dire che l'efficienza rimane pressochè invariata.

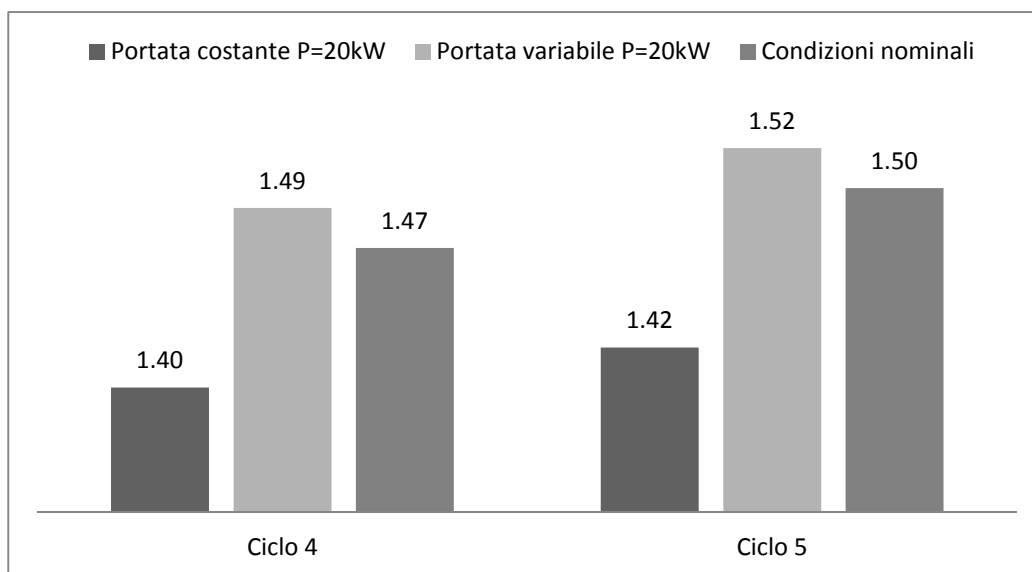
#### **3.2.4. Analisi mantenendo costante il rapporto di circolazione al variare della potenza al generatore**

Variando la portata alla pompa al modulare della potenza fornita dal generatore si riescono, teoricamente, a mantenere le prestazioni costanti all'interno del generatore.

L'analisi stazionaria è stata eseguita per una potenza ridotta di 20 kW per i cicli 4 e 5, ovvero i cicli che sono più promettenti dal punto di vista delle prestazioni e che più degli altri potrebbero essere scelti per una ipotetica realizzazione. La portata della soluzione ricca è stata variata mantenendo costante il rapporto di circolazione che si ha alle condizioni nominali. In tabella 3.8 si riportano i risultati delle simulazioni.

	Ciclo 5	Ciclo 4
<b>GUE</b>	1.52	1.49
<b>COP eq.</b>	3.30	3.20
<b>EER</b>	0.52	0.5
<b>Tpovera(°C)</b>	142	145
<b>mrefr(kg/h)</b>	34	32.4
<b>mpompa(l/h)</b>	320	280
<b>f=micca/mvap</b>	6.1	6.2
<b>Qcond_utenza(kW)</b>	10.8	10.3
<b>Qass_utenza(kW)</b>	20.4	20.4
<b>Effetto utile totale(kW)</b>	31.2	30.7
<b>Qevap(kW)</b>	10.4	10
<b>Sott. Raff. Monte pompa(°C)</b>	-0.1	3.5
<b>Concentrazione sol. ricca</b>	0.37	0.36
<b>Concentrazione sol. povera</b>	0.27	0.25

**Tabella 3.8 Risultati delle simulazioni a potenza pari a 20kW e al variare della portata della pompa della soluzione ricca (Cicli 4 e 5)**



**Figura 3.11 GUE in condizioni fuori progetto variando la portata della soluzione ricca**

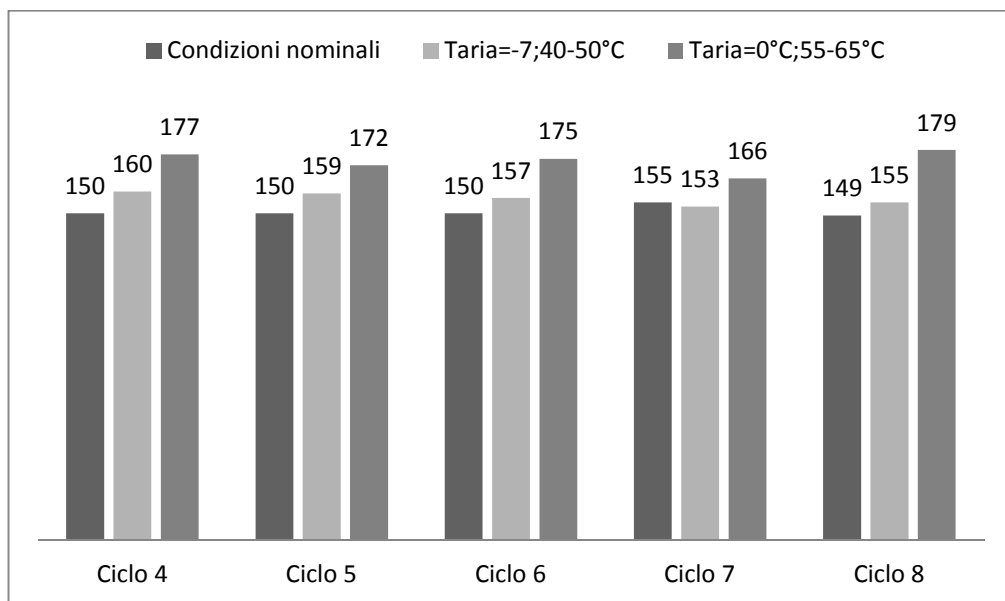
Dalla figura 3.11 è possibile notare come si abbia un incremento delle prestazioni della macchina a potenza ridotta se si modula la portata. Tale aumento di efficienza è giustificato dal fatto che il generatore, con modulazione di portata al variare della potenza, è fatto funzionare in condizioni ottime garantendo quindi buone efficienze anche a carico parziale. L'incremento di prestazioni si ha anche rispetto alle condizioni di funzionamento nominale, in quanto in condizioni di potenza parziale gli scambiatori sono sovradimensionati garantendo di conseguenza migliori prestazioni.

### 3.2.5. Andamento delle temperature al generatore al variare delle condizioni operative

Importante è prestare attenzione alle temperature del ciclo; in particolare alla temperatura della soluzione povera, rappresentativa della temperatura massima al generatore. Tale temperatura in condizioni nominali è stata fissata a 150°C. In condizioni di utilizzo più gravoso, ovvero all'aumentare della temperatura richiesta dall'utenza e al diminuire della temperatura esterna, a parità di potenza fornita al generatore, la temperatura tende a salire. E' quindi importante valutare questo aumento e capire se è dannoso per l'integrità della macchina stessa. In letteratura si riscontra che il maggior problema dovuto alle alte temperature è l'azionamento di processi di decomposizione della miscela e di corrosione. Risulta pertanto necessario limitare le temperature massime per garantire un periodo di funzionamento utile della macchina prolungato nel tempo. Si fissa come valore limite di riferimento 190°C.

Aver ipotizzato una temperatura in condizioni nominali di circa 150°C dovrebbe tutelare la macchina da eventuali problemi di tipo corrosivo.

In figura 3.12 sono riportate le temperature al generatore al variare delle condizioni operative:

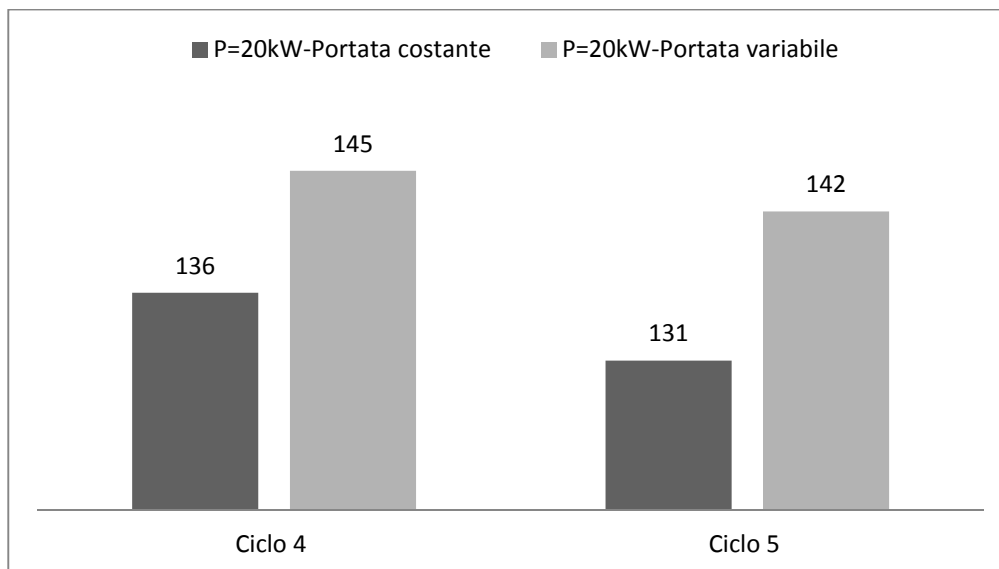


**Figura 3.12 Andamento delle temperature (°C) al generatore al variare delle condizioni operative**

In figura 3.12, oltre alle condizioni nominali, sono riportate le condizioni di funzionamento più gravose, ovvero quelle che comportano delle temperature della soluzione povera più elevate. I risultati riportati sono con portata della soluzione ricca costante al variare della potenza fornita al generatore.

Anche in condizioni estreme, mantenendo la temperatura della soluzione povera a 150°C, la temperatura del generatore non supera il limite superiore imposto visto in precedenza.

Risulta interessante vedere inoltre cosa succede a carico parziale mantenendo costante la portata della soluzione ricca oppure variando quest'ultima mantenendo costante il rapporto di circolazione in termini di temperatura al generatore.



**Figura 3.13 Andamento delle temperature (°C) al generatore a potenza ridotta**

Da figura 3.13 risulta che con rapporto di circolazione costante si hanno temperature al generatore più alte rispetto al caso di lavoro a portata costante.

E' possibile notare inoltre come a potenza ridotta si hanno temperature più basse nel ciclo 5 rispetto al ciclo 4, questo si può spiegare in entrambi i casi. Tale risultato si ottiene in quanto la portata di soluzione ricca di progetto è maggiore nel caso del ciclo 5 con influenza sulle temperature al generatore.



## 4. SIMULAZIONE DINAMICA DI SISTEMI SOLARI PER RAFFRESCAMENTO E RISCALDAMENTO

La recente attuazione del Regolamento (CE) n. 842/2006[1] dei gas fluorurati ad effetto serra, ha mosso i produttori di macchine utilizzanti tali fluidi a cercare delle alternative a basso effetto serra per l'ambiente. A tale scopo numerosi sono gli studi in corso di applicabilità riguardanti ammoniaci, CO<sub>2</sub> o sistemi ad assorbimento o adsorbimento. Si può quindi osservare un arretramento di posizione riguardo ai fluidi per refrigerazione verso quelli che sono stati i primi sistemi utilizzati a questi scopi e poi superati e accantonati per lo sviluppo consistente dei gas artificiali.

Parallelamente le incentivazioni per le energie rinnovabili e per un migliore e più completo sfruttamento dell'energia ha stimolato lo studio di tecnologie che consentono l'utilizzo di calore per la produzione di freddo.

La produzione di acqua refrigerata attraverso l'utilizzo del calore generato dall'energia solare è, insieme all'utilizzo di sistemi a compressione alimentati da pannelli fotovoltaici, l'unico modo per utilizzare fonti rinnovabili per la produzione di freddo.

Ecco le principali motivazioni per le quali le aziende produttrici di macchine per la refrigerazione stanno sviluppando sistemi che sfruttano il calore a media temperatura (da 80 a 200°C) di scarto oppure prodotto raccogliendo l'energia dal sole per produrre fluido refrigerato non solo per il condizionamento degli ambienti, ma si prevede uno sviluppo di tali tecnologie anche per applicazioni commerciali e agro alimentari[5].

Ad oggi esistono però solamente casi isolati di impianti di solar cooling. La tecnologia infatti si sta sviluppando e la barriera dei costi di investimento, attualmente alti rispetto alla tecnologia a compressione di vapore, non consente un'espansione di tali sistemi.

Fondamentale per lo sviluppo di questa tecnologia è la possibilità di accesso a degli incentivi, contemporaneamente ad una riduzione dei costi di investimento e ad un aumento dei costi dell'energia, che può portare tale tecnologia ad essere competitiva nel mercato con i sistemi a compressione di vapore.

Si hanno invece maggiori applicazioni dove del calore di scarto è rigettato da processi industriali e questo viene recuperato per la produzione di freddo.

Attualmente la maggior parte di tali sistemi a recupero di calore sono ad assorbimento con coppia assorbente-soluto bromuro di litio-acqua.

L'indagine svolta vuole capire l'applicabilità di macchine acqua-ammoniaca ad assorbimento a questa tecnologia, che possano essere utilizzate sia in caso di raffrescamento che in fase di riscaldamento invernale sempre con l'ausilio di calore da fonte solare.

#### ***4.1. Introduzione***

La finalità di tale studio è capire le potenzialità del solare termico a tubi evacuati accoppiato ad una pompa di calore ad assorbimento a singolo effetto che utilizza come coppia assorbente-soluto acqua e ammoniaca per la produzione di acqua 7-12°C per il raffrescamento ambientale e di acqua a 50°C per il riscaldamento attraverso terminali a media temperatura. Inoltre nelle simulazioni è stata prevista una caldaia di integrazione e un serbatoio di acqua ad alta temperatura come accumulo inerziale per l'energia raccolta dai collettori.

Lo studio è stato eseguito con il software di simulazione dinamica TRNSYS 16 e con fogli di calcolo Excel. La prima parte del lavoro riguarda la modellizzazione in TRNBuild di due edifici, uno adibito ad uso residenziale e uno adibito ad uso terziario. Eseguita la simulazione dinamica nei climi proposti i risultati sono stati raccolti in un foglio di lavoro Excel dove in funzione dei carichi richiesti dall'abitazione si sono determinate le potenze di picco del sistema dimensionando quindi i componenti quale assorbitore e caldaia di integrazione. Da questo si è determinata la portata da inviare al generatore della pompa di calore assegnando nelle condizioni di progetto un differenziale di temperatura tra ingresso e uscita allo stesso pari a 8°C.

Dai dati delle simulazioni dell'edificio si è ricavata la potenza da fornire al generatore della pompa di calore con un intervallo di simulazione pari a sei minuti. Tali dati sono stati successivamente portati in un file di testo come input al simulatore di TRNSYS, con il quale, data la temperatura in ingresso alla pompa di calore, è stata determinata la temperatura di uscita da questa.

Nel simulatore di TRNSYS è stato modellizzato il campo solare, il sistema di accumulo, la caldaia di integrazione e la macchina ad assorbimento. Dopo aver tarato il modello si è proceduto alle simulazioni nei diversi climi considerati e all'analisi dei risultati in un foglio di calcolo in Excel. Per l'edificio ad uso residenziale si è considerato il consumo di ACS con produzione di questa in priorità rispetto all'impianto di riscaldamento.

#### ***4.2. Simulazione tramite il software TRNSYS***

Il software TRNSYS è un programma di simulazione dinamica che permette la programmazione agli utenti che possono modificare i modelli esistenti o crearne di nuovi attraverso i più comuni linguaggi di programmazione (C, C++, PASCAL, FORTRAN ecc.) e può essere facilmente

collegato ad altre applicazioni per operazioni di pre/post-processing (Microsoft Excel, Matlab, EES ecc.).

Il campo di applicazione di TRNSYS include:

- Sistemi solari (termici e fotovoltaici);
- Edifici a basso consumo e sistemi HVAC con avanzate caratteristiche di progetto (ventilazione murale, doppie facciate, free cooling, ecc.);
- Sistemi per energie rinnovabili;
- Cogenerazione e celle a combustibile;

TRNSYS è composto da una suite di programmi integrati tra loro:

- TRNSYS simulation studio: un'interfaccia che consente facilmente all'utente di definire i collegamenti fra i vari componenti d'impianto e che permette di definire il sistema da simulare e le relative condizioni al contorno;
- Il simulation engine TRNDll.dll e il suo eseguibile TRNExe.exe, che è un codice che si occupa della risoluzione numerica del sistema di equazioni che identifica il sistema fisico da simulare;
- L'interfaccia grafica che permette di inserire i dati di input dell'edificio: il TRNBuild.exe;
- L'editor utilizzato per creare programmi e subroutine TRNEdit.exe.

### 4.3. Il sistema edificio

L'edificio è stato modellizzato tramite TRNBuild, un software che guida per passi l'utente alla creazione di un modello edificio.

Per le simulazioni svolte si sono considerati due edifici, uno adibito ad uso civile e un secondo adibito ad uso terziario. Le simulazioni sono state svolte per tre diverse località: Venezia, Roma e Palermo. In questi tre casi l'involucro edilizio è rimasto lo stesso, tuttavia si sono modificate le strutture componenti l'involucro in modo da avvicinarsi alle trasmittanze limite imposte dal D.M 26 gennaio 2010[6] soddisfacendo quindi i requisiti per accedere alle detrazioni fiscali del 55% e i limiti imposti per una nuova costruzione secondo D.Lgs.311/06[7].

Località	Zona climatica
Venezia	E
Roma	D
Palermo	B

**Tabella 4.1 Zone climatiche delle località prese in esame**

In seguito si riporta la tabella presa come riferimento per i valori limite di trasmittanza termica delle strutture.

● Valori limite della trasmittanza termica utile U delle strutture componenti l'involucro edilizio espressa in (W/m <sup>2</sup> K)				
Zona climatica	Strutture opache verticali	Strutture opache orizzontali o inclinate		Chiusure apribili e assimilabili (**)
		Coperture	Pavimenti (*)	
A	0,54	0,32	0,60	3,7
B	0,41	0,32	0,46	2,4
C	0,34	0,32	0,40	2,1
D	0,29	0,26	0,34	2,0
E	0,27	0,24	0,30	1,8
F	0,26	0,23	0,28	1,6

(\*) Pavimenti verso locali non riscaldati o verso l'esterno.  
 (\*\*\*) Conformemente a quanto previsto all'articolo 4, comma 4, lettera c), del decreto Presidente della Repubblica 2 aprile 2009, n. 59, che fissa il valore massimo della trasmittanza (U) delle chiusure apribili e assimilabili, quali porte, finestre e vetrine anche se non apribili, comprensive degli infissi.

**Figura 4.1 Trasmittanze limite secondo D.M. 26 gennaio 2010[7]**

Per il caso in esame sono state considerate trasmittanze prossime a quelle riportate in tabella, ma sempre inferiori.

L'edificio terziario è diretto lungo l'asse est-ovest con una superficie in pianta di 170 m<sup>2</sup> e uno sviluppo verticale di 5 piani.

L'edificio presenta le caratteristiche riportate in tabella 4.2 e 4.3:

CARATTERISTICA		U.M.
Superficie netta calpestabile	700	m <sup>2</sup>
Volume netto	1960	m <sup>3</sup>
Superficie opaca disperdente	892	m <sup>2</sup>
Superficie vetrata disperdente	130	m <sup>2</sup>
Altezza per piano	2.8	m
Numero di piani	5	-

**Tabella 4.2 Caratteristiche edificio terziario simulato**

STRUTTURE INVOLUCRO	Superficie disperdente	Venezia	Roma	Palermo
U.M.	m <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup> K	W/m <sup>2</sup> K	W/m <sup>2</sup> K
Strutture opache verticali	552	0.27	0.29	0.408
Coperture	170	0.223	0.258	0.33
Pavimenti verso l'esterno	170	0.289	0.339	0.455
Chiusure apribili o assimilabili	130	1.4	1.4	1.4

**Tabella 4.3 Caratteristiche strutture edificio terziario simulato**

Per la simulazione dinamica dell'edificio terziario sono state fatte le seguenti ipotesi:

- ricambio d'aria pari a 0.8 vol/h comprendente sia l'apertura degli infissi da parte degli occupanti che le infiltrazioni;
- Carichi interni per uffici da UNI TS 11300-1[8]. I carichi interni sono stati ripartiti in persone, computer e illuminazione in modo da raggiungere le potenze espresse da normativa.

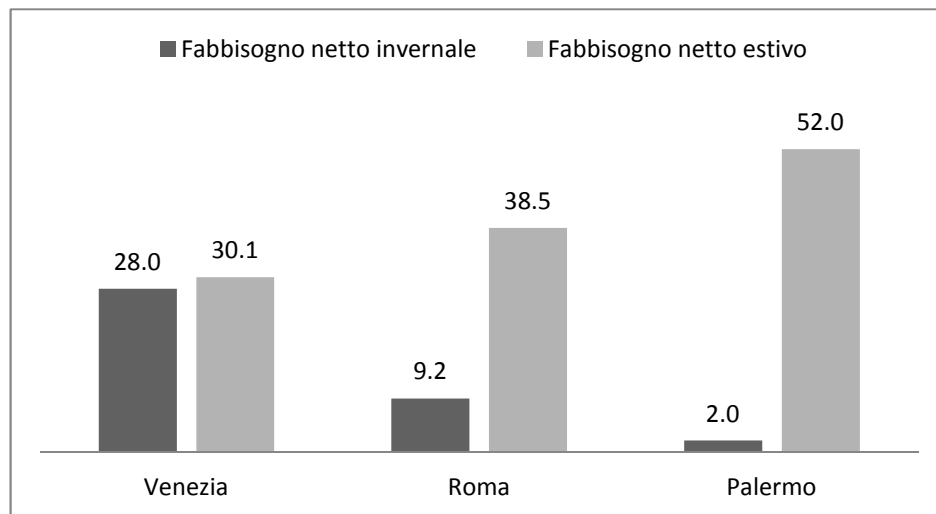
Il profilo di temperature di set-point invernale prevede:

- 20°C da lunedì a venerdì dalle ore 7 alle ore 19;
- 18°C da lunedì a venerdì dalle 19 alle ore 7 e fine settimana;
- Nessun controllo dell'umidità relativa;

Il profilo di temperature di set-point estiva prevede:

- 26°C da lunedì a venerdì dalle ore 7 alle ore 19 con controllo umidità relativa RH=50%;
- 30°C da lunedì a venerdì dalle ore 19 alle ore 7 senza controllo umidità relativa.

In figura 4.2 si riporta il fabbisogno specifico di energia annuo per la stagione invernale e per quella estiva nei climi considerati casi di studio:


**Figura 4.2 Fabbisogno specifico [kWh/m<sup>2</sup>-anno] edificio per uso terziario nelle località considerate**

L'edificio ad uso residenziale ha una superficie in pianta di 170 m<sup>2</sup> ed è sviluppato in un unico piano. L'edificio ha l'asse est-ovest come asse principale e presenta le caratteristiche riportate in tabella 4.4 e 4.5:

CARATTERISTICA		U.M.
Superficie netta calpestabile	140	m <sup>2</sup>
Volume netto	392	m <sup>3</sup>
Superficie opaca disperdente	446	m <sup>2</sup>
Superficie vetrata disperdente	24	m <sup>2</sup>
Altezza per piano	2.8	m
Numero di piani	1	-

**Tabella 4.4 Caratteristiche edificio residenziale**

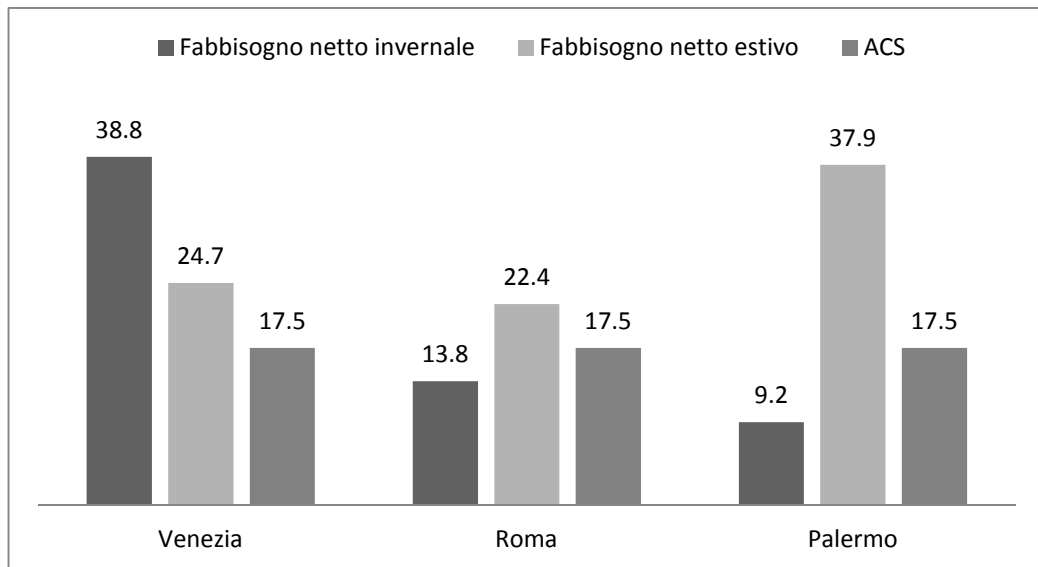
STRUTTURE INVOLUCRO	Superficie disperdente	Venezia	Roma	Palermo
U.M.	m <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup> K	W/m <sup>2</sup> K	W/m <sup>2</sup> K
Strutture opache verticali	105.6	0.27	0.29	0.408
Coperture	170	0.223	0.258	0.33
Pavimenti verso l'esterno	170	0.289	0.339	0.455
Chiusure apribili o assimilabili	24	1.4	1.4	1.4

**Tabella 4.5 Caratteristiche strutture edificio residenziale**

Le ipotesi considerate per l'edificio residenziale sono:

- Ricambio d'aria 0.5 vol/h comprensivo delle infiltrazioni delle finestre e dell'apertura degli infissi da parte degli occupanti;
- Per i carichi interni ci si è riferiti alla UNI TS 11300-1[8]: il valore globale di carichi interni da assumere in questa condizione è 436 W. Si è considerata una persona sempre presente all'interno dell'abitazione corrispondente a 65 W sensibili e 55W latente secondo UNI EN ISO 7730[9]. Il resto del carico fino a raggiungere il valore imposto dalla norma è stato equamente distribuito in convettivo e radiante;
- Set point di temperatura invernale a 20°C in ogni zona dell'abitazione, nessun controllo sull'umidità;
- Set point di temperatura estiva a 26°C in ogni zona dell'abitazione con controllo umidità relativa RH=50%.

