

Università degli Studi di Padova

Facoltà di Ingegneria

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali

Tesi di Laurea Triennale

Modellizzazione di una macchina frigorifera ibrida: valutazione energetica ed economica

Modelling of a hybrid chiller: energetic and economic analysis

Relatore: Prof. Ing. Marco Noro

Laureando: Alberto Terzo

Indice

Indice	2
Sommario	4
Introduzione.....	5
Classificazione delle macchine frigorifere	5
Macchine a compressione	5
Macchine ad assorbimento	5
Macchina ibrida	6
Nomenclatura.....	6
1. Descrizione del Sistema.....	7
1.1. Parametri di valutazione del sistema.....	8
2. Motore a Gas	9
3. Macchina a Compressione	10
3.1. Descrizione Ciclo a Compressione di Vapore.....	10
3.1.1. <i>Ciclo termodinamico.....</i>	<i>11</i>
3.2. Modellizzazione comportamento termodinamico ammoniaca.....	11
3.3. Modellizzazione Macchina a Compressione.....	12
3.3.1. <i>Modellizzazione ciclo termodinamico.....</i>	<i>12</i>
3.3.2. <i>Modellizzazione del Compressore.....</i>	<i>12</i>
3.3.3. <i>Modellizzazione del condensatore e dell'evaporatore.....</i>	<i>13</i>
3.3.3.4 <i>Modellizzazione dell'evaporatore.....</i>	<i>16</i>
4. Macchina ad Assorbimento	16
4.1. Descrizione del Ciclo ad Assorbimento.....	16
4.2. Modellizzazione comportamento termodinamico miscela Acqua-Bromuro di Litio.....	19
4.3. Modellizzazione comportamento del refrigerante (acqua).....	20
4.4. Modellizzazione macchina ad assorbimento.....	20
4.4.1. <i>Scambiatore rigenerativo.....</i>	<i>22</i>
4.4.2. <i>Valvola laminazione soluzione.....</i>	<i>23</i>
4.4.3. <i>Modellizzazione del condensatore</i>	<i>23</i>
4.4.4. <i>Modellizzazione dell'evaporatore.....</i>	<i>24</i>
4.4.5. <i>Modellizzazione dell'Assorbitore</i>	<i>24</i>
4.4.6. <i>Modellizzazione del Generatore</i>	<i>26</i>
5. Elementi aggiuntivi implementati nel modello	27
5.1. Torre evaporativa.....	27
6. Risultati della simulazione	28
6.1. Realizzazione di una funzione compatta per il calcolo su grandi quantità di dati	28

7.ANALISI ENERGETICA ED ECONOMICA	29
7.1. Analisi energetica.....	29
7.1.1 Descrizione dell'edificio direzionale	29
7.1.2 specifiche tecniche macchina ad assorbimento	34
7.2. Analisi economica.....	48
CONCLUSIONI.....	55
Bibliografia	56
Allegato A: Grafico Entalpia-Concentrazione per la Miscela Acqua-BrLi	57
Allegato B: Grafico Pressione di saturazione-Temperatura per la Miscela Acqua-BrLi.....	58

Sommario

Una macchina frigorifera ibrida sfrutta un duplice sistema per la produzione dell'effetto frigorifero, il primo si basa su un tradizionale ciclo a compressione alimentato da un motore a gas, il secondo su un ciclo ad assorbimento il quale recupera il calore di scarto del motore che altrimenti andrebbe dissipato nell'ambiente. Grazie a questo recupero è plausibile che una macchina frigorifera di questo tipo sia più efficiente rispetto a una soluzione tradizionale. In figura 1 si può notare lo schema generico di una macchina ibrida mossa da un motore a gas (figura 1-b) e lo schema di una macchina frigorifera tradizionale mossa da un motore a gas (figura 1-a).

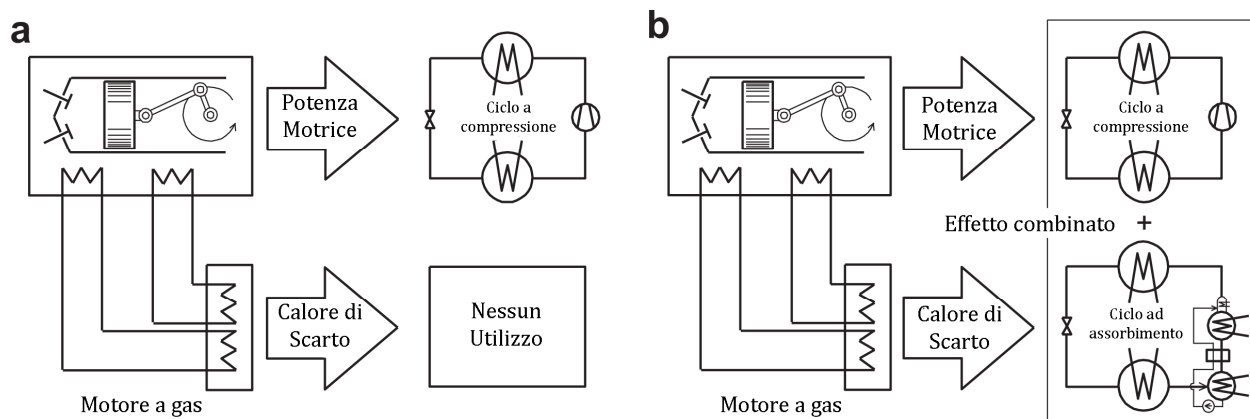


Figura 1-a: Schema macchina frigorifera a gas tradizionale.

Figura 1-b: Schema macchina frigorifera ibrida.

Questa tesi è mirata alla realizzazione di un modello matematico, implementato su fogli di calcolo, che simuli il comportamento di tale macchina; tale strumento potrà poi essere utilizzato per eseguire un'analisi dettagliata della convenienza energetico/economica confrontata con una o più soluzioni tradizionali.

Nell'ambito della tesi svolta da Tobia Veneri sono poi confrontati due metodi di regolazione della potenza per vedere quale sia il più efficiente, il primo si basa sulla variazione della portata di gas naturale che alimenta il motore e su un'integrazione mediante una caldaia del calore che viene fornito al ciclo ad assorbimento; il secondo prevede sempre la regolazione della portata di gas in ingresso nel motore ma, invece di fornire un calore secondario, si effettua una variazione della portata di acqua calda che alimenta il ciclo ad assorbimento, in modo tale da mantenerne la temperatura all'ingresso costante.

Una volta che è stato scelto il metodo di regolazione più efficiente, è possibile ottenere un modello che correli la potenza frigorifera prodotta con la potenza termica utilizzata per alimentare il sistema e la temperatura ambientale, risultato utile per valutare la convenienza energetica ed economica di questo tipo di macchina ibrida.

Utilizzando il modello realizzato nell'ambito di questa tesi, concluso e perfezionato dal mio collega Tobia Veneri, si è potuta eseguire una simulazione oraria su un periodo di un anno di questo sistema, confrontandolo con una soluzione tradizionale. La simulazione è stata effettuata su più località (Trapani e Milano) per poter valutare anche l'effetto del clima. Da questa simulazione è risultato che questo tipo di

macchina è sicuramente conveniente dal punto di vista del risparmio energetico, mentre dal punto di vista economico la scelta è più delicata in quanto la scelta ibrida ha costi iniziali molto più elevati rispetto a un sistema tradizionale, vista la presenza di più sottosistemi distinti. Si ha quindi che il tempo di rientro dell'investimento è di parecchi anni, rendendo tale soluzione di dubbia convenienza economica.

Questa tesi prende spunto da un articolo [1] pubblicato sull'International Journal of Refrigeration che riguarda la caratterizzazione statica di una macchina frigorifera ibrida. A differenza di quell'articolo il modello qui proposto è maggiormente orientato verso la possibilità di eseguire una valutazione energetico/economica di questo tipo di macchina.

Introduzione

Classificazione delle macchine frigorifere

Generalmente la classificazione delle macchine frigorifere si basa sul tipo di processo secondo il quale avviene la refrigerazione. Tali macchine operano secondo cicli inversi ossia utilizzano lavoro o sfruttano energia (termica) allo scopo di refrigerare ambienti.

Macchine a compressione

Le macchine a compressione sono molto utilizzate per la loro relativa semplicità unita a una buona efficienza. Il ciclo termodinamico alla base delle macchine a compressione è stato ideato da Lord Kelvin, in questo ciclo si applica un lavoro di compressione per portare il fluido di ciclo a una pressione maggiore, dopo di che si fa condensare il fluido asportando calore; successivamente il liquido è portato a una pressione minore attraverso una laminazione, rinunciando alla possibilità di recuperare una parte di lavoro di espansione; il fluido viene poi fatto evaporare, sottraendo calore e ottenendo quindi il voluto effetto frigorifero.

Macchine ad assorbimento

Negli impianti ad assorbimento l'apporto energetico dell'elettricità è sostituito quasi interamente da calore a temperatura relativamente bassa (generalmente fino a circa 120°C) risultando così il processo inevitabilmente meno efficiente dal punto di vista energetico, considerato che il calore è una fonte energetica di qualità ben inferiore all'energia elettrica. Queste macchine impiegano come fluido di processo (cioè il fluido che segue il ciclo termodinamico) miscele binarie del tipo bromuro di litio/acqua o ammoniaca/acqua. I principali componenti sono: generatore, condensatore, evaporatore, assorbitore, pompa e scambiatore rigenerativo. Assorbitore e generatore costituiscono il cosiddetto compressore termico e sono i principali elementi che differenziano un frigorifero ad assorbimento rispetto al più classico frigorifero a compressione di vapore. Infatti questi componenti, insieme alla pompa, sostituiscono il compressore presente negli impianti più comuni, non presente nella macchina ad assorbimento. Il principale vantaggio di questa tecnologia, legato proprio alla sostituzione del compressore con i tre componenti indicati, è costituito dal fatto che l'energia elettrica richiesta si riduce moltissimo, divenendo praticamente trascurabile. L'apporto energetico del flusso di elettricità richiesto dal compressore è quasi interamente sostituito da un flusso di calore, il che costituisce un enorme risparmio energetico qualora sia disponibile del calore di recupero.

Macchina ibrida

L'idea di una macchina ibrida parte dal presupposto che una macchina ad assorbimento può essere alimentata con calore a bassa temperatura, quale può essere quello recuperato da un motore a combustione interna. Per questo motivo è nata l'idea di accoppiare una macchina frigorifera a compressione alimentata da un motore a gas con una macchina frigorifera ad assorbimento che recupera il calore di scarto del motore che andrebbe altrimenti dissipato.

Nomenclatura

Riportiamo ora un elenco dei pedici con una spiegazione del loro significato:

- abs: indica la macchina ad assorbimento o un suo componente
- comp: indica la macchina a compressione o un suo componente
- cond: condensatore
- evap: evaporatore
- ass: assorbitore
- gen: generatore
- shx: (Solution Heat Exchanger) scambiatore rigenerativo
- cow: (COoling Water) acqua di raffreddamento
- chw: (CHilled Water) acqua refrigerata
- HO: (Hot Water) acqua calda che alimenta il ciclo ad assorbimento
- in: ingresso
- out: uscita

Riportiamo ora un elenco di tutte le abbreviazioni e simboli utilizzati:

- Q: flusso di calore [kW]
- q: calore per unità di massa di refrigerante [kJ/kg]
- P: potenza [kW]
- L: lavoro per unità di massa di refrigerante [kJ/kg]
- T: temperatura [°C]
- p: pressione [MPa]
- ρ : densità [kg/m³]
- h: entalpia specifica [kJ/kg]
- s: entropia specifica [kJ/(kg °C)]
- c_p : calore specifico a pressione costante [kJ/(kg °C)]
- \dot{m} : portata di massa [kg/s]
- η : rendimento
- ϵ : efficienza
- C: cilindrata [m³]
- n: numero di giri al minuto [giri/min]
- k_Y : coefficiente globale di scambio termico del componente Y [kW/(m²°C)]
- $F_{t,Y}$: fattore di temperatura del componente Y rispetto al caso di perfetta controcorrente
- A: area [m²]
- $\overline{\Delta T}_m$: differenza di temperatura media logaritmica [°C]
- X: concentrazione di BrLi nella miscela
- X': concentrazione di H₂O nella miscela, pari a 1-X

1. Descrizione del Sistema

La macchina frigorifera ibrida modellizzata è composta principalmente da tre sottosistemi.

Il primo è un motore a combustione interna a gas naturale; per gli scopi di questa tesi verrà trattato come una black box, definendone soltanto un rendimento per la trasformazione di calore in lavoro e un'efficienza nel recupero termico del calore di scarto.

