

MODELLAZIONE DI UNA POMPA DI CALORE AD ASSORBIMENTO ELIO ASSISTITA

A. Moscaggiuri, P.M. Congedo, A. Ficarella, G. Starace

Dipartimento di Ingegneria dell'Innovazione - Università del Salento, Via per Arnesano - 73100 Lecce

SOMMARIO

Le pompe di calore ad assorbimento (AHP) costituiscono una possibile alternativa ai sistemi frigoriferi a compressione di vapore perché possono utilizzare refrigeranti naturali, non necessitano di compressori e richiedono energia termica (da fonti tradizionali, rinnovabili o da cascami termici). L'applicazione delle AHP è frequente nella climatizzazione degli edifici proprio in virtù di queste caratteristiche.

In questo lavoro si è proceduto ad una modellazione matematica di una macchina frigorifera ad assorbimento elio assistita, nella quale il generatore di calore tradizionale a fiamma diretta, è sostituito da uno scambiatore che utilizza come fluido termovettore l'acqua riscaldata da un parco solare con pannelli a concentrazione. L'elaborazione del programma di calcolo ha consentito di esplorare le reali prestazioni della macchina nelle condizioni di funzionamento più usuali e di effettuare un'analisi di sensibilità per la valutazione delle migliori condizioni operative.

Successivamente si è integrato il modello della macchina ad assorbimento nell'impianto di climatizzazione di un centro commerciale. Utilizzando il software TRNSYS è stato calcolato il fabbisogno energetico orario dell'edificio, e si è così effettuata una simulazione oraria del modello della macchina ad assorbimento per i carichi termici dell'edificio considerato.

Si è passati, poi, al dimensionamento orario del parco solare utilizzando pannelli a concentrazione in grado di fornire la potenza necessaria alla AHP per funzionare nelle condizioni richieste. Si è anche effettuata un'analisi comparativa su base oraria tra la potenza del parco solare e il fabbisogno energetico del generatore della macchina ad assorbimento, per analizzarne la contemporaneità.

INTRODUZIONE

In un anno l'Italia consuma circa 190 Mtep (milioni di tonnellate di petrolio equivalente). Essa conta l'1% della popolazione mondiale e consuma il 2% dell'energia prodotta su base planetaria. Gli USA, con il 6% della popolazione, consumano il 30% dell'energia [1]. L'Italia è Paese energeticamente dipendente, che importa l'85% dell'energia che consuma [2] e che produce energia elettrica ricavandola in gran parte ancora da fonte fossile.

Il settore civile assorbe, in Italia come in Europa e negli USA, circa il 45% dei consumi energetici e circa il 40-45% delle emissioni di CO₂ [1]. Gran parte di tale consumo è assorbito dal riscaldamento (57%), seguito dalla produzione di acqua calda sanitaria (25%), dal funzionamento degli apparecchi elettrici (11%) e dal consumo di gas per la cucina (7%) [2].

Negli ultimi anni i picchi di assorbimento di energia elettrica si sono verificati in estate e ciò è dovuto all'incremento dell'utilizzo delle macchine per il condizionamento dell'aria, responsabili di un aumento di assorbimento della rete di almeno 1500 MW. A tutto ciò si aggiunge l'esigenza sempre più pressante di ridurre l'utilizzo delle sostanze responsabili dell'impovertimento dello strato di ozono atmosferico.

In tale ambito, ricorrere a macchine frigorifere ad

assorbimento può essere considerata una valida alternativa alla produzione del freddo con macchine convenzionali a compressione di vapore che utilizzano come fonte primaria di energia quella elettrica. Le macchine ad assorbimento, utilizzano invece, energia termica che può essere recuperata da processi industriali o generata direttamente da fonti rinnovabili come la radiazione solare attraverso pannelli piani e a concentrazione (*solar cooling*).

L'applicazione dell'energia solare per il condizionamento estivo degli edifici presenta, inoltre, il vantaggio della corrispondenza stagionale e spesso anche oraria fra i carichi di picco frigoriferi e la massima disponibilità di radiazione solare, una situazione che per applicazioni che sfruttano fonti di energia rinnovabile è alquanto rara.

IL CICLO FRIGORIFERO AD ASSORBIMENTO

I sistemi di condizionamento che utilizzano macchine ad assorbimento non differiscono dai sistemi HVAC più tradizionali a compressione di vapore nella dinamica degli scambi termici verso gli ambienti con cui vengono a contatto [3]. Anche in una AHP, il fluido refrigerante attraversa l'evaporatore, dove evapora a bassa pressione assorbendo calore; nel condensatore, invece, condensa ad alta pressione rilasciando calore. Per il sistema AHP monostadio di interesse

DATI DI INPUT	
Potenza Frigorifera [kW]	100
Temperatura acqua da refrigerare [°C]	7
Temperatura aria esterna [°C]	35
ΔT aria/soluzione [°C]	10
ΔT acqua/soluzione [°C]	5
Temperatura del generatore [°C]	150
ΔT tra le soluzioni [°C]	20
ΔT sottoraffreddamento [°C]	5
Temperatura di evaporazione [°C]	2
Temperatura di condensazione [°C]	45
Temperatura di assorbimento [°C]	45

Tabella 1 - Dati di input per il modello

In figura 2 è rappresentato il modello della macchina ad assorbimento. Il modello è valido sotto le ipotesi di flusso stazionario, perdite di carico concentrate e distribuite nulle, lavoro della pompa trascurabile. Si è ipotizzato che il refrigerante abbandoni il rettificatore alla temperatura di condensazione e, quindi, alla concentrazione unitaria.