In figura 4.3 si riporta il fabbisogno specifico di energia annuo per la stagione invernale, per quella estiva e il fabbisogno di ACS nei climi considerati casi di studio:

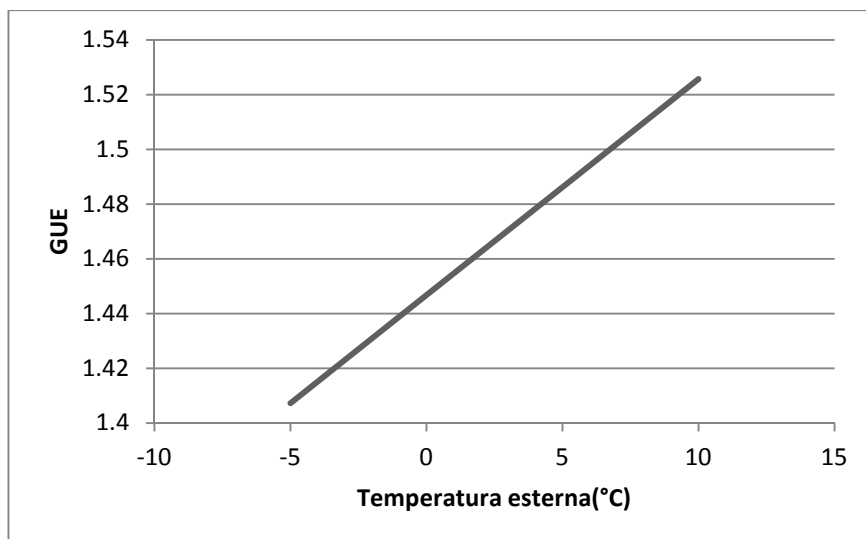


**Figura 4.3 Fabbisogno specifico [kWh/m<sup>2</sup>-anno] edificio per uso residenziale nelle località considerate**

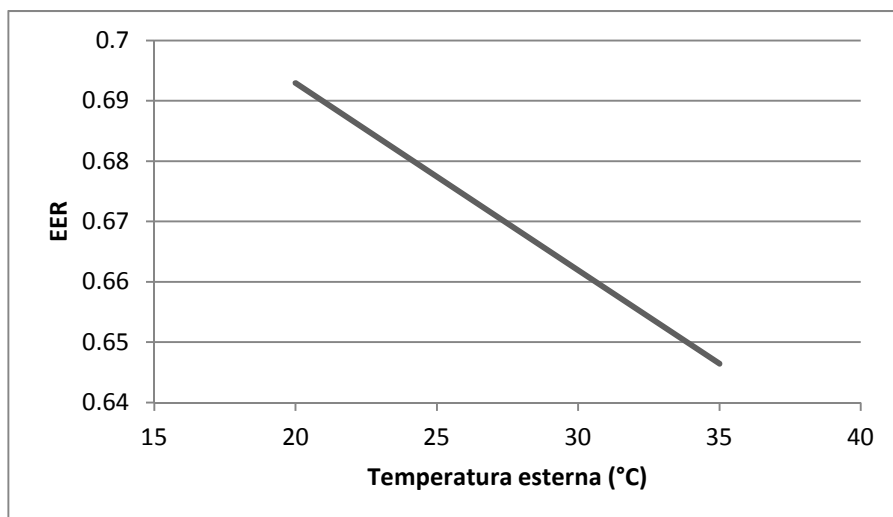
Il fabbisogno di acqua calda sanitaria è stato determinato secondo la UNI TS 11300-2[10] in funzione della superficie netta dell'edificio ed è pari a 1,4 l/Gm<sup>2</sup> e attraverso il software SUPERPON si è risaliti a un realistico profilo orario di consumo. Considerando una temperatura di utilizzo dell'acqua a 45°C e una temperatura media di questa nella rete di distribuzione pari a 15°C il totale fabbisogno anno ammonta a 2548 kWh.

#### ***4.4. La macchina ad assorbimento reversibile***

La potenza di picco del generatore della pompa di calore è stata scelta in modo da coprire tutto il carico richiesto sia invernale che estivo. Quindi determinata la potenza lorda di picco richiesta dall'abitazione nelle due situazioni si è determinata la potenza del generatore in caldo e freddo andando a moltiplicare rispettivamente per il GUE e l'EER rispettivi e prendendo come potenza di progetto del generatore quella maggiore. Il GUE è stato considerato funzione della temperatura esterna, della temperatura al generatore e della temperatura di produzione acqua calda, in questo caso assunta pari a 50°C, ed è rappresentato in figura 4.4. Negli edifici considerati si è supposto di poter produrre acqua 12/7°C per coprire i carichi latenti, mentre si ha produzione di acqua 18/13°C per la copertura dei carichi sensibili. In questo caso l'EER è funzione della temperatura di produzione dell'acqua refrigerata, della temperatura esterna e della temperatura al generatore, ed è riportato in figura 4.5.



**Figura 4.4 GUE macchina ad assorbimento al variare temperatura esterna con temperatura al generatore 90°C e produzione acqua calda a 50°C**



**Figura 4.5 EER macchina ad assorbimento al variare temperatura esterna con temperatura al generatore 90°C e produzione acqua fredda a 7°C**

Da notare che a parità di potenza richiesta in caldo e freddo si hanno potenze da fornire al generatore ben diverse in quanto in caldo il GUE può superare 1,5, viceversa in freddo l'EER è di circa 0,65, questo comporta che dove c'è richiesta di molto freddo rispetto al caldo (Palermo), la macchina avrà potenze di picco al generatore molto più elevate rispetto alla potenza richiesta in caldo e la macchina in inverno funzionerà sempre in parzializzazione molto spinta. Questo suggerisce che tale soluzione non è l'ottimale ma ai fini di un calcolo di analisi si tiene tale ipotesi. Tuttavia l'installazione di più macchine ad assorbimento in parallelo di minori dimensioni può favorire l'utilizzo di queste con un fattore di carico maggiore.



Viene in seguito riportata in tabella 4.6 la potenza di progetto del generatore di refrigerante della macchina ad assorbimento nelle diverse zone prese in analisi:

Località	Potenze di picco [kW]	Terziario	Residenziale
Venezia	Riscaldamento	18	3
	Raffrescamento	44	4
	<b>Termica assorbitore</b>	<b>65</b>	<b>6</b>
Roma	Riscaldamento	16	2
	Raffrescamento	54	3
	<b>Termica assorbitore</b>	<b>80</b>	<b>5</b>
Palermo	Riscaldamento	16	2
	Raffrescamento	49	5
	<b>Termica assorbitore</b>	<b>74</b>	<b>7</b>

**Tabella 4.6 Potenze di progetto nei vari casi studio**

Come si può notare da tabella 4.6 la potenza di picco al generatore è comandata in tutte le zone analizzate dalla componente di raffrescamento e quindi si hanno potenze al generatore molto alte rispetto alle potenze termiche di picco richieste nella stagione invernale.

Nota la potenza di picco è stato possibile determinare la portata di progetto al generatore ipotizzando un differenziale di temperatura tra ingresso e uscita di 8°C nelle condizioni di progetto. La portata al generatore è stata mantenuta costante e indipendente dal fattore di carico della macchina.

Per la temperatura in ingresso alla pompa di calore è stata fatta solo una ipotesi di limite inferiore, ovvero se la temperatura del fluido è maggiore o uguale a 100°C entra direttamente in pompa di calore e la caldaia non si aziona, altrimenti la caldaia dà la differenza per portare il fluido alla temperatura di set desiderato.

La temperatura di 100°C è stata scelta come limite inferiore per il funzionamento di una macchina ad assorbimento acqua-ammoniaca, in seguito a considerazioni sia teoriche che sperimentali (vedi paragrafo su solar cooling riguardo ai cicli) che hanno portato a considerare questo come limite inferiore di temperatura di alimentazione alla macchina per un suo corretto ed efficiente funzionamento(vedi capitolo 2). Nel funzionamento estivo si suppone che il calore venga smaltito tramite una torre evaporativa.

#### 4.5. I collettori a tubi evacuati

Collettori a tubi evacuati Kloben SKY 12 CPC 58[11] :



**Figura4.6 Collettore SKY CPC 58[11]**

La caratterizzazione del pannello utilizzato viene eseguita inserendo nei parametri di input alla type 71 l'efficienza a temperatura ridotta nulla  $\eta_0$ , e i coefficienti lineare e quadratico di perdita termica  $a_1$  e  $a_2$  determinati secondo la norma UNI 12975-2[12] e l'area captante dei pannelli  $A$ . L'inserimento di tali parametri è sufficiente per il calcolo del rendimento dei collettori solari con radiazione ortogonale rispetto alla superficie del collettore stesso:

$$\eta = \left( \eta_0 - a_1 \frac{\theta_m - \theta_a}{G^*} - a_2 \frac{(\theta_m - \theta_a)^2}{G^*} \right)$$

Con:

- $\theta_m$ : temperatura media del fluido circolante all'interno del collettore;
- $\theta_a$ : temperatura ambiente.

Nel caso dei pannelli considerati per le simulazioni tali valori sono riportati in tabella 4.7:

Rendimento $\eta_0$	71,8%
Coefficiente di perdita termica $a_1$	0,974 W/m <sup>2</sup> K
Coefficiente di perdita termica $a_2$	0,005 W/m <sup>2</sup> K

**Tabella 4.7 Coefficienti prestazionali collettori a tubi evacuati**

Tuttavia tale equazione determina la captazione di energia quando questa è diretta in direzione ortogonale al pannello, per correggere la stima in condizioni diverse è necessario inserire anche gli IAMs ovvero valori che permettono di stimare l'energia captata anche in condizioni diverse. Tali valori per il dispositivo considerato devono essere determinati e sono presentati secondo normativa sia per la direzione trasversale che per la direzione longitudinale. Come si può notare dalla figura 4.7 lo IAM trasversale supera il valore dell'unità, ciò significa che il rendimento del pannello risulta maggiore con angolo di incidenza del sole rispetto al pannello non ortogonale rispetto al pannello stesso, ma inclinato di circa 60°. Ciò è dovuto al fatto che la superficie captante in questa situazione aumenta grazie alla lamina in alluminio posta sotto i tubi in vetro che riflette i raggi incidenti su essa e li invia al tubo che quindi non riceverà i raggi solari solamente nella metà che guarda il cielo ma anche nella metà inferiore grazie alla riflessione della lamina, come spiegato in figura 4.8.

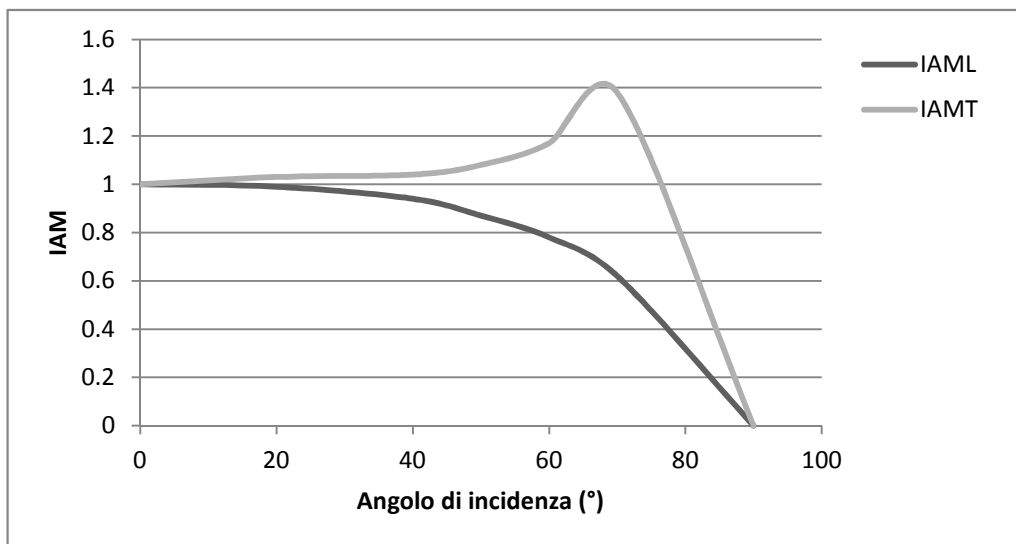


Figura 4.7 Fattori correttivi in funzione dell'angolo di incidenza della radiazione solare sul piano assorbitori



Figura 4.8 Sistema CPC di riflessione

La portata utilizzata per le prove è quella ottimale suggerita dal costruttore ovvero  $60 \text{ l/hr-m}^2$ .

L'inclinazione scelta per i collettori differisce a seconda dell'impiego per l'edificio terziario o residenziale e in base alle località prese in considerazione.

#### 4.6. L'accumulo

Per le simulazioni si sono utilizzati quattro tipi di accumuli, due accumuli per alte temperature, adatti a contenere acqua fino ad una temperatura di  $130^\circ\text{C}$  con una pressione di saturazione pari a 2,7 bar. La capacità è rispettivamente di  $3 \text{ m}^3$  per l'impianto dell'edificio terziario e  $1 \text{ m}^3$  per l'impianto dell'edificio residenziale. I due tipi di accumuli per l'acqua calda sanitaria, per Venezia e Roma hanno un volume pari a 500 l mentre per Palermo 350 l. Tali serbatoi sono caratterizzati da un serpentino interno nel quale scorre il fluido del circuito solare, mentre la macchina ad assorbimento utilizza direttamente il fluido contenuto nel serbatoio senza scambi intermedi. Per l'abitazione ad uso residenziale il serbatoio di acqua calda sanitaria è impostato ad una temperatura di set pari a  $75^\circ\text{C}$ . Tale serbatoio presenta un serpentino interno dove scorre il fluido solare mentre l'acqua calda sanitaria è prelevata direttamente dall'accumulo.

Il volume degli accumuli nei vari casi studiati sono riportati in seguito tabella 4.8:

Volume accumuli [m <sup>3</sup> ]	Terziario	Residenziale	
		Impianto	ACS
Venezia	3	1	0.5
Roma	3	1	0.5
Palermo	3	1	0.35

**Tabella 4.8 Volumi accumuli**

La trasmittanza degli accumuli è stata supposta in tutti i casi pari a  $0,44 \text{ W/m}^2\text{-K}$  corrispondente a un isolamento di 10 cm di lana di vetro;

#### 4.7. Caldaia

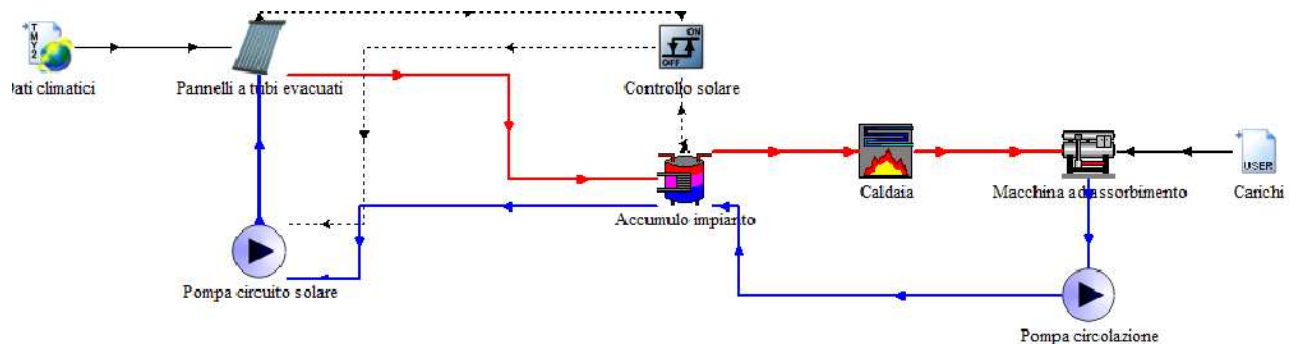
La caldaia utilizzata non può lavorare in condensazione a causa delle alte temperature del fluido. Tale caldaia deve essere in grado di coprire l'intero carico termico richiesto senza l'ausilio del solare, quindi la sua potenza nominale deve essere almeno pari alla potenza nominale del generatore della macchina ad assorbimento.

#### 4.8. Modelli in TRNSYS Simulation Studio

Per le due diverse tipologie di edificio considerate, ovvero terziario o residenziale, sono stati utilizzati due diversi modelli di TRNSYS in quanto nel primo caso l'ACS non è stata considerata mentre nel secondo caso questo risulta necessario.

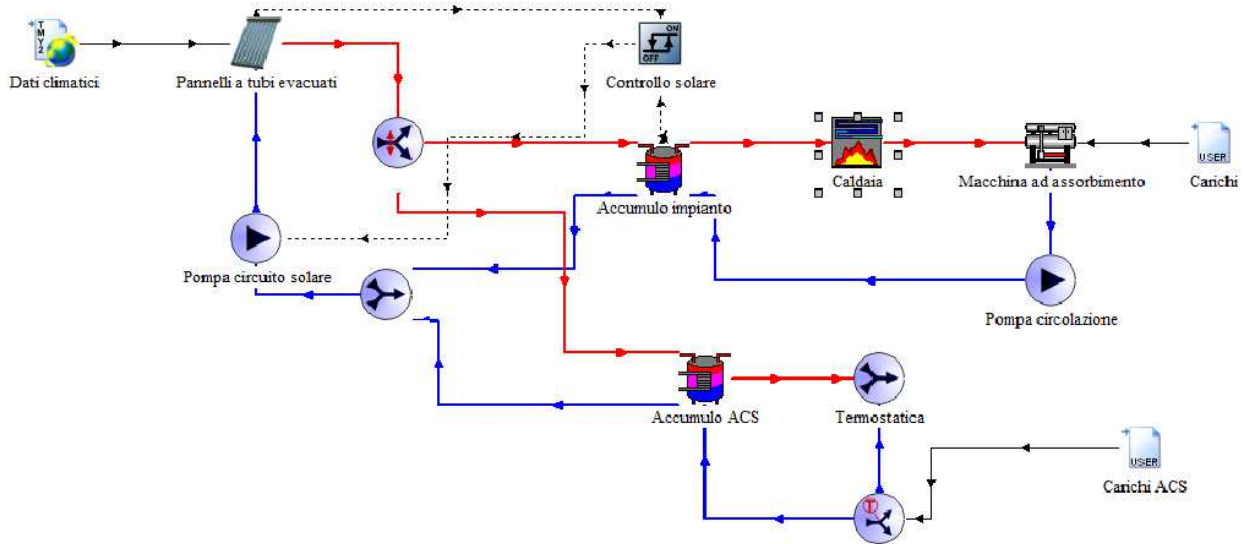
In entrambe le situazioni sia per il raffrescamento che per il riscaldamento, l'acqua calda prodotta dai pannelli va ad alimentare la macchina ad assorbimento. Questa è una scelta a sfavore dell'efficienza dei collettori solari che devono lavorare sempre con alte temperature del fluido anche nei mesi più freddi, ma può essere una soluzione impiantistica da considerare per la sua semplicità e in quanto, essendo il coefficiente di prestazione della macchina ad assorbimento maggiore dell'unità nel periodo invernale, con una produzione minore di acqua a più alta temperatura, è possibile coprire la stessa richiesta di calore che si avrebbe con l'utilizzo della sola acqua prodotta dai pannelli.

In figura 4.9 si riporta in modo schematico il modello in TRNSYS utilizzato per le simulazioni dell'edificio ad uso terziario:



**Figura 4.9** Modello schematico modello di simulazione in TRNSYS per edificio terziario

Nel caso residenziale, riportato in figura 4.10, è stata introdotta una valvola deviatrice che a seconda della temperatura dell'accumulo dedicato di acqua calda sanitaria, prioritaria rispetto al sistema di riscaldamento, invia più o meno acqua ai due circuiti, così facendo si privilegia la produzione di acqua sanitaria rispetto al solare. Si deve considerare che tale scelta comporta una maggior efficienza del pannello a tubi evacuati in quanto operante ad una temperatura media del fluido nei collettori inferiore.



**Figura 4.10** Assembly Panel semplificato dell'impianto di solar cooling nel caso con ACS

Una volta realizzato il modello di simulazione si è verificato:

- il primo principio della termodinamica alle singole type;
- il primo principio della termodinamica annuale dell'intero modello sviluppato;
- che il programma non generi errori durante l'analisi.

#### 4.9. Definizione degli indici di interesse

Nel riportare i risultati ottenuti utilizzeremo alcuni indici che ora andremo a definire.

Il primo indice utilizzato è chiamato fattore solare (FS) ed è la frazione di energia solare in ingresso al generatore della pompa di calore ad assorbimento, esso è definito come:

$$FS = \frac{\text{Energia solare in ingresso al generatore}}{\text{Energia totale richiesta dal generatore}} \quad [-]$$

L'energia a cui si farà riferimento sarà o l'annuale (definendo perciò un FS annuale) ma anche stagionale, sia per la stagione di raffrescamento che per quella di riscaldamento definendo conseguentemente due FS stagionali, uno per la stagione di riscaldamento e uno per la stagione di raffrescamento.

Un secondo indice utilizzato definisce la frazione di energia solare per la produzione di ACS, tale indice verrà denominato  $FS_{acs}$  ed è definito come segue:

$$FS_{acs} = \frac{\text{Energia solare in ingresso all'accumulo di ACS}}{\text{Energia totale per la copertura di ACS più perdite in assenza di solare}} \quad [-]$$

Tale indice sarà annuale.

Per confrontare quanto una soluzione impiantistica richieda più o meno energia primaria rispetto ad una alternativa si utilizzerà l'indice FEP (fabbisogno di energia primario) definito come:

$$FEP = \frac{\text{Energia primaria richiesta annuale}}{\text{Superficie calpestabile edificio}} \quad [\text{kWh/m}^2\text{-anno}]$$

Saranno definiti inoltre altri due indici sempre per un confronto tra soluzioni impiantistiche, il primo è il rapporto di energia primaria equivalente:

$$REP_{eq} = \frac{E_{\text{edificio lorda}}}{E_{el} * REP_{el} + E_{gas} * REP_{gas}} \quad [-]$$

Il secondo l'equivalente elettrico:

$$COP_{eq} = \frac{E_{\text{edificio lorda}}}{E_{el} + \frac{E_{gas} * REP_{gas}}{REP_{el}}} \quad [-]$$

E' necessario sottolineare che tali coefficienti non sono un indice di efficienza dell'impianto ma semplicemente mostrano quale di questi consuma meno energia primaria. Infatti nel caso del raffrescamento solare la macchina ad assorbimento a singolo stadio, nella migliore delle ipotesi, per dare 100 unità di freddo richiede 140 unità di caldo: ecco che rispetto ai sistemi tradizionali a espansione diretta, un consumo minore di energia primaria si può ottenere nel caso il campo solare sia in grado di coprire gran parte del calore richiesto per fare freddo, o meglio che i carichi siano in fase con l'irraggiamento solare. In seguito si riprenderà tale punto che risulta di fondamentale importanza per l'economia energetica degli impianti di solar cooling.

Convenzionalmente si fissa  $REP_{eq}=1,1$  e  $REP_{el}=2,5$  come valori riconosciuti in gran parte dell'Europa.

#### **4.10. Risultati al variare dell' area dei collettori**

In seguito sono riportati i risultati ottenuti dalle simulazioni per tipologia di edificio e per varie località analizzate al variare dell'area dei collettori. I risultati sono riportati in modo separato per la stagione invernale e per quella estiva. La stagione di riscaldamento è stata considerata in accordo con quelli che sono i limiti temporali imposti dalla zona climatica in cui è localizzata l'abitazione, mentre per la stagione estiva, non essendoci dei limiti temporali di legge, si considera il freddo

necessario al raffrescamento dell'ambiente al di fuori del periodo di riscaldamento. In tabella 4.9 si riportano i limiti temporali per il periodo di riscaldamento nelle varie località considerate da D.P.R n. 412/93[13]:

LOCALITA'	PERIODO DI RISCALDAMENTO
Venezia	15 ottobre-15 aprile
Roma	1 novembre-15 aprile
Palermo	1 dicembre-31 marzo

**Tabella 4.9 Periodi di riscaldamento nelle località studiate**

L'inclinazione dei collettori che è stata imposta per le simulazioni è 20°, angolo che circa risponde alla pendenza del tetto di una comune abitazione.

#### **4.10.1 Risultati per la soluzione residenziale**

##### *Venezia*

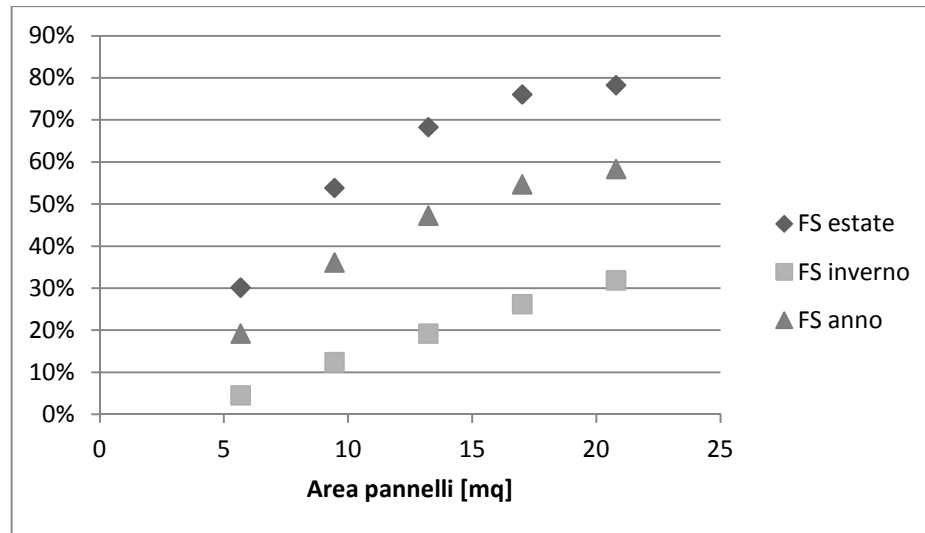
Vengono di seguito riportati i risultati ottenuti per il caso residenziale nella località di Venezia: il totale fabbisogno dell'abitazione considerando i rendimenti di regolazione, emissione e distribuzione secondo UNI TS 11300-2[10] per l'impianto di riscaldamento e assumendo un rendimento costante estivo pari a 0.91 è costituito da:

- Una richiesta lorda di calore durante la stagione invernale pari a 5970 kWh;
- Una richiesta lorda di freddo nella stagione estiva pari a 3800 kWh;
- Un fabbisogno di ACS pari a 2548 kWh annui secondo UNI- TS 11300-2.

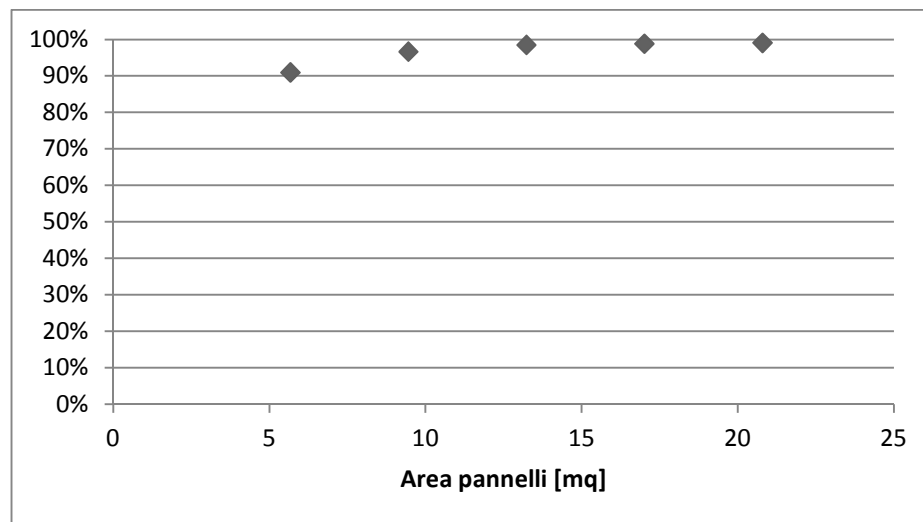
Com'è possibile notare tali valori sono molto bassi rispetto allo standard delle abitazioni esistenti in Italia, come peraltro i consumi. In effetti l'EPi limite secondo DPR 413/93[13], valori limite dal primo gennaio 2010, per tale abitazione risulta pari a 50 kWh/m<sup>2</sup>-anno, in confronto con il consumo invernale netto risultante dalla simulazione dinamica pari a circa 38 kWh/m<sup>2</sup>-anno, è quindi possibile affermare che gli edifici pensati per la simulazione siano a ottime caratteristiche energetiche.