Il secondo sottosistema (figura 2-a) serve per realizzare un tradizionale ciclo a compressione monostadio, essa è composta da: compressore, condensatore, valvola di laminazione ed evaporatore.

Il terzo (figura 2-b) realizza un ciclo ad assorbimento che viene alimentato utilizzando il calore di scarto del motore, esso è composto da: generatore, condensatore, valvola di laminazione, evaporatore, assorbitore ed uno scambiatore rigenerativo.

Il modello simula il comportamento di una macchina con una potenza frigorifera nominale di circa 100 kW.

Nella realizzazione di questo modello sono stati trascurati tutti i fenomeni transitori, studiando il comportamento del sistema solo a regime.

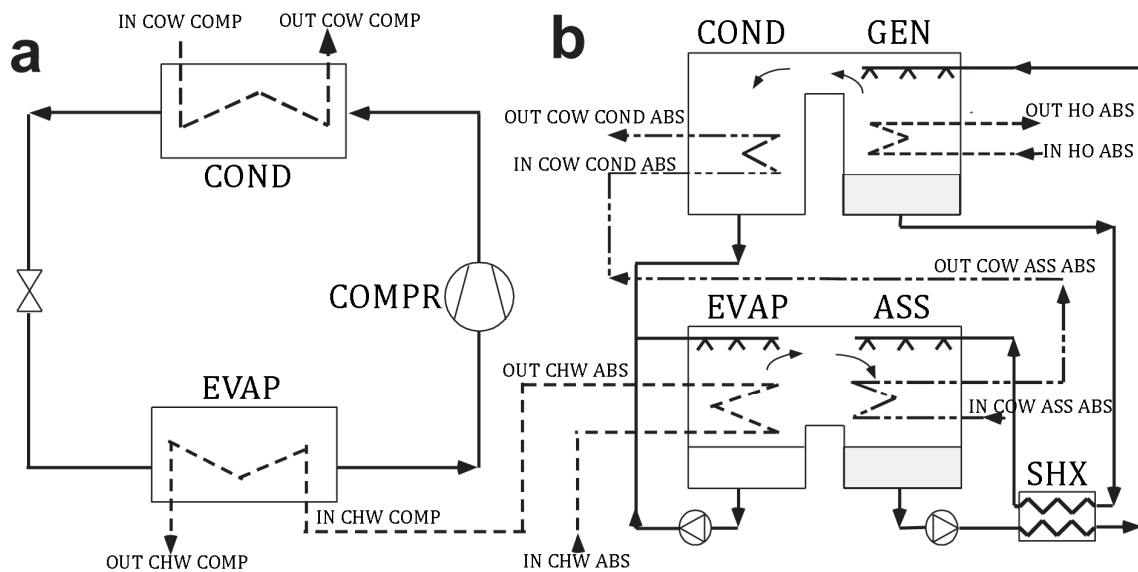


Figura 2-a: Schema generale macchina a compressione con collegamenti tra i vari sottosistemi.

Figura 2-b: Schema generale macchina ad assorbimento con collegamenti tra i vari sottosistemi.

Molti dei dati riguardanti coefficienti globali di scambio, portate dell'acqua di raffreddamento etc. sono stati presi dall'articolo [1] su cui è basata questa tesi. Altri dati quali dimensioni degli scambiatori di calore, cilindrata del compressore etc. non avendo a disposizione niente di specifico sono stati scelti in base all'esperienza e alla consuetudine progettuale.

1.1. Parametri di valutazione del sistema

Per valutare le prestazioni di una macchina frigorifera solitamente si fa riferimento a un parametro denominato COP (Coefficient Of Performance); esso è il rapporto tra l'effetto utile prodotto dalla macchina e la potenza assorbita da essa.

Nel caso di una macchina a compressione abbiamo:

$$COP = \frac{q_{evap}}{L_{comp}}$$

Mentre nel caso di una macchina ad assorbimento abbiamo:

$$COP = \frac{q_{evap}}{q_{gen}}$$

Nel caso in cui si vogliono confrontare macchine frigorifere alimentate da diverse fonti di energia è più corretto l'utilizzo di un altro parametro detto PER (Primary Energy Ratio). Il PER rappresenta il rapporto tra l'effetto utile della macchina frigorifera e l'energia primaria consumata. Nel caso di una macchina frigorifera a compressione, alimentata con un motore elettrico, l'energia primaria consumata è pari all'energia elettrica assorbita dalla rete divisa per il rendimento medio di produzione dell'energia elettrica, cioè la quantità di energia primaria utilizzata per produrre l'energia elettrica consumata. Nel caso invece di una macchina ad assorbimento alimentata da una caldaia l'energia primaria è rappresentata dal potere calorifico superiore del combustibile utilizzato.

Genericamente si ha quindi:

$$PER = \frac{\text{Effetto Utile}}{\text{Energia primaria}}$$

Nel caso del nostro sistema il PER globale del sistema è pari a:

$$PER = \frac{q_{evap\ comp} + q_{evap\ abs}}{q_{ingresso}}$$

Passiamo ora a descrivere i vari passaggi che ci hanno portato alla modellizzazione della macchina ibrida.

Poiché solo la prima fase di questo percorso, durante la quale abbiamo abbozzato la via da seguire per collegare tra loro le varie formule che descrivono il sistema, è testimone della mia partecipazione, la

trattazione che seguirà sarà piuttosto sintetica, atta a riassumere solo quei passaggi concettuali che abbiamo affrontato assieme.

Per un'analisi più approfondita, precisa e completa rimando alla tesi svolta dal mio collega.

2. Motore a Gas

Come già accennato, si è deciso di non complicare inutilmente il modello e quindi di non entrare nel dettaglio del motore. Si sono quindi definiti un rendimento per la trasformazione di calore in lavoro ed un'efficienza di recupero termico per quanto riguarda il calore che alimenta il ciclo ad assorbimento. Entrambi questi coefficienti sono stati assunti costanti al variare del numero di giri del motore, ipotesi non molto veritiera ma che per gli scopi di questo modello si può ritenere accettabile.

Il rendimento del motore è stato definito come:

$$\eta = \frac{P_{motore}}{Q_{ingresso}} = 30\%$$

Mentre l'efficienza di recupero termico come:

$$\varepsilon = \frac{Q_{recuperato}}{Q_{ingresso}} = 30\%$$

Si è inoltre stabilito che il range di funzionamento in cui sarà studiato il comportamento della macchina è tra 1000 e 2000 rpm.

3. Macchina a Compressione

3.1. Descrizione Ciclo a Compressione di Vapore

L'effetto frigorifero principale della nostra macchina ibrida si basa su un ciclo termodinamico a compressione semplice di vapore.

La parte di modello che riguarda la macchina a compressione è basata su dei cicli iterativi (figura 3) che, partendo da valori di primo tentativo per le temperature all'evaporatore ed al condensatore, calcola tutti i punti d'interesse del ciclo fino a giungere alle quantità di calore scambiate ai due scambiatori. Con queste, mediante delle equazioni che modellano il loro comportamento, si ottengono le temperature necessarie al loro interno per poter scambiare quelle quantità di calore. Si utilizzano queste temperature per il calcolo nella successiva iterazione e così via fino a che non si arriva a convergenza.

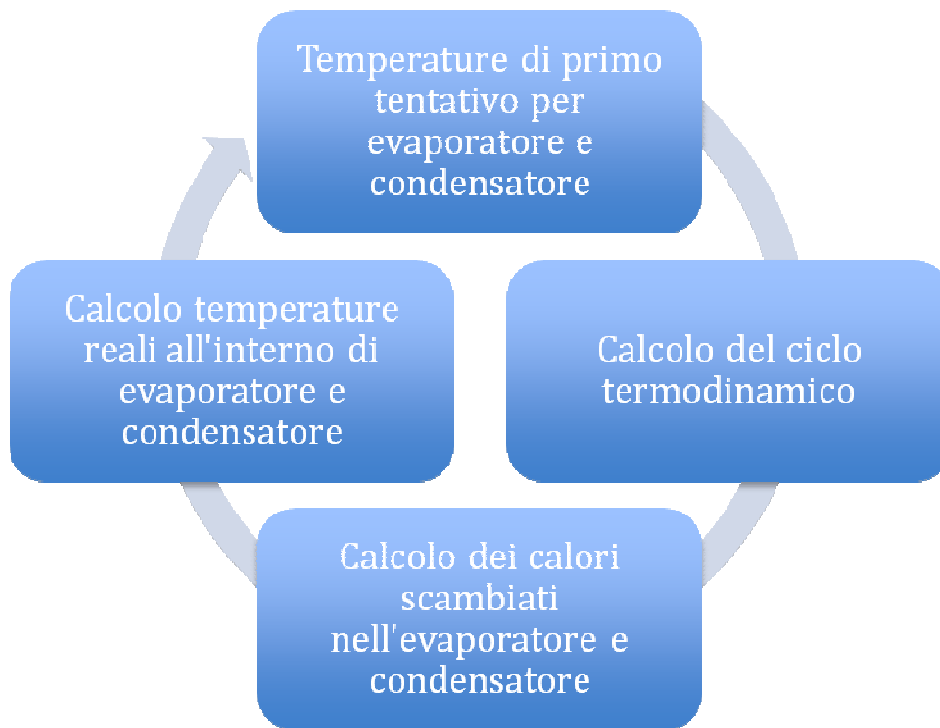


Figura 3: Rappresentazione schematica del ciclo iterativo utilizzato per simulare la macchina a compressione.

3.1.1. Ciclo termodinamico

Il ciclo alla base del nostro modello prevede che all'uscita del condensatore il liquido non sia saturo ma sottoraffreddato di 2 °C e che all'uscita dell'evaporatore il vapore non sia saturo ma surriscaldato di 2 °C.

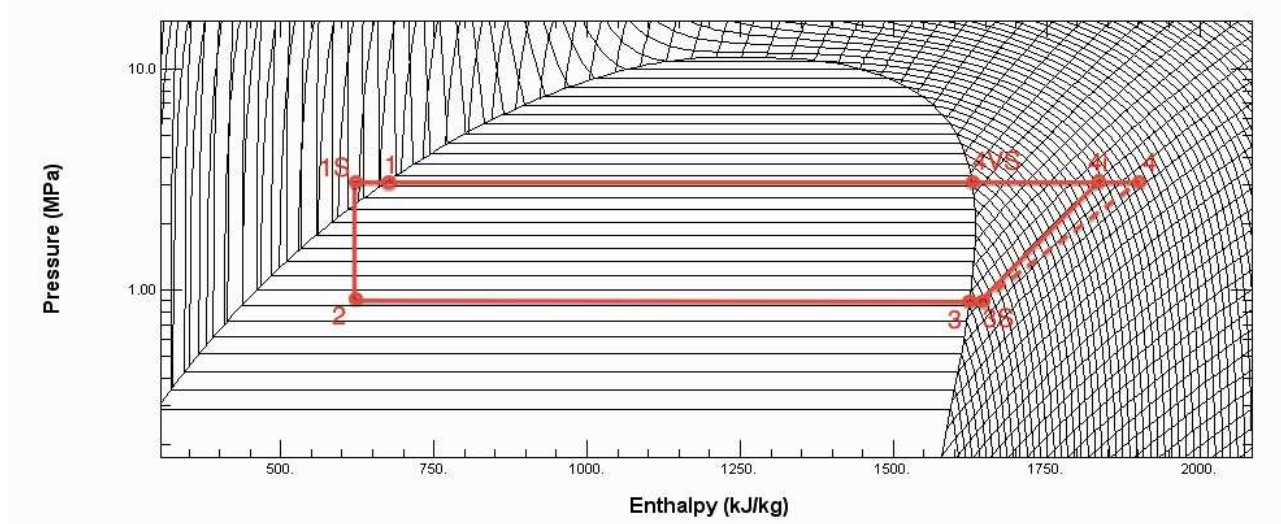


Figura 4: Rappresentazione di un generico ciclo termodinamico della macchina a compressione e dei suoi punti notevoli su un diagramma pressione-entalpia dell'ammoniaca.

Come si può notare dalla figura 4 il ciclo si sviluppa su due livelli di pressione distinti:

- p_{cond} è la pressione all'interno del condensatore
- p_{evap} è la pressione all'interno dell'evaporatore

3.2. Modellizzazione comportamento termodinamico ammoniacca

Il fluido alla base del ciclo è ammoniacca, per simulare le sue proprietà termodinamiche all'interno del modello è stato utilizzato un programma fornitoci dal professore (RefProp 7, Nist) che ci permette di ottenere tutte le proprietà di nostro interesse.