Le equazioni di stato utilizzate hanno fornito dei risultati poco accurati per concentrazioni prossime all'unità, con particolare criticità alle basse pressioni. Si è tenuto anche conto che nei punti del modello 2-5-8-7' il liquido è in condizioni sature, mentre nei punti 1-4-1' si ha vapore in condizioni sature. Infine, bisogna ricordare che nel ciclo reale, in condizioni nominali, la soluzione "ricca" in uscita dall'assorbitore, è leggermente sottoraffreddata, mentre il vapore in uscita dall'evaporatore non è saturo ma surriscaldato. In tabella 1 sono indicati i dati di input utilizzati per dimostrare come si sono ottenute le proprietà termodinamiche del ciclo. Attraverso le equazioni di stato della miscela acqua ammoniacca sono state calcolate le proprietà termodinamiche del modello. Il report dettagliato è riassunto in tabella 2. La temperatura nel punto 7 può essere determinata solo se sono note le capacità termiche delle due soluzioni, in ingresso e in uscita dallo scambiatore.

Alle equazioni di stato bisogna aggiungere le equazioni che descrivono i fenomeni di scambio termico e di massa e che interessano i diversi componenti di un ciclo ad assorbimento (equ.1-5).

Pu nto	T [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	Portata [kg/s]	x	y	$\xi(l)$	$\xi(v)$
1'	96	17,85	1480,70	0,10		0,97		0,97
1	45	17,85	1289,60	0,09		1		1
2	45	17,85	215,79	0,09	1		1	
3	2	4,66	190,85	0,09	1		1	0
4	2	4,66	1266,88	0,09		1		1
5	45	4,66	-55,28	0,30	0,46		0,45	
6	45	17,85	-55,28	0,30	0,46		0,45	
7		17,85	210,14	0,30	0,46		0,45	
7'	96	17,85	189,14	0,10	0,46		0,45	
8	150	17,85	508,87	0,21	0,21		0,20	
9	65	17,85	125,17	0,21	0,21		0,20	
10	65	4,66	125,17	0,21	0,21		0,20	
2'	40	17,85	190,85	0,09	1		1	

Tabella 2 – Grandezze termodinamiche per i punti del ciclo

$$\sum mh = \pm \dot{Q} \quad \text{Eq.(1)}$$

$$\sum m = 0 \quad \text{Eq.(2)}$$

$$\sum m\xi = 0 \quad \text{Eq.(3)}$$

$$\xi_l = \frac{xM_{NH_3}}{xM_{NH_3} + (1-x)M_{H_2O}} \quad \text{Eq.(4)}$$

$$\xi_v = \frac{yM_{NH_3}}{yM_{NH_3} + (1-y)M_{H_2O}} \quad \text{Eq.(5)}$$

Le equazioni 1-3 rappresentano rispettivamente la conservazione dell'energia, la conservazione della portata totale e la conservazione della portata di refrigerante, mentre le equazioni 4-5 permettono di passare, attraverso il peso molecolare delle sostanze pure, dalla frazione molare alla frazione massica [kg_{NH3}/kg_{sol}] e valgono la prima per la miscela in fase liquida e la seconda per la miscela in fase vapore.

Un parametro di uso comune nel campo delle macchine ad assorbimento è il fattore di ricircolazione che rappresenta il numero di chilogrammi di soluzione ricca da far circolare per ogni chilogrammo di vapore da produrre (Eq.(6)). Nel caso in esame, poiché il processo di rettificazione è stato considerato ideale, la quantità ξ è costante ed è pari a 1. Sostituendo i valori trovati si ottiene l'Eq.(7).

$$f = \frac{\xi - \xi_p}{\xi_r - \xi_p} \quad \text{Eq.(6)}$$

$$f = 3,244 \quad \text{Eq.(7)}$$

mentre $f - 1$ rappresenta il numero di kg di soluzione povera per ogni kg di vapore da produrre. L'espressione $\xi_r - \xi_p$ è l'ampiezza di degasaggio. Il fattore f cresce al diminuire dell'ampiezza di degasaggio ed è sempre maggiore di 1. In caso contrario, infatti, si avrebbe che, non soltanto tutto il refrigerante liquido presente nel generatore si dovrebbe trasformare in vapore, ma una parte di solvente non potrebbe più ritornare all'assorbitore, impedendo la funzione fondamentale di assorbimento dei vapori provenienti dall'evaporatore. Ottenute tutte le portate in circolo si è passati ad elencare i bilanci energetici per ogni elemento della macchina ad assorbimento, nella tabella 3 i risultati.

Elemento	Potenza [kW]
Rettificatore	25,68
Generatore	188,29
Condensatore	102,11
Assorbitore	160,50
Scambiatore delle soluzioni	80,01
Evaporatore	100,00
Fattore di Ricircolazione	3,24
COP	0,53
COP (senza scambiatore delle soluzioni)	0,37

Tabella 3 – Potenze termiche per i componenti dell'impianto

Analisi di sensibilità.

E' stato messo a punto un programma di calcolo, in VBA, per effettuare sia analisi parametriche, sia analisi delle singole condizioni di funzionamento. Inizialmente sono stati effettuati

i calcoli parametrici, facendo variare singolarmente ogni parametro in un intorno piuttosto ampio delle condizioni nominali.

I grafici seguenti presentano un'analisi parametrica al variare di alcune grandezze caratteristiche del ciclo quali la temperatura del generatore, la temperatura di evaporazione, la temperatura di condensazione e assorbimento.