In figura 4.11 e in figura 4.12 vengono riportati i fattori solari riscontrati dalle simulazioni al variare dell'area dei collettori:





**Figura 4.11 Fattori solari al generatore per il residenziale a Venezia**



**Figura 4.12 Fattore solare per ACS a Venezia**

Dai risultati presentati si può notare come il fabbisogno di ACS sia soddisfatto quasi interamente già a partire da un'area di collettori modesta e il fatto di produrre in priorità ACS con il solare spiega tali affermazioni. Per quanto riguarda i limiti superiori si nota come si arriva asintoticamente ad una copertura estiva di oltre l'80%, mentre per una copertura invernale di poco oltre il 30% sono necessari oltre 20 m<sup>2</sup> di pannelli.

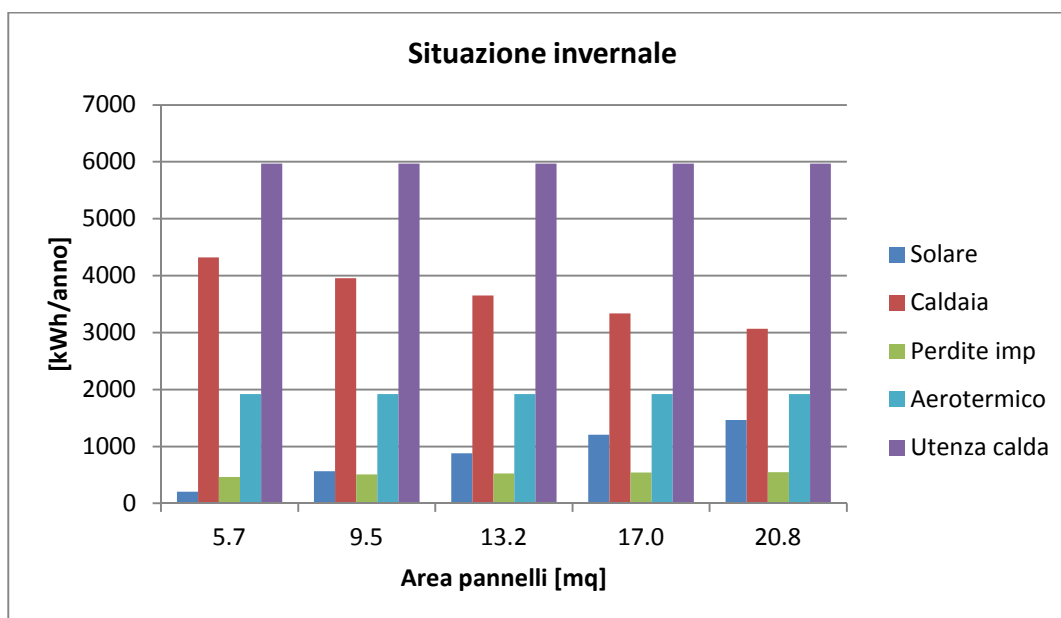
In tabella 4.10 si riportano i risultati per il circuito ACS:

ACS				
Sup. pannelli	Solare	Ausiliari	Perdite	Fabbisogno
m <sup>2</sup>	kWh	kWh	kWh	kWh
5.67	2.58E+03	2.35E+02	2.95E+02	2.55E+03
9.45	2.78E+03	7.64E+01	3.25E+02	2.55E+03
13.23	2.84E+03	2.62E+01	3.38E+02	2.55E+03
17.01	2.86E+03	1.87E+01	3.42E+02	2.55E+03
20.79	2.86E+03	1.44E+01	3.44E+02	2.55E+03

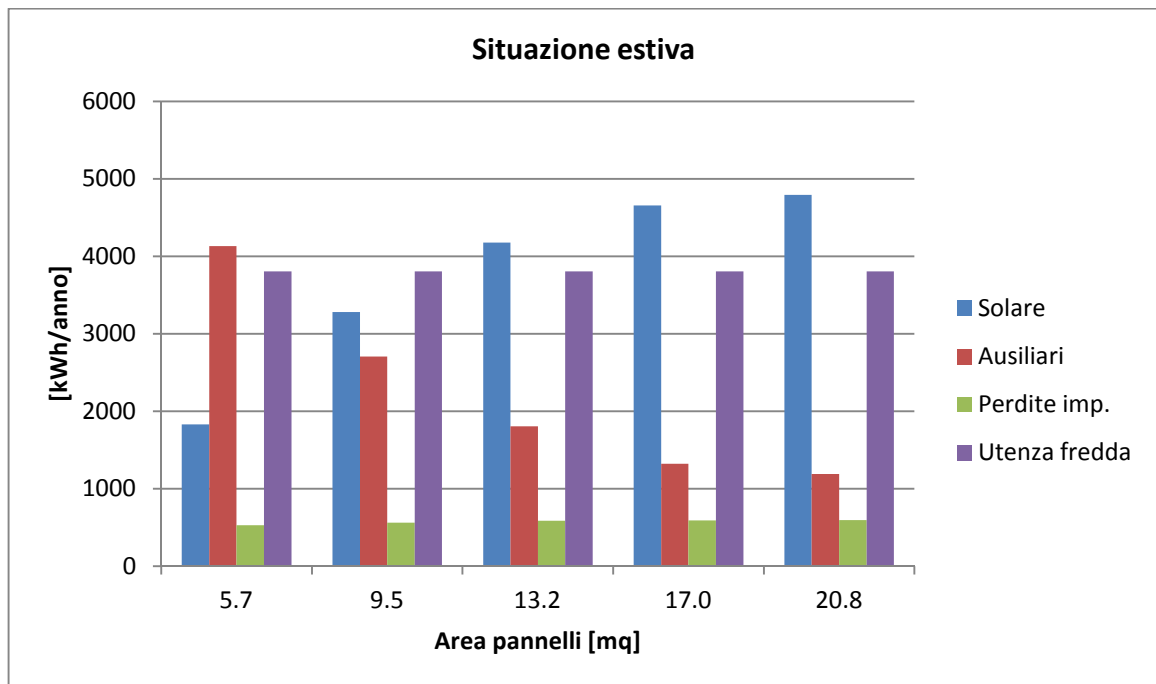
**Tabella 4.10 Riassunto risultati ACS per Venezia residenziale**

Nelle tabelle 4.11 e 4.12 e attraverso i grafici 4.13 e 4.14 si riportano i risultati in termini energetici per la stagione invernale e per quella estiva.

Situazione invernale					
Sup. pannelli	Solare	Caldaia	Perdite imp	Aerotermico	Utenza calda
m <sup>2</sup>	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh
5.67	2.05E+02	4.32E+03	4.62E+02	1.92E+03	5.97E+03
9.45	5.66E+02	3.96E+03	5.07E+02	1.92E+03	5.97E+03
13.23	8.79E+02	3.65E+03	5.26E+02	1.92E+03	5.97E+03
17.01	1.20E+03	3.33E+03	5.39E+02	1.92E+03	5.97E+03
20.79	1.47E+03	3.07E+03	5.49E+02	1.92E+03	5.97E+03

**Tabella 4.11 Riassunto risultati situazione invernale**

**Figura 4.13 Grafico situazione invernale**

Situazione estiva					
Sup. pannelli	Solare	Caldaia	Perdite imp	Utenza fredda	Eff. In freddo
m <sup>2</sup>	kWh	kWh	kWh	kWh	-
5.67	1.83E+03	4.13E+03	5.29E+02	3.80E+03	0.638
9.45	3.28E+03	2.70E+03	5.60E+02	3.80E+03	0.636
13.23	4.18E+03	1.80E+03	5.85E+02	3.80E+03	0.636
17.01	4.66E+03	1.32E+03	5.92E+02	3.80E+03	0.636
20.79	4.79E+03	1.19E+03	5.94E+02	3.80E+03	0.636

**Tabella 4.12 Riassunto risultati situazione estiva**

**Figura 4.14 Grafico situazione estiva**

La quota di energia aerotermica risulta costante al variare dell'area dei collettori, ciò non è del tutto vero in quanto varia al variare della temperatura al generatore, tuttavia si considera questo effetto trascurabile se si resta all'interno di un certo intervallo di temperature di alimentazione al generatore della pompa di calore.

Altra osservazione da riportare riguarda le perdite dell'impianto che ricoprono una parte non trascurabile in queste tipologie di impianto, infatti un corretto isolamento delle tubazioni e di tutti gli organi che sono ad alta temperatura risulta necessario affinché questi impianti diano prestazioni accettabili.

E' inoltre possibile notare che per avere in freddo un complessivo di 3800 kWh è necessario che siano prodotti quasi 6000 kWh termici, questo è dovuto alla bassa efficienza della macchina ad

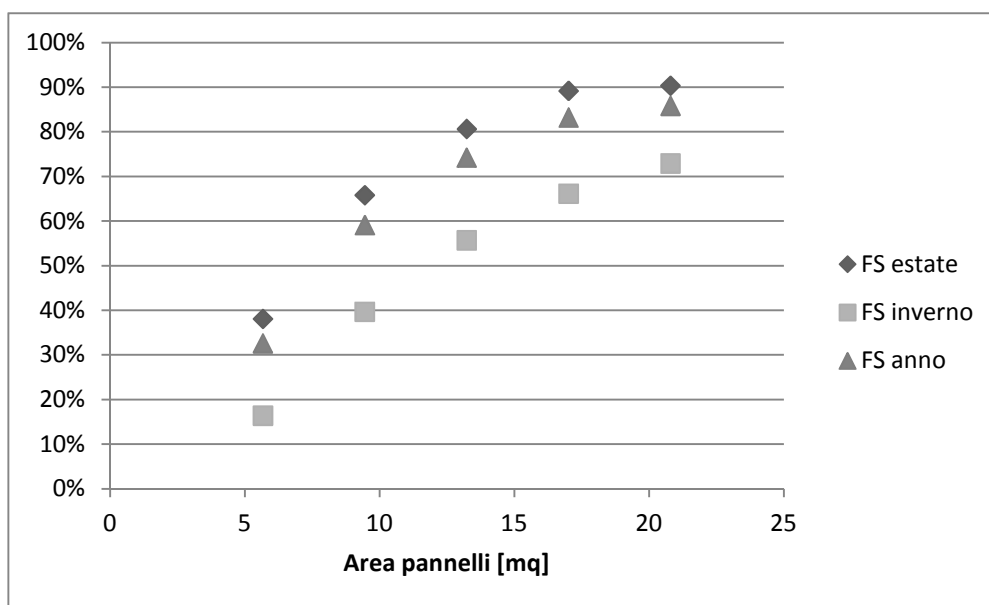
assorbimento a un singolo stadio in modalità estiva e alle perdite, che come prima affermato, sono una parte consistente del conto energetico dell'impianto.

**Roma**

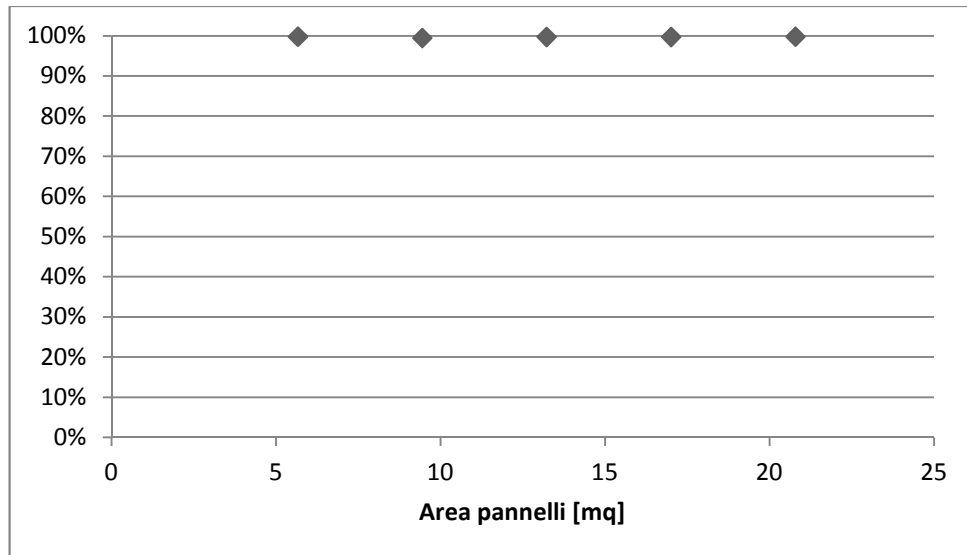
Vengono di seguito riportati i risultati ottenuti per il caso residenziale nella località di Roma: i fabbisogni dell'abitazione considerando i rendimenti di regolazione, emissione e distribuzione secondo UNI TS 11300-2[10] per l'impianto di riscaldamento e assumendo un rendimento costante estivo pari a 0.91 sono:

- Una richiesta lorda di calore durante la stagione invernale pari a 2118 kWh;
- Una richiesta lorda di freddo nella stagione estiva pari a 3440 kWh;
- Un fabbisogno di ACS pari a 2548 kWh annui secondo UNI- TS 11300-2[10].

In figura 4.15 e in figura 4.16 sono riportati i fattori solari al generatore e per la produzione di acqua calda sanitaria:



**Figura 4.15 Fattori solari per il residenziale a Roma**



**Figura 4.16 Fattore solare per ACS a Roma**

Com'è possibile notare si hanno fattori solari maggiori a parità di area installata, questo è dovuto essenzialmente alla maggiore irradiazione disponibile alla latitudine di Roma rispetto che a Venezia. L'ACS è praticamente sempre prodotta dai soli pannelli solari mentre il contributo al riscaldamento rispetto a Venezia cresce sensibilmente. Questo è anche dovuto alla minore richiesta invernale. Per quanto riguarda i picchi a Roma si riesce a coprire con un'area di pannelli non eccessiva anche il 90% del fabbisogno in raffrescamento.

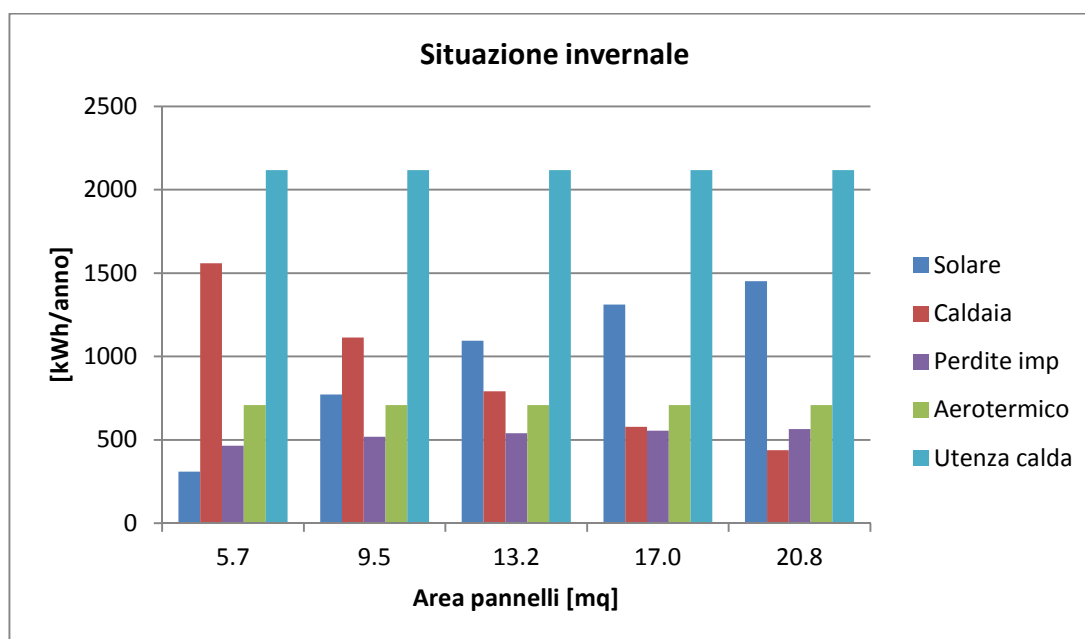
In tabella 4.13 si riportano i risultati per l'impianto di ACS nel caso di Roma:

ACS				
Sup. pannelli	Solare	Ausiliari	Perdite imp.	ACS
m2	kWh	kWh	kWh	kWh
5.67	2.84E+03	2.56E+01	3.54E+02	2.53E+03
9.45	2.90E+03	1.71E+00	3.74E+02	2.54E+03
13.23	2.91E+03	3.10E-01	3.76E+02	2.55E+03
17.01	2.91E+03	3.72E-01	3.76E+02	2.55E+03
20.79	2.92E+03	2.65E-01	3.77E+02	2.55E+03

**Tabella 4.13 Riassunto risultati ACS per Roma residenziale**

Nelle tabelle 4.14 e 4.15 e tramite i grafici 4.17 e 4.18 vengono riportati i risultati delle simulazioni in termini energetici.

Situazione invernale					
Sup. pannelli	Solare	Caldaia	Perdite imp	Aerotermico	Utenza calda
m <sup>2</sup>	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh
5.67	3.10E+02	1.56E+03	4.64E+02	7.08E+02	2.12E+03
9.45	7.72E+02	1.11E+03	5.19E+02	7.08E+02	2.12E+03
13.23	1.09E+03	7.91E+02	5.40E+02	7.08E+02	2.12E+03
17.01	1.31E+03	5.78E+02	5.56E+02	7.08E+02	2.12E+03
20.79	1.45E+03	4.38E+02	5.64E+02	7.08E+02	2.12E+03

**Tabella 4.14 Riassunto risultati situazione invernale**

**Figura 4.17 Grafico situazione invernale**

Situazione estiva					
Sup. pannelli	Solare	Caldaia	Perdite imp	Utenza fredda	Eff. In freddo
m <sup>2</sup>	kWh	kWh	kWh	kWh	-
5.67	2.13E+03	3.39E+03	5.88E+02	3.44E+03	0.623
9.45	3.72E+03	1.83E+03	6.41E+02	3.44E+03	0.620
13.23	4.58E+03	9.79E+02	6.64E+02	3.44E+03	0.619
17.01	5.07E+03	4.92E+02	6.73E+02	3.44E+03	0.619
20.79	5.14E+03	4.30E+02	6.73E+02	3.44E+03	0.618

**Tabella 4.15 Riassunto risultati situazione estiva**

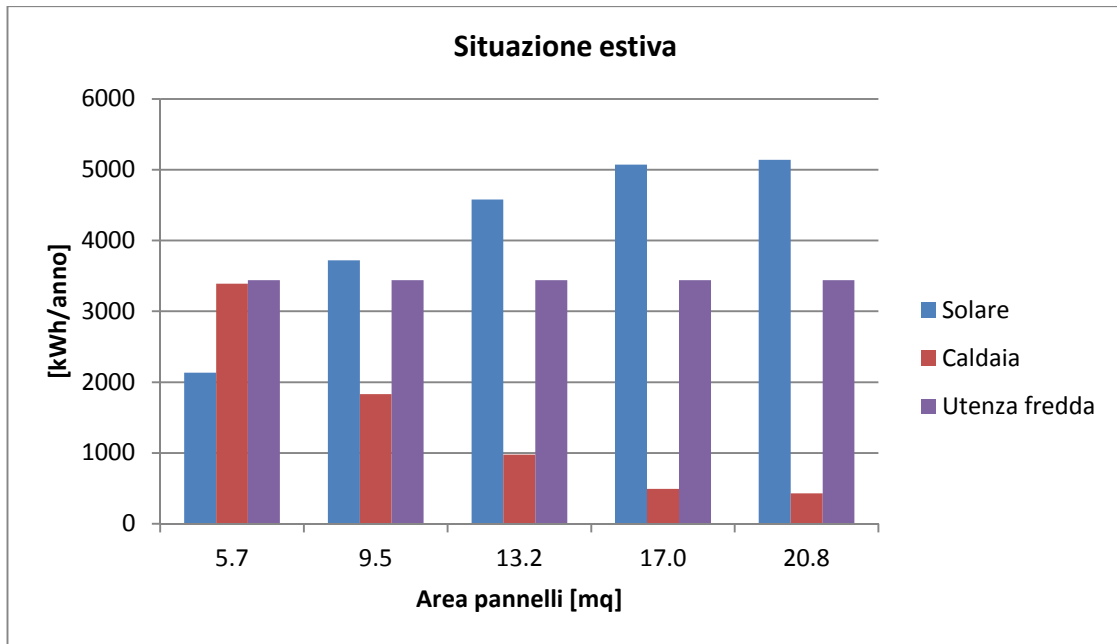


Figura 4.18 Grafico situazione estiva

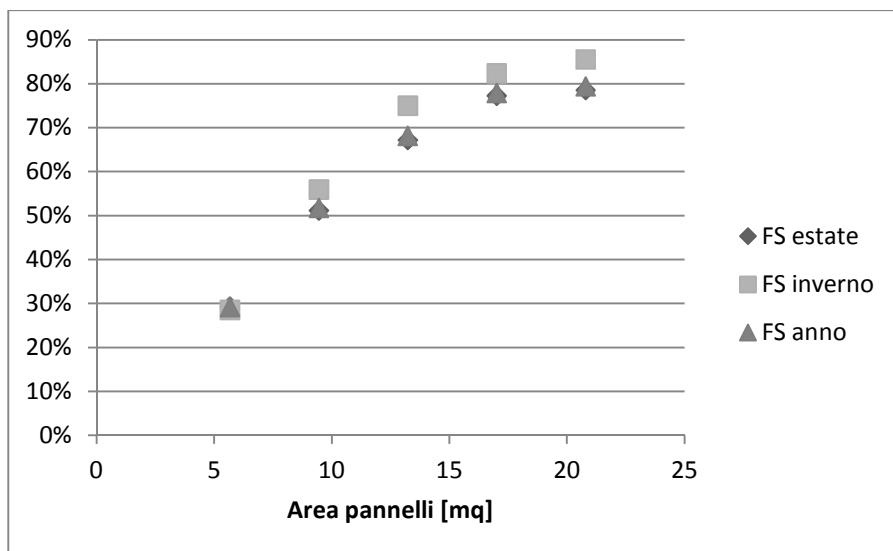
E' importante sottolineare in questo caso che, circa a parità di perdite, l'efficienza dell'intero sistema in estate è minore rispetto al caso di Venezia, e questo è principalmente legato alla maggiore temperatura media esterna e quindi alla maggiore temperatura di condensazione a cui il calore è scaricato verso l'esterno.

### **Palermo**

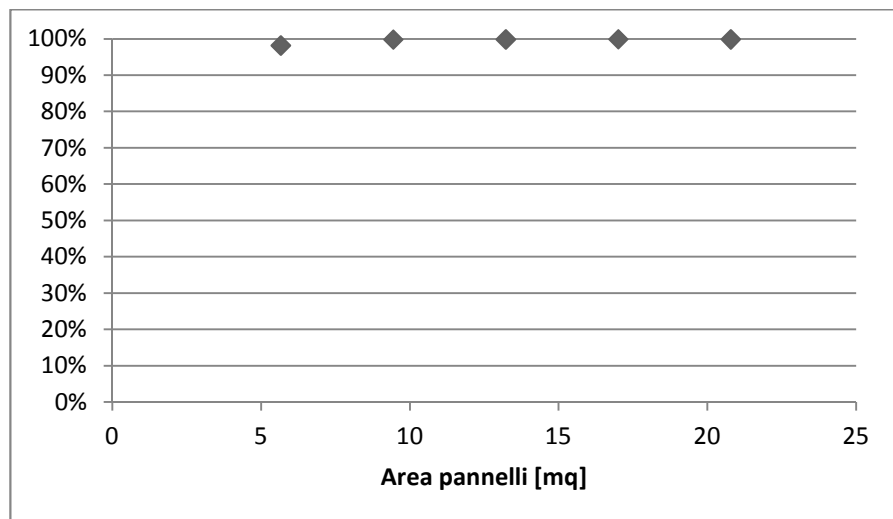
Vengono di seguito riportati i risultati ottenuti per il caso residenziale nella località di Palermo: i fabbisogni dell'abitazione considerando i rendimenti di regolazione, emissione e distribuzione secondo UNI TS 11300-2[10] per l'impianto di riscaldamento e assumendo un rendimento costante estivo pari a 0.91 sono:

- Una richiesta lorda di calore durante la stagione invernale pari a 1420 kWh;
- Una richiesta lorda di freddo nella stagione estiva pari a 5830 kWh;
- Un fabbisogno di ACS pari a 2548 kWh annui secondo UNI- TS 11300-2.

In figura 4.19 e in figura 4.20 sono riportati i fattori solari al generatore e per la produzione di acqua calda sanitaria:



**Figura 4.19 Fattori solari per il residenziale a Palermo**



**Figura 4.20 Fattore solare per ACS a Palermo**

Anche in questo caso si ha con una modesta superficie di pannelli un fattore solare per l'ACS praticamente unitario, grazie al minor fabbisogno per riscaldamento e per la maggiore irradiazione si ha un fattore solare invernale più elevato rispetto al fattore solare estivo che si attesta nel migliore dei casi all' 80%, tale risultato nasce dal fatto che si hanno carichi da soddisfare maggiori rispetto ai casi di Venezia e Roma con conseguente fattore solare minore.

In tabella 4.16 viene riportata la tabella contenente i risultati della simulazione per l'ACS a Palermo.