Più precisamente il programma in questione ci consente di calcolare il valore di una variabile termodinamica in funzione di due parametri termodinamici (oppure in funzione di un solo parametro se è presente anche qualche informazione sullo stato). Ad esempio, se è noto che si tratta di vapore saturo, è possibile calcolarne l'entalpia in funzione della sola pressione o della sola temperatura.

Sono quindi a nostra disposizione varie funzioni che correlano tra loro le seguenti variabili termodinamiche:

- Pressione
- Temperatura
- Entalpia
- Entropia
- Densità

Questo programma è stato implementato come una macro all'interno del foglio di calcolo, in questo modo abbiamo la possibilità di ottenere direttamente i valori di nostro interesse senza la necessità di inserire collegamenti con programmi all'esterno del foglio stesso.

3.3. Modellizzazione Macchina a Compressione

Descriviamo ora la procedura che è stata implementata all'interno del modello per simulare il comportamento della macchina a compressione. Come già detto in precedenza il modello si basa su cicli iterativi, il punto di partenza è il calcolo del ciclo termodinamico alla base della macchina.

3.3.1. Modellizzazione ciclo termodinamico

Il calcolo del ciclo termodinamico parte da valori di primo tentativo per quanto riguarda la temperatura di evaporazione e quella di condensazione

Partendo da questi due valori e utilizzando la funzione che simula il comportamento del refrigerante ammoniacca (par. 3.2), si passa a calcolare il valore della pressione alla quale si ha il passaggio di stato liquido-vapore in equilibrio con le singole temperature. In questo modo abbiamo calcolato la pressione all'interno dell'evaporatore e del condensatore.

Le proprietà del punto 1 si possono calcolare in funzione della pressione del condensatore, sapendo che si tratta di liquido saturo.

In seguito possiamo calcolare temperatura ed entalpia del liquido sottoraffreddato in uscita dal condensatore considerando il ΔT imposto come sottoraffreddamento.

L'uscita del condensatore è collegata con la valvola di laminazione, nella quale ha luogo una diminuzione di pressione isoentalpica, perciò l'entalpia del punto 2 all'uscita della valvola di laminazione è uguale a quella in uscita dal condensatore.

Dopo di che il refrigerante entra nell'evaporatore dove evapora fino al punto 3, le cui proprietà si calcolano sapendo che si tratta di vapore saturo alla pressione dell'evaporatore, tramite la funzione fornitaci dal programma RefProp.

In uscita dall'evaporatore si ha vapore surriscaldato, calcoliamo quindi temperatura e entalpia del vapore in uscita dall'evaporatore, considerando il ΔT imposto come surriscaldamento e utilizzando ancora una volta la funzione offertaci dal programma sopra citato.

3.3.2. Modellizzazione del Compressore

Dal punto di vista termodinamico il compressore è stato trattato semplicemente utilizzando un rendimento isoentropico di compressione. Esso, per semplicità, è stato ipotizzato costante al variare del numero di giri del motore ed è definito come il rapporto tra la differenza di entalpia tra il vapore compresso e quello non compresso ipotizzando una trasformazione isoentropica e la differenza di entalpia tra il vapore compresso e quello non compresso nella trasformazione reale.

$$\eta_{is\ comp} = \frac{h_{4\ comp} - h_{3S\ comp}}{h_4\ comp - h_{3S\ comp}} = 0.8$$

L'entalpia del refrigerante in uscita dal compressore, se subisse una trasformazione isoentropica, si può calcolare sapendo che ha una pressione pari a quella del condensatore e un'entropia pari a quella del refrigerante in ingresso al compressore.

Ora utilizzando la definizione del rendimento isoentropico e invertendo la formula possiamo calcolare l'entalpia in uscita dal processo di compressione reale.

Dopo di che è stata stabilita una relazione che legasse il numero di giri del compressore con la portata di ammoniaca che circola nel sistema:

$$\dot{m}_{NH_3} = \eta_v * C * n_{mot} / 60 * \rho_{3S\ comp}$$

dove:

- η_v è il rendimento volumetrico del compressore, ipotizzato costante e pari a 0,95
- C è la cilindrata del compressore, posta pari a 650 cm³
- n_{mot} è il numero di giri del motore, che visto il collegamento diretto è pari a quello del compressore
- $\rho_{3S\ comp}$ è la densità dell'ammoniaca all'aspirazione

La potenza assorbita dal compressore è pari a:

$$P_{compr} = \dot{m}_{NH_3} * (h_{4\ comp} - h_{3S\ comp})$$

Posto un rendimento meccanico pari a 1 essa corrisponde anche con la potenza che deve erogare il motore. Cioè:

$$P_{motore} = P_{compr}$$

3.3.3. Modellizzazione del condensatore e dell'evaporatore

Nella realizzazione del modello sono state trascurate le perdite di carico all'interno del condensatore in quanto considerate trascurabili per gli scopi di questa tesi.

Nel modello il condensatore è stato suddiviso in tre parti, la prima parte in cui avviene il desurriscaldamento del vapore, la seconda in cui avviene la condensazione vera e propria e una terza parte in cui avviene un leggero sottoraffreddamento.

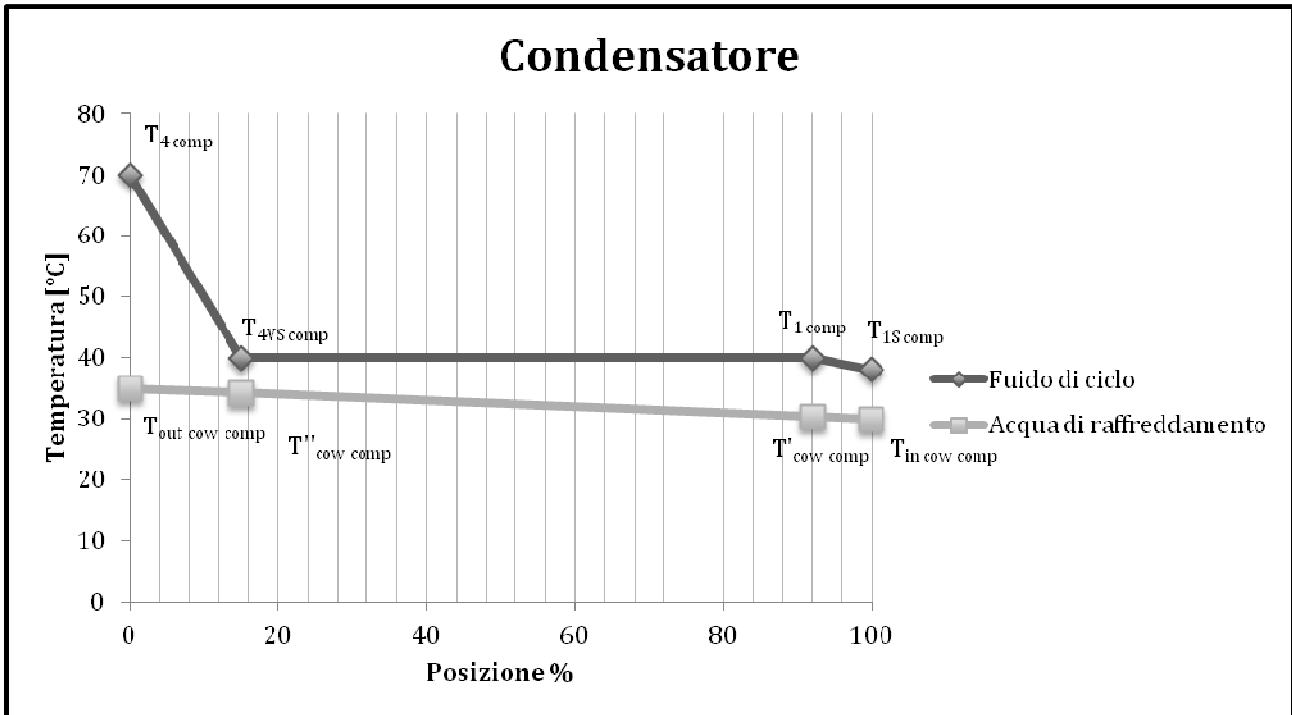


Figura 5: Rappresentazione andamento della temperatura all'interno del condensatore della macchina a compressione.

Come si può vedere dalla figura 5 abbiamo ipotizzato che il condensatore sia in controcorrente, questo per migliorare lo scambio termico.

3.3.3.1. Desurriscaldamento condensatore

Nella prima parte del condensatore, cioè quella in cui avviene il desurriscaldamento del vapore, si porta il vapore dallo stato di vapore surriscaldato a quello di vapore saturo, l'entalpia del vapore saturo si può calcolare sulla base della pressione e sfruttando il fatto che ne conosciamo lo stato termodinamico.

Per effettuare il desurriscaldamento bisogna trasmettere la seguente quantità di calore:

$$Q_{desur\ cond\ comp} = (h_{4\ comp} - h_{4,VS\ comp}) * \dot{m}_{NH_3}$$

Una volta nota la quantità di calore da scambiare per desurriscaldare il vapore, visto che sono note le temperature tra le quali avviene lo scambio termico possiamo calcolare la frazione di area del condensatore che sarà "dedicata" al de surriscaldamento tramite la relazione fondamentale che regola il comportamento degli scambiatori:

$$A_{desur\ cond\ comp} = \frac{Q_{desur\ cond\ comp}}{k_{cond\ comp} * F_{t\ cond\ comp} * \Delta T_{m\ desur\ cond\ comp}}$$

dove:

- $k_{\text{cond comp}} = 25,9 \text{ kW/K m}^2$ è un dato medio preso dall'articolo [1]
- $F_{t \text{ cond comp}}$ è il fattore di temperatura rispetto al caso di perfetta controcorrente, posto pari a 0,9
- $\Delta T_{m \text{ desur cond comp}}$ è la differenza di temperatura media logaritmica, pari a:

$$\Delta T_{m \text{ desur cond comp}} = \frac{T_{4 \text{ comp}} - T_{\text{out cow comp}} - (T_{4 \text{ VS comp}} - T''_{\text{cow comp}})}{\ln \left(\frac{T_{4 \text{ comp}} - T_{\text{out cow comp}}}{T_{4 \text{ VS comp}} - T''_{\text{cow comp}}} \right)}$$

3.3.3.2. Sottoraffreddamento condensatore

Per trattare il sottoraffreddamento che avviene nel condensatore si è scelto di fissare un $\Delta T_{\text{sot comp}}$ pari a 2°C. Essendo già note le entalpie in ingresso e in uscita possiamo calcolare il calore che è necessario asportare per sottoraffreddare il liquido in uscita tramite il Primo Principio della Termodinamica.

Anche in questo caso sono note tutte le temperature, possiamo quindi calcolare la frazione di area del condensatore necessaria per sottoraffreddare il liquido con un procedimento simile a quello seguito per il surriscaldamento.

3.3.3.3. Condensazione

Per risalire alla quantità di calore da smaltire durante il processo di condensazione basta applicare il Primo Principio della Termodinamica.

Se ora all'area totale del condensatore sottraiamo la frazione dedicata al desurriscaldamento e quella dedicata al sottoraffreddamento otteniamo l'area del condensatore dedicata alla condensazione. L'area del condensatore è stata fissata a un valore di:

$$A_{\text{cond comp}} = 0,7 \text{ m}^2$$

otteniamo quindi:

$$A_{\text{co cond comp}} = A_{\text{cond comp}} - A_{\text{desur cond comp}} - A_{\text{sot cond comp}}$$

Basandoci ora su quest'area possiamo calcolare la temperatura a cui deve condensare il refrigerante per far in modo di poter trasmettere tutto il calore necessario. Per fare ciò partendo dalla formula base che modella il comportamento di uno scambiatore di calore, la si inverte e otteniamo la temperatura di condensazione.

La temperatura così calcolata verrà utilizzata come temperatura di partenza per il condensatore nella successiva iterazione.

3.3.3.4 Modellizzazione dell'evaporatore

Come nel condensatore anche nell'evaporatore sono state trascurate le perdite di carico al suo interno. Nella modellizzazione è stato suddiviso in due parti: la prima in cui avviene l'evaporazione ed una seconda in cui avviene un leggero surriscaldamento. In figura 6 si può notare l'andamento della temperatura all'interno dell'evaporatore.