Il "rapporto di ricircolazione", definito come il rapporto tra la portata massima del ciclo (quella in uscita dall'assorbitore) e la portata di refrigerante (quella che passa nel condensatore e nell'evaporatore), è un buon indicatore delle prestazioni della macchina, più è alto tale rapporto peggiore risulta il COP del ciclo. Si può aggiungere, inoltre, che un elevato rapporto di ricircolazione anche porti ad un maggior lavoro della pompa della soluzione, che si traduce in una diminuzione del COP reale della macchina (quello di cui si è discusso finora è il COP termodinamico, che non tiene conto del lavoro meccanico di pompaggio). Il COP diminuisce con l'aumento della potenza termica fornita dal generatore (Figura 4): il tipico andamento a campana è spiegato col fatto che a destra della temperatura ottima del generatore si ha troppa portata in circolo (come indicato anche dagli elevati valori del rapporto di ricircolazione) e quindi l'assorbitore deve disperdere molto calore (Figura 5). Si ha poi una diminuzione del COP a sinistra del valore ottimo perché si sta fornendo al generatore, un surplus di energia termica non necessaria per vaporizzare la miscela.

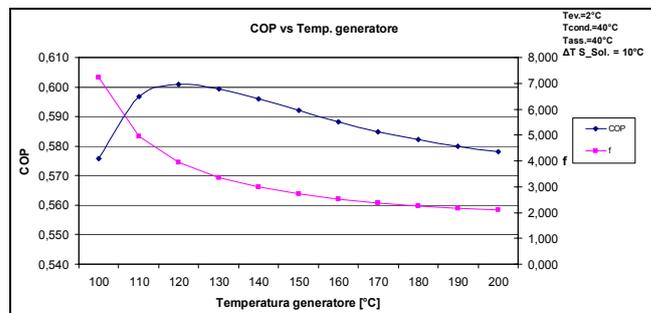


Figura 4 – Andamento del COP e del rapporto di ricircolazione in funzione della temperatura del generatore