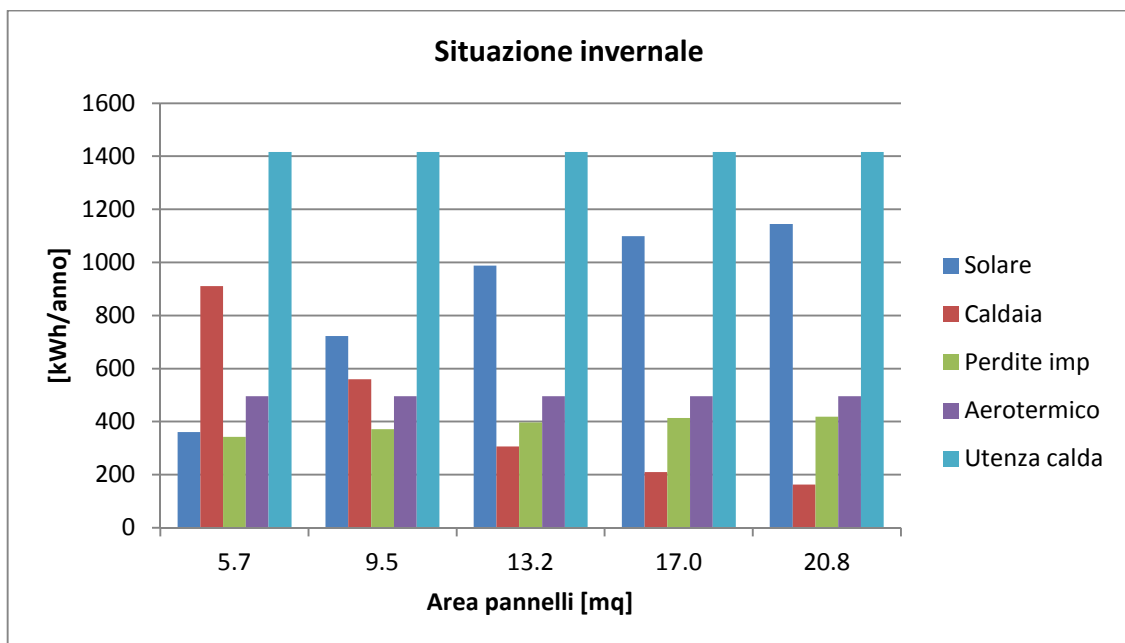


ACS				
Sup. pannelli	Solare	Ausiliari	Perdite imp.	ACS
m <sup>2</sup>	kWh	kWh	kWh	kWh
5.67	2.78E+03	4.43E+01	2.84E+02	2.55E+03
9.45	2.83E+03	5.33E+00	2.93E+02	2.54E+03
13.23	2.84E+03	3.12E+00	2.95E+02	2.55E+03
17.01	2.84E+03	2.27E+00	2.95E+02	2.55E+03
20.79	2.84E+03	1.50E+00	2.94E+02	2.55E+03

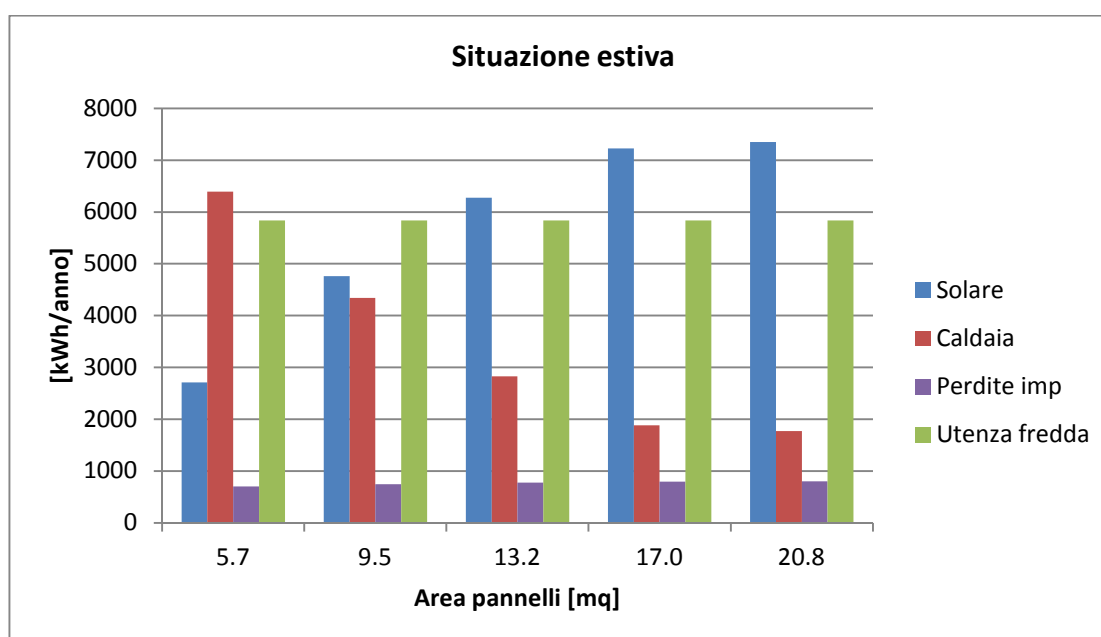
**Tabella 4.16 Riassunto risultati ACS per Palermo residenziale**

Nelle tabelle 4.17 e 4.18 e con l'ausilio dei grafici in figura 4.21 e 4.22 vengono riportati i risultati delle simulazioni in termini energetici.

Situazione invernale					
Sup. pannelli	Solare	Caldaia	Perdite imp	Aerotermico	Utenza calda
m <sup>2</sup>	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh
5.67	3.60E+02	9.10E+02	3.43E+02	4.96E+02	1.42E+03
9.45	7.23E+02	5.60E+02	3.72E+02	4.96E+02	1.42E+03
13.23	9.88E+02	3.06E+02	3.98E+02	4.96E+02	1.42E+03
17.01	1.10E+03	2.10E+02	4.14E+02	4.96E+02	1.42E+03
20.79	1.14E+03	1.63E+02	4.19E+02	4.96E+02	1.42E+03

**Tabella 4.17 Riassunto risultati situazione invernale**

**Figura 4.21 Grafico situazione invernale**

Situazione estiva					
Sup. pannelli	Solare	Caldaia	Perdite imp	Utenza fredda	Eff. In freddo
m <sup>2</sup>	kWh	kWh	kWh	kWh	-
5.67	2.71E+03	6.39E+03	7.08E+02	5.83E+03	0.641
9.45	4.76E+03	4.34E+03	7.52E+02	5.83E+03	0.641
13.23	6.27E+03	2.83E+03	7.83E+02	5.83E+03	0.641
17.01	7.23E+03	1.89E+03	7.98E+02	5.83E+03	0.640
20.79	7.35E+03	1.77E+03	8.03E+02	5.83E+03	0.639

**Tabella 4.18 Riassunto risultati situazione estiva**

**Figura 4.22 Grafico situazione estiva**

Da segnalare in questo caso un'efficienza superiore dell'impianto in estate, questo sembra in contraddizione rispetto ai risultati presentati in precedenza in quanto Palermo ha una temperatura media estiva maggiore rispetto a Roma e a Venezia, tuttavia avendo un fabbisogno di freddo molto maggiore rispetto ai casi precedenti, le perdite, che circa si equivalgono nei diversi casi, hanno un peso molto minore e da qui l'incremento di prestazioni dell'impianto in situazione estiva.

#### 4.10.2 Risultati per la soluzione terziaria

##### Venezia

Vengono di seguito riportati i risultati ottenuti per il caso terziario nella località di Venezia: il totale fabbisogno dell'edificio considerando i rendimenti di regolazione, emissione e distribuzione secondo UNI TS 11300-2[10] per l'impianto di riscaldamento e assumendo un rendimento costante estivo pari a 0.91 è costituito da:

- Una richiesta lorda di calore durante la stagione invernale pari a 21600 kWh;
- Una richiesta lorda di freddo nella stagione estiva pari a 23100 kWh.

In figura 4.23 sono riportati i fattori solari per la stagione invernale, per quella estiva e per l'intero anno:

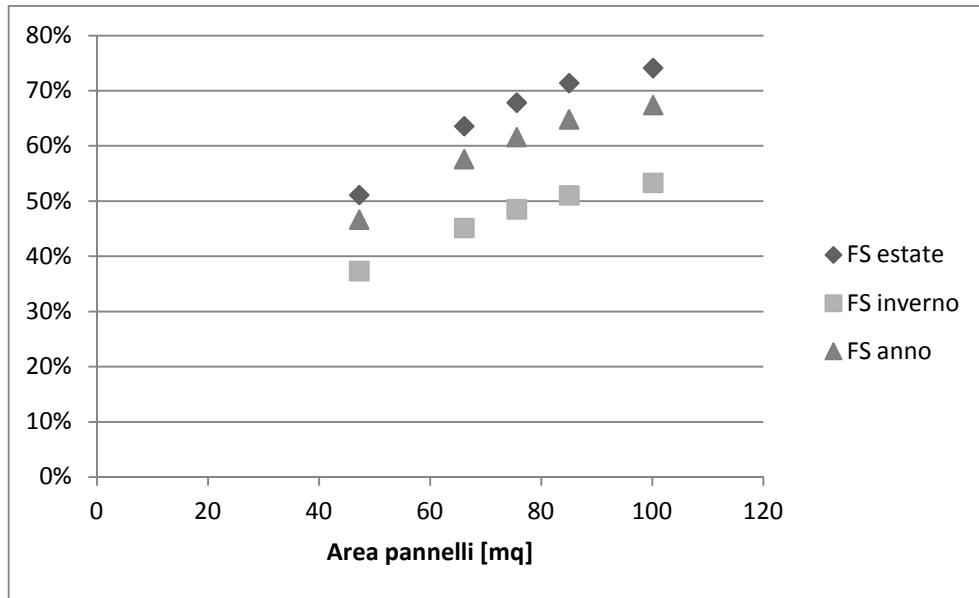


Figura 4.23 Fattori solari nel caso terziario per Venezia

Anche in questo caso si nota come si tenda ad un asintoto orizzontale all'aumentare della superficie utile dei collettori, tuttavia il fattore solare potrebbe essere maggiore nel caso in cui si utilizzassero delle logiche intelligenti di regolazione che, invece di far partire il sistema di raffrescamento alle ore 7 come è stato ipotizzato nel nostro caso, lo faccia partire più tardi quando il solare è in grado di auto sostenersi e di raffrescare, nelle giornate limpide, in autonomia senza ausilio di integrazioni. In inverno si arriva a produrre anche il 50% del totale fabbisogno di energia, e questa elevata percentuale è dovuta essenzialmente alla bassa richiesta dell'edificio grazie alle sue ottime caratteristiche energetiche.

Si riportano in tabella 4.19 e 4.20 e in figura 4.24 e 4.25 in sintesi i risultati stagionali delle simulazioni:

Situazione invernale					
A pannelli	Solare	Caldaia	Perdite	Aerotermico	Utenza calda
m2	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh
47.25	6.42E+03	1.03E+04	2.55E+03	6.91E+03	2.16E+04
66.15	7.78E+03	8.95E+03	2.58E+03	6.91E+03	2.16E+04
75.6	8.38E+03	8.37E+03	2.61E+03	6.91E+03	2.16E+04
85.05	8.82E+03	7.95E+03	2.62E+03	6.91E+03	2.16E+04
100.17	9.22E+03	7.58E+03	2.63E+03	6.91E+03	2.16E+04

Figura 4.19 Sintesi risultati per Venezia

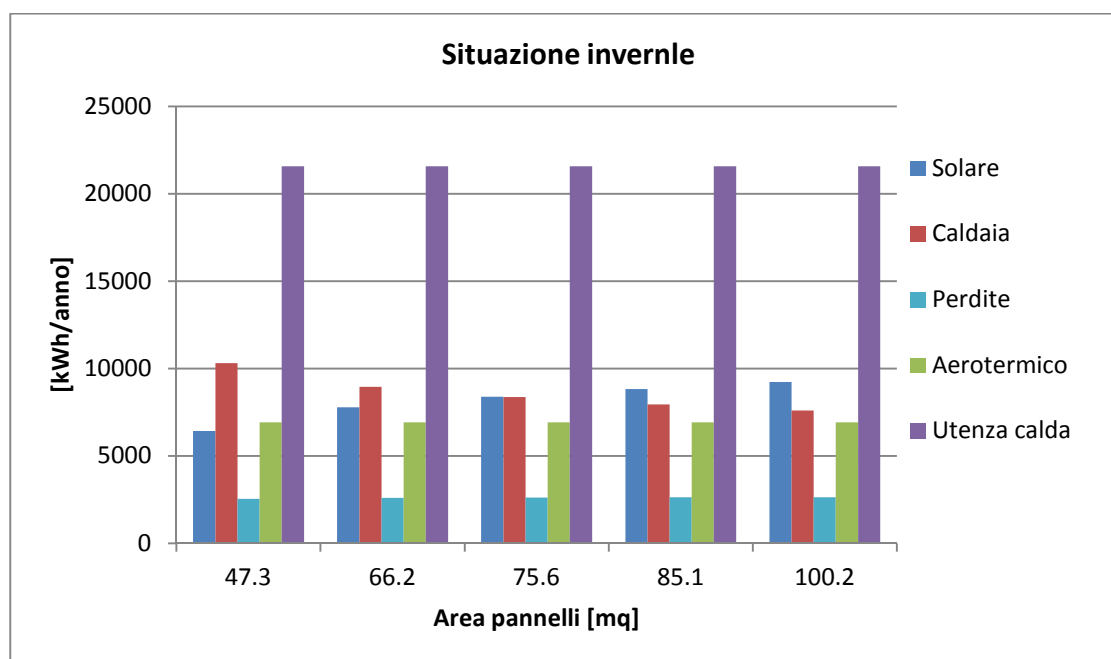


Figura 4.24 Grafico situazione invernale

Situazione estiva					
Sup. utile pannelli	Solare	Caldaia	Perdite	Utenza fredda	Eff. Impianto
m2	kWh	kWh	kWh	kWh	-
47.25	1.85E+04	1.71E+04	2.24E+03	2.31E+04	0.650
66.15	2.30E+04	1.26E+04	2.29E+03	2.31E+04	0.648
75.6	2.46E+04	1.11E+04	2.30E+03	2.31E+04	0.648
85.05	2.59E+04	9.83E+03	2.31E+03	2.31E+04	0.647
100.17	2.69E+04	8.86E+03	2.31E+03	2.31E+04	0.647

Figura 4.20 Sintesi risultati per Venezia

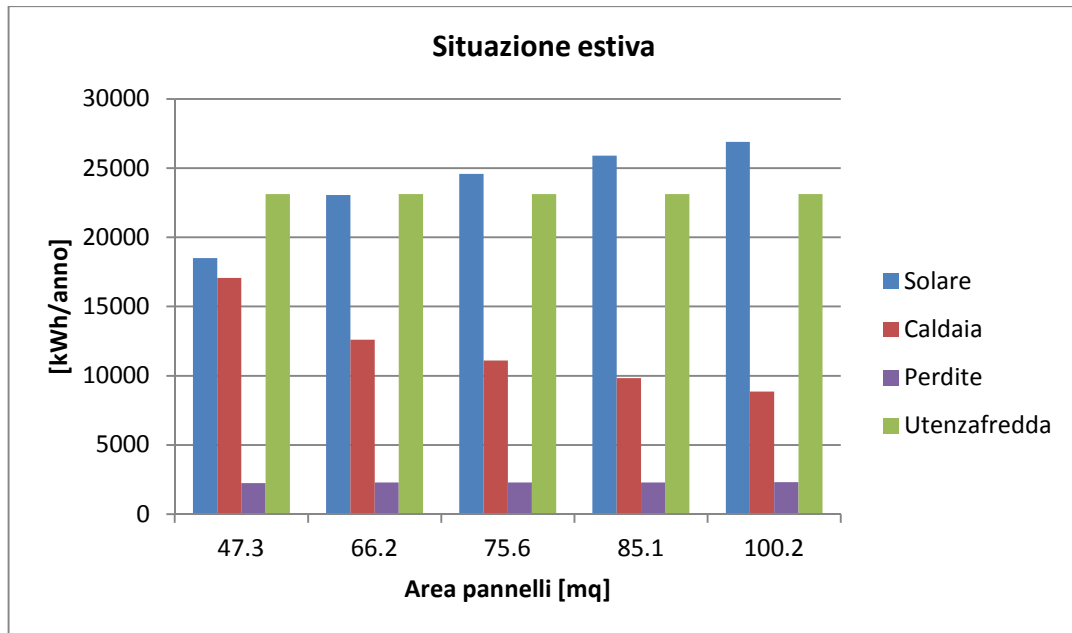


Figura 4.25 Grafico situazione invernale

Anche in questo caso è possibile notare come le perdite abbiano un impatto molto influente sul bilancio di energia, considerato anche che il serbatoio utilizzato potrebbe essere maggiorato nella pratica rispetto a quanto ipotizzato nel modello ( $3 \text{ m}^3$ ), per limitare le perdite risulta ancora essenziale per questi impianti una buona coibentazione di tutti gli elementi ad alta temperatura. L'utilizzo tuttavia di un serbatoio di maggiori dimensioni può consentire un maggiore sfruttamento dei pannelli e una maggiore copertura solare sul fabbisogno totale.

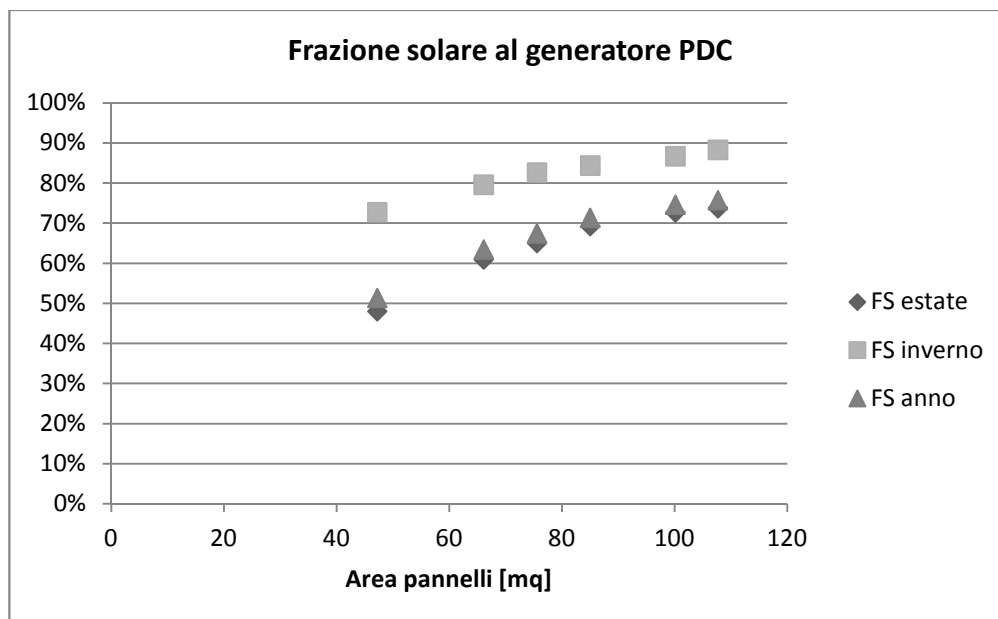
### **Roma**

Vengono di seguito riportati i risultati ottenuti per il caso residenziale nella località di Roma: il totale fabbisogno dell'abitazione considerando i rendimenti di regolazione, emissione e distribuzione secondo UNI TS 11300-2[10] per l'impianto di riscaldamento e assumendo un rendimento costante estivo pari a 0.91 è costituito come segue:

- Una richiesta lorda di calore durante la stagione invernale pari a 7100 kWh;
- Una richiesta lorda di freddo nella stagione estiva pari a 29600 kWh.

A Roma per questa tipologia di edifici si ha una grande richiesta estiva di freddo mentre si ha una bassa richiesta invernale dovuta sempre agli alti carichi interni e alla logica di regolazione imposta sulla temperatura dell'edificio.

Viene riportato in figura 4.26 il grafico con i fattori solari in questa situazione:



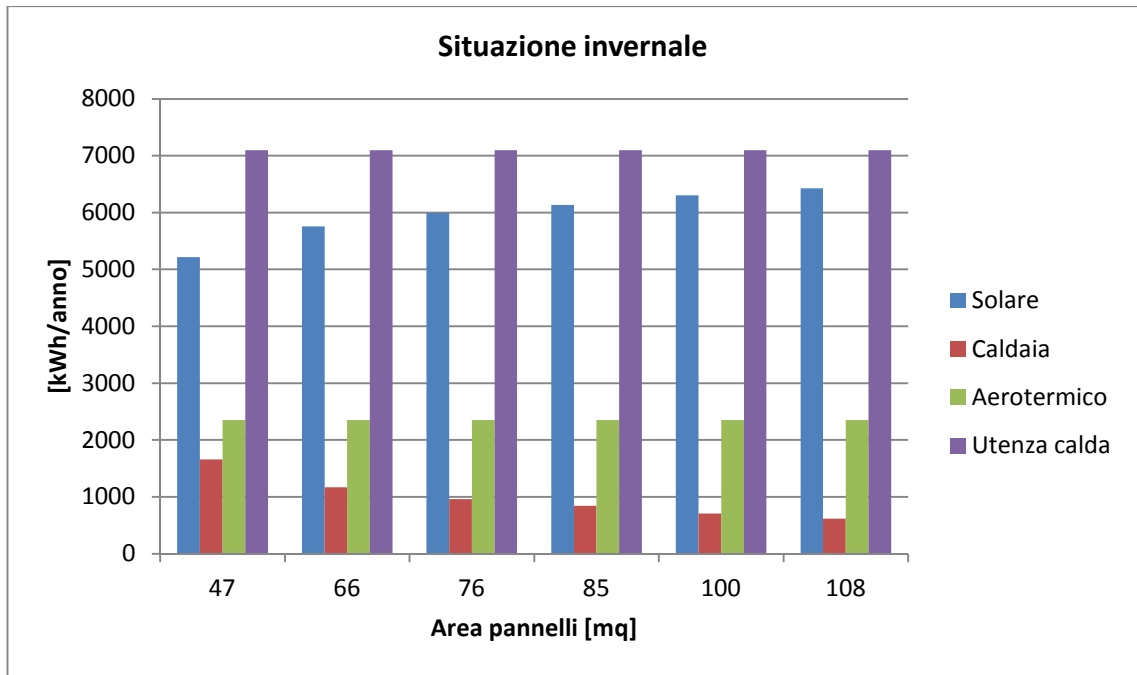
**Figura 4.26 Fattori solari nel caso terziario per Roma**

Il fattore solare invernale risulta maggiore rispetto al fattore solare estivo, conseguenza dello scarso fabbisogno invernale di calore e del campo solare molto esteso, infatti il fattore solare annuale è sovrapposto al fattore solare estivo sintomo del fatto che la richiesta invernale è di un ordine di grandezza inferiore rispetto alla richiesta estiva.

Si riportano in tabella 4.21 e 4.22 e in figura 4.27 e 4.28 in sintesi i risultati stagionali delle simulazioni:

Situazione invernale					
A pannelli	Solare	Caldaia	Perdite	Aerotermico	Utenza calda
m <sup>2</sup>	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh
47.25	5.22E+03	1.66E+03	2.42E+03	2.35E+03	7.10E+03
66.15	5.76E+03	1.17E+03	2.48E+03	2.35E+03	7.10E+03
75.6	5.99E+03	9.59E+02	2.50E+03	2.35E+03	7.10E+03
85.05	6.13E+03	8.43E+02	2.52E+03	2.35E+03	7.10E+03
100.17	6.30E+03	7.07E+02	2.52E+03	2.35E+03	7.10E+03
107.73	6.43E+03	6.17E+02	2.53E+03	2.35E+03	7.10E+03

**Tabella 4.21 Sintesi risultati terziari per Roma**



**Figura 4.27** Grafico situazione invernale per Roma

Situazione estiva					
Sup. utile pannelli	Solare	Caldaia	Perdite	Utenza fredda	Eff. Impianto
m <sup>2</sup>	kWh	kWh	kWh	kWh	-
47.25	2.21E+04	2.32E+04	2.36E+03	2.96E+04	0.652
66.15	2.81E+04	1.72E+04	2.40E+03	2.96E+04	0.652
75.6	3.00E+04	1.54E+04	2.41E+03	2.96E+04	0.652
85.05	3.20E+04	1.35E+04	2.42E+03	2.96E+04	0.651
100.17	3.36E+04	1.19E+04	2.42E+03	2.96E+04	0.651
107.73	3.41E+04	1.14E+04	2.42E+03	2.96E+04	0.651

**Tabella 4.22** Sintesi risultati terziario per Roma

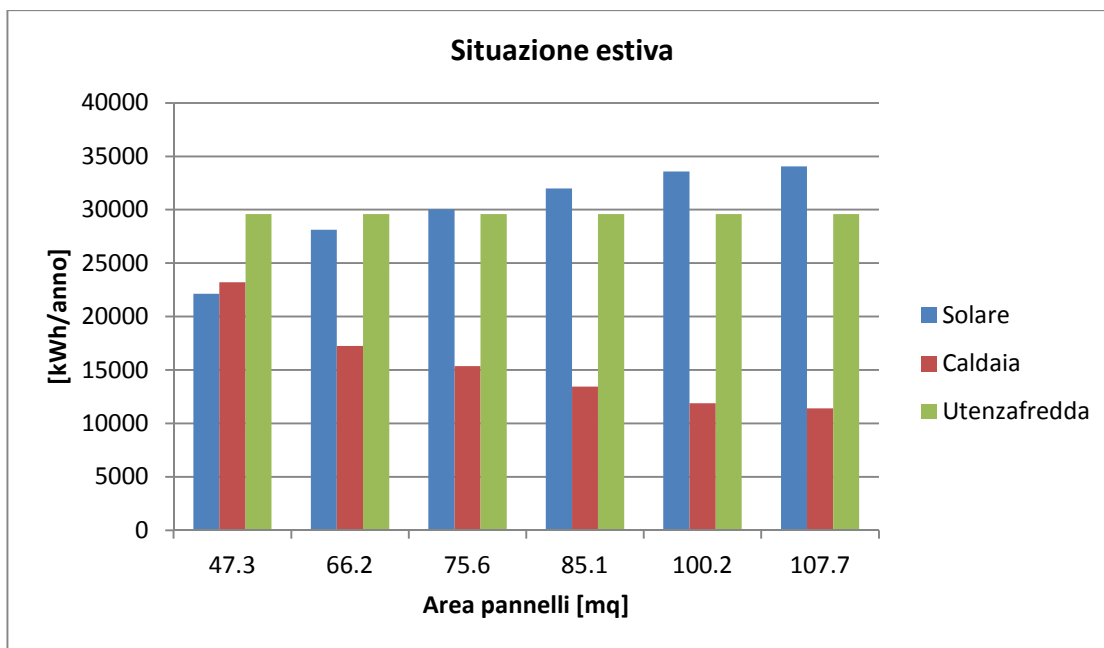


Figura 4.28 Grafico situazione estiva per Roma

Come si può notare all'aumentare della superficie dei collettori si ha un aumento anche del solare che contribuisce energeticamente al generatore della macchina ad assorbimento, tuttavia una parte importante dell'energia è fornita comunque dalla caldaia, e ancora una volta risulta necessario che i carichi siano in fase con l'irraggiamento per avere un apporto solare più alto possibile.

Figura 4.29 mostra l'andamento del calore richiesto al generatore e dell'energia solare raccolta in un giornata tipo:

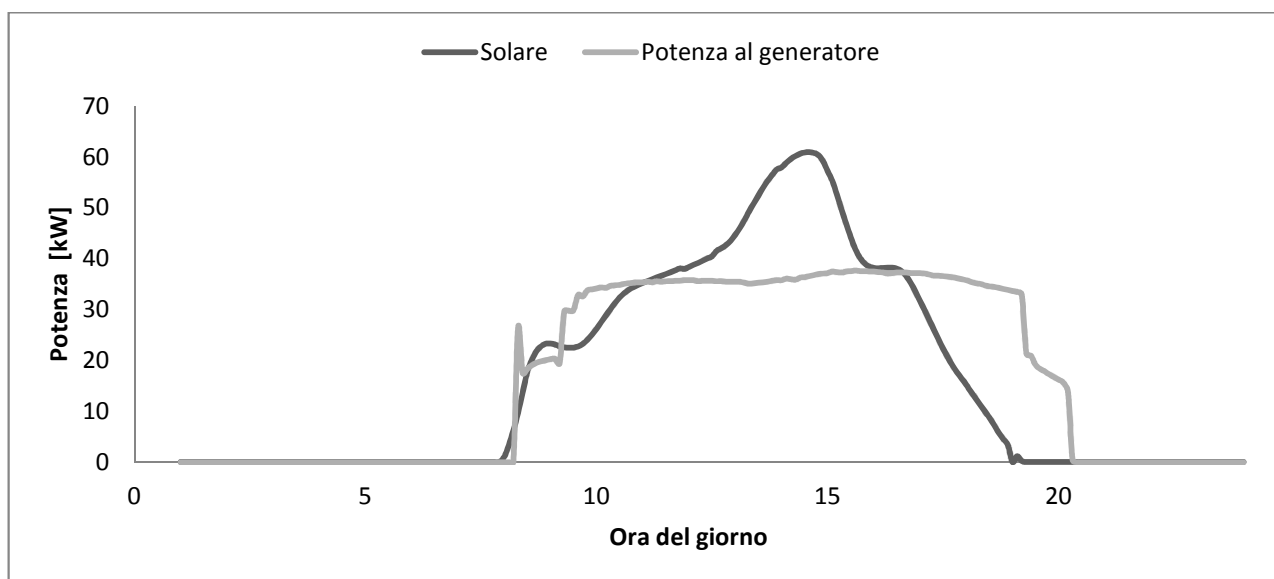


Figura 4.29 Andamento della potenza solare raccolta e della potenza richiesta dal generatore della macchina ad assorbimento in una tipica giornata di lavoro estivo con una superficie dei collettori di 107 m<sup>2</sup>



L'efficienza dei sistemi situati a Roma o a Venezia in questo caso sono sostanzialmente analoghi: ad una diminuzione delle prestazioni della macchina causate da una maggiore temperatura esterna corrisponde una minor importanza delle perdite dato il fabbisogno maggiore, e questo porta ad equilibrare le efficienze nelle due situazioni studiate.