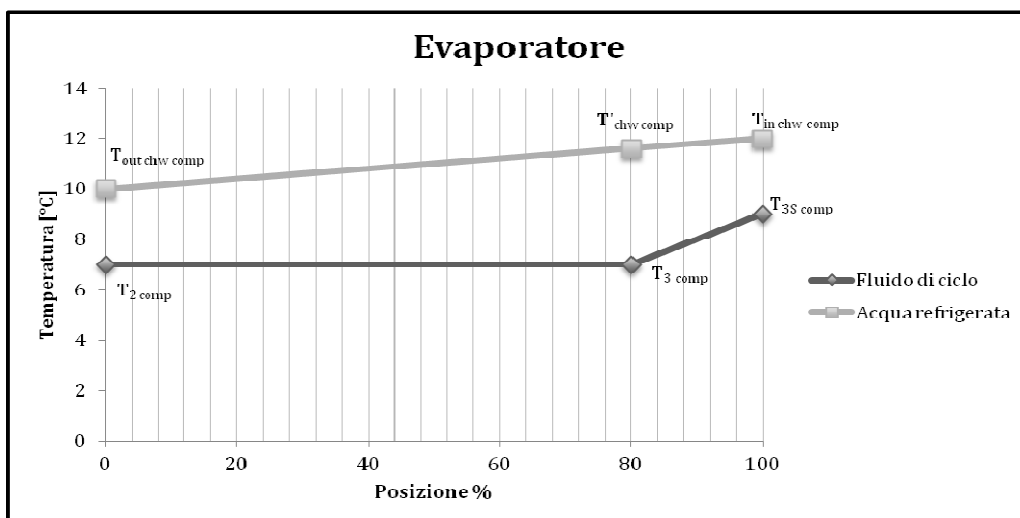


Figura 6: Rappresentazione andamento della temperatura all'interno dell'evaporatore della macchina a compressione.

Anche in questo caso si è ipotizzato che lo scambiatore sia in controcorrente.

Il procedimento seguito è simile a quello spiegato per il condensatore.

4. Macchina ad Assorbimento

4.1. Descrizione del Ciclo ad Assorbimento

La parte di sistema che realizza l'effetto frigorifero recuperando il calore di scarto del motore si basa su un ciclo ad assorbimento monostadio. Anche in questo caso si sarebbero potuti scegliere dei cicli con un'efficienza leggermente maggiore, ma si è sempre preferito non complicare ulteriormente il sistema.

La miscela alla base del ciclo è una miscela di acqua e bromuro di litio, la quale è stata preferita alla coppia ammoniacca-acqua in quanto consente di raggiungere un COP leggermente più elevato.

Essendo che il refrigerante è acqua, la quale a pressione atmosferica evapora a 100°C, tutto il ciclo si trova a una pressione ben al di sotto di quella atmosferica.

Nella macchina ad assorbimento si possono distinguere due cicli separati: un primo ciclo (figura 7, punti 1-2S-3-4S) che riguarda il refrigerante puro attraverso condensatore ed evaporatore ed un secondo

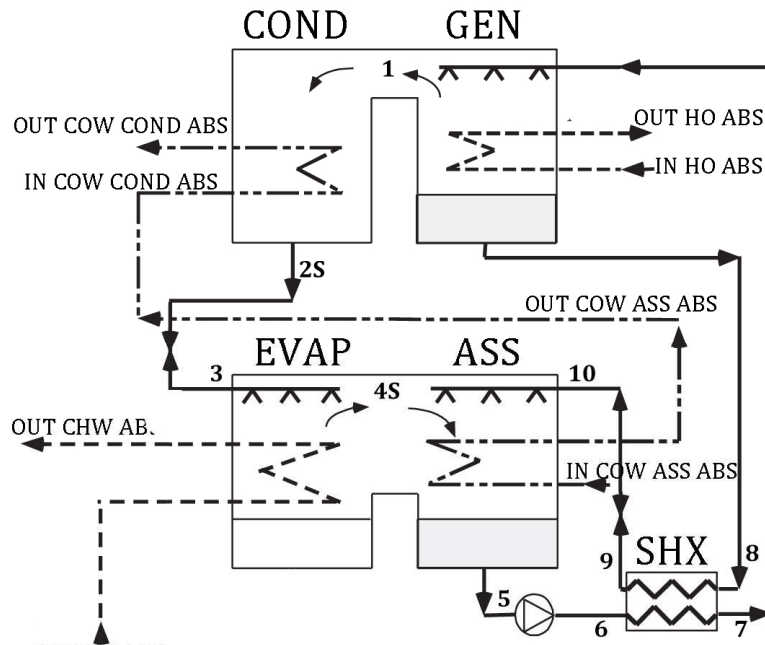


Figura 7: Schematizzazione dei componenti della macchina ad assorbimento, con indicazione della posizione dei punti termodinamici notevoli.

(figura 7, punti 5-6-7-8-9-10) riguardante la soluzione che si sviluppa tra assorbitore e generatore.

Per quanto riguarda il ciclo del refrigerante i punti notevoli (figura 7) sono i seguenti:

- Punto 1_{abs} : Vapore surriscaldato, rappresenta il refrigerante in uscita dal generatore
- Punto $1_{VS_{abs}}$: Vapore saturo, rappresenta un punto all'interno del condensatore
- Punto 2_{abs} : Liquido saturo, rappresenta un punto in prossimità dell'uscita del condensatore
- Punto $2S_{abs}$: Liquido sottoraffreddato, rappresenta il refrigerante in uscita dal condensatore
- Punto 3_{abs} : rappresenta il refrigerante dopo che ha subito la laminazione, presenta la stessa entalpia del punto $2S_{abs}$
- Punto 4_{abs} : Vapore saturo, rappresenta un punto in prossimità dell'uscita dell'evaporatore
- Punto $4S_{abs}$: Vapore surriscaldato, rappresenta il refrigerante in uscita dall'evaporatore

Per quanto riguarda il ciclo della soluzione si possono individuare i seguenti punti notevoli:

- Punto 5_{abs} : soluzione ricca in refrigerante in uscita dall'assorbitore
- Punto 6_{abs} : soluzione ricca in refrigerante dopo che è stata portata alla pressione alta del ciclo, visto il modesto salto entalpico dato dalla pompa si può presupporre che abbia la stessa entalpia del punto 5_{abs}
- Punto 7_{abs} : soluzione ricca in refrigerante dopo aver subito un riscaldamento all'interno dello scambiatore rigenerativo, rappresenta la soluzione in ingresso al generatore
- Punto 8_{abs} : soluzione povera in refrigerante in uscita dal generatore
- Punto 9_{abs} : soluzione povera in refrigerante dopo che è stata raffreddata nello scambiatore rigenerativo
- Punto 10_{abs} : soluzione povera in refrigerante dopo che è stata laminata per essere portata alla pressione bassa del ciclo, rappresenta la soluzione in ingresso all'assorbitore

4.2. Modellizzazione comportamento termodinamico miscela Acqua-Bromuro di Litio

Per simulare il comportamento termodinamico della miscela acqua-bromuro di litio, non avendo a disposizione un programma che ci desse le proprietà di tale miscela, ci siamo basati su un grafico cartaceo (allegato A) di cui abbiamo eseguito una regressione polinomiale multipla ai minimi quadrati. Essendo che l'andamento del grafico era abbastanza costante per la regressione si è scelto un polinomio di terzo grado comprensivo dei termini misti. Il grafico era del tipo entalpia-concentrazione, e utilizzava la temperatura come parametro. La regressione che abbiamo eseguito ci ha permesso di ottenere due funzioni: la prima che ci permette di calcolare l'entalpia della soluzione in funzione di temperatura e concentrazione, la seconda che ci restituisce la temperatura in funzione dell'entalpia e della concentrazione.

Le funzioni che abbiamo ottenuto sono:

$$h(T;X) = 3.175124634361 * T - 22.92870578138 * X + 0.000270659196 * T^2 + 0.256402443985 * X^2 - 0.000000530456 * T^3 - 0.0006065497 * X^3 - 0.00000012353 T^2 * X - 0.011835538032 T * X - 0.000164998323 T * X^2 + 347.4690864$$

$$T(h;X) = 0.499137911096 * h + 5.194249656458 * X - 0.000089110389 * h^2 - 0.20604662129 * h^2 - 0.000000075808 * T^3 - 0.000124563358 * h^3 + 0.000001733207 T^2 * h - 0.007964399877 T * h + 0.000140173914 T * h^2 - 86.03100631636$$

In entrambe le formule bisogna rispettare le seguenti unità di misura:

- Entalpia in kJ/kg
- Temperatura in °C
- Concentrazione in % di BrLi

È stato inoltre regredito anche un altro grafico (allegato B) che ci forniva, in funzione della temperatura e della concentrazione della soluzione, la pressione alla quale era in equilibrio con il vapore del refrigerante. Era di nostro interesse non tanto la funzione che ci desse la pressione in funzione di temperatura e concentrazione (della quale avevamo già una funzione, in quanto riportata sul grafico da noi regredito) ma la funzione che legasse la concentrazione della soluzione in equilibrio a una determinata temperatura e pressione. Il grafico presenta un andamento pressoché lineare se la pressione viene rappresentata in scala logaritmica, per la regressione si è quindi scelto di utilizzare un polinomio di terzo grado di temperatura e logaritmo della pressione.

La funzione che abbiamo ottenuto è:

$$X(T;\log P) = 0.011244399 * T - 0.3582949383 * \log P - 0.0000931459 * T^2 - 0.2386296269 * \log P^2 - 0.0000003580 * T^3 - 0.0387153546 * \log P^3 - 0.0000463294 T^2 * \log P + 0.00702783122 T * \log P - 0.0025067694 T * \log P^2 + 0.2377528696$$

I valori di tale funzione risultano corretti se sono rispettate le seguenti unità di misura:

- Pressione in kPa

- Temperatura in °C
- La concentrazione può assumere valori tra 0 e 1

4.3. Modellizzazione comportamento del refrigerante (acqua)

Per modellizzare il comportamento dell'acqua abbiamo utilizzato lo stesso programma utilizzato per l'ammoniaca (par. 3.2). Mediante questo programma, implementato anch'esso come macro all'interno del foglio di calcolo, abbiamo la possibilità di ricavare il valore di tutte le variabili termodinamiche di nostro interesse.

4.4. Modellizzazione macchina ad assorbimento

Per quanto riguarda il modello anche la parte della macchina ad assorbimento si basa su cicli iterativi (figura 8), la risoluzione parte da delle temperature di primo tentativo per quanto riguarda tutti i componenti; cioè condensatore, evaporatore, assorbitore e generatore. Sulla base di queste temperature viene simulato il ciclo termodinamico effettuato dalla soluzione e con i risultati dei calori scambiati nei vari componenti vengono corrette le temperature che si hanno all'interno degli stessi; quindi viene ripetuta l'operazione a partire dalle temperature corrette fino a che non si arriva a convergenza.

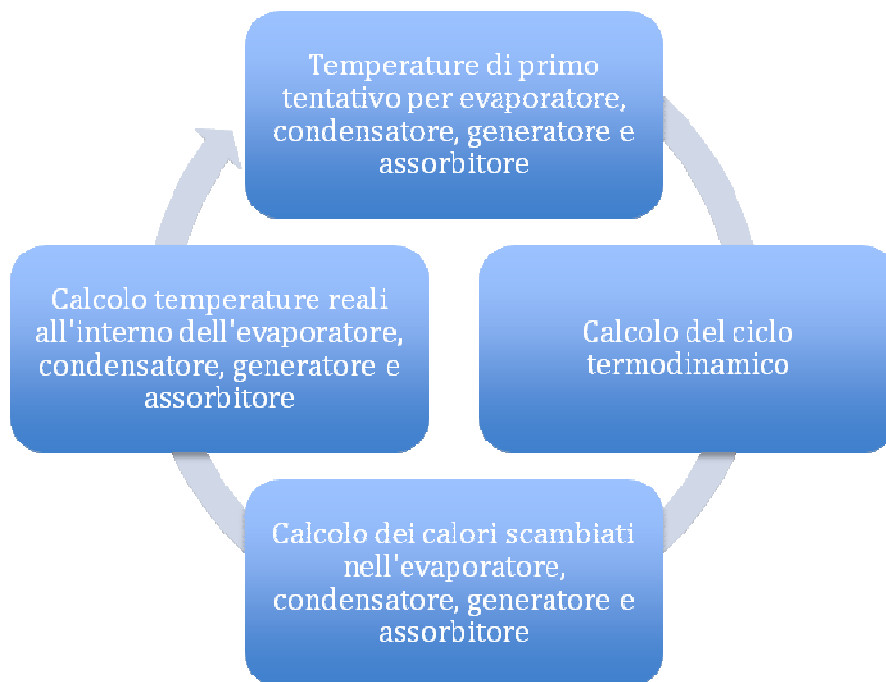


Figura 8: Rappresentazione schematica del ciclo iterativo utilizzato per simulare la macchina ad assorbimento.