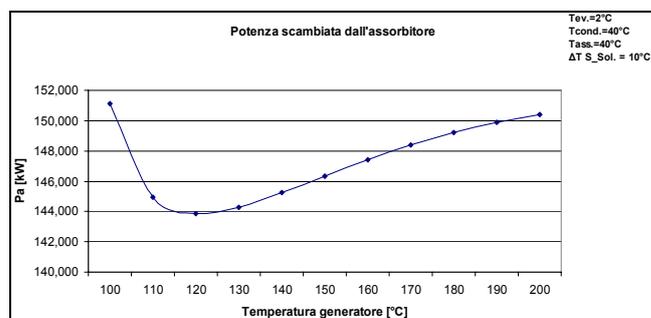


Figura 5 – Potenza termica scambiata dall'assorbitore

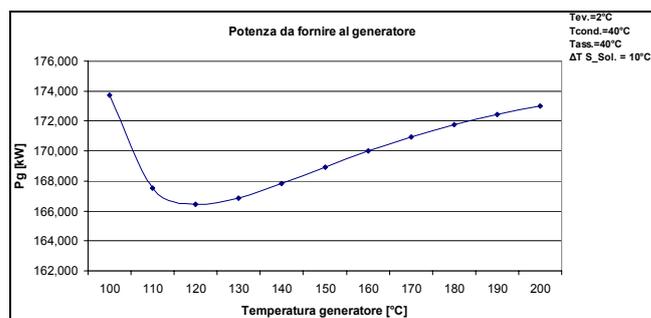


Figura 6 – Potenza termica scambiata dal generatore

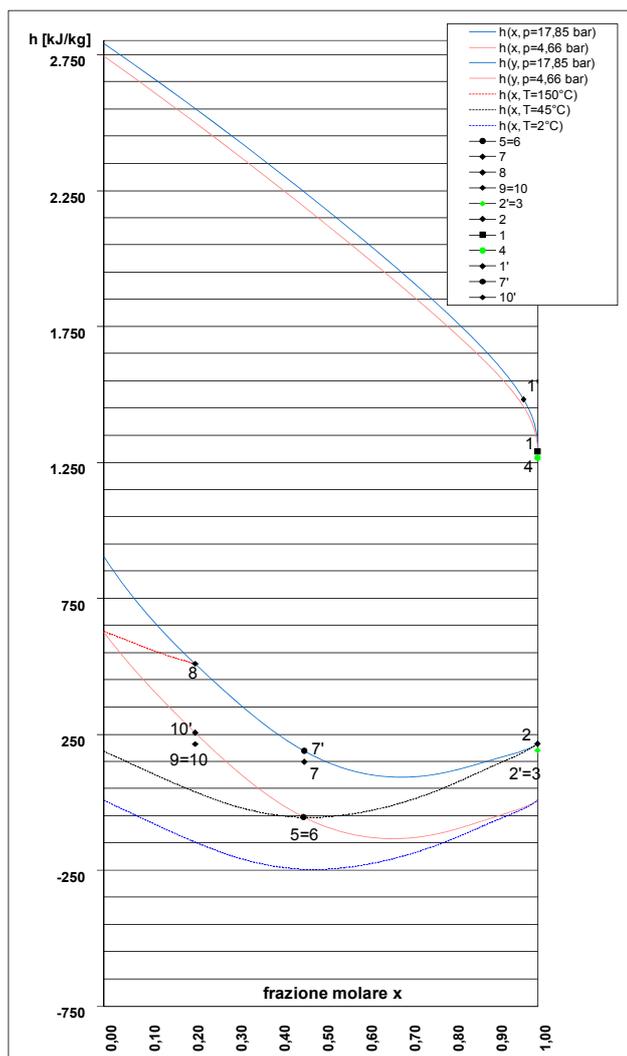


Figura 3 – Grafico entalpia - concentrazione

Per l'assorbitore il processo è più complesso. La quantità di calore che esso cede all'esterno è funzione delle prestazioni della macchina ed in particolare modo del comportamento dello scambiatore delle soluzioni. Si pensi, infatti, che in assenza di quest'ultimo, andrebbe scambiata, oltre alla potenza dovuta all'assorbimento, anche tutto il calore sensibile che compete alla soluzione dal livello termico del generatore a quello dell'assorbitore, pesato con il rapporto di ricircolazione, infatti i grafici in figura 7 e in figura 8 mostrano l'abbassamento del COP al peggiorare dell'efficienza dello scambiatore spostando il punto di ottimo a temperature maggiori.

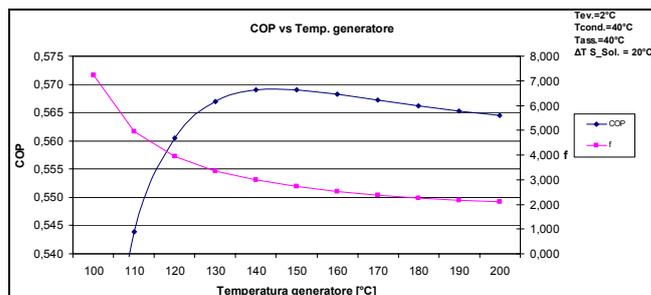


Figura 7 – Andamento del COP e del rapporto di ricircolazione in funzione della temperatura del generatore

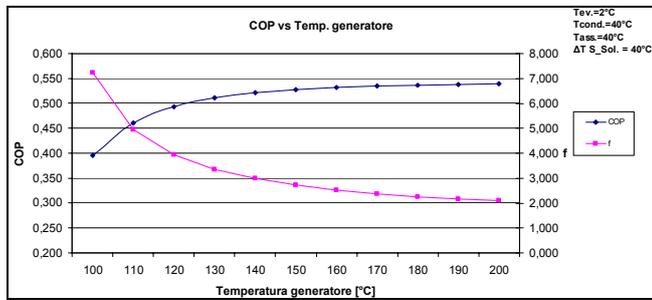


Figura 8 andamento del COP e del rapporto di ricircolazione in funzione della temperatura del generatore

Viceversa, con uno scambiatore ideale delle soluzioni, l'assorbitore sarebbe interessato soltanto dalla quota termica dovuta all'assorbimento (il cosiddetto calore di assorbimento, pari all'incirca alla somma di un calore di condensazione e di un calore di diluizione). L'impiego di una tipologia di componente ad elevata efficienza può quindi fornire molteplici vantaggi per una potenza scambiata relativamente importante per l'economia della macchina (con uno scambiatore delle soluzioni reale si è a metà strada fra la potenza del generatore e quella del condensatore).

Considerando ora i flussi interni, va messo in evidenza il fondamentale contributo dello scambiatore delle soluzioni ai fini di ottenere buone prestazioni (elevati COP). Questo aspetto è sempre più delicato al diminuire del calore di vaporizzazione del refrigerante e al diminuire della differenza fra concentrazioni alta e bassa. Il primo fattore infatti determina, per una certa potenza resa, la portata di refrigerante; il secondo identifica il rapporto di circolazione f , cioè la massa di soluzione "ricca" che dall'assorbitore è inviata al generatore per unità di massa di refrigerante evaporato. Resta così determinata la portata di soluzione che la pompa invia dall'assorbitore al generatore. Le portate in oggetto sono in definitiva tanto maggiori per una certa potenza resa quanto più piccoli sono il calore di vaporizzazione e la differenza di concentrazione. Dato il dislivello termico fra generatore ed assorbitore, la mancanza di un efficace scambio fa sì che dell'energia termica fornita al generatore si ritrovi direttamente nell'assorbitore senza effetto utile e producendo un anormale innalzamento della temperatura. Si sottolinea che alla temperatura del generatore la soluzione non è in grado di assorbire.

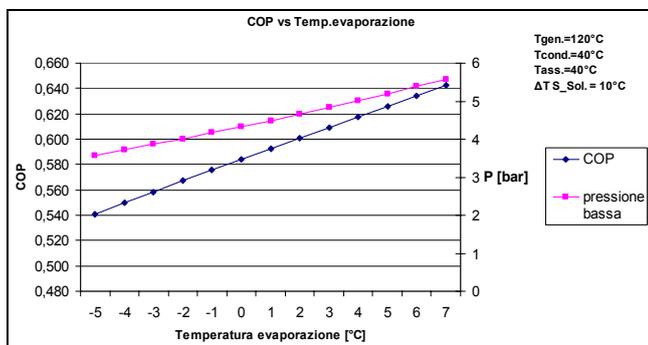


Figura 9 - Andamento del COP in funzione della temperatura di evaporazione

Il COP diminuisce più marcatamente con la temperatura di evaporazione. Come mostrato nel grafico in Figura 9, diminuisce infatti la pressione di evaporazione, che è anche la pressione dell'assorbitore, e di conseguenza la concentrazione di saturazione, cioè la concentrazione alta del ciclo. Restando invariata la concentrazione bassa, che dipende dalla pressione

di condensazione e quindi dalla temperatura dell'aria, significa che si riduce la cosiddetta "ampiezza di degasaggio" (differenza tra le concentrazioni ricca e povera), e quindi è necessario fornire maggiore potenza termica al generatore per produrre lo stesso effetto utile all'evaporatore.