### Palermo

Vengono di seguito riportati i risultati ottenuti per il caso residenziale nella località di Palermo: il totale fabbisogno dell'abitazione considerando i rendimenti di regolazione, emissione e distribuzione secondo UNI TS 11300-2[10] per l'impianto di riscaldamento e assumendo un rendimento costante estivo pari a 0.91 è così costituito:

- Una richiesta lorda di calore durante la stagione invernale pari a 1560 kWh;
- Una richiesta lorda di freddo nella stagione estiva pari a 40000 kWh.

Anche per quanto riguarda Palermo si ha una forte prevalenza di carico freddo rispetto al carico caldo, in figura 4.30 viene riportato il grafico con i carichi solari:

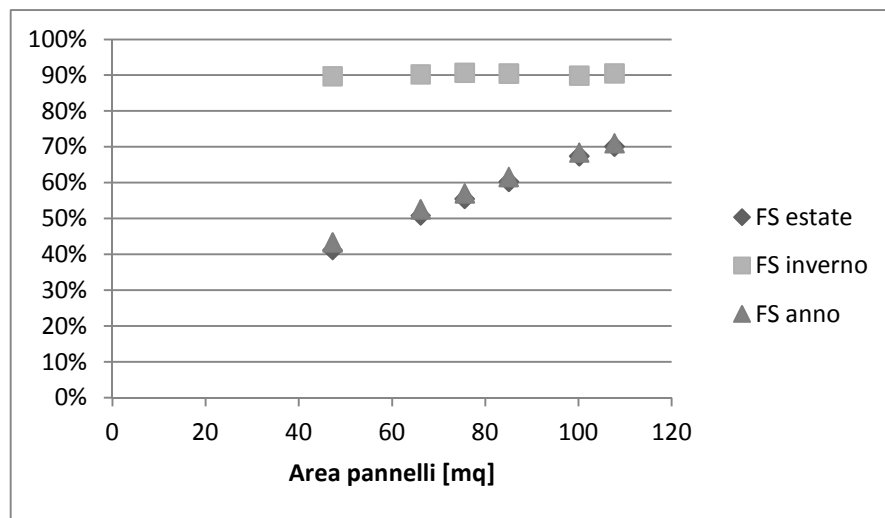
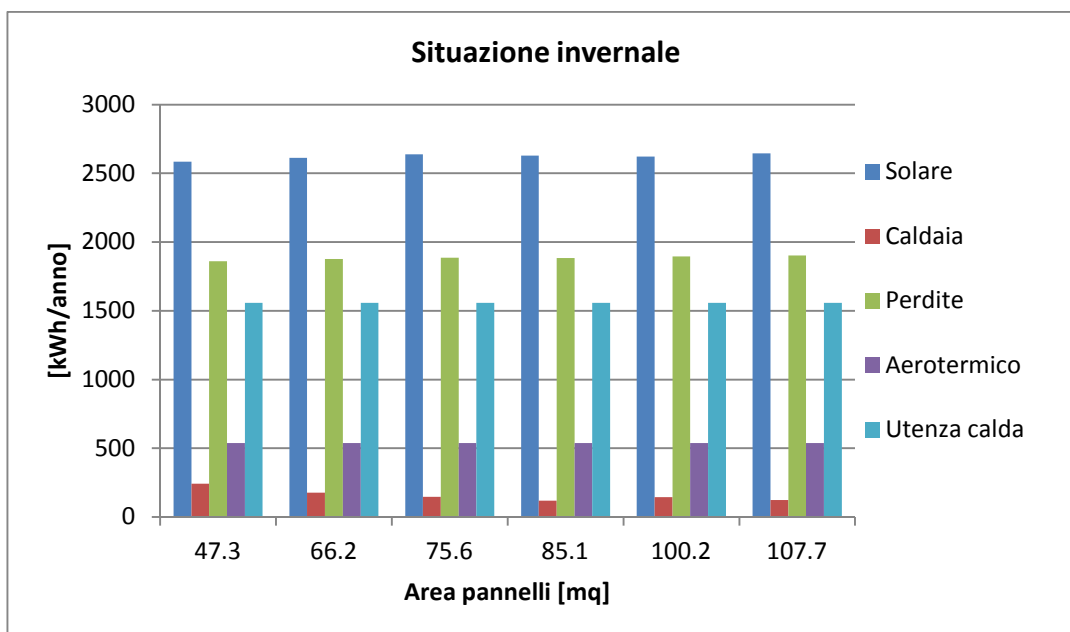


Figura 4.30 Fattori solari per terziario a Palermo

Si nota subito l'alto e costante grado di soddisfacimento del carico invernale che si aggira intorno al 90% per tutte le simulazioni, sintomo che il solare riesce a coprire il carico invernale sempre, tranne nelle giornate di brutto tempo. Il fattore solare estivo, molto più rilevante dal punto di vista energetico, è crescente con l'aumentare della superficie dei collettori, e si arriva, per una superficie di oltre 107 m<sup>2</sup> a oltre il 75% di energia solare al generatore.

In tabella 4.23 e 4.24 e tramite i grafici in figura 4.31 e 4.32 sono riportati i risultati stagionali riguardanti Palermo per il residenziale:

Situazione invernale					
A pannelli	Solare	Caldaia	Perdite	Aerotermico	Utenza calda
m <sup>2</sup>	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh
47.25	2.58E+03	2.43E+02	1.86E+03	5.39E+02	1.56E+03
66.15	2.61E+03	1.78E+02	1.88E+03	5.39E+02	1.56E+03
75.6	2.64E+03	1.47E+02	1.89E+03	5.39E+02	1.56E+03
85.05	2.63E+03	1.19E+02	1.88E+03	5.39E+02	1.56E+03
100.17	2.62E+03	1.44E+02	1.90E+03	5.39E+02	1.56E+03
107.73	2.65E+03	1.25E+02	1.90E+03	5.39E+02	1.56E+03

**Tabella 4.23 Sintesi risultati invernali per Palermo**

**Figura 4.31 Grafico situazione invernale per Palermo**

Situazione estiva					
Sup. utile pannelli	Solare	Caldaia	Perdite	Utenza fredda	Eff. Impianto
m <sup>2</sup>	kWh	kWh	kWh	kWh	-
47.25	2.57E+04	3.54E+04	2.97E+03	4.00E+04	0.654
66.15	3.17E+04	2.96E+04	2.99E+03	4.00E+04	0.652
75.6	3.46E+04	2.67E+04	3.00E+03	4.00E+04	0.652
85.05	3.76E+04	2.38E+04	3.01E+03	4.00E+04	0.651
100.17	4.21E+04	1.93E+04	3.03E+03	4.00E+04	0.651
107.73	4.38E+04	1.77E+04	3.04E+03	4.00E+04	0.650

**Figura 4.24 Sintesi risultati estiva per Palermo**

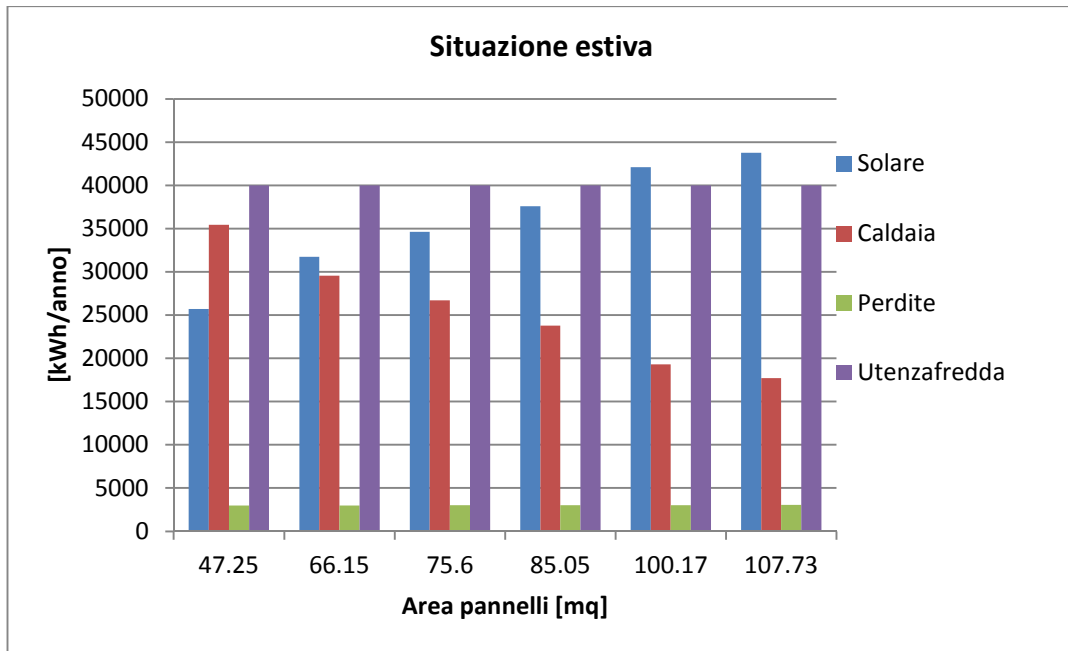
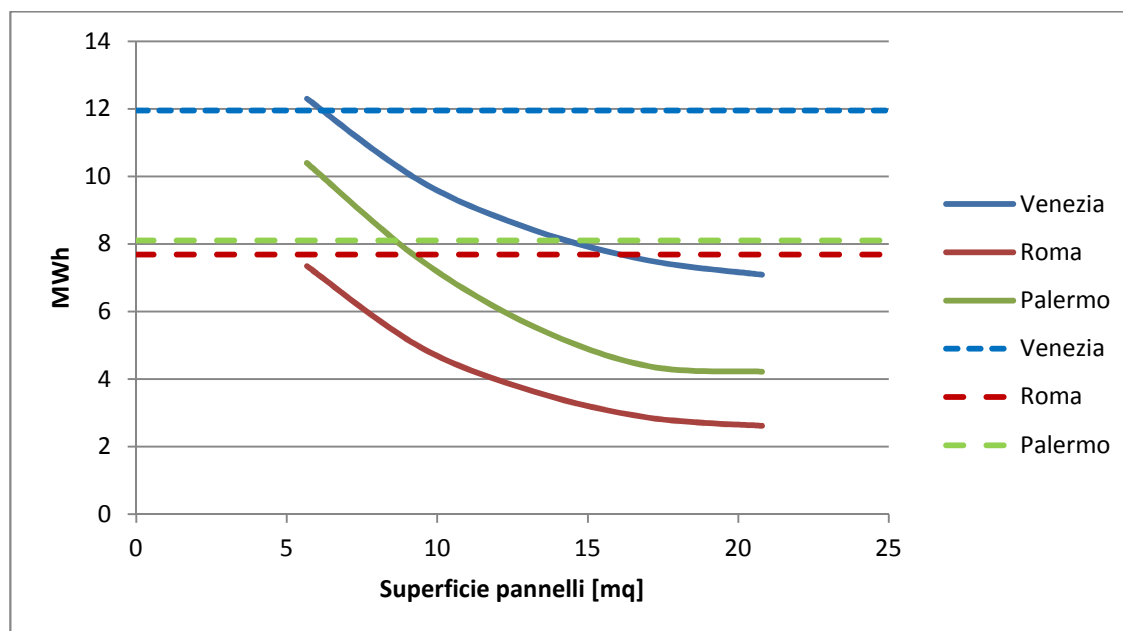


Figura 4.32 Grafico situazione estiva per Palermo

Da notare che mantenere acceso il sistema d'inverno comporta che le perdite sono maggiori rispetto al fabbisogno, tuttavia questo è comprensibile in quanto la produzione di calore del campo in inverno risulta molto superiore rispetto al fabbisogno in riscaldamento.

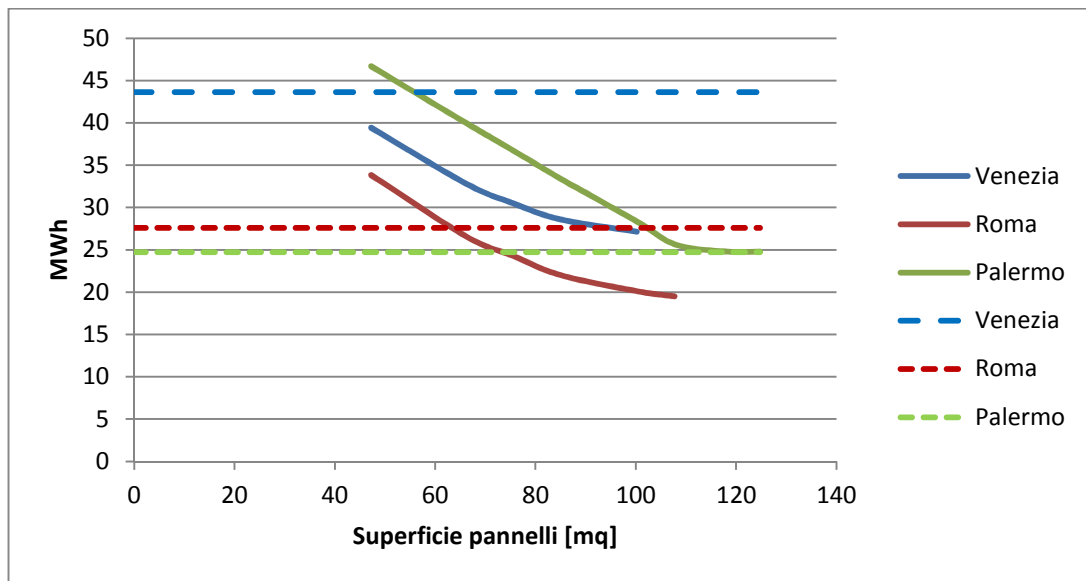
#### 4.11. Conclusioni

In questo capitolo sono state svolte delle simulazioni il cui scopo risulta quello di verificare la fattibilità di alimentazione di una macchina ad assorbimento acqua-ammoniaca attraverso dei collettori a tubi evacuati. I risultati ottenuti sono positivi, tuttavia si deve constatare la bassa efficienza della macchina in situazioni estive. Ecco perché per un confronto completo risulta necessario confrontare i risultati ottenuti in termini di consumo di energia primaria con l'energia primaria consumata annualmente da un sistema tradizionale a caldaia per riscaldamento invernale e condizionatore a espansione diretta (split) per il raffrescamento degli ambienti. L'analisi dinamica svolta è descritta al capitolo 6.

**Residenziale**


**Figura 4.33** Confronto al variare della superficie dei collettori dell'energia primaria consumata (linea continua) annualmente rispetto al sistema di riscaldamento- raffrescamento tradizionale caldaia-split(linea tratteggiata) nel caso residenziale

Da figura 4.33 si nota che un sistema solare risulta per una situazione monofamiliare conveniente in termini di energia primaria. Soprattutto a Venezia, grazie anche al recupero invernale di energia aerotermica si ha sempre un vantaggio della tecnologia solare più assorbimento rispetto alla tecnologia tradizionale. Per Roma e Palermo, dove i carichi di raffrescamento sono maggiori si ha sempre un vantaggio rispetto al caso tradizionale, ma questo si verifica solo al di sopra di una certa superficie di pannelli installati. Questo è il sintomo principale della inefficienza del sistema ad assorbimento in raffrescamento, in quanto è necessario garantire una copertura solare elevata nella stagione estiva perché il sistema sia conveniente da un punto di vista energetico, altrimenti la soluzione tradizionale risulta essere la migliore.

**Terziario**

**Figura 4.34** Confronto al variare della superficie dei collettori dell'energia primaria consumata (linea continua) annualmente rispetto al sistema di riscaldamento- raffrescamento tradizionale caldaia-split(linea tratteggiata) nel caso terziario

In figura 4.34 sono riportati i risultati per le varie località studiate per la soluzione terziaria. Ancora una volta a Venezia si ha una convenienza ad utilizzare l'impianto solare – assorbimento, questo vantaggio non risulta esserci viceversa per Palermo. Questo è dovuto al fatto che non essendoci una perfetta coincidenza con irraggiamento solare e carichi da asportare in raffrescamento, il fattore solare non va oltre il 75%; il resto dell'energia deve essere quindi fornita dalla caldaia, tuttavia l'inefficienza del sistema ad assorbimento in raffrescamento rispetto ai sistemi tradizionali fa sì che il consumo di energia primaria sia lo stesso tra l'una e l'altra tecnologia comportando una netta sconvenienza ad utilizzare sistemi solari rispetto al sistema ad espansione diretta.



## 5. ANALISI ECONOMICA SISTEMA DI RAFFRESCAMENTO-RISCALDAMENTO SOLARE

In seguito sarà presentata un'analisi di costi e rientro investimenti per i casi studiati nel capitolo 4 di raffrescamento e riscaldamento solare. Si noter  subito che la differenza di costi di investimento rispetto alla tecnologia tradizionale caldaia e condizionatore a split risulta molto marcata e questa risulta essere la pi  grande barriera alla diffusione di questa tecnologia. Infatti il costo del solare termico risulta essere inversamente proporzionale alla superficie installata e allo stesso modo gli assorbitori presenti sul mercato sono poco concorrenziali rispetto alle macchine a espansione diretta o ai chiller. Questo fattore del costo limita, soprattutto per le piccole installazioni l'utilizzo di questa tecnologia. Oltre alla problematica dei costi secondo [3] non esiste una conoscenza tecnica di tali impianti da parte degli installatori e oltre a questo una corretta politica di incentivazioni per promuovere tale tecnologia puntando ad una riduzione dei costi di installazione.

### 5.1. Introduzione

L'analisi economica ha come scopo il calcolo del tempo di rientro degli investimenti. Il tasso di inflazione considerato per tale analisi   stato assunto pari al 5% sia per il caso residenziale sia per il caso terziario.

Il costo dell'investimento   stato calcolato come differenza tra la spesa di un impianto tradizionale a caldaia e split rispetto al costo di un impianto di raffrescamento e riscaldamento solare. Il flusso di cassa positivo   il risparmio che si ottiene con la soluzione innovativa solare rispetto alla tecnologia tradizionale. Sono inoltre stati considerati degli incentivi come da conto energia termico 2013[14]. Gli incentivi considerati sono riportati in tabella 5.1:

SUPERFICIE LORDA	DURATA	VALORE INCENTIVO ANNUO
	anni	€/m <sup>2</sup>
Sup < 50 m <sup>2</sup>	2	255
50 m <sup>2</sup> < Sup < 1000 m <sup>2</sup>	5	83

Tabella 5.1 Incentivi per Solar Cooling

Per quanto riguarda i costi di impianto questi sono espressi in €/m<sup>2</sup> tuttavia non sono equivalenti per i due casi analizzati, ma per il residenziale si sono considerati maggiori costi per quanto riguarda l'assorbitore e i collettori solari in accordo con [3].

In tabella 5.2 sono riportati i costi ipotizzati per l'impianto di riscaldamento e raffrescamento solare e per l'impianto tradizionale.

	RESIDENZIALE	TERZIARIO	U.M.
Assorbitore	500	400	€/kW
Collettori a tubi evacuati	500	350	€/m <sup>2</sup>
Caldaia	115	115	€/kW
Accumulo	1500	1500	€/m <sup>3</sup>
Split	200	200	€/kW

**Tabella 5.2 Costi ipotizzati per l'impianto**

Altro parametro indispensabile per un'analisi economica di tipo energetico è il costo dell'energia, tale costo risulta molto difficile da stimare soprattutto per il futuro, quindi si sono considerati valori attuali secondo [15] e [16]. Tali valori non sono comprensivi di IVA. Sono riportati in tabella 5.3.

LOCALITA'	COSTO ENERGIA	
	Energia elettrica €/kWh	Gas €/Nm <sup>3</sup>
Venezia	0.2	0.8
Roma	0.2	0.9
Palermo	0.2	0.9

**Tabella 5.3 Costo dell'energia**

La differenza tra il costo del gas tra Venezia, Roma e Palermo è dovuta al fatto che il maggior consumo si verifica in località con maggior bisogno di riscaldamento e che quindi hanno un prezzo minore rispetto a dove il fabbisogno è minore.

Sono stati inoltre considerati e riportati in tabella 5.4 dei costi aggiuntivi di installazione e manutenzione come percentuale rispetto all'investimento iniziale:

Costi di montaggio	8	%
Costi di manutenzione	2	% anno

**Tabella 5.4 Costi installazione e manutenzione**

Tali valori sono stati utilizzati anche per determinare il costo di riferimento del sistema tradizionale.



## 5.2. Risultati

### 5.2.1. Risultati per la soluzione residenziale

#### Venezia

Si riportano ora i risultati riguardanti Venezia per l'abitazione ad uso residenziale.

Superficie collettori	Costo anno	$\Delta$ costo impianto	Rata incentivi
m <sup>2</sup>	€/anno	€	€/anno
5.67	902	7801	1446
9.45	723	9855	2410
13.23	619	11910	3374
17.01	556	13964	4338
20.79	526	16018	5301

Tabella 5.5 Sintesi costi e incentivi per Venezia residenziale

Con un costo di riferimento pari a 969 euro annuali per un impianto tradizionale a caldaia e split si ottiene una curva di flussi di cassa seguente come riportato in figura 5.1.

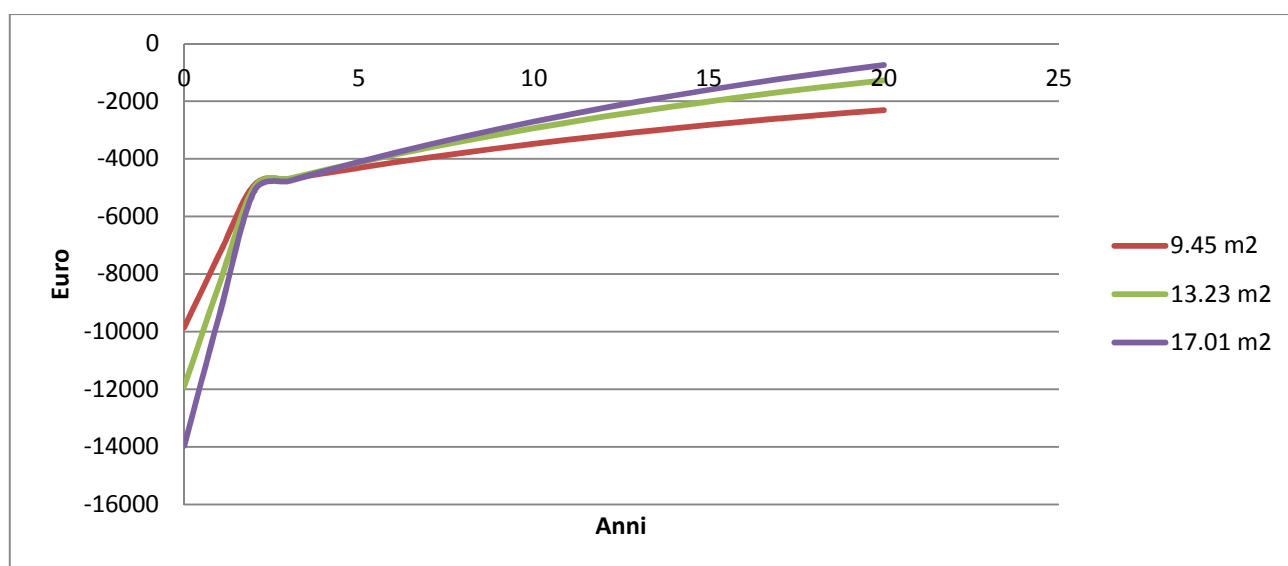


Figura 5.1 Rientro dell'investimento per Venezia residenziale

Per chiarezza sono riportati solo i risultati per le superfici utili a destra del grafico. Come è evidente nonostante gli incentivi l'investimento dopo 20 anni non è ancora rientrato, si è quindi in una situazione di non convenienza di questo impianto rispetto all'impianto tradizionale. Ovviamente una riduzione dei costi di investimento può portare a un pay-back in tempi minori,

tuttavia ora risulta difficile ipotizzare, soprattutto per impianti di piccole dimensioni, macchine ad assorbimento a costi competitivi.

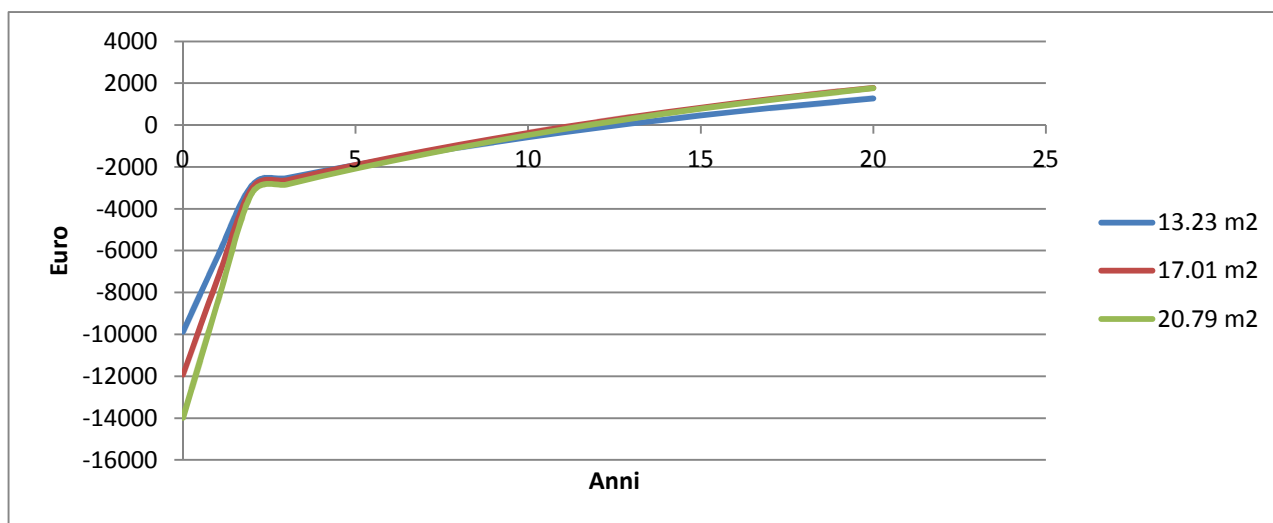
**Roma**

Tabella 5.6 riporta i costi e gli incentivi da assegnare all'impianto:

Superficie collettori	Costo anno	$\Delta$ costo impianto	Rata incentivi
m <sup>2</sup>	€/anno	€	€/anno
5.67	591	5769	1446
9.45	397	7824	2410
13.23	291	9878	3374
17.01	229	11932	4338
20.79	210	13987	5301

**Tabella 5.6 Costi e incentivi per Roma residenziale**

Con un costo di riferimento pari a 683 euro annuali per un impianto tradizionale a caldaia e split si ottiene una curva di flussi di cassa seguente come riportato in figura 5.2:



**Figura 5.2 Rientro investimento per Roma residenziale**

E' possibile notare che in questo caso si ha un rientro dell'investimento in un tempo minore di 15 anni e la situazione è migliore rispetto al caso di Venezia, questo è dovuto sostanzialmente ai bassi costi annui che ha questo impianto che copre gran parte del fabbisogno annuo di energia dell'abitazione grazie alla captazione solare. Tuttavia di fondamentale importanza sono ancora una volta gli incentivi che, se non considerati, non portano ad un rientro dell'investimento nei tempi di vita dell'impianto.