A partire dalle temperature dell'evaporatore e del condensatore, avendo a disposizione un programma che simuli il comportamento termodinamico del refrigerante (in questo caso il refrigerante è acqua) calcoliamo la pressione nell'evaporatore e nel condensatore, le quali visto che l'intera macchina ad assorbimento si sviluppa su due soli livelli di pressione corrispondono alla pressione all'assorbitore e al generatore rispettivamente. Si ha quindi:

Una volta note le pressioni dei due rami, quello ad alta e quello a bassa pressione, basandosi sulla temperatura del generatore e dell'assorbitore possiamo calcolare la concentrazione della soluzione in equilibrio a quella temperatura e pressione nei due componenti, sfruttando la funzione che lega titolo a temperatura e pressione.

Essendo ora note pressioni, temperature e concentrazioni in ogni organo principale possiamo iniziare a calcolare l'entalpia dei vari punti notevoli del ciclo percorso dal refrigerante, utilizzando le funzioni messeci a disposizione dal programma RefProp.

Iniziamo quindi a trattare il ciclo del refrigerante, in uscita dal generatore abbiamo vapore surriscaldato alla pressione $p_{a\ abs}$ e alla temperatura del generatore, possiamo quindi calcolarne l'entalpia con la funzione sopra citata.

Possiamo poi calcolare l'entalpia del vapore saturo e del liquido saturo all'interno del condensatore, come funzioni della sola pressione, poiché abbiamo noto lo stato termodinamico di tali punti (vapore saturo o liquido saturo)

In uscita dal condensatore abbiamo liquido sotto raffreddato, del quale possiamo calcolarci la temperatura, considerando il ΔT imposto come sottoraffreddamento, e l'entalpia sfruttando la funzione che lega temperatura e pressione all'entalpia, appunto.

L'uscita del condensatore è collegata con la valvola di laminazione, nella quale ha luogo una diminuzione di pressione isoentalpica, perciò l'entalpia del punto 2 all'uscita della valvola di laminazione è uguale a quella in uscita dal condensatore

Dopo di che il refrigerante entra nell'evaporatore ed evapora fino al punto 4_{abs} le cui proprietà le possiamo calcolare sulla base della pressione sapendo che si tratta di vapore saturo.

Possiamo poi calcolare le proprietà del vapore surriscaldato in uscita dall'evaporatore, sfruttando il ΔT imposto come surriscaldamento per quanto riguarda la temperatura e la funzione che lega pressione e temperatura a entalpia per quest'ultima variabile.

Con questo il ciclo del refrigerante è concluso, passiamo ora a trattare il ciclo della soluzione.

All'uscita dall'assorbitore abbiamo una soluzione ricca di refrigerante alla temperatura dell'assorbitore, possiamo calcolare quindi l'entalpia di tale soluzione ipotizzando che essa sia in equilibrio a quella temperatura.

La soluzione viene successivamente pompata al livello di pressione più alto, essendo però il salto di pressione non molto elevato si può trascurare l'energia assorbita dalla pompa e si può quindi considerare uguale l'entalpia in ingresso e in uscita dalla pompa.

In uscita dal generatore abbiamo la soluzione povera alla temperatura del generatore, ipotizzando ancora che la soluzione sia in equilibrio possiamo calcolarne l'entalpia

4.4.1. Scambiatore rigenerativo

Nello scambiatore rigenerativo avviene uno scambio di calore tra la soluzione povera in uscita dal generatore e la soluzione ricca proveniente dall'assorbitore.

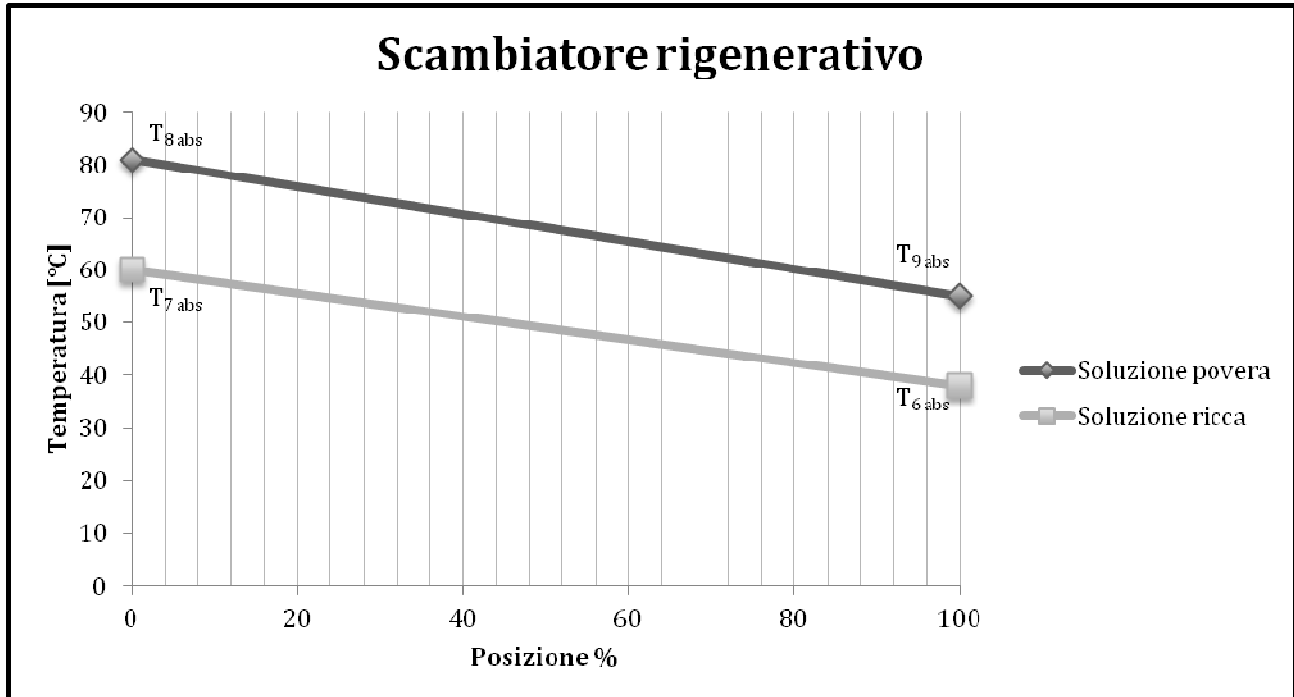


Figura 9: Rappresentazione andamento della temperatura all'interno dello scambiatore rigenerativo della macchina ad assorbimento.

In figura 9 è riportato l'andamento della temperatura all'interno dello scambiatore rigenerativo, come si può notare la soluzione ricca ha un salto di temperatura leggermente minore in quanto ha una portata maggiore rispetto alla soluzione povera.

Per modellare questo scambiatore, a causa di notevoli problemi di stabilità di calcolo all'interno del modello si è scelto di trattarlo definendone soltanto un'efficienza di scambio termico, definita come:

$$\epsilon_{shx\ abs} = \frac{T_{8\ abs} - T_{9\ abs}}{T_{8\ abs} - T_{6\ abs}} = 0,6$$

In questo modo, una volta note le condizioni di ingresso nello scambiatore rigenerativo, invertendo la formula, è possibile calcolare la temperatura di uscita del ramo della soluzione povera, cioè quella con portata di massa minore e che realizza il massimo salto di temperatura.

Una volta nota la temperatura di uscita, e la concentrazione della soluzione, è possibile risalire anche all'entalpia di tale punto.

Quindi, note che sono la differenza di entalpia tra ingresso e uscita del ramo della soluzione povera e la portata di massa della soluzione povera, possiamo calcolare il calore scambiato all'interno dello scambiatore sfruttando il Primo Principio della Termodinamica.

Ora ipotizzando che lo scambiatore sia adiabatico verso l'esterno, cioè che tutto il calore ceduto dalla soluzione povera a più alta temperatura venga assorbito dalla soluzione ricca a più bassa temperatura possiamo calcolare l'entalpia in uscita nel ramo della soluzione ricca, sempre sfruttando il Primo Principio della Termodinamica, e possiamo quindi risalire anche alla temperatura in uscita nel ramo della soluzione ricca, applicando la funzione che lega entalpia e titolo alla temperatura.

4.4.2. Valvola laminazione soluzione

La soluzione povera in uscita dallo scambiatore rigenerativo prima di entrare nell'assorbitore viene laminata per essere portata alla pressione bassa del ciclo. La laminazione viene considerata isoentalpica e quindi, i valori di entalpia prima e dopo la trasformazione sono uguali.

4.4.3. Modellizzazione del condensatore

In una macchina ad assorbimento nella parte condensatore-evaporatore circola refrigerante teoricamente puro, quindi questi due componenti non sono molto diversi da quelli di una macchina a compressione e perciò sono stati trattati nella stessa maniera.

Come nella macchina a compressione anche in questo caso sono state trascurate le perdite di carico all'interno del condensatore.

Anche nel ciclo ad assorbimento all'ingresso del condensatore si ha vapore surriscaldato, quindi anche in questo caso il condensatore è stato virtualmente suddiviso in tre parti, la prima per il desurriscaldamento, la seconda per la condensazione e la terza per un leggero sottoraffreddamento (figura 10).

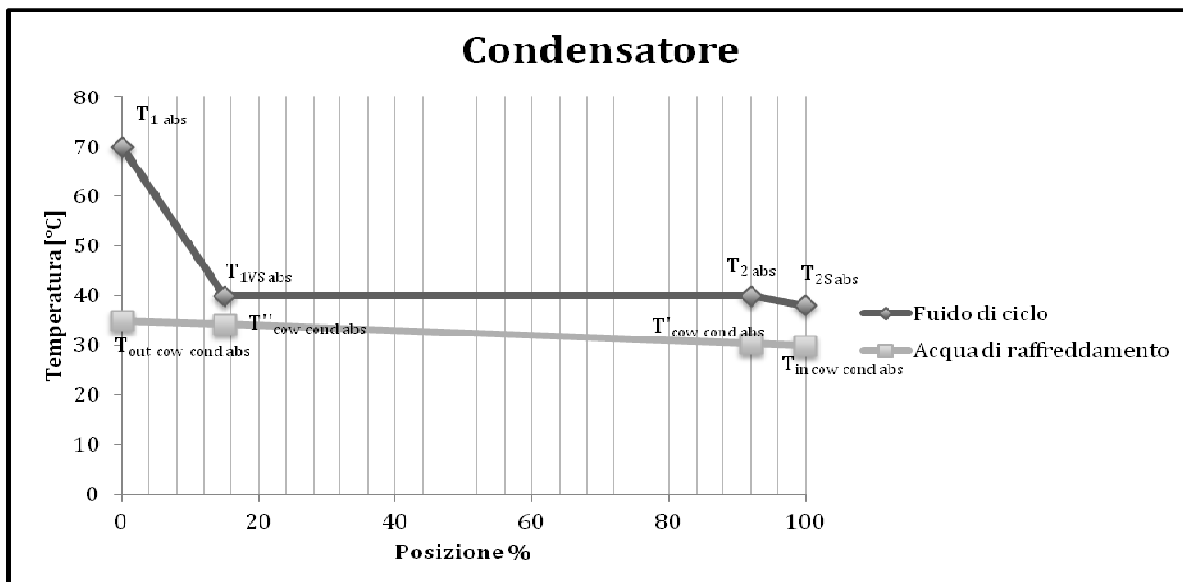


Figura 10: Rappresentazione andamento della temperatura all'interno del condensatore della macchina ad assorbimento.

Come si può vedere dalla figura 10 abbiamo ipotizzato che il condensatore sia in controcorrente, questo per migliorare lo scambio termico.

4.4.4. Modellizzazione dell'evaporatore

L'evaporatore è stato considerato nello stesso modo di quello della macchina a compressione e anche in questo caso è stato previsto un leggero surriscaldamento del vapore in uscita.

Come negli altri componenti sono state trascurate le perdite di carico al suo interno. Nella modellizzazione l'evaporatore è stato suddiviso in due parti: la prima in cui avviene l'evaporazione ed una seconda in cui avviene un leggero surriscaldamento.