All'aumentare della temperatura dell'aria il COP cala in maniera molto evidente, fino a che il ciclo non può più essere avviato (vedi grafico in figura 10).

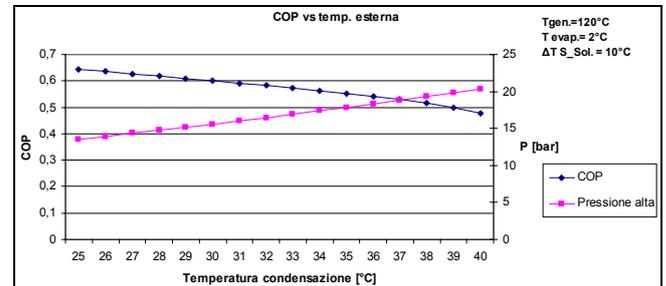


Figura 10 - Andamento del COP in funzione della temperatura di condensazione

La temperatura dell'aria influisce, infatti, sulla temperatura di assorbimento e su quella di condensazione e, quindi, anche sulla pressione alta del ciclo, che aumenta considerevolmente. La concentrazione ricca (uscita assorbitore) diminuisce a causa dell'innalzamento di temperatura, la bassa (concentrazione di saturazione all'interno del generatore) cresce a causa dell'aumento di pressione. L'effetto complessivo è ancora quello di ridurre l'ampiezza di degasaggio.

IPOTESI DI INTEGRAZIONE DELLA MACCHINA CON IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE DI UN CENTRO COMMERCIALE

Nell'ipotesi di utilizzo della macchina ad assorbimento per il condizionamento di un centro commerciale è indispensabile ottenere un modello attendibile che permetta di avere dei carichi termici orari in un anno tipo.

Quanto detto è ottenuto attraverso l'utilizzo del software TRNSYS, che simulando il fabbisogno orario di un edificio impone la temperatura minima interna a 20°C e quella massima interna a 26°C.

Se la temperatura all'interno scende al di sotto del valore stabilito si deve fornire potenza termica perché le dispersioni verso l'esterno sono maggiori delle rientrate di calore se, invece, la temperatura all'interno supera i 26°C, si deve sottrarre potenza termica in quanto le rientrate sono maggiori delle dispersioni.

Modello del Centro Commerciale

Il centro commerciale è un edificio di 10000 m² di superficie a pianta quadrata con una superficie vetrata distribuita su tutte e quattro le pareti per un totale di 50 m². L'altezza è costante e pari a 6 m. La trasmittanza totale di tutte le superfici è riportata in tabella 4. I carichi termici interni considerati sono:

- 1000 persone all'interno (0,1 persone/m²)
 - 14 W/m² con rendimento 0,5 per illuminamento
 - $(48\text{m}^3/\text{h persona} \cdot 1000 \text{ persone}) / 60000 = 0,8$ ricambi ora
- Lanciando una simulazione con TRNSYS si ottiene quanto riportato in tabella 5.

Elemento	Trasmittanza [W/m ² *K]	Spessore [m]
Pavimento	0,313	0,425
Muro esterno	0,339	0,335
Solaio	0,316	0,141
Superfici vetrate	2,800	0,024

Tabella 4 – Trasmittanza dell'involucro edilizio

Periodo	Carico Medio(escludendo le ore in cui il fabbisogno energetico è nullo) [kW]	Carico di punta [kW]
Estate	113	376
Inverno	65	220

Tabella 5 – Carico termico medio

Simulazione oraria per un anno tipo

Attraverso un codice di programmazione VBA si è passati a simulare il funzionamento orario in un anno tipo del modello della macchina ad assorbimento presentato precedentemente. L'analisi di sensibilità condotta sul modello al variare dei parametri di progetto nelle normali condizioni di funzionamento, ha rivelato quali sono le migliori condizioni con cui far funzionare la macchina ad assorbimento: temperatura del generatore di 120°C e salto termico tra la soluzione povera in uscita dallo scambiatore e soluzione ricca in ingresso pari a 10°C. Gli altri parametri fissati sono la temperatura di evaporazione pari a 2°C e il salto termico tra il condensatore e l'ambiente esterno.

Il codice di calcolo restituisce il COP e la potenza necessaria al generatore ora per ora. Infatti, verifica per ogni ora dell'anno se esiste il carico termico da smaltire, altrimenti pone uguale a zero la potenza per il generatore e il COP. Il programma, utilizzando come dati di input la temperatura esterna oraria e la potenza frigorifera oraria richiesta, simula il comportamento della macchina ad assorbimento. Il programma restituisce, infine, il COP e la potenza termica da fornire al generatore.