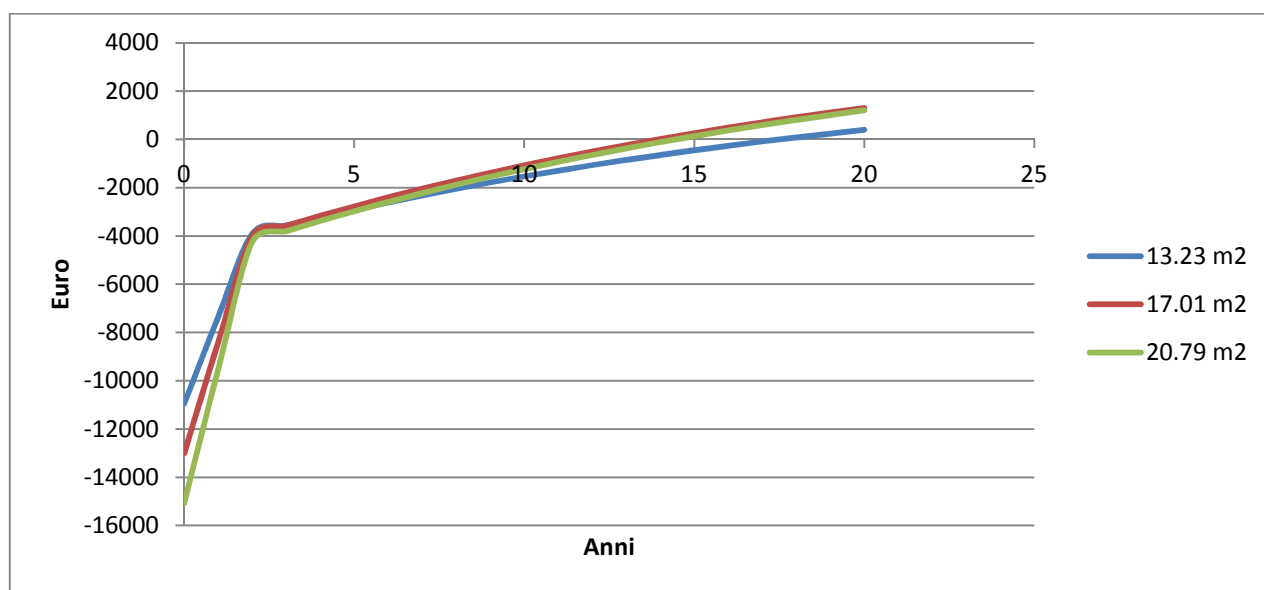
## Palermo

Tabella 5.7 riporta i costi e gli incentivi da assegnare all'impianto:

Superficie collettori m <sup>2</sup>	Costo anno €/anno	Δ costo impianto €	Rata incentivi €/anno
5.67	711	6845	1446
9.45	477	8900	2410
13.23	317	10954	3374
17.01	224	13008	4338
20.79	211	15063	5301

**Tabella 5.7 Costi e incentivi per Palermo residenziale**

Con un costo di riferimento pari a 725 euro annuali per un impianto tradizionale a caldaia e split si ottiene una curva di flussi di cassa seguente come riportato in figura 5.3:



**Figura 5.3 Rientro investimento per Palermo residenziale**

Anche in questo caso il rientro dell'investimento supera i 10 anni ed è fondamentale un incentivo nonostante i costi di funzionamento siano molto ridotti rispetto al caso tradizionale.

E' importante anche notare che il guadagno dopo 20 anni risulta comunque irrisorio rispetto all'investimento.

## 5.2.2. Risultati per l'edificio ad uso terziario

### Venezia

Si riportano in tabella 5.8, analogamente al caso residenziale, i valori di costo per Venezia:

Superficie collettori	Costo anno	Costo impianto	Rata incentivi
m <sup>2</sup>	€/anno	€	€/anno
47.25	2439	41446	3922
66.15	1921	48636	5490
75.6	1735	52231	6275
85.05	1585	55826	7059
100.17	1466	61579	8314

Tabella 5.8 Costi e incentivi per Venezia terziario

Con un costo di riferimento pari a 4052 euro annuali per un impianto tradizionale a caldaia e split si ottiene una curva di flussi di cassa seguente come riportato in figura 5.4:

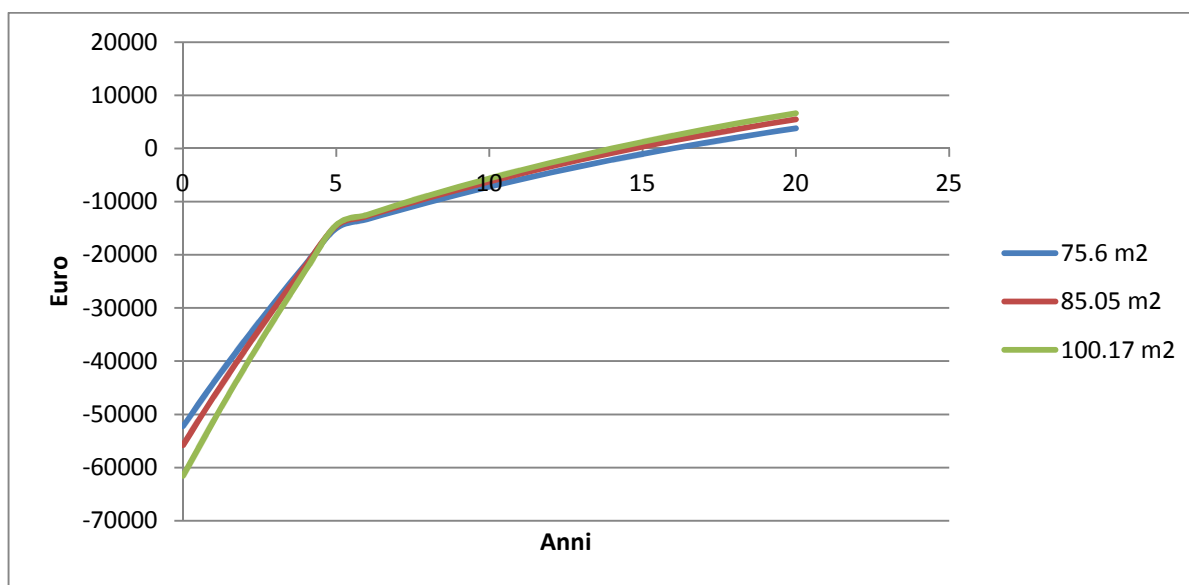


Figura 5.4 Rientro investimento per Venezia terziario

I notevoli costi di investimento sono velocemente recuperati in buona parte grazie agli incentivi, tuttavia si ha che cessati questi il recupero risulta molto lento nonostante il notevole risparmio annuo sul costo dell'energia. Anche in questo caso il tempo di ritorno dell'investimento supera i 15 anni. Si ricorda inoltre per l'edificio ad uso terziario i prezzi ipotizzati sono stati diminuiti notevolmente soprattutto per quanto riguarda il costo unitario dei collettori.

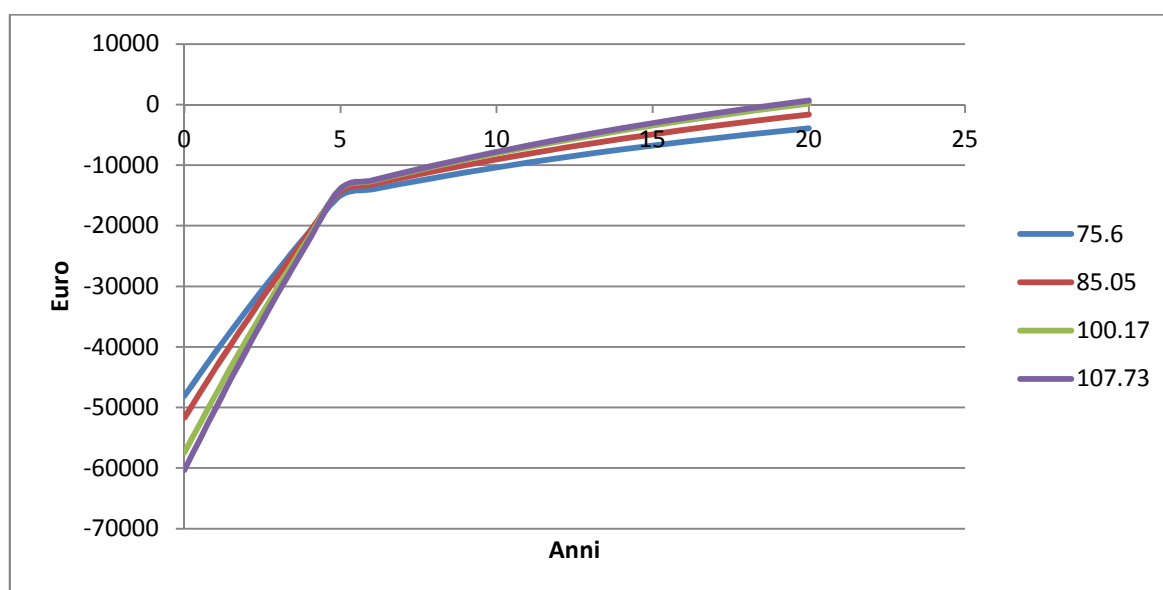
## Roma

In seguito si riporta la tabella 5.9 di costi e incentivi per Roma:

Superficie collettori	Costo anno	Costo impianto	Rata incentivi
m2	€/anno	€	€/anno
47.25	2445	37317	3922
66.15	1812	44507	5490
75.6	1606	48102	6275
85.05	1407	51697	7059
100.17	1238	57449	8314
107.73	1182	60325	8942

**Tabella 5.9 Costi e incentivi per Roma terziario**

Con un costo di riferimento pari a 2970 euro annuali per un impianto tradizionale a caldaia e split si ottiene una curva di flussi di cassa seguente come riportato in figura 5.5:



**Figura 5.5 Rientro investimento per Roma terziario**

Si nota rispetto al caso di Venezia un periodo di rientro dell'investimento maggiore nonostante gli incentivi erogati e nonostante il risparmio. Tuttavia rispetto al caso precedente il risparmio ottenuto è minore e questo è dovuto al fatto che il costo con la tecnologia tradizionale risulta basso a Venezia e il risparmio annuo di conseguenza più difficilmente perseguibile.

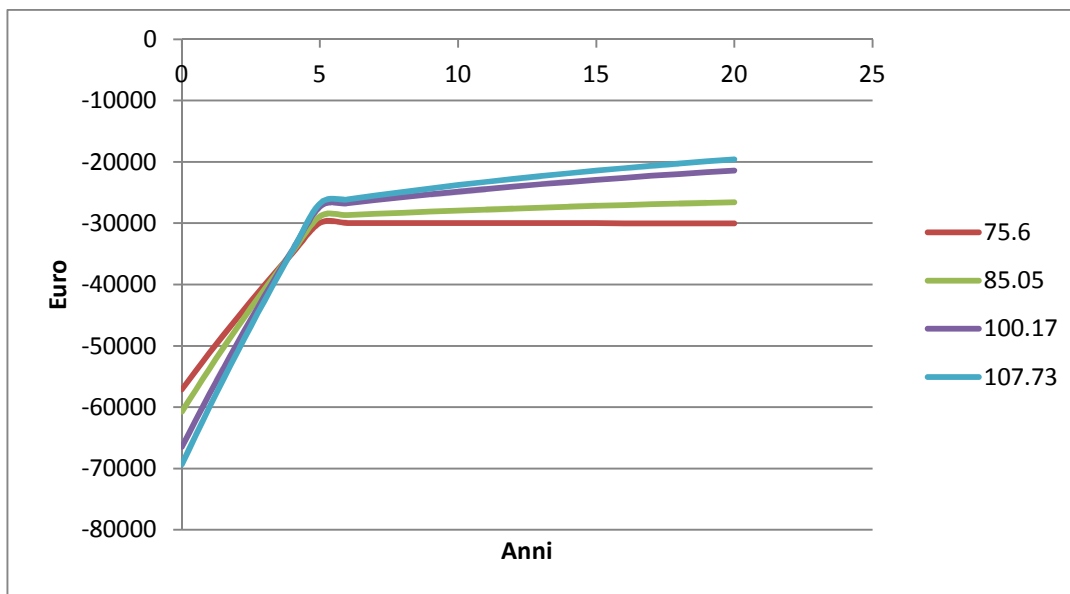
### Palermo

Si riportano in tabella 5.10, analogamente al caso residenziale, i valori di costo per Venezia:

A pannelli m2	Costo anno €/anno	Costo impianto €	Rata incentivi €/anno
47.25	3533	46316	12049
66.15	2948	53506	5490
75.6	2661	57101	6275
85.05	2370	60696	7059
100.17	1932	66448	8314
107.73	1769	69324	8942

**Tabella 5.10 Costi e incentivi per Palermo terziario**

Con un costo di riferimento pari a 2654 euro annuali per un impianto tradizionale a caldaia e split si ottiene una curva di flussi di cassa seguente come riportato in figura 5.6:



**Figura 5.6 Rientro investimenti per Palermo terziario**

In questo caso risulta difficile arrivare al rientro dell'investimento in tempi brevi a causa del poco risparmio annuo dovuto alla economicità della soluzione classica e in particolar modo al costo dell'energia elettrica posto a 20 c€/kWh.

### ***5.3. Conclusioni***

L'analisi economica ha mostrato che, nonostante gli incentivi si ha una netta non convenienza ad installare questa tipologia di impianti a causa dell'elevato tempo di rientro dell'investimento. La causa principale di questo sono gli elevati costi iniziali dell'impianto, non esiste ad oggi un "pacchetto" che possa essere proposto per questo tipo di applicazioni a prezzi competitivi. Le macchine ad assorbimento di piccola potenza (10 kW in raffrescamento) ad acqua ammoniacale sono poco presenti sul mercato e soprattutto costano molto. Gli assorbitori di altro tipo (bromuro-acqua) hanno anch'essi costi elevati per piccole potenze. La convenienza aumenta all'aumentare della grandezza dell'impianto; sia i costi per il campo pannelli sia i costi per l'assorbitore diminuiscono facendo così divenire l'impianto più appetibile anche da un punto di vista economico. Sempre a patto che riesca a coprire gran parte del carico frigorifero grazie all'apporto solare.





## 6. CONFRONTO ANNUALE TRA TECNOLOGIE PER IL CONDIZIONAMENTO

Nel presente capitolo si andranno a confrontare più tecnologie, questo per capire la fattibilità di un impianto a riscaldamento e raffrescamento solare anche dal punto di vista energetico rispetto ad un impianto tradizionale e rispetto ad altri impianti concorrenziali. I casi presi in esame sono cinque:

- Sistema tradizionale a caldaia a condensazione e split (impianto 1);
- Sistema solare di raffrescamento e riscaldamento (impianto 2), per la descrizione dell'impianto si fa riferimento al capitolo precedente;
- Sistema a pompa di calore reversibile polivalente (con recupero di caldo in funzionamento estivo per la produzione di ACS, impianto 3);
- Sistema a pompa di calore a metano reversibile (impianto 4);
- Sistema a caldaia a condensazione per riscaldamento più raffrescamento mediante assorbitore a bromuro di litio-acqua alimentato da gas metano (impianto 5).

Per il sistema solare sono stati utilizzati per il confronto i risultati ottenuti dalle simulazioni precedenti, in particolare si è scelto come impianto di riferimento da confrontare con gli impianti considerati il sistema solare con un tempo di ritorno dell'investimento minore. Per le altre tipologie di impianto è stata eseguita una simulazione dinamica su base annuale con gli stessi carichi utilizzati nel caso del sistema solare. Ancora una volta le simulazioni sono state svolte per le tre località italiane prese in considerazione in precedenza ed è stato suddiviso per i periodi di riscaldamento e raffrescamento relativi ai singoli luoghi considerati come descritto al capitolo 4.

### ***6.1. Sistema a caldaia più split commerciale.***

Il sistema a caldaia per il riscaldamento e raffrescamento a split è, ad oggi, il sistema più utilizzato nel settore residenziale e trova largo impiego anche nei settori del terziario e dell'industria. È quindi il sistema di riferimento, ovvero il sistema rispetto al quale le alternative devono mostrarsi maggiormente competitive, soprattutto dal punto di vista dei costi, per cercare di espandere la loro fetta di mercato che tuttora risulta essere soltanto di nicchia. Tuttavia le tecnologie innovative e che sfruttano energia rinnovabile, con difficoltà ad oggi trovano impiego in situazioni dove il fabbisogno dell'abitazione risulta essere molto elevato e dove, ad esempio per la stagione invernale si richiede una alta temperatura dei terminali di impianto. Ecco quindi che il sistema a caldaia è ad oggi il sistema più diffuso e a volte sicuramente anche il più efficace. Le alternative sicuramente

possono sostituirsi a questa tecnologia ma solo se si attuerà un piano che preveda un efficientamento degli edifici tuttora esistenti.

Per quanto riguarda la soluzione a espansione diretta per il condizionamento, anche questa è in assoluto la soluzione più diffusa e sicuramente la più semplice e la meno invasiva da attuare in una situazione di retrofit dell'impianto, come avvenuto per la quasi totalità degli edifici soprattutto ad uso residenziale.

Per la caldaia a condensazione si è utilizzato come riferimento i dati di una moderna caldaia in commercio e in tabella 6.1 sono riportati i valori di rendimento presi in considerazione per la simulazione:

Rendimento utile min. 80-60°C	94%
Rendimento utile max. 80-60°C	97.50%
Rendimento utile min. 50-30°C	107%
Rendimento utile max. 50-30°C	107%
Rendimento termico utile al 30%	107%

**Tabella 6.1 Rendimenti caldaia a condensazione**

Per la macchina di raffrescamento a espansione diretta, con temperatura all'interno dell'ambiente pari a 26°C e umidità relativa al 50%, sono state considerate le efficienze, riportate in tabella 6.2, al variare della temperatura esterna:

Temperatura esterna [°C]	29	32	35
EER	5.50	4.95	4.46

**Tabella 6.2 Efficienze macchina a espansione diretta**

## **6.2. Sistema a pompa di calore a compressione reversibile aria-acqua**

La tecnologia a pompa di calore sta conoscendo in Italia un lento ma progressivo sviluppo, tuttavia tale tecnologia può essere vantaggiosa nel caso in cui si abbia una bassa temperatura dei terminali di impianto, ovvero in edifici poco energivori. Oltre a questo, nel caso delle pompe di calore aria-acqua il numero dei cicli di sbrinamento può essere un fattore importante per verificare la convenienza di questa tecnologia. Il mercato delle pompe di calore sta conoscendo una forte evoluzione dal punto di vista tecnico anche per le basse potenze, tuttavia i costi iniziali di investimento restano le principali barriere allo sviluppo di questa tecnologia. I recenti incentivi dovuti al Conto Termico[14] o alle detrazioni del 55% e 65%[7] possono portare ad una diffusione

maggiore di tali tecnologie solo se saranno disponibili per un periodo di tempo di qualche anno in modo tale che la tecnologia possa svilupparsi ulteriormente e i prezzi possano abbassarsi fino ad essere competitivi con i sistemi a caldaia e split.

Per queste simulazioni è stata utilizzata una macchina ad inverter con possibile recupero del calore nel funzionamento estivo, si ha quindi che l'ACS estiva, quando possibile, è stata prodotta con recupero del calore che la macchina dovrebbe cedere verso l'esterno.

Per il raffrescamento è stata ipotizzata una produzione a 18/13°C per il carico sensibile, mentre per la chiamata in deumidifica è stata considerata una produzione di acqua a 12/7°C.

In figura 6.1 e 6.2 sono riportate, sinteticamente, le curve di efficienza in funzione della temperatura esterna in riscaldamento e raffrescamento al variare della temperatura dell'acqua prodotta a frequenza massima della macchina.

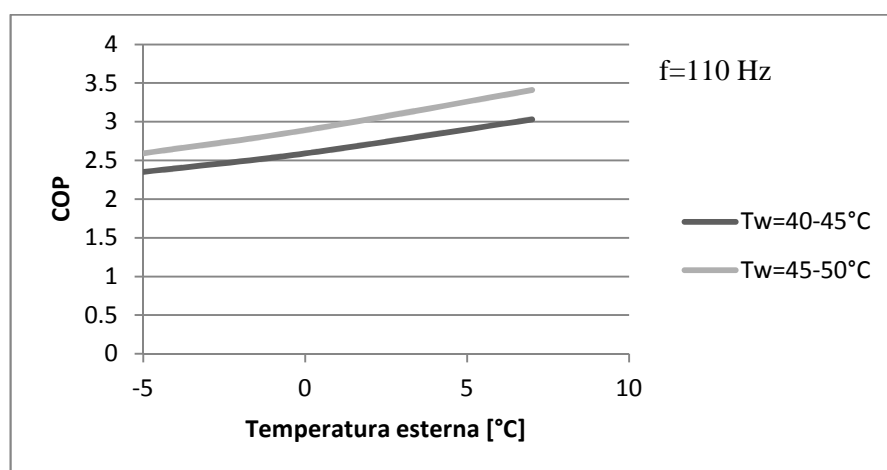


Figura 6.1 Curve di efficienza nel caso invernale

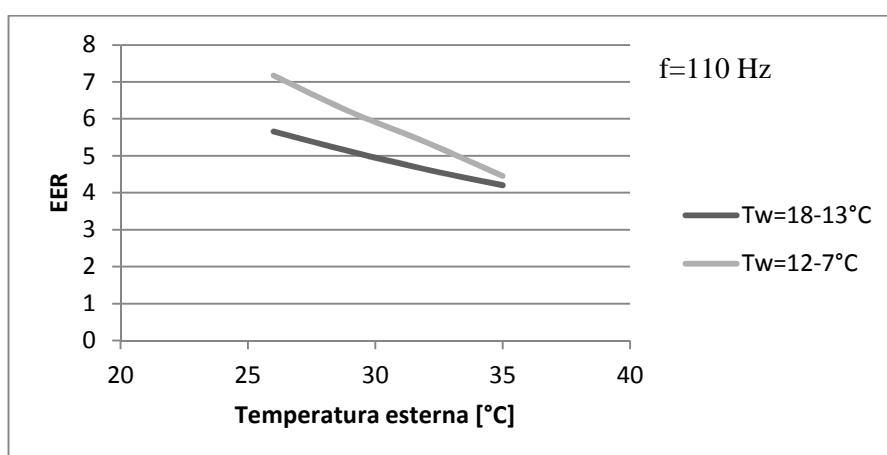


Figura 6.2 Curve di efficienza nel caso estivo

### 6.3. Pompa di calore reversibile a metano

Tale tipologia di macchina nel mercato italiano conosce una bassa diffusione, gli impieghi principali sono nel settore della ristorazione e nel settore industriale in quanto è prevista con l'utilizzo di queste macchine una minor accisa sulle tasse di metano grazie all'utilizzo di energia rinnovabile (solo in pompa di calore). La taglia standard di queste macchine è di circa 25 kW al generatore. Il settore di tali macchine è oggi di nicchia, tuttavia non se ne esclude in futuro la diffusione, soprattutto per un utilizzo durante la stagione invernale, questo anche dovuto al recepimento della direttiva CE 842/2006 che pone delle restrizioni all'uso dei gas fluororati.

Come riferimento per le prestazioni di tali macchine si è considerata una pompa di calore reversibile della ditta produttrice Robur presente in commercio[17].

In figura 6.4 e 6.5 sono riportate le efficienze in funzionamento invernale ed estivo estrapolate dai dati forniti dal costruttore per una macchina GAHP-AR:

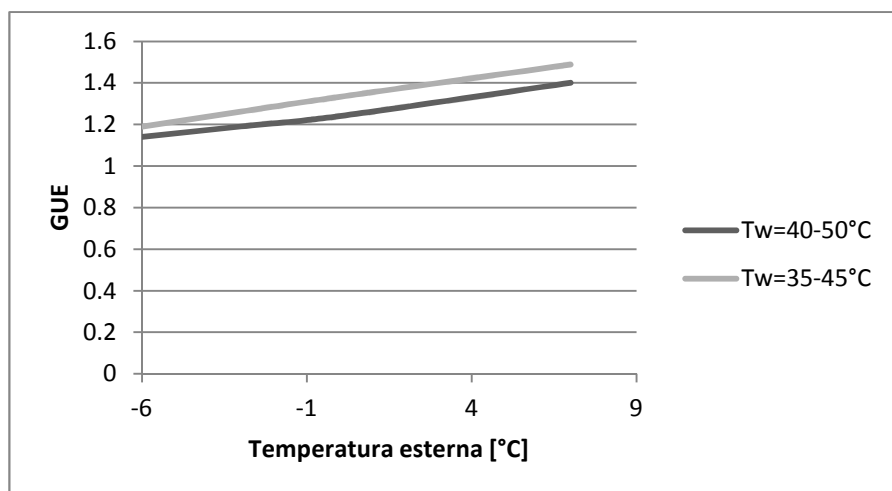


Figura 6.3 Efficienza di utilizzazione del gas in riscaldamento per diverse temperature di acqua prodotta

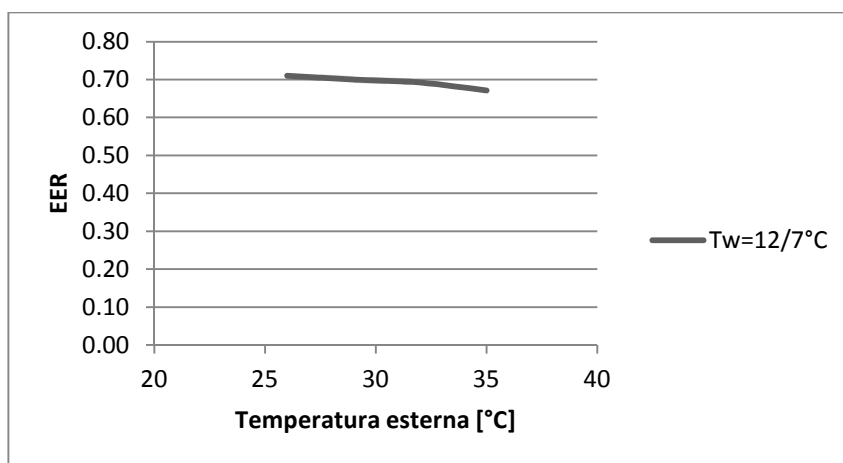


Figura 6.4 Efficienza di utilizzazione del gas in raffreddamento per acqua prodotta a  $7^\circ\text{C}$

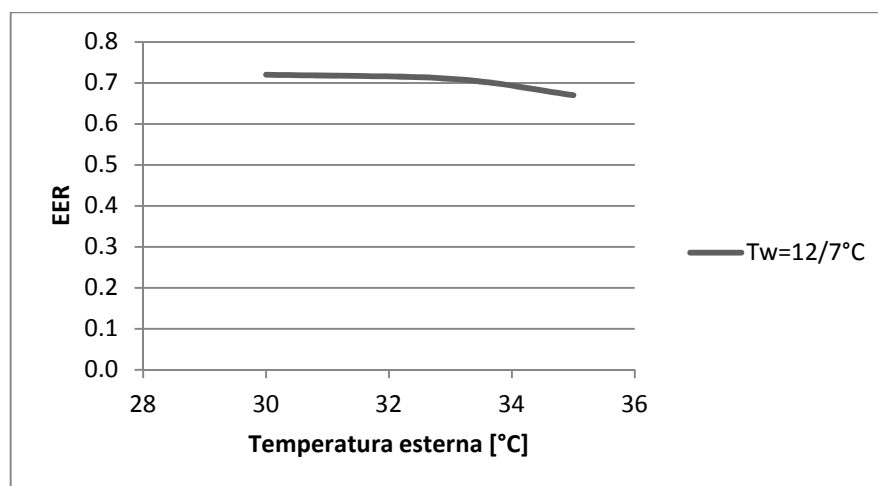
Com'è possibile notare, in raffrescamento queste sono macchine che hanno un'efficienza minore dell'unità, e questo ci fa subito capire come siano sicuramente sconvenienti da un punto di vista energetico se usate soltanto per la stagione estive, mentre se utilizzate in pompa di calore possono essere una buona alternativa alla classica caldaia a condensazione.