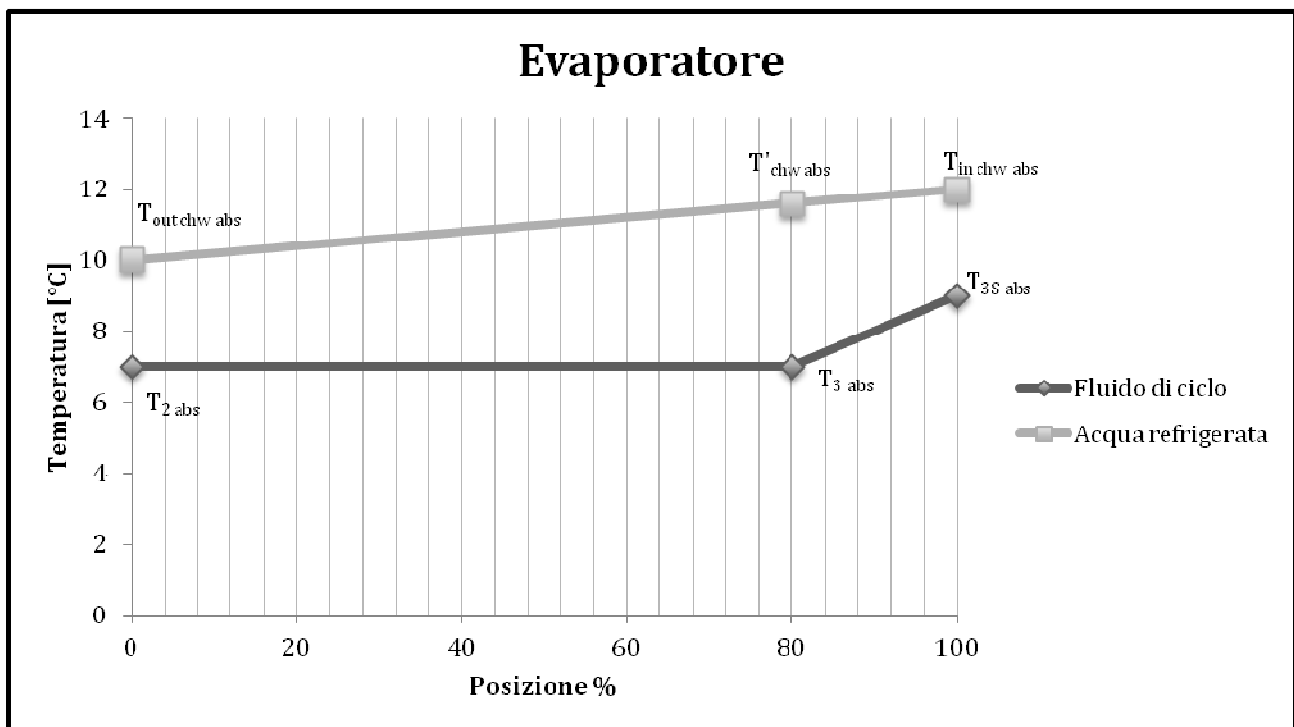


Figura 11: Rappresentazione andamento della temperatura all'interno dell'evaporatore della macchina ad assorbimento.

Anche in questo caso si è ipotizzato che lo scambiatore sia in controcorrente.

4.4.5. Modellizzazione dell'Assorbitore

L'andamento della temperatura all'interno dell'assorbitore varia molto a seconda delle diverse scelte costruttive, per semplificare il modello si è considerata costante in tutto l'assorbitore la temperatura. In questo modo abbiamo trattato l'assorbitore come un normale scambiatore di calore.

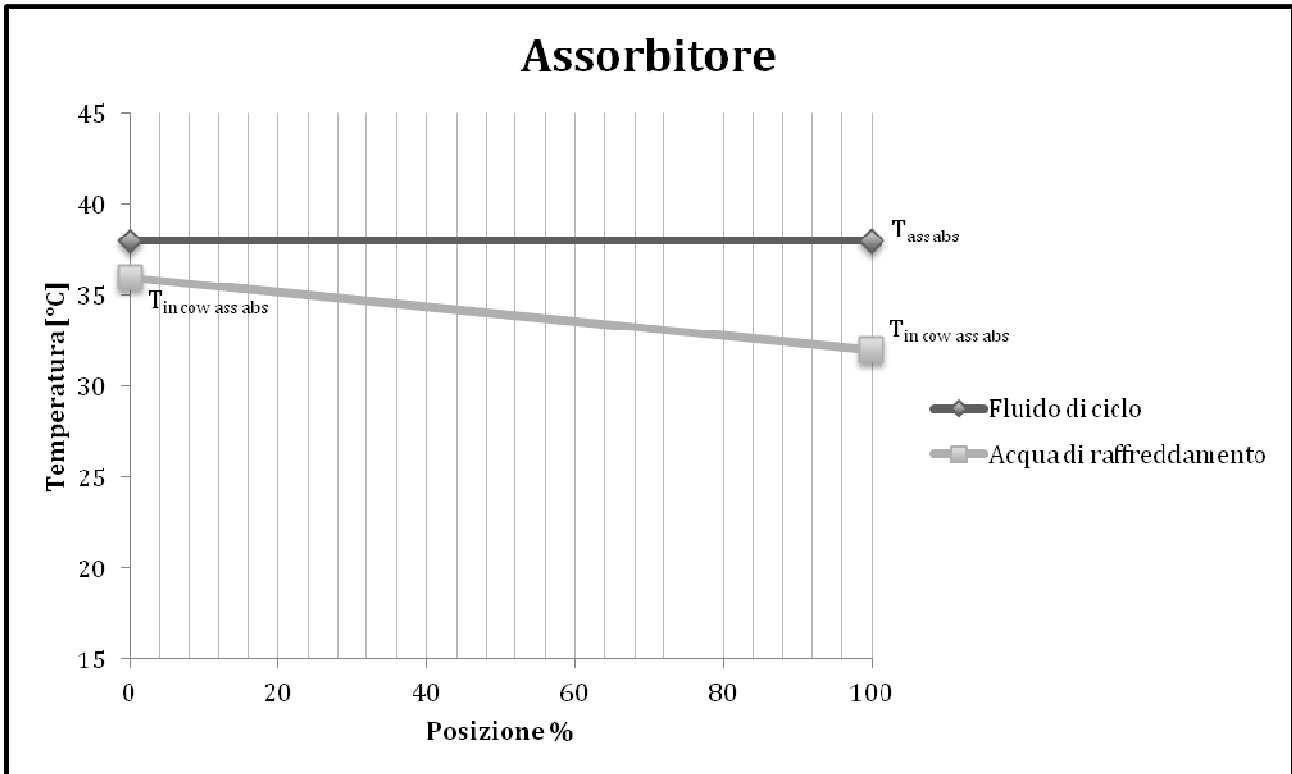


Figura 12: Rappresentazione andamento della temperatura all'interno dell'assorbitore della macchina ad assorbimento.

Nell'assorbitore entrano il refrigerante in uscita dall'evaporatore e la soluzione povera in arrivo dallo scambiatore rigenerativo, mentre esce la soluzione ricca a una temperatura pari a quella dell'assorbitore. Facendo un bilancio del primo principio attorno all'assorbitore possiamo calcolare la quantità di calore che bisogna smaltire al suo interno.

In questo modo l'unica incognita è la temperatura necessaria all'interno dell'assorbitore per scambiare il calore necessario, la quale può essere calcolata invertendo l'equazione che modella il comportamento degli scambiatori di calore, in maniera simile a quanto eseguito nel condensatore della macchina a compressione.

La temperatura così calcolata sarà utilizzata nell'iterazione successiva come temperatura di partenza per l'assorbitore.

4.4.6. Modellizzazione del Generatore

Anche per quanto riguarda il generatore la temperatura è stata considerata costante in ogni punto.

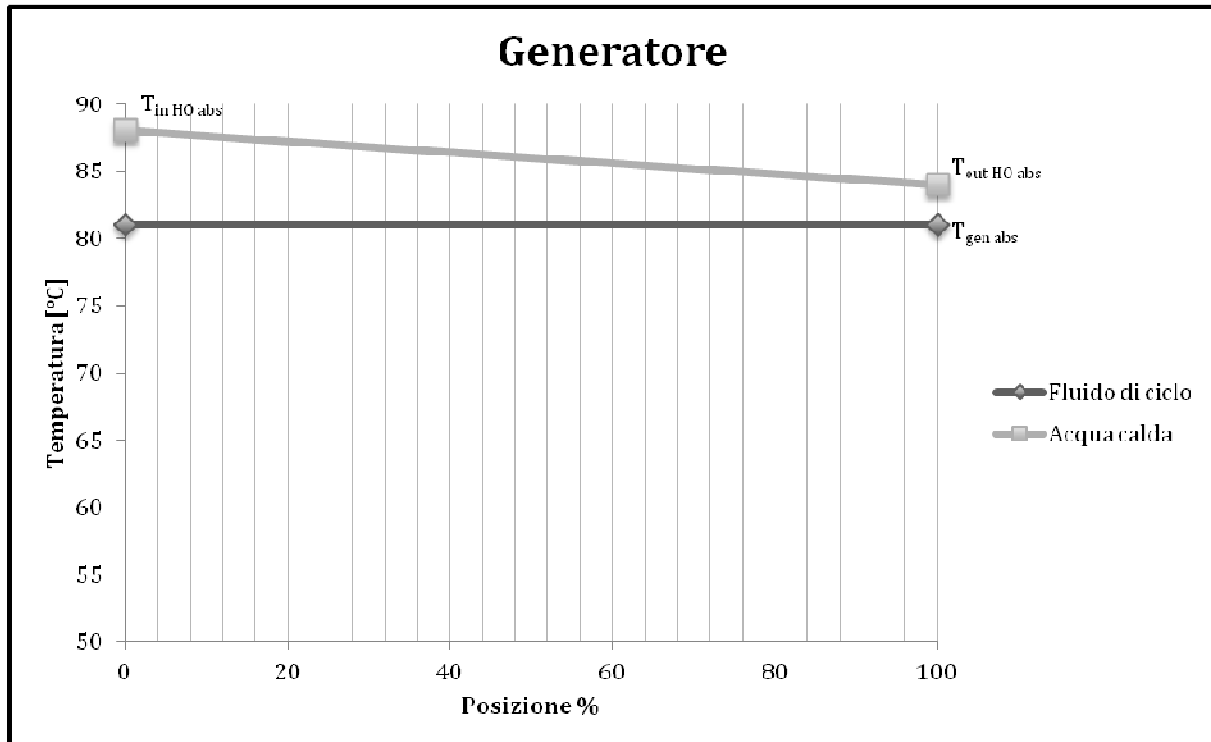


Figura 13: Rappresentazione andamento della temperatura all'interno del generatore della macchina ad assorbimento.

Il calore da trasmettere nel generatore è pari al calore recuperato dal motore sommato, se previsto dalla logica di regolazione della potenza, ad un'integrazione di calore fornita da una caldaia. Si ha quindi:

$$Q_{gen\ abs} = Q_{recuperato\ motore} + Q_{integrazione\ caldaia}$$

oppure nel caso in cui il sistema di regolazione non preveda la caldaia di integrazione del calore:

$$Q_{gen\ abs} = Q_{recuperato\ motore}$$

Possiamo quindi calcolare la temperatura necessaria all'interno del generatore invertendo l'equazione base che modella il comportamento di uno scambiatore di calore.

La temperatura così calcolata sarà utilizzata come temperatura di partenza per il generatore nella successiva iterazione.

5. Elementi aggiuntivi implementati nel modello

5.1. Torre evaporativa

Per tenere in considerazione anche l'effetto della temperatura dell'ambiente esterno, abbiamo incluso nel modello anche una schematizzazione molto semplificata della torre evaporativa la quale ha lo scopo di raffreddare l'acqua utilizzata per raffreddare i condensatori e l'assorbitore.

Nella schematizzazione la torre evaporativa è stata trattata al pari di uno scambiatore di calore tradizionale, e ne è stata definita un'efficienza come il salto di temperatura effettuato dall'acqua da raffreddare rispetto al massimo salto possibile. All'interno della torre evaporativa la temperatura dell'aria è stata considerata costante, ipotesi non molto realistica ma utile per semplificare il modello.

Il modello assunto per schematizzare la torre evaporativa (figura 14) non descrive perfettamente l'andamento reale ma ci consente comunque di tenere in considerazione anche l'effetto della temperatura dell'ambiente.