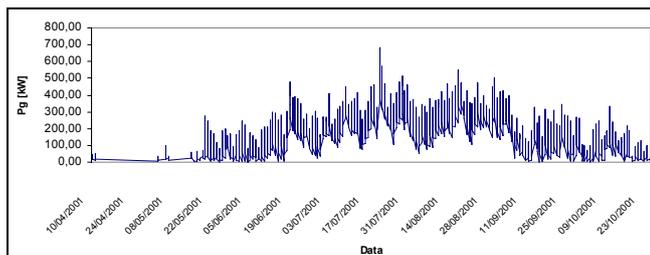


Figura 11 – Andamento orario della potenza richiesta dal generatore nelle ore di funzionamento dell'impianto

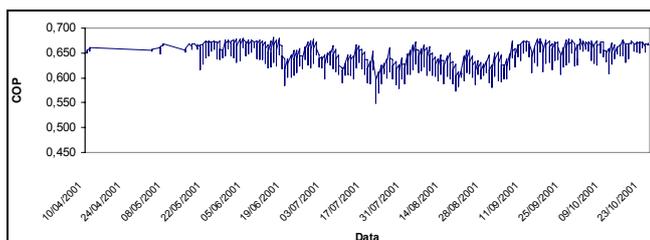


Figura 12 – Andamento orario del COP durante le ore di funzionamento dell'impianto

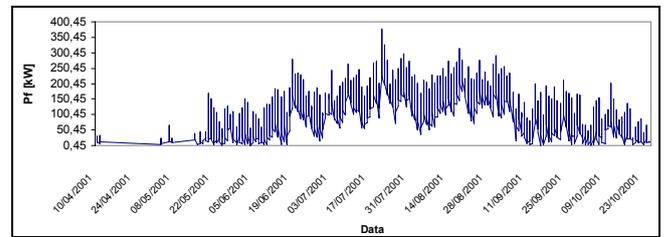


Figura 13 - Andamento orario della potenza frigorifera durante le ore di funzionamento dell'impianto

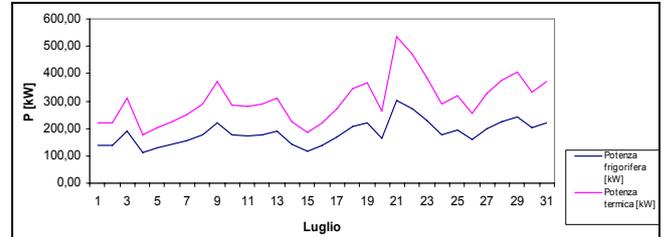


Figura 14 – Andamento della potenza frigorifera e delle potenze termiche medie giornaliere nel mese di luglio

Ipotizzando che l'impianto di condizionamento sia acceso dalle ore 7:00 alle ore 21:00, sono stati eliminati i carichi termici durante le ore di fermo macchina. Il grafico in figura 11 mostra l'andamento orario della potenza da fornire al generatore, e si evidenzia come la potenza richiesta dal generatore sia massima nel periodo estivo e, soprattutto, nel mese di luglio; ciò si spiega in quanto il COP peggiora in questo periodo, (vedi figura 12) a causa delle alte temperature esterne che fanno aumentare la pressione di condensazione del ciclo; inoltre nello stesso periodo c'è un incremento notevole durante le ore centrali del giorno del carico frigorifero da smaltire (vedi figura 13). I grafici in Figura 14 e Figura 15 mostrano l'andamento delle prestazioni medie giornaliere nel mese di luglio.

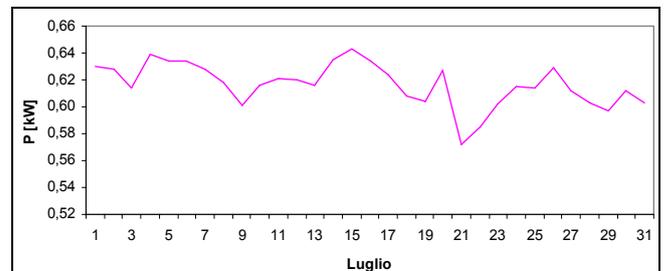


Figura 15 – Andamento del COP medio giornaliero nel mese di luglio

MODELLO DEL GENERATORE DI CALORE

La potenza di un pannello solare è data dalla seguente formula [7]:

$$P = W \times A \times \eta \quad \text{Eq.(8)}$$

dove:

- W è la radiazione solare incidente sul pannello [W];
- A è la superficie del pannello [m²];
- η è l'efficienza del pannello che rappresenta il rapporto tra l'energia utile concentrata e l'energia solare incidente.

Utilizzando un pannello a concentrazione è possibile, invece, garantire la temperatura ottimali richieste dal generatore della macchina ad assorbimento, con buoni rendimenti durante

l'intero anno solare come mostrato dal grafico in figura 16. L'efficienza è data dalla seguente equazione:

$$\eta = \eta_{opl} K_{(z)} - a \frac{(T_m - T_a)}{I_{direct}} \quad \text{Eq.(9)}$$

dove:

- $\eta_{opl} = 0,75$ è l'efficienza ottica che comprende le perdite nel riflettore parabolico e nel tubo ricevitore;
- $K_{(z)}$ coefficiente correttivo per la posizione non ottimale del pannello rispetto allo zenit e rispetto all'azimut;
- $a = 0,0498$ (coefficiente adimensionale);
- T_m è la temperatura superficiale del pannello;
- T_a è la temperatura ambiente;
- I_{direct} è la radiazione diretta;

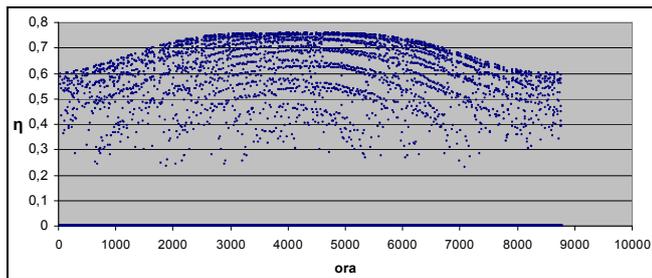


Figura 16 - Efficienza oraria di un collettore solare a concentrazione

Per un dimensionamento orario dell'efficienza del pannello a concentrazione è necessario conoscere gli angoli di azimut e zenit per ogni ora del giorno. Si ricorda, a tale proposito, che la posizione del sole è individuata dall'angolo azimutale solare e dall'angolo di altezza solare, complementare all'angolo di zenit [7]. Il pannello scelto è un pannello a concentrazione, di lunghezza 4 m e 0,5 m di larghezza, che può raggiungere temperature massime di 350°C e con un sistema di inseguimento dell'azimut.