#### ***6.4. Caldaia a condensazione con assorbitore bromuro di litio-acqua per il raffrescamento***

Per la caldaia a condensazione si richiama quanto scritto in precedenza.

Le macchine ad assorbimento ad acqua-bromuro di litio sono oggi le più utilizzate in impianti di solar cooling esistenti a ciclo chiuso. Molti sono i casi in cui queste macchine siano utilizzate per produrre acqua refrigerata sfruttando calore di scarto a media-bassa temperatura da processi industriali (solitamente la temperatura di progetto al generatore è circa 90°C). Nel nostro caso considereremo una macchina alimentata a gas metano a singolo effetto. Tuttavia per macchine alimentate direttamente da combustibile fossile la direzione è ora quella di utilizzare macchine a doppio effetto che arrivano a efficienze massime in raffrescamento che superano l'unità.

In questo caso si sono presi a riferimento efficienze di una macchina commerciale Yazaki [18], riportate in figura 6.5:



**Figura 6.5 Prestazioni refrigeratore ad assorbimento bromuro di litio-acqua a singolo effetto**

In questa simulazione l'acqua prodotta per la refrigerazione è sempre alla temperatura di 7°C.

## 6.5. Risultati del confronto

Verranno in seguito presentati i risultati del confronto, sia per l'edificio residenziale sia per l'edificio terziario nelle tre località in cui sono state svolte le simulazioni dell'impianto di riscaldamento e raffrescamento solare. I risultati proposti comprendono sia la stagione di riscaldamento secondo i periodi definiti dalla zona climatica della località considerata e sia la stagione di raffrescamento. I risultati sono quindi annuali e considerano sia i consumi derivanti dalla stagione di riscaldamento, sia i consumi della stagione di raffrescamento.

Per maggiore chiarezza nelle tabelle presentate più avanti si considererà ogni impianto contrassegnato con un numero come da tabella 6.3:

Tipologia	Impianto
	N°
Caso di riferimento caldaia + split	1
Impianto solare di raffr. e risc.	2
Pompa di calore reversibile	3
PDC reversibile a metano	4
Caldaia con refrigeratore ad assorbimento	5

**Tabella 6.3 Definizione del numero di riferimento dell'impianto**

### 6.5.1 Risultati per l'edificio residenziale

#### *Venezia*

Come già visto in precedenza Venezia è in zona climatica E, in cui il periodo di riscaldamento va dal 15 ottobre al 15 aprile, mentre non c'è un limite di legge per quanto riguarda la climatizzazione degli ambienti; tuttavia questa è stata considerata, se necessaria, solo al di fuori dei limiti imposti per legge come stagione di riscaldamento.

In seguito si riporta tabella 6.4 dei risultati ottenuti dalle simulazioni:

Impianto	N°	1	2	3	4	5
En. Termica caldaia	kWh	8129	4658	-	12263	13245
En. Elettrica richiesta	kWh	1275	827	4307	687	991
Energia primaria richiesta	kWh	11946	7512	10769	15206	17046
Risp.en. Prim. Rispetto riferimento	kWh	-	4434	1177	-3260	-5100
Risp en prim.rispetto riferimento		-	0.37	0.10	-0.27	-0.43
FEP	kWh/mq- anno	85	54	77	109	109
CO <sub>2</sub> prodotta	kg/anno	2263	1355	2154	2796	3144
REPeq	-	1.02	1.64	1.14	0.81	0.72
COPeq	-	2.54	4.10	2.86	2.03	1.81
En. Rinnovabile	kWh/anno	-	10703	6155	1652	-
Stima costo annuo	€	915	556	861	1154	1433

**Tabella 6.4 Risultati ottenuti per la località di Venezia per il residenziale**

In questo caso l'impianto solare preso in considerazione ha una superficie utile dei pannelli pari a circa 17 m<sup>2</sup>. Nelle figure 6.6, e 6.8, è possibile osservare che le due tipologie di impianto che utilizzano gas naturale anche per raffrescare hanno un consumo di energia primaria ben superiore al caso 1, cioè al caso di riferimento, sono quindi tecnologie che sono da non utilizzarsi, non tanto nel loro comportamento invernale, come si può vedere da figura 6.7 il sistema 4 produce anche energia rinnovabile nel funzionamento invernale, quanto per la bassa efficienza estiva rispetto alle tecnologie tradizionali. Ricollegandosi a quanto detto in precedenza, anche per l'impianto di solar cooling si può notare che, nonostante la grande quantità di energia rinnovabile prodotta (figura 6.7) sia dal solare, ma anche dalla macchina ad assorbimento ad acqua-ammoniaca che in riscaldamento sfrutta l'energia aerotermica, si ha comunque un forte consumo di energia primaria, dovuto alla bassa efficienza di questi sistemi in raffrescamento. Ecco perché per essere conveniente da un punto di vista energetico, tali sistemi devono essere alimentati, soprattutto nella stagione estiva da fonte solare. Ovvero si deve garantire un campo solare di dimensioni adeguate per avere il meno possibile un funzionamento del sistema di riscaldamento ausiliario. Altro fattore determinante di convenienza di un impianto di solar-cooling è la contemporaneità dei carichi: infatti è auspicabile che l'energia solare, che può essere stoccata nei serbatoi di accumulo ma in quantità limitate, sia utilizzata quando prodotta e quindi è necessario che i carichi siano contemporanei alla produzione di energia termica.

Come osservabile da tabella 6.4, il sistema solare risulta essere il più conveniente da un punto di vista energetico, essendo quello che richiede un minor consumo di energia primaria ed essendo quello preferibile anche da un punto di vista dei costi annui. Da notare anche il sistema a pompa di

calore elettrica, che rispetto al sistema a caldaia garantisce un risparmio in termini energetici di circa il 10% annuo e in termini economici di circa il 6%.

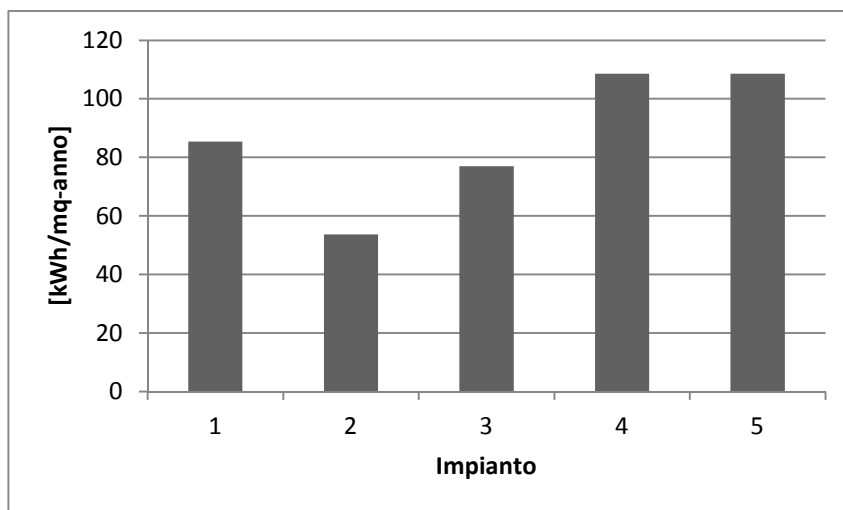


Figura 6.6 Fabbisogno di energia primario per il caso di Venezia residenziale [kWh/m<sup>2</sup>-anno]

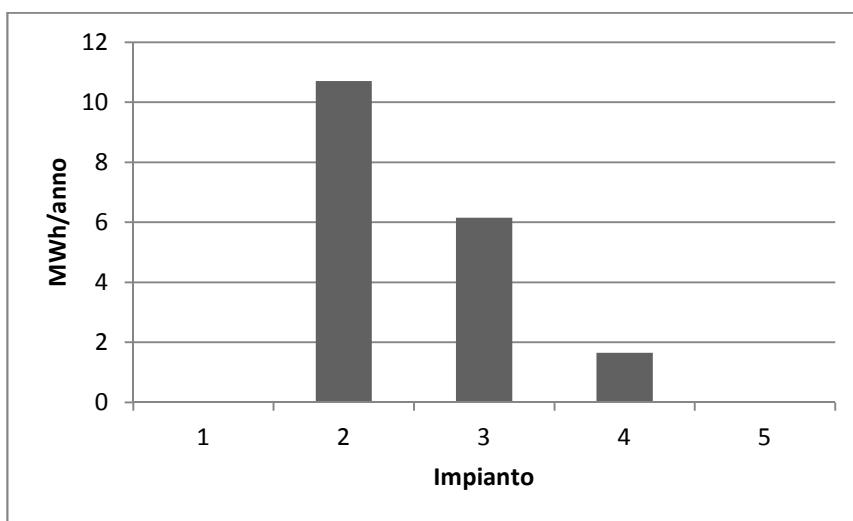
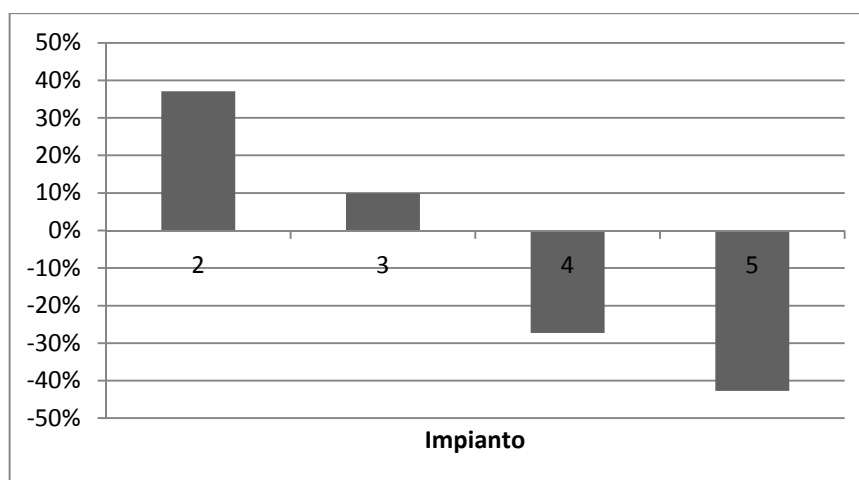


Figura 6.7 Energia rinnovabile prodotta per Venezia residenziale[MWh/anno]





**Figura 6.8 Percentuale di en. primaria salvata rispetto al caso 1 a Venezia residenziale**

Da figura 6.6, gli impianti che garantiscono un risparmio di energia primaria rispetto al caso di riferimento sono il sistema solare accoppiato ad un assorbitore e il sistema a pompa di calore.

### **Roma**

In questa località il periodo di riscaldamento va dal primo novembre al 15 aprile. Anche per Roma si riporta in seguito la tabella 6.5 per riassumere i risultati ottenuti:

Impianto	N°	1	2	3	4	5
En. Termica caldaia	kWh	4530	1770	-	8524	9142
En. Elettrica richiesta	kWh	1154	632	2708	527	910
Energia primaria richiesta	kWh	7684	3629	6770	10693	12332
Risp.en. Prim. Rispetto riferimento	kWh	-	4055	914	-3009	-4648
REP rispetto riferimento		-	0.53	0.12	-0.39	-0.60
FEP	kWh/mq- anno	54.9	25.9	48.4	76.4	88.1
CO2 prodotta	kg/anno	1483	670	1354	1968	2284
REPeq	-	1.03	2.23	1.20	0.76	0.66
COPeq		2.58	5.58	2.99	1.90	1.64
En. Rinnovabile	kWh	-	9347	3761	1017	-
Stima costo annuo	€	638	291	542	900	1035

**Tabella 6.5 Risultati ottenuti per la località di Roma per il residenziale**

Nel caso di Roma residenziale la soluzione scelta è quella con una superficie utile dei collettori pari a 13,23 m<sup>2</sup>. Anche in questa località la scelta migliore risulta essere quella che abbina una pompa di calore ad assorbimento con un campo di pannelli termici. In questa situazione, tale impianto

risulta portare un beneficio marcato rispetto agli altri impianti con un risparmio notevole di energia primaria (figura 6.9) e un costo annuo inferiore rispetto agli altri casi analizzati.

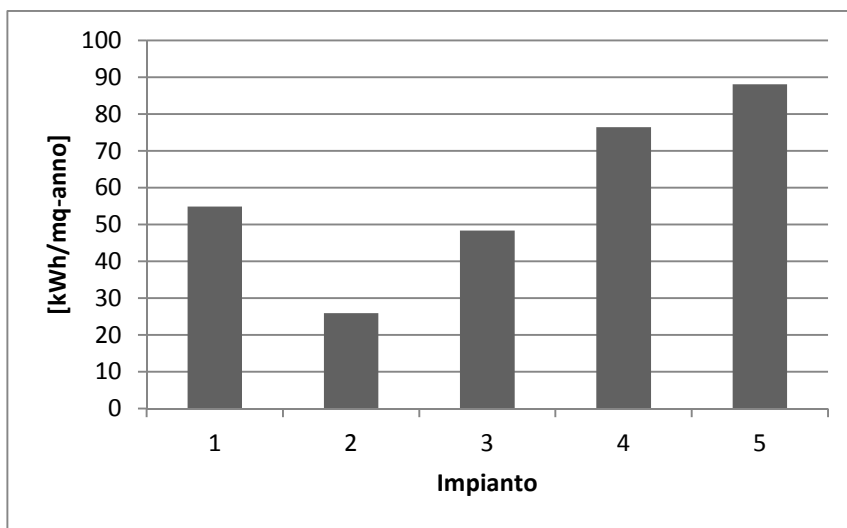


Figura 6.9 Fabbisogno di energia primaria per il caso di Roma residenziale [kWh/m<sup>2</sup>-anno]

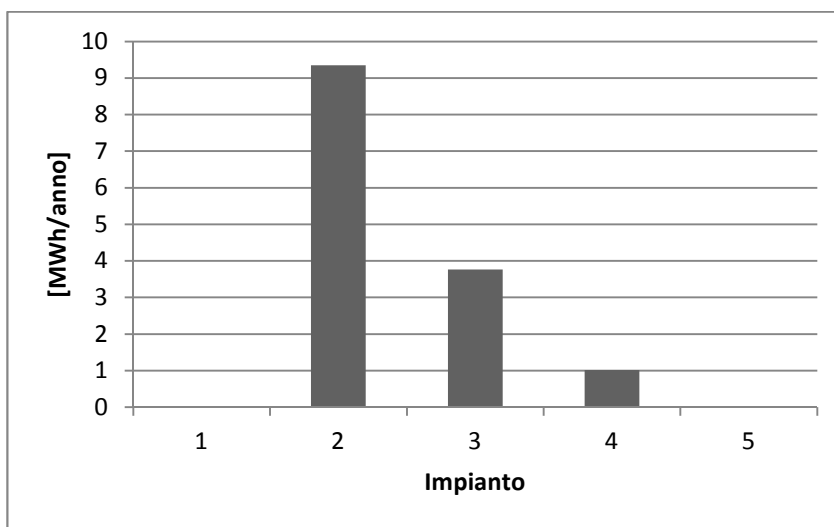
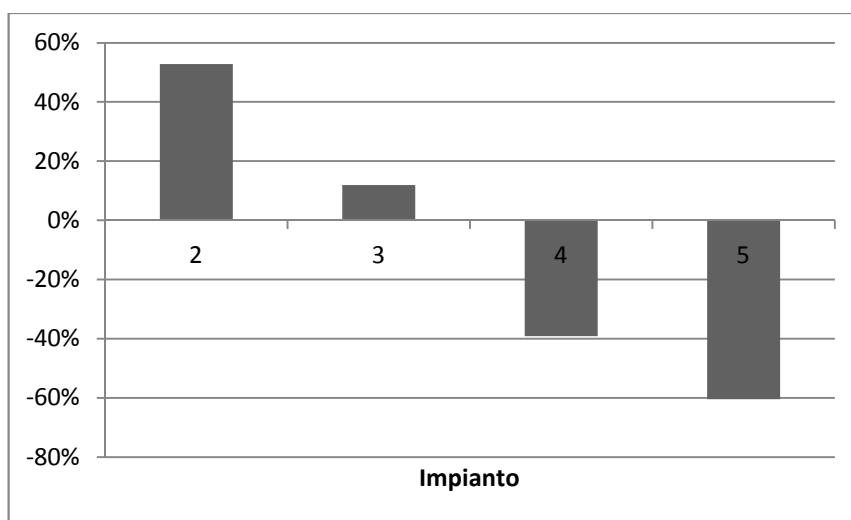


Figura 6.10 Energia rinnovabile prodotta per Roma residenziale[MWh/anno]



**Figura 6.11 Percentuale di en. primaria salvata rispetto al caso 1 a Roma residenziale**

Anche in queste applicazioni le macchine con bassa efficienza nella stagione estiva quali i casi 4 e 5 risultano da scartare. Da figura 6.11 è possibile notare come il consumo di energia primaria sia superiore rispetto al caso tradizionale. Mentre sia la pompa di calore a compressione di vapore, sia soprattutto la soluzione solare risultano essere le migliori scelte.

Infatti con la tecnologia solare abbinata alla macchina ad assorbimento si vede dalla figura 6.11 che è possibile risparmiare oltre il 50% di energia primaria contro un 10% circa risparmiato dalla pompa di calore elettrica.

### **Palermo**

Palermo come già affermato in precedenza si trova in zona climatica B e il periodo di riscaldamento va quindi dal primo dicembre al 15 marzo.

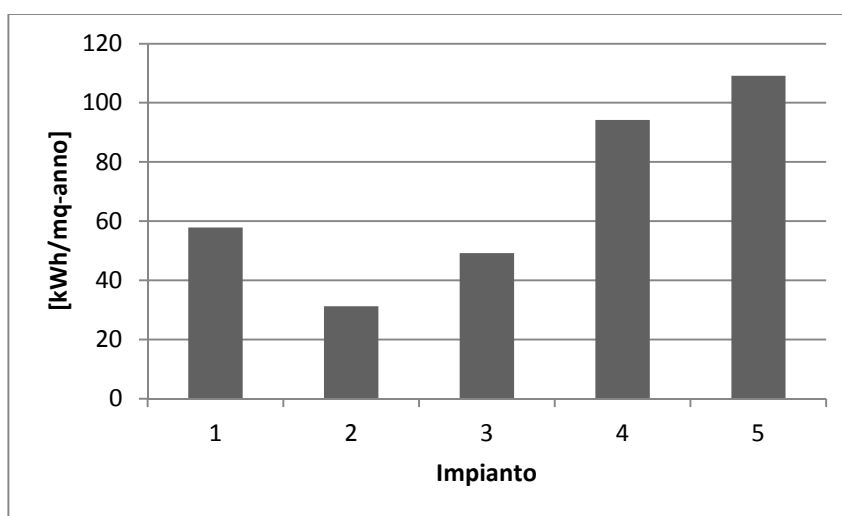
La soluzione solare con minore tempo di ritorno scelta è quella che prevede una superficie utile dei collettori pari a 17 m<sup>2</sup>.

Si riporta in seguito la tabella 6.6 riassuntiva dei risultati ottenuti:

Impianto	N°	1	2	3	4	5
En. Termica caldaia	kWh	3872	2098	-	10531	11818
En. Elettrica richiesta	kWh	1610	779	2754	643	914
Energia primaria richiesta	kWh	8101	4383	6884	13193	15284
Risp.en. Prim. Rispetto riferimento	kWh	-	3718	1217	-5091	-7183
REP rispetto riferimento		-	0.46	0.15	-0.63	-0.89
FEP	kWh/mq-anno	58	31.31	49.17	94.23	109.17
CO2 prodotta	kg/anno	1580	490	1377	2428	2820
REPeq	-	1.19	2.74	1.43	0.74	0.64
COPeq		2.97	6.86	3.58	1.86	1.60
En. Rinnovabile	kWh	-	11257	3346	746	-
Stima costo annuo	€	668	217	551	1111	1285

**Tabella 6.6 Risultati ottenuti per la località di Palermo per il residenziale**

Anche per Palermo l'impianto migliore sia dal punto di vista energetico che dei costi di esercizio risulta essere quello solare (figura 6.12 e 6.14). Anche in questo caso l'utilizzo di una pompa di calore rispetto al caso di riferimento risulta essere vantaggioso.



**Figura 6.12 Fabbisogno di energia primaria per il caso di Palermo residenziale [kWh/m<sup>2</sup>-anno]**

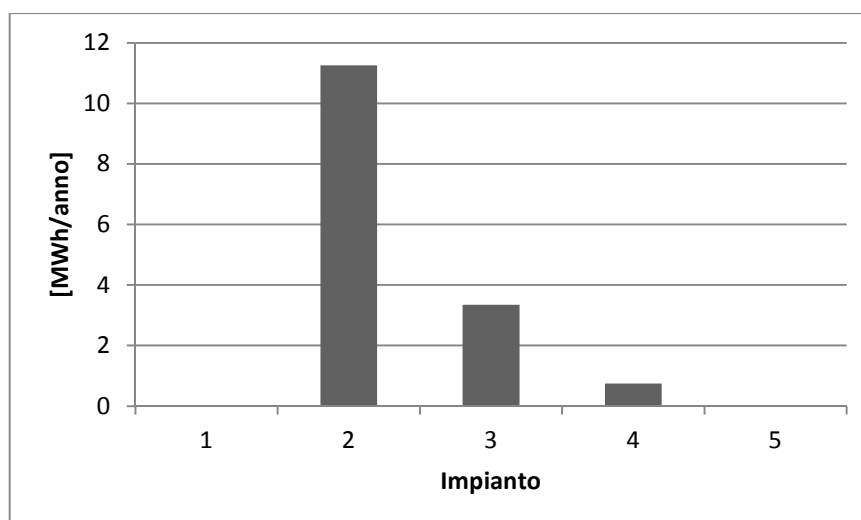


Figura 6.13 Energia rinnovabile prodotta per Palermo residenziale[MWh/anno]

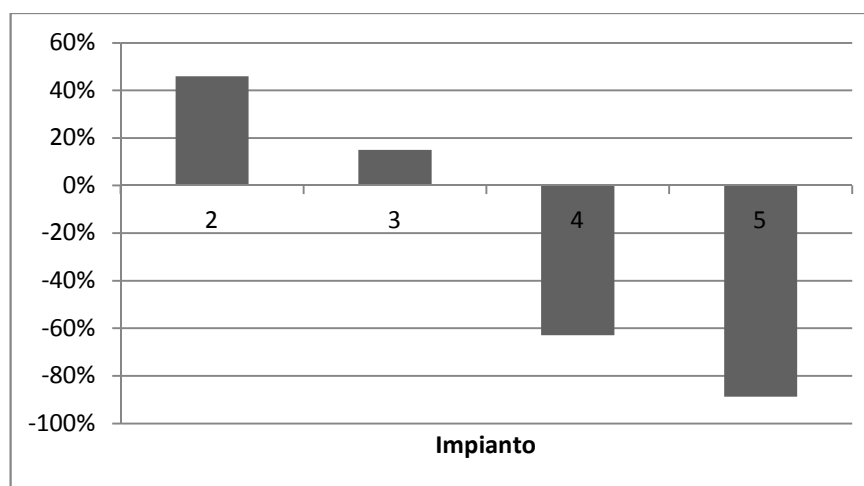


Figura 6.14 Percentuale di en. Primaria salvata rispetto al caso 1 a Palermo residenziale

Dati gli elevati carichi in raffrescamento le soluzioni meno efficienti in una situazione estiva sono particolarmente penalizzate, tuttavia, anche se con un consumo di energia elevato, la macchina che è alimentata da fonte solare è comunque la più efficiente nel funzionamento annuale con un risparmio di energia primaria (figura 6.14) di oltre il 40% come da figura 6.15, mentre la pompa di calore elettrica garantisce un risparmio di energia primaria pari al 15%.

### **Conclusioni**

Dai confronti riportati in precedenza si evince come la soluzione di accoppiamento tra un sistema ad assorbimento reversibile, anche con efficienze ridotte in raffrescamento, e un sistema di collettori solari per la produzione di acqua calda può essere molto competitivo con i sistemi attualmente usati per il condizionamento di ambienti residenziali. Il grande risparmio in termini

energetici ed economici è però in parte oscurato dai costi di installazione di questa tecnologia che non possiede ancora un lay-out per sistemi di piccola potenza. Oltre a questa determinante barriera, gli impianti siffatti sono oggettivamente più complessi rispetto agli impianti tradizionali e questo può essere ancora una volta un ulteriore ostacolo alla diffusione di tali impianti privilegiando scelte impiantistiche più semplici.

### 6.5.2 Risultati per l'edificio terziario

#### Venezia

Per il settore terziario si è fatta una analisi analoga al caso precedente. Per le ipotesi sui carichi interni e sulle temperature di set point si fa riferimento alla descrizione dell'abitazione al capitolo 4.

La superficie presa come riferimento per l'impianto solare è quella col minore tempo di ritorno dell'investimento, ovvero in questo caso una superficie utile pari a circa 100 m<sup>2</sup>.

La tabella 6.7 riporta i risultati ottenuti dalle varie tecnologie studiate:

Impianto	N°	1	2	3	4	5
En. Termica caldaia	kWh	20154	17683	-	48593	51394
En. Elettrica richiesta	kWh	8581	3067	14683	4364	3474
Energia primaria richiesta	kWh	43622	27119	36706	64362	65220
Risp.en. Prim. Rispetto riferimento	kWh	-	16503	6915	-20740	-21598
Risp en prim.rispetto riferimento		-	0.38	0.16	-0.48	-0.50
FEP	kWh/mq- anno	62.3	38.7	52.4	91.9	93.2
CO2 prodotta	kg/anno	8321	5070	7341	11900	12016
REPeq	-	1.02	1.65	1.21	0.69	0.69
COPeq	-	2.56	4.12	3.02	1.74	1.71
En. Rinnovabile prodotta	kWh/anno	-	43004	12730	3201	-
Stima costo annuo	€	3387	1466	2937	4901	4956

**Tabella 6.7 Risultati ottenuti per la località di Venezia per terziario**

Per maggiore chiarezza in figura 6.15, 6.16 e 6.17 si riportano i grafici che riassumono ottenuti tali risultati.