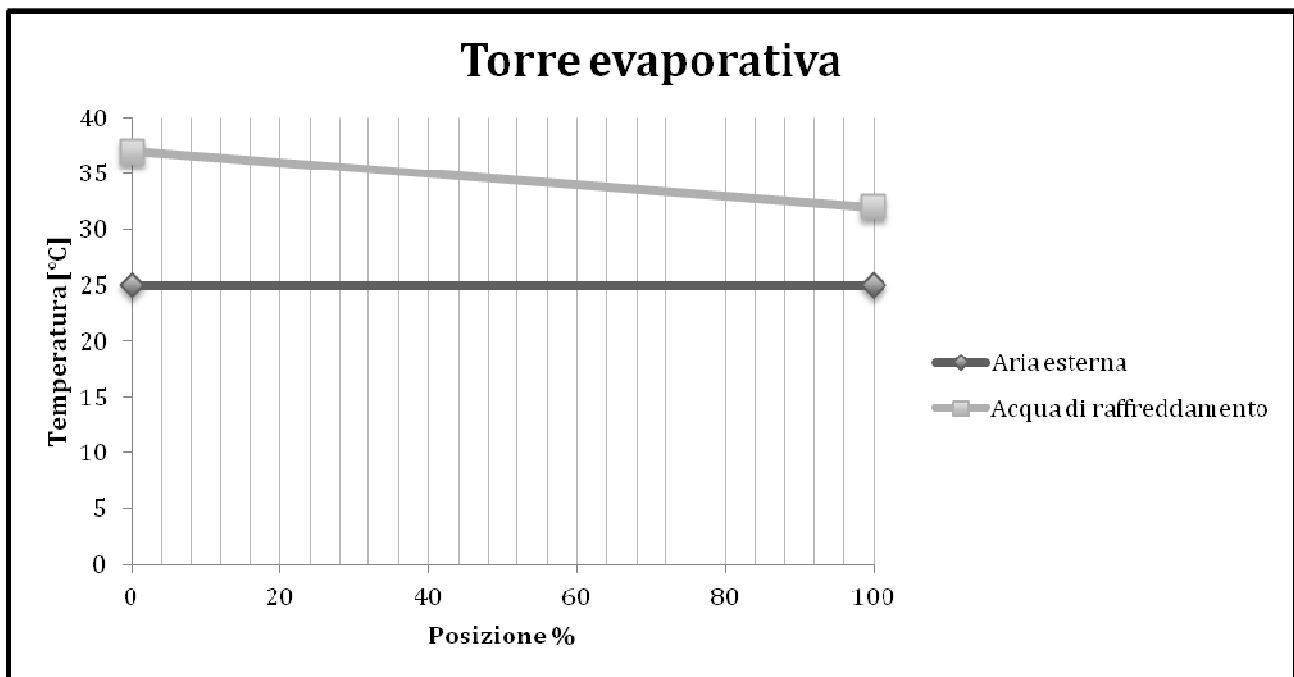


Figura 14: Rappresentazione andamento della temperatura all'interno della torre evaporativa.

$$T_{in\ cow} = T_{out\ cow} - \epsilon_{torre\ evaporativa} * (T_{out\ cow} - T_{ambiente})$$

Dopo varie simulazioni l'efficienza è stata fissata a un valore pari a 0,38 ottenendo così valori considerabili accettabili con una buona approssimazione.

Nel sistema sono presenti due linee di raffreddamento, una per la macchina a compressione e una per quella ad assorbimento. Sono quindi state modellizzate due torri evaporative, una per ogni linea, utilizzando in entrambi i casi la schematizzazione sopra riportata.

6. Risultati della simulazione

Lo scopo finale del modello è quello di ottenere una funzione che leghi la potenza assorbita dal sistema con la potenza frigorifera richiesta al variare della temperatura dell'ambiente. Per ottenere ciò sono state effettuate una serie di simulazioni al variare della temperatura esterna nell'intervallo di interesse (20-32°C). Dopo di che sono stati presi tutti i risultati ottenuti e sono stati regrediti in modo da ottenere un'unica funzione a più variabili (potenza assorbita in funzione di temperatura ambientale e potenza frigorifera richiesta) da utilizzare per la valutazione energetico/economica.

6.1. Realizzazione di una funzione compatta per il calcolo su grandi quantità di dati

Per ottenere una funzione compatta che possa essere applicata senza calcoli onerosi a una grande quantità di dati, dopo aver effettuato varie simulazioni sono stati raggruppati tutti i risultati ottenuti alle varie temperature, con intervalli di 1°C, ed è stata eseguita una regressione polinomiale multipla ai minimi quadrati. È stata così ottenuta una funzione polinomiale che lega direttamente potenza assorbita dal sistema con potenza frigorifera prodotta e temperatura ambientale.

Il polinomio utilizzato per la regressione è anche questa volta un polinomio di terzo grado comprensivo dei termini misti. La funzione così ottenuta è quindi:

$$Q_{in}(Q_{frig}; T_{amb}) = 0.000117397 * Q_{frig} + 0.000752694 * T_{amb} - 0.037066850 * Q_{frig}^2 - 0.180342548 * T_{amb}^2 + 0.001807352 * Q_{frig}^3 + 0.000006492 * T_{amb}^3 + 0.783697177 * Q_{frig}^2 * T_{amb} - 0.001340177 * T_{frig} * T_{amb} - 6.049270370 * Q_{frig} * T_{amb}^2 - 67.761924718$$

L'intervallo su cui sono stati regrediti i dati è il seguente:

- Temperatura ambientale compresa tra 20 e 32°C
- Potenza frigorifera richiesta tra 50 e 100 kW

All'esterno di questo campo i risultati ottenuti dalla funzione non sono più considerabili attendibili. In caso contrario bisogna implementare delle condizioni per fare in modo che, se la potenza richiesta è minore di 50 kW venga fatta funzionare la macchina per un tempo ridotto. In maniera simile bisogna anche controllare che la potenza richiesta non superi i 100 kW.

In questo modo siamo riusciti ad ottenere una funzione che è possibile applicare senza problemi a una grande quantità di dati, cosa impossibile da fare utilizzando direttamente il modello, vista l'onerosità di calcolo di ogni singola simulazione, la quale può richiedere più di 30-40 secondi per arrivare a convergenza. Sarà così possibile, sfruttando dati storici di temperatura ambientale e potenza assorbita, eseguire una simulazione dei consumi di questo tipo di macchina.

7.ANALISI ENERGETICA ED ECONOMICA

7.1. Analisi energetica

In questo studio abbiamo simulato una macchina frigorifera ibrida, composta da una macchina frigorifera a compressione, mossa da un motore a gas, e da una macchina frigorifera ad assorbimento, in grado di sfruttare il calore disperso dal motore per produrre ulteriore potenza frigorifera. Tale configurazione può comportare un risparmio del consumo di energia, e quindi dei costi, da impiegare per ottenere la stessa quantità di freddo voluta.

Per tale macchina ibrida sono stati proposti e affrontati due metodi di controllo: entrambi sono basati sulla regolazione della portata di gas naturale al motore ma, mentre un primo metodo agisce anche sul flusso di calore alla macchina ad assorbimento tramite una fonte di calore secondaria (portata d'acqua di alimentazione dell'assorbitore costante), l'altro è basato sul controllo della portata di acqua calda tramite una valvola (temperatura di alimentazione dell'assorbitore costante).

Dai risultati ottenuti tramite la simulazione si è potuto constatare che il metodo di controllo più vantaggioso risulta quello con la valvola di controllo sulla portata d'acqua.

Per poter definire in maniera più generalmente valida i vantaggi in grado di portare l'installazione di un modello ibrido rispetto alla semplice soluzione tradizionale composta dalla sola macchina a compressione, si è deciso di applicare i risultati delle simulazioni delle prestazioni della macchina ottenuti dal lavoro di tesi di un mio collega a due casi di raffrescamento reale.

A tale fine abbiamo scelto un edificio del terziario in grado di richiedere una potenza frigorifera nell'ordine dei 100 kW, situato in due diverse latitudini (Milano e Trapani) ai fini di testare le prestazioni del sistema con climi diversi.

7.1.1 Descrizione dell'edificio direzionale

L'edificio simulato è di forma parallelepipedica, le cui caratteristiche geometriche principali sono elencate nella Tabella .

Dimensione		UDM
piani	6	-
Lato Sud	25	m
Lato est	13,2	m
Altezza	21	m
Superficie piano	204	m ²
Superficie	1224	m ²

Volume	4284	m ³
Superficie disperdente totale	1881	m ²
Superficie finestrata	381	m ²
Rapporto S/V	0,44	-

Tabella 1 - Caratteristiche geometriche dell'edificio

Le caratteristiche termiche dei componenti e dell'involucro sono riportate nella Tabella . Come è possibile notare dai dati di trasmittanza delle superfici opache verticali (pareti esterne), l'edificio può essere considerato un campione rappresentativo di edilizia del terziario degli anni '90. Le superfici vetrate di dimensione significativa, condizionano sensibilmente i fabbisogni energetici dell'edificio, pertanto sono stati scelti dei serramenti in alluminio a taglio termico con vetrocamera basso emissivo.

Trasmittanza		UDM
U, pareti esterne	0,58	W/(m ² K)
U, tetto	0,98	W/(m ² K)
U, pavimento	0,9	W/(m ² K)
U, finestre	1,98	W/(m ² K)

Tabella 2- Caratteristiche termiche dei componenti l'involucro

L'utilizzo dell'edificio segue un profilo di occupazione caratteristico di edifici terziari-direzionali, come si può apprezzare in Tabella 3. I parametri di progetto interni sono stati assunti in maniera canonica per le sole variabili di temperatura e umidità relativa, con i valori di Tabella . Infine i valori dei carichi interni sono quelli della Tabella , e seguono lo stesso profilo temporale dell'occupazione dell'edificio, profilo che è stato assunto anche per il funzionamento dell'impianto.

Occupazione	dalle 7 alle 19	
	dal lunedì al venerdì	
Densità	0,11	persone/m ²
Persone	90	-

Tabella 3- Utilizzo dell'edificio

Benessere		UDM
T set invernale	20	°C
T set estiva	26	°C

UR	60%	-
Rinnovo aria	10	l/(s persona)
	4860	m ³ /h

Tabella 4- Parametri di progetto per il comfort

Carichi interni		
Carichi		
Ufficio	8	W/m ²
Luci	10	W/m ²

Tabella 5 - Carichi interni

Nella modalità di riscaldamento invernale, l'impianto funziona in maniera continua durante le ore di occupazione dell'edificio, sia per il riscaldamento sia per la ventilazione/umidificazione, mentre quando l'edificio non è occupato è previsto un regime attenuato per il mantenimento di 12 °C, senza ventilazione/umidificazione. Nella modalità di raffrescamento estivo, l'edificio viene mantenuto a 26 °C e 50% di umidità soltanto durante le ore di occupazione. La Figura 15 mostra l'assembly panel del programma di simulazione dinamica Trnsys per il calcolo dei carichi di riscaldamento e raffrescamento.

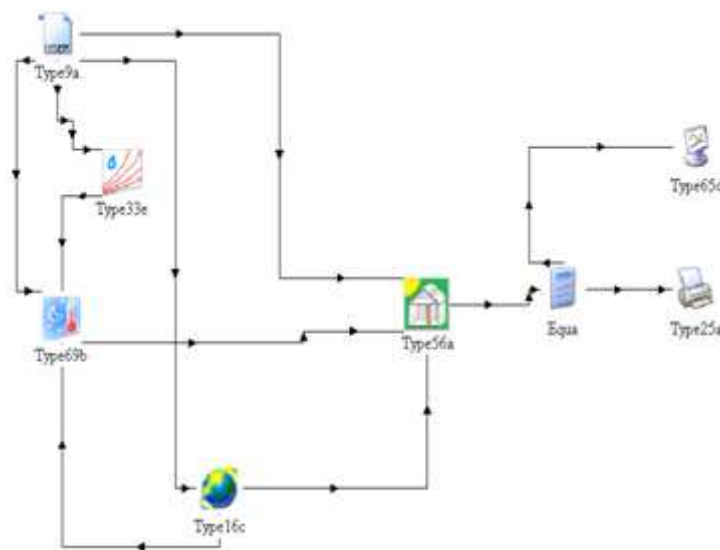


Figura 15 - Assembly Panel in Trnsys per il calcolo dei fabbisogni termici dell'edificio

La Figura 16 riporta i fabbisogni di raffrescamento (gli unici che consideriamo ai fini del presente lavoro) dell'edificio in questione per le due diverse località.