Confronto tra la potenza del parco solare e la potenza richiesta dal generatore

Secondo quanto visto dall'analisi di sensibilità, il generatore della macchina frigorifera necessita di una temperatura di 120°, pertanto il pannello riscalda l'acqua fino a 150°, ricevendola di ritorno a 130°C. e ottenendo una temperatura media di 140°C. Date le condizioni di operatività del pannello a concentrazione, è stata effettuata una simulazione oraria della potenza del parco solare nel periodo di accensione dell'impianto per alcune superfici dello stesso. Nei grafici seguenti è riportato l'andamento della differenza tra la potenza oraria del parco solare e la potenza oraria richiesta dal generatore per diverse metrature, mentre le tabelle successive ad ogni grafico riportano la quantità di energia da fornire al generatore, l'energia da integrare con una caldaia, la percentuale di energia da integrare e la potenza della caldaia. Triplicando la superficie del parco solare si passa dal 57% di energia da integrare al 39%.

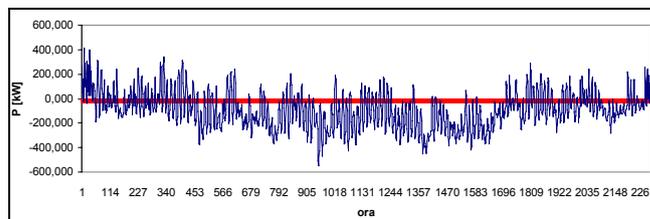


Figura 17 – Differenza tra la potenza termica del parco solare di sup. pari a 200 m² e quella richiesta dal generatore della macchina frigorifera

Descrizione	Valore
Energia da fornire al generatore [MWh]	478,99
Energia da integrare [MWh]	272,71
Percentuale da integrare	57%
Massima potenza da integrare [kW]	551

Tabella 6 – Dati relativi al parco solare di sup. pari a 200 m²

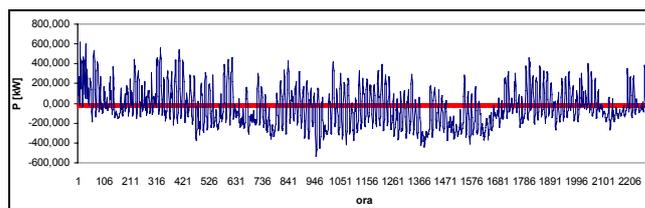


Figura 18 - Differenza tra la potenza termica del parco solare di sup. pari a 300 m² e quella richiesta dal generatore della macchina frigorifera

Descrizione	Valore
Energia da fornire al generatore [MWh]	478,998
Energia da integrare [MWh]	228,678
Percentuale da integrare	48%
Massima potenza da integrare [kW]	530

Tabella 7 - Dati relativi al parco solare di sup. pari a 300 m²

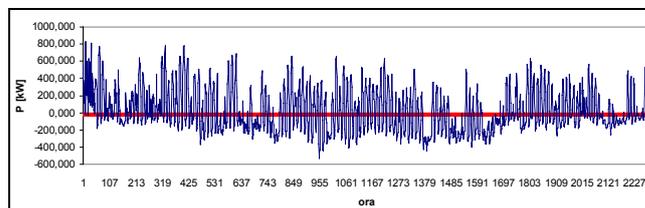


Figura 19 - Differenza tra la potenza termica del parco solare di sup. pari a 400 m² e quella richiesta dal generatore della macchina frigorifera

Descrizione	Valore
Energia da fornire al generatore [MWh]	478,998
Energia da integrare [MWh]	207,371
Percentuale da integrare	43%
Massima potenza da integrare [kW]	530

Tabella 8 - Dati relativi al parco solare di sup. pari a 400 m²

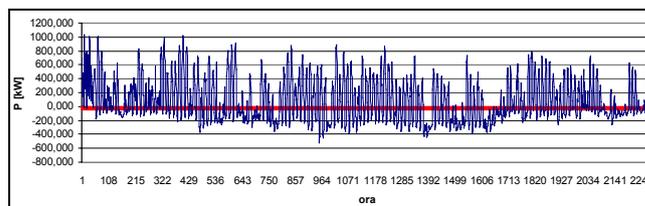


Figura 20 - Differenza tra la potenza termica del parco solare di sup. pari a 500 m² e quella richiesta dal generatore della macchina frigorifera

Descrizione	Valore
Energia da fornire al generatore [MWh]	478,998
Energia da integrare [MWh]	194,258
Percentuale da integrare	41%
Massima potenza da integrare [kW]	530

Tabella 9 - Dati relativi al parco solare di sup. pari a 500 m²

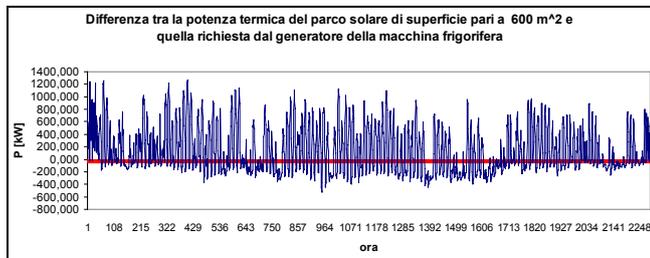


Figura 21 - Differenza tra la potenza termica del parco solare di sup. pari a 600 m² e quella richiesta dal generatore della macchina frigorifera