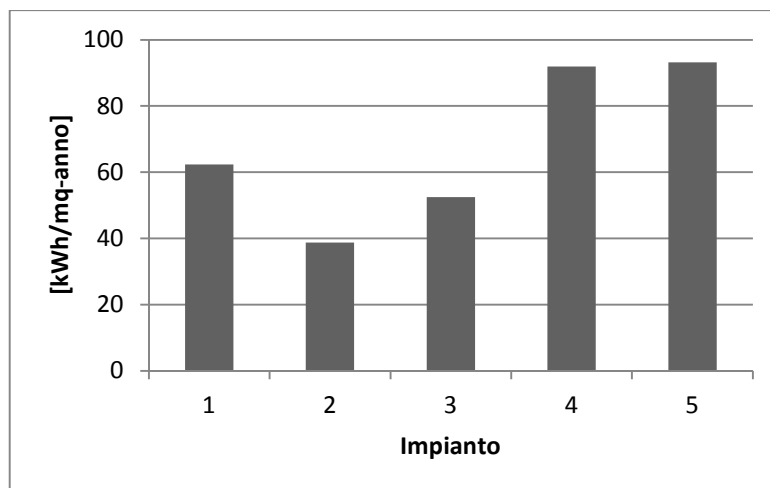


Figura 6.15 Fabbisogno di energia primaria per il caso di Venezia terziario [kWh/m<sup>2</sup>-anno]

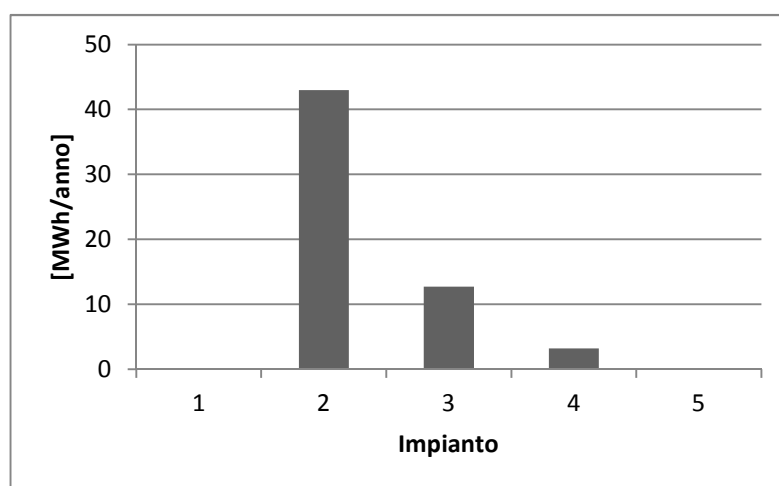


Figura 6.16 Energia rinnovabile prodotta per Venezia terziario[MWh/anno]

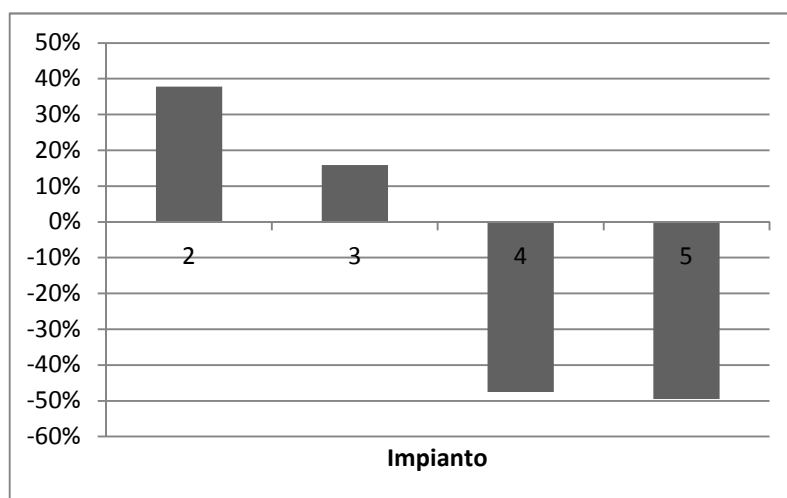


Figura 6.17 Percentuale di en. Primaria salvata rispetto al caso 1 a Venezia terziario

Dalle figure 6.15 e 6.17 è possibile notare un vantaggio dal punto di vista energetico con la soluzione solar cooling e heating con un minor fabbisogno di energia primaria rispetto al caso tradizionale di oltre il 35%. Anche in questa situazione si ha un che i sistemi ad assorbimento funzionanti a combustibili fossili sia per riscaldamento che per il raffrescamento sono i meno competitivi, mentre la pompa di calore elettrica riesce a garantire un risparmio in termini di energia primaria pari a circa il 15%.

### **Roma**

La soluzione scelta per Roma nel confronto con le altre tecnologie per quanto riguarda il solare risulta essere quella con una superficie utile di solare termico di circa 107 m<sup>2</sup>.

Questa risulta essere, tra quelle analizzate, la soluzione con un tempo di ritorno inferiore ai 20 anni, comunque difficilmente applicabile nella realtà. In seguito si riporta la consueta tabella 6.8 di sintesi dei risultati.

Impianto	N°	1	2	3	4	5
En. Termica caldaia	kWh	6633	12668	-	46486	46655
En. Elettrica richiesta	kWh	8124	2229	9743	1449	2655
Energia primaria richiesta	kWh	27606	19508	24356	54755	57959
Risp.en. Prim. Rispetto riferimento	kWh	-	8098	3250	-27149	-30353
REP rispetto riferimento	-	-	0.29	0.12	-0.98	-1.10
FEP	kWh/mq- anno	39.4	27.9	34.8	78.2	82.8
CO2 prodotta	kg/anno	5389	2818	4871	10021	10659
REPeq	-	1.33	1.88	1.49	0.67	0.63
COPeq	-	3.32	4.70	3.72	1.68	1.58
En. Rinnovabile	kWh	-	42836	4797	1908	-
Stima costo annuo	€	2243	1182	1949	4625	4882

**Tabella 6.8 Risultati ottenuti per la località di Roma per terziario**

Si nota (da figura 6.18) come il fabbisogno di energia primaria sia, anche per il caso tradizionale, molto ridotto, e questo comporta che per avere dei miglioramenti gli sforzi da fare sono molto elevati; infatti, con questa tipologia di edificio, si ha un risparmio con pompa di calore pari a circa 5 kWh/m<sup>2</sup>-anno mentre un risultato migliore si riesce ad ottenere soltanto con l'installazione di un campo di oltre 100 m<sup>2</sup> di solare termico portandoci ad un risparmio di circa 12 kWh/m<sup>2</sup>-anno. La difficoltà di applicare tecnologie innovative all'impianto sta anche nel fatto che migliori sono le proprietà dell'involucro di un edificio, sempre più difficile sarà ottenere miglioramenti che possano motivare un extra costo nell'installazione di tecnologie non convenzionali. Ecco quindi la necessità



da parte delle tecnologie innovative di diminuire i costi se vogliono costituire una vera soluzione alternativa al metodo tradizionale che ad oggi è sicuramente il più economico all'installazione.

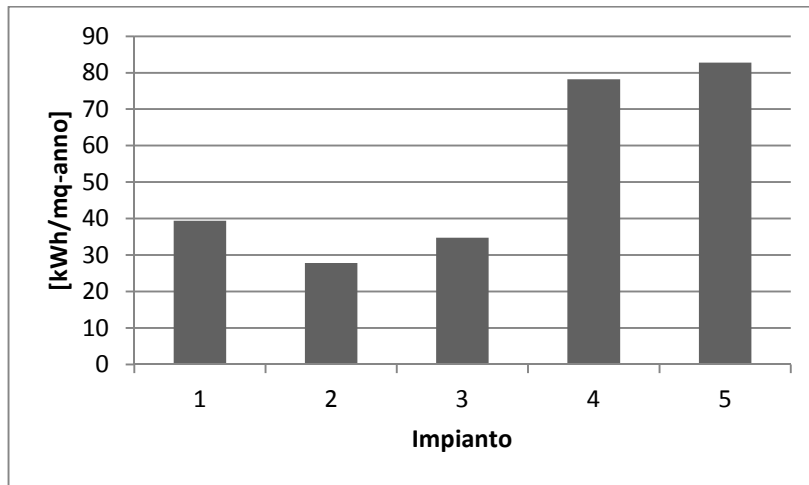


Figura 6.18 Fabbisogno di energia primario per il caso di Roma terziario [kWh/m<sup>2</sup>-anno]

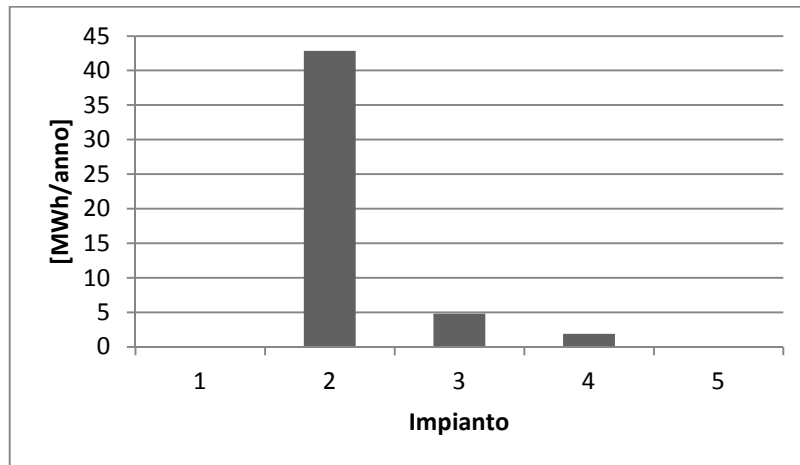


Figura 6.19 Energia rinnovabile prodotta per Roma terziario[MWh/anno]

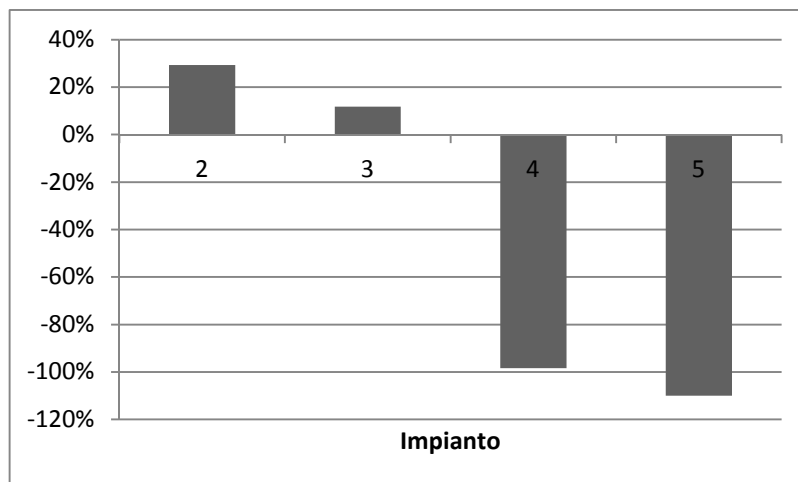


Figura 6.20 Percentuale di en. Primaria salvata rispetto al caso 1 a Roma terziario

Da notare come la quantità di energia rinnovabile superi i 40 MWh utilizzando la tecnologia ad assorbimento alimentata da un sistema solare, questo è, come precedentemente affermato, dovuto alla bassa efficienza di questi sistemi nel funzionamento in raffrescamento.

### **Palermo**

Anche per Palermo la soluzione scelta per il confronto risulta essere quella con una superficie utile pari a 107 m<sup>2</sup>, anche se come si vede dal capitolo 5 il rientro dell'investimento si è stimato molto oltre i 20 anni e quindi a priori tale scelta risulta essere non conveniente. Tuttavia questa considerazione non vuole dire che tale tecnologia non può avere un percorso in queste località in quanto i risultati delle simulazioni sono frutto di ipotesi che sono state fatte a monte. Tali ipotesi quindi potrebbero non corrispondere al vero. Una gestione diversa dell'impianto oppure un diverso andamento dei prezzi dell'energia in un prossimo futuro possono cambiare lo scenario di questa tipologia di impianti. A Palermo la necessità risulta essere quasi esclusivamente in raffrescamento. In tabella 6.9 si riportano i risultati ottenuti.

Impianto	N°	1	2	3	4	5
En. Termica caldaia	kWh	1456	18967	-	56959	55563
En. Elettrica richiesta	kWh	9250	1919	9102	1186	2521
Energia primaria richiesta	kWh	24727	25662	22754	65619	67422
Risp.en. Prim. Rispetto riferimento	kWh	-	-935	1973	-40892	-42695
REP rispetto riferimento		-	-0.04	0.08	-1.65	-1.73
FEP	kWh/mq- anno	35.3	36.7	32.5	93.7	96.3
CO2 prodotta	kg/anno	4916	4925	4551	11985	14745
REPeq	-	1.68	1.62	1.81	0.63	0.62
COPeq	-	4.20	4.05	4.52	1.58	1.54
En. Rinnovabile	kWh	-	46954	1200	485	-
Stima costo annuo	€	1986	1769	1820	5549	5686

**Tabella 6.9 Risultati ottenuti per la località di Palermo per terziario**

Come si può vedere da tabella 6.9 i vantaggi visti in precedenza per la tecnologia solare in questo caso vengono meno, infatti non c'è una sostanziale differenza né in termini economici né soprattutto in termini energetici che possa rendere vantaggiosa la scelta di un impianto solare di raffrescamento. Nonostante la grande quantità di energia solare prodotta si ha una richiesta di energia primaria addirittura superiore rispetto al caso di riferimento. La copertura del totale fabbisogno di raffrescamento grazie al solare arriva al 75%, il restante 25% è fornito dalla caldaia, tuttavia, data la bassa efficienza del sistema ad assorbimento in raffrescamento, questo 25% basta ad eguagliare il consumo in termini di energia primaria dovuto all'intero soddisfacimento del

fabbisogno attraverso il sistema convenzionale a split. Questo fa riflettere sui vantaggi e svantaggi di tale tecnologia, che per essere sostenibile energeticamente deve coprire il fabbisogno di raffrescamento interamente o quasi attraverso il campo solare, altrimenti un utilizzo anche modesto della caldaia può compromettere l'obiettivo primario dello sfruttamento delle risorse rinnovabili, ossia minori emissioni di CO<sub>2</sub> in atmosfera. In figura 6.21, 6.22 e 6.23. si riportano i grafici riassuntivi dei risultati ottenuti.

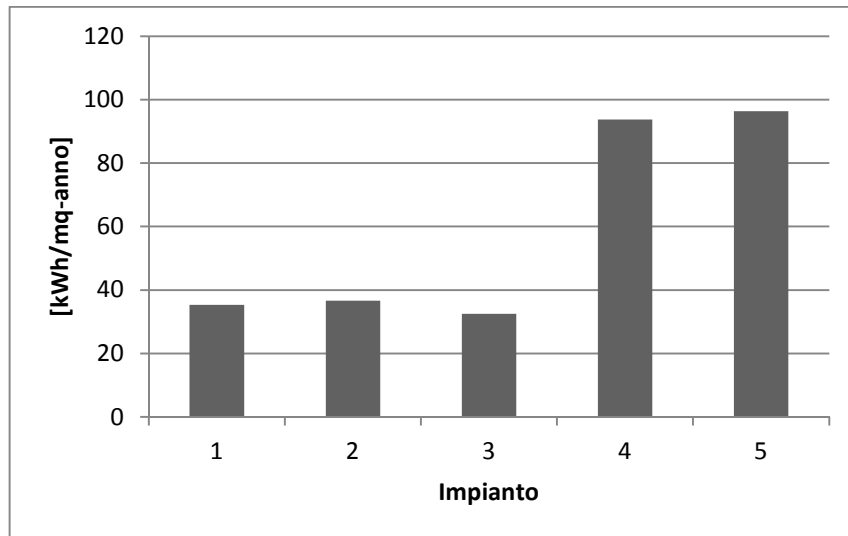


Figura 6.21 Fabbisogno di energia primaria per il caso di Palermo terziario [kWh/m<sup>2</sup>-anno]

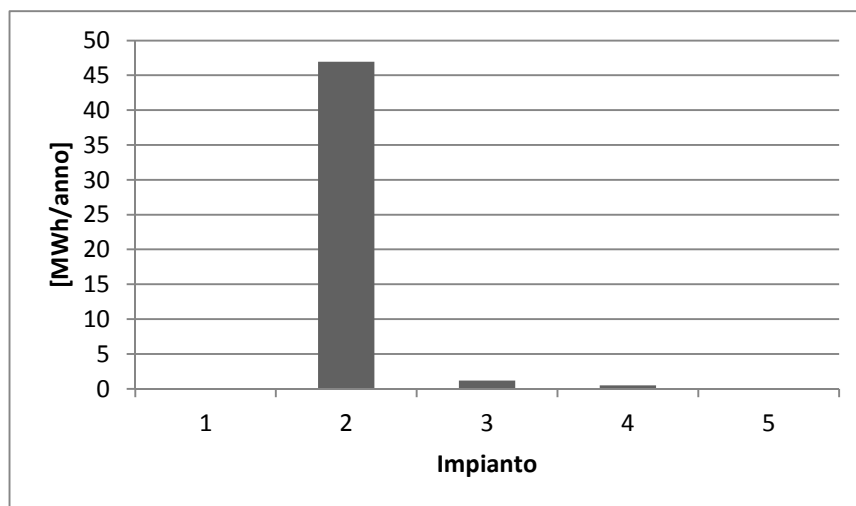
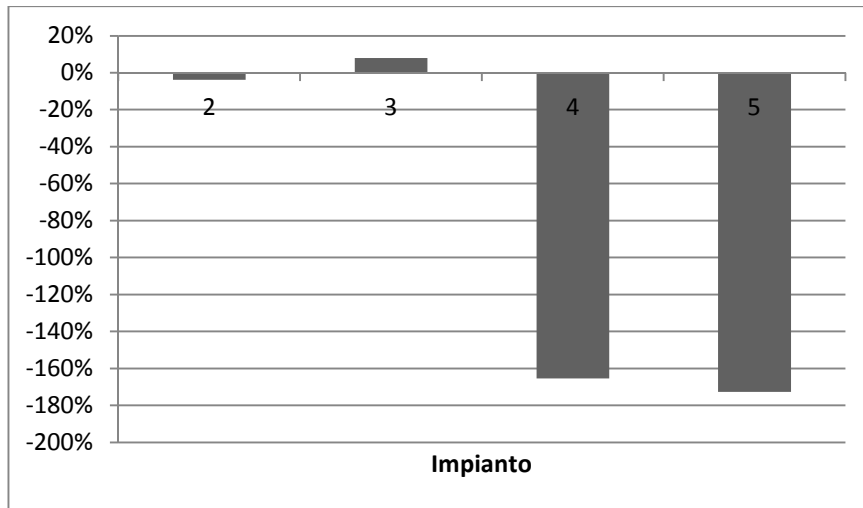


Figura 6.22 Energia rinnovabile prodotta per Palermo terziario [MWh/anno]



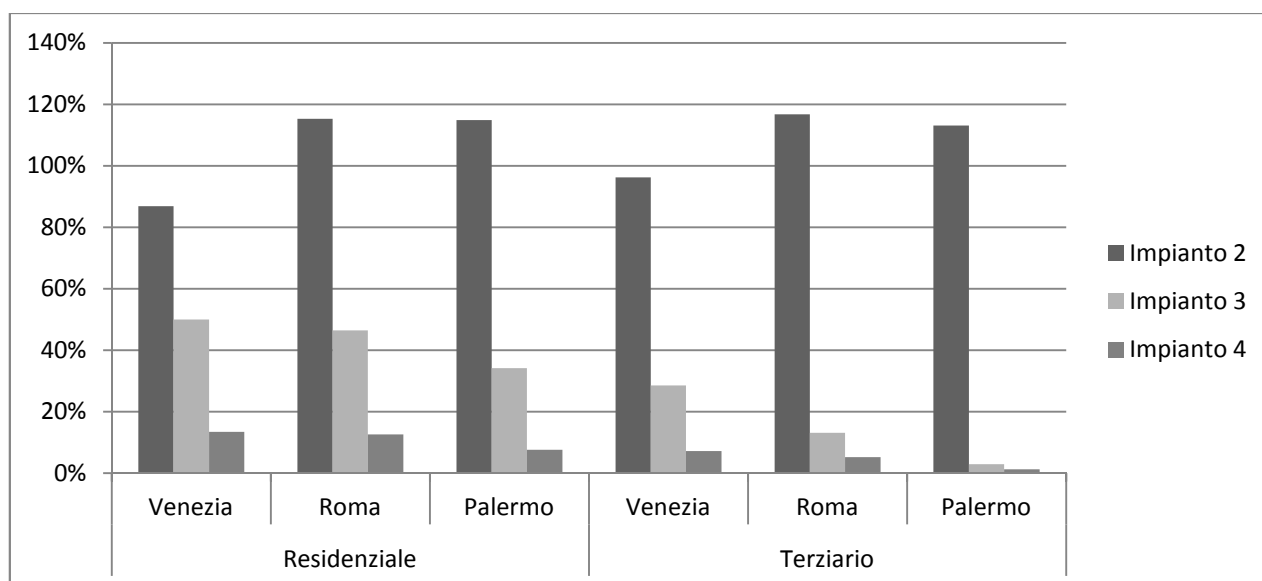
**Figura 6.23 Percentuale di en. Primaria salvata rispetto al caso 1 a Palermo terziario**

Nonostante la grande produzione di energia solare, il consumo di energia primaria (figura 6.21) risulta maggiore rispetto al caso tradizionale, d'altronde come si vede per l'impianto 4 e 5 dove il consumo è di oltre il 160% maggiore in entrambi i casi rispetto al caso di riferimento, il vero problema di usare refrigeratori ad assorbimento a singolo stadio sono, come più volte ripetuto le efficienze, molto penalizzanti rispetto alle macchine a compressione di vapore.

### **Conclusioni**

Rispetto al residenziale si ha una diminuzione del vantaggio, dalle simulazioni svolte, ad applicare tali sistemi di raffrescamento, tuttavia una maggior coincidenza dei carichi con l'irraggiamento solare può sicuramente portare beneficio e aumentare il fattore solare tanto da rendere il sistema maggiormente vantaggioso rispetto ai sistemi tradizionali. Dove però la contemporaneità dei carichi con l'irraggiamento solare viene a mancare, l'applicazione di una tecnologia di raffrescamento solare è completamente sveniente rispetto ai sistemi convenzionali.

In ultima analisi si riporta in figura 6.24 il rapporto tra energia rinnovabile ed energia lorda annua richiesta dall'edificio sia per l'uso abitativo che per uso ad uffici.



**Figura 6.24 Rapporto percentuale di energia rinnovabile utilizzata e energia lorda annua richiesta dall'edificio sia per terziario che per residenziale**

L'energia rinnovabile nel caso di sistema solare talvolta supera l'unità, la motivazione di questo è data dalla bassa efficienza del sistema ad assorbimento in modalità di raffrescamento. Tuttavia una grande quantità di energia rinnovabile non significa che l'impianto sia efficiente, a riguardo si richiama figura 4.34: nel caso di Palermo, l'edificio ad uso terziario nel caso di superficie di pannelli pari a  $107 \text{ m}^2$  ha un consumo di energia primaria circa uguale alla soluzione tradizionale, tuttavia, oltre all'energia primaria necessaria per fornire una stessa quantità di energia anche di tutta l'energia rinnovabile prodotta. E' quindi un sistema altamente inefficiente nel suo insieme e non da benefici dal punto di vista energetico.



## CONCLUSIONI

E' stato analizzato il funzionamento di più cicli ad assorbimento per una macchina ad ammoniac-acqua da utilizzare come pompa di calore per applicazioni di piccola e media potenza. Il risultato sicuramente più interessante è la maggiorazione di efficienza se ad una modulazione della potenza in ingresso al generatore è accompagnata anche una modulazione della portata di soluzione ricca rispetto al sistema a portata costante.

Oltre a questo un'analisi dei cicli in una situazione di fuori progetto ha evidenziato quali sono i migliori da utilizzarsi nelle condizioni di lavoro proposte.

Si sono poi svolte simulazioni dinamiche con il software TRNSYS per studiare l'applicabilità di un sistema di riscaldamento e raffrescamento solare in varie località italiane. Dai dati risultanti dall'analisi un impianto del genere è vantaggioso dal punto di vista energetico se il campo solare è in grado di coprire gran parte della richiesta di calore necessaria a produrre l'acqua refrigerata. Questo è dovuto principalmente al fatto che la macchina ad assorbimento in condizioni di funzionamento estivo risulta avere efficienze massime pari a 0.7, questo significa che per produrre una unità di freddo è necessario fornire oltre 1.4 unità di caldo, ne consegue che da un punto di vista energetico tale soluzione diviene conveniente rispetto a sistemi ad espansione diretta se l'utilizzo della fonte ausiliaria di produzione del calore è usata il meno possibile, dai risultati ottenuti si può notare come nel caso di Palermo per l'edificio terziario, una copertura del 25% da parte della caldaia integrativa porta a consumare la stessa quantità di energia primaria utilizzata per soddisfare l'intero fabbisogno da un sistema convenzionale a split.

Oltre a quanto affermato in precedenza tale tecnologia ha il forte vincolo delle superfici che devono essere occupate per il campo solare, non sempre disponibili e soprattutto degli elevati costi di investimento che ad oggi rappresentano una barriera fondamentale per lo sviluppo di questa tecnologia. Si può quindi sostenere che laddove i carichi siano contemporanei all'irradiazione solare questa tecnologia risulta essere efficiente e può divenire una valida alternativa alle tecnologie tradizionali.





## BIBLIOGRAFIA

1. Regolamento CE n. 842/2006 del parlamento europeo e del consiglio “Su taluni gas fluorurati ad effetto serra”.
2. Decreto legislativo numero 28/2011, “Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla produzione dell’uso dell’energia da fonti rinnovabili”.
3. K.E.Herold, R.Radermacher, S.Klein. Absorption Chillers and Heat Pumps.
4. L. De Pascalis, G. Starace. Refrigerazione ad assorbimento.
5. [www.solcoproject.net](http://www.solcoproject.net).
6. D.M. 26 gennaio 2010 “Aggiornamento del decreto 11 marzo 2008 in materia di riqualificazione energetica degli edifici”.
7. Dlgs. n.311 del 29 dicembre 2006 “Disposizioni correttive ed integrative al decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, recante attuazione della direttiva 2002/91/CE, relativa al rendimento energetico in edilizia”.
8. UNI TS 11300-1, “Determinazione del fabbisogno di energia termica dell’edificio per la climatizzazione estiva ed invernale”.
9. UNI EN ISO 7730, “Ergonomia degli ambienti termici – Determinazione analitica e interpretazione del benessere termico mediante il calcolo degli indici PMV e PPD e dei criteri di benessere termico locale”.
10. UNI TS 11300-2, “Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria”.
11. [www.kloben .it](http://www.kloben.it)
12. UNI EN 12975-2, “Impianti solari termici e loro componenti – Collettori solari – Parte 2: Metodi di prova”.
13. D.P.R 26 agosto 1993 n.412, “Regolamento recante norme per la progettazione, l’installazione, l’esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia, in attuazione all’articolo 4, comma della L. 9 gennaio 1991, n.10”.
14. Decreto 28 dicembre 2012, “Incentivazione della produzione di energia termica da fonti rinnovabili ed interventi di efficienza energetica di piccole dimensioni”.
15. [www.enel.it](http://www.enel.it)
16. [www.gse.it](http://www.gse.it)
17. [www.robur.it](http://www.robur.it)
18. [www.maya-airconditioning.com](http://www.maya-airconditioning.com)