Descrizione	Valore
Energia da fornire al generatore [MWh]	478,998
Energia da integrare [MWh]	185,039
Percentuale da integrare	39%
Massima potenza da integrare [kW]	530

Tabella 10 - Dati relativi al parco solare di sup. pari a 600 m²

STIMA DELLA RIDUZIONE DI CO₂

Le emissioni di CO₂ evitate sono un indicatore dei benefici ambientali derivanti dal mix delle risorse utilizzate nei processi produttivi e dall'efficienza che accompagna le fasi che vanno dal loro impiego agli usi finali dei vari prodotti. Nel 2005 le emissioni di CO₂ evitate hanno consentito di ridurre di oltre il 22% le emissioni di CO₂ che la produzione di energia elettrica avrebbe fatto registrare in assenza del contributo delle fonti rinnovabili. [2]. Per calcolare le emissioni di CO₂ si è utilizzato il metodo proposto dall'ENEA [8]

Nel corso dei diversi processi di generazione di energia elettrica da fonti fossili, il carbonio contenuto nel combustibile viene integralmente trasformato in anidride carbonica tramite la reazione con l'ossigeno contenuto nell'aria. Pertanto a diversi combustibili corrispondono diversi "CO₂ factor", che rappresentano quanta CO₂ si forma dalla conversione completa di una unità di combustibile. Nella tabella 11 si riportano tali fattori per i combustibili più comunemente utilizzati.

Combustibile	FCO ₂ [kg/kWh _t]
Gas naturale	0,205
Petrolio	0,255
Carbone	0,340

Tabella 11 -

Dal CO₂ factor si può risalire facilmente ad una stima delle emissioni di un impianto, semplicemente dividendo questo valore per l'efficienza elettrica, secondo la seguente espressione:

$$E_{CO_2} = F_{CO_2} / \eta \quad \text{Eq.(10)}$$

dove:

- E_{CO_2} = Emissioni [kg/kWh_e];
- F_{CO_2} = CO₂ factor del combustibile [kg/kWh_t];
- η = rendimento elettrico.

Poiché la produzione elettrica in Italia utilizza diverse fonti fossili le emissioni di anidride carbonica sono stimate in 0,6 kg/kWh_e. Considerando che la macchina a compressione di vapore scelta consuma in un anno 132000 kWh_e si ha che l'emissione di anidride carbonica in un anno tipo è pari a di 80000 kg.

Se, invece, si utilizza la macchina ad assorbimento elio assistita, l'energia prodotta dalla caldaia (parco solare è di 200 m²) è di 272714 kWh_t, con una emissione annua di 56000 kg.

CONCLUSIONI

Il modello di calcolo messo a punto ha dimostrato di poter rappresentare in maniera soddisfacente il comportamento reale di una macchina ad assorbimento: i risultati dell'analisi parametrica sono perfettamente in accordo con le considerazioni teoriche ampiamente sviluppate in letteratura, e permettono un'analisi quantitativa oltre che qualitativa dei fenomeni.

Lo studio ha altresì messo in evidenza come vi siano ancora margini di miglioramento per quanto riguarda le prestazioni delle macchine del tipo analizzato, individuabili principalmente nell'aumento dell'efficienza degli scambi termici e nelle possibilità di regolazione, ora praticamente assenti.

Tale modello rappresenta un buon punto di partenza per lo sviluppo di un modello di macchina ad assorbimento a doppio effetto.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Ministero dell'Ambiente e della tutela del Territorio- "Energia, Ambiente, Edificio".
- [2] www.enel.it.
- [3] www.centrogalileo.it.
- [4] C. Boccaletti - "Aspetti termodinamici e di scambio termico nelle macchine ad assorbimento" - Università degli Studi di Roma "La Sapienza".
- [5] J. Pàtek and J. Klomfar - "Simple Functions for Fast Calculations of Selected Thermodynamic Properties of the Ammonia Water System".
- [6] C. Pizzetti - "Condizionamento dell'aria e refrigerazione" - Masson Italia Editori, Milano, 1977.
- [7] Ju Sheng Hsieh "Solar Energy Engineering" Prentice Hall, Inc.
- [8] www.enea.it

SUMMARY

The heat pump absorption (AHP) is a possible alternative to a steam compression refrigeration systems, because they can use natural refrigerants need not require compressors and heat (from traditional sources, renewable or waste heat). The application of AHP is common in air conditioning of buildings precisely because of these characteristics.

This work was carried out a mathematical modeling of a helium assisted absorption refrigerating machine, in which the heat generator, traditional direct flame, is replaced by a heat exchanger that uses heat transfer fluid as the water heated by a park with solar panels . The development of calculation program has allowed to explore the real benefits of the machinery under conditions of normal operation and to carry out a sensitivity analysis for the evaluation of the best operating conditions.

It was later integrated with the model of the machine in the absorption air-conditioning outlet mall. Using the TRNSYS software was used to calculate the energy needs of the time, and has thus made a simulation of the model of time machine for the absorption of thermal loads considered.

It was passed, then the time scaling of the park solar panels using a concentration that can provide the power required to operate the AHP in conditions. It was also carried out a comparative analysis on an hourly basis between the power of the park and the solar energy generator of the absorption machine, analyzing the contemporary.