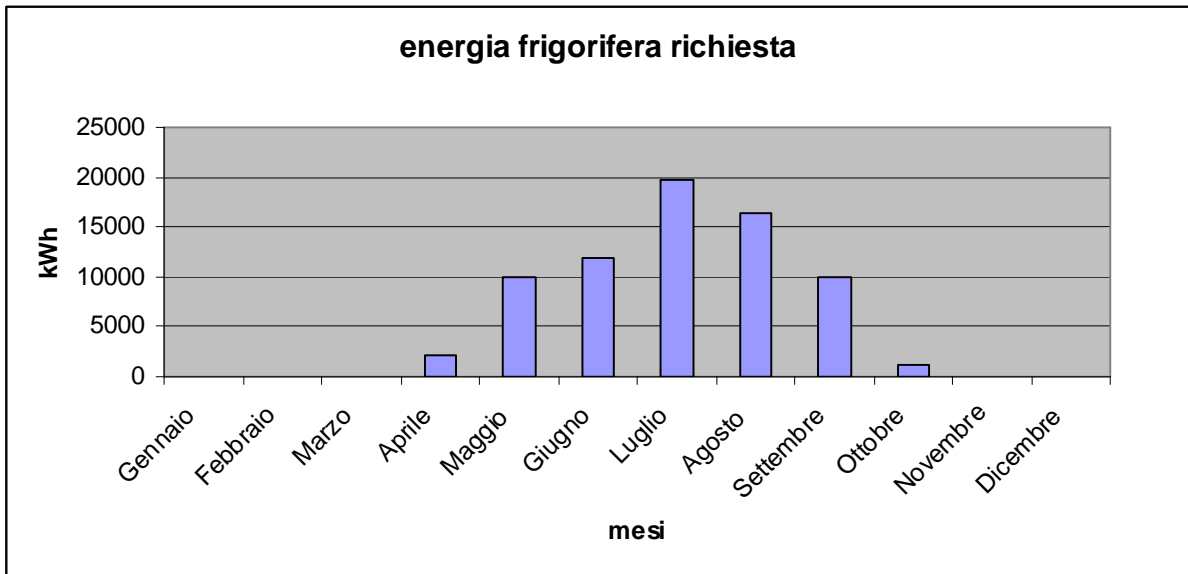


Figura 16a - Fabbisogni termici mensili il raffrescamento ambientale per Milano

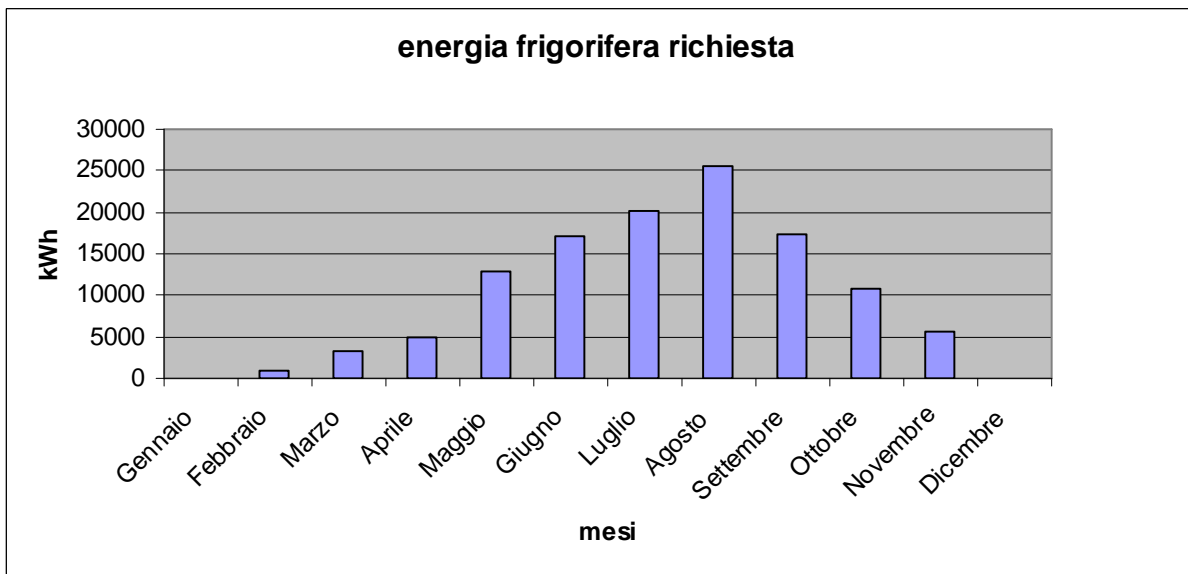


Figura 16b - Fabbisogni termici mensili per il raffrescamento ambientale per Trapani

Mentre in un edificio di tipo residenziale il fabbisogno dominante è tipicamente quello di riscaldamento, nel caso terziario il fabbisogno dominante è quello di raffrescamento. Ciò trova ragione nell'importante contributo degli apporti gratuiti, solari ed endogeni.

Ma se si vuole risalire alla potenza, e quindi all'energia, effettivamente assorbita dalla macchina frigorifera, non basta considerare solo le curve di carico dei due edifici in questione. Bisogna accoppiare a

questi dati, infatti, le misurazioni della temperatura dell'ambiente esterno a quello che si intende raffrescare: in questo modo ad ogni ora corrisponderà la relativa temperatura registrata in quel momento e la potenza frigorifera che il chiller dovrà fornire per portare l'edificio alle condizioni climatiche desiderate.

Una volta ottenute ed accoppiate queste due serie di dati (potenza frigorifera richiesta e temperatura dell'ambiente), è stato possibile risalire alla potenza assorbita dalla macchina frigorifera in funzione, e quindi all'energia richiesta e consumata per raffrescare gli ambienti presi in considerazione, in modo, poi, da poter confermare se la soluzione ibrida comporti un reale vantaggio rispetto ad una soluzione tradizionale, confrontando i risultati ottenuti dall'impiego di queste due possibili scelte.

La macchina ibrida è composta da un refrigeratore a compressione meccanica, mosso da un motore a gas, di potenza nominale 85 kW e da un chiller ad assorbimento di potenza nominale 17,5 kW, come potrebbe essere il modello WFC-SC5 della "MAYA S.p.A.":



Figura 17 – Frontespizio bollettino tecnico del gruppo refrigerante alimentato ad acqua WFC-SC5 (MAYA S.p.A)

7.1.2 specifiche tecniche macchina ad assorbimento

Modello			WFC-SC 5		
Potenza frigorifera			kW	17,6	
Acqua refrigerata	Temperatura	Ingresso	°C	12,5	
		Uscita	°C	7	
	Perdite di carico		kPa	52,6	
	Pressione massima di lavoro		kPa	588	
	Portata nominale		l/s	0,77	
	Volume serpentine		l	8	
Acqua raffreddamento	Potenza dissipata		kW	42,7	
	Temperatura	Ingresso	°C	31	
		Uscita	°C	35	
	Perdite di carico		kPa	58,3	
	Fattore di sporco		M ² h ² /K ² W	0,086	
	Pressione massima di lavoro		kPa	588	
	Portata nominale		l/s	2,55	
	Volume serpentine		l	37	
	Acqua calda	Potenza assorbita		kW	25,1
		Temperatura	Ingresso	°C	88
Uscita			°C	83	
Intervallo alim.			°C	Minimo 70 – Massimo 95	
Perdite di carico		kPa	95,8		
Pressione massima di lavoro		kPa	588		
Portata nominale		l/s	1,2		
Volume serpentine		l	10		
Alimentazione elettrica	Alimentazione elettrica		220V 1 fase 50Hz		
	Potenza		W	48	
	Intensità di corrente		A	0,22	
Controllo			Refrigerazione ON - OFF		
Dimensioni	Larghezza		mm	594	
	Profondità		mm	744	
	Altezza (comprese piastre di fissaggio)		mm	1786	
Peso	A vuoto		kg	365	
	In esercizio		kg	420	
Rumorosità			Livello sonoro dB(A) a 1 metro		
Diametro Tubazioni(A)	Circuito acqua refrigerata (A)		mm	DN 32	
	Circuito acqua di raffreddamento		mm	DN 40	
	Circuito acqua calda (A)		mm	DN 40	
Armadio			Impermeabile idoneo ad installazioni all'aperto, dotato di pannellature di acciaio zincato verniciate color alluminio		

Figura 18 - Estratto bollettino tecnico del gruppo refrigerante alimentato ad acqua WFC-SC5 (MAYA S.p.A)

Il costo di suddetta macchina ammonta a 3480 €, mentre per quanto riguarda la parte a compressione si è deciso di prendere come modello di riferimento il NECS-W 0262, prodotto dalla "Climaveneta S.p.A." (costo preventivato 9028 €).

Tale scelta risulta azzeccata per quanto riguarda le prestazioni, il chiller preso in considerazione ha, infatti, una potenza nominale di 85,1 kW, mentre per quanto riguarda la parte costruttiva non si può dire altrettanto: questo modello è una macchina a compressione meccanica elettrica, mentre la macchina ibrida ha un refrigeratore a compressione meccanica accoppiato ad un motore a combustione interna.

Il prezzo sarà, quindi, sicuramente maggiore di quello preventivato, fatto che si dovrà tenere in considerazione durante l'analisi economica.

Nel caso della macchina frigorifera a compressione tradizionale, invece, si è scelto il seguente modello dell'azienda "Climaveneta S.p.A.":

- NECS-W 0302
Refrigeratore di liquido condensato ad acqua (102 kW), di costo preventivato pari a 10109 €

Estratto dalla seguente gamma di modelli:

Climaveneta Bollettino Tecnico NECS_W_0152_0612_200907_IT		
NECS-W		
0152 - 0612 43,4 - 186 kW	Refrigeratori di liquido condensati ad acqua e pompe di calore acqua-acqua	
		
<small>(La foto dell'unità è indicativa e potrebbe variare in base al modello)</small>		

Figura 18 - Frontespizio bollettino tecnico del refrigeratore di liquido condensato ad acqua NECS-W (Climaveneta S.p.A)

Le unità NECS-W spiccano per un indice di efficienza energetica EER particolarmente elevato, risultato ottenuto attraverso una progettazione mirata degli scambiatori a piastre lato evaporatore e lato condensatore. Tali scelte costruttive consentono, rispetto a modelli della stessa gamma ma meno aggiornati tecnologicamente, di mantenere l'efficienza della macchina, non solo a livelli più alti, ma anche più costanti al variare della potenza:

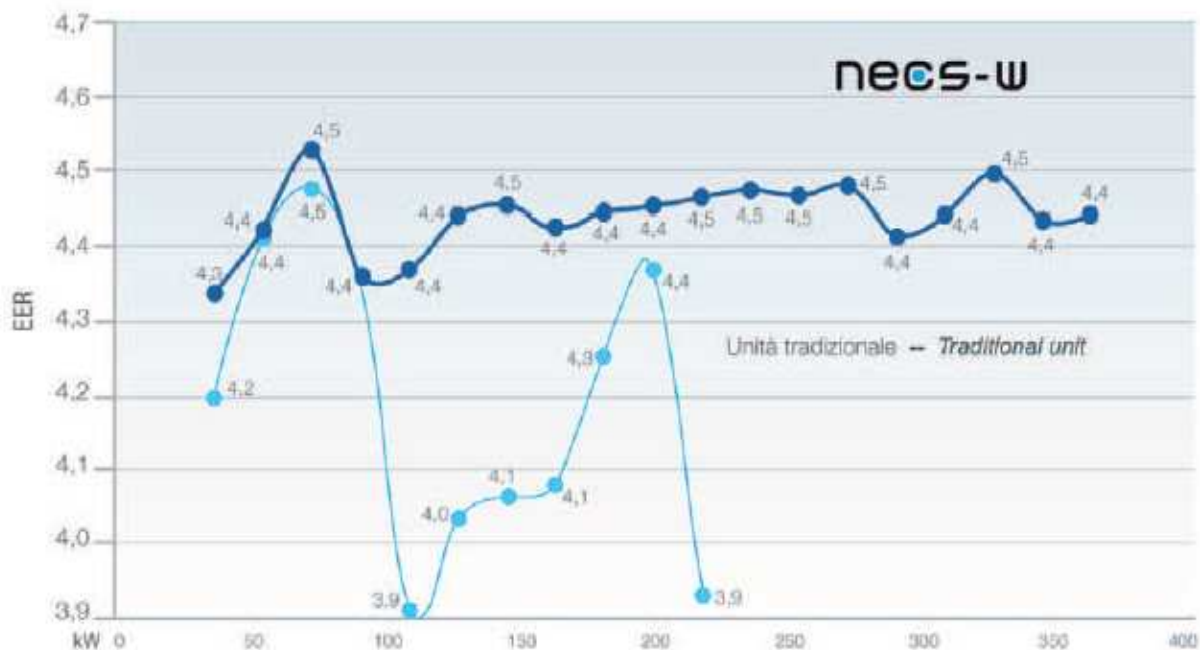


Figura 19 - Andamento indice EER macchina frigorifera a compressione meccanica utilizzata nell'impianto tradizionale preso a confronto

La figura 4 mette bene in evidenza come l'Indice di Efficienza Energetica (Energy Efficiency Ratio, EER) del modello preso in considerazione si aggiri attorno a 4,5 e come resti pressoché costante attorno a questo valore.

In generale, un gruppo frigorifero installato produce la resa nominale per tempi estremamente ridotti, mentre la maggior parte dell'energia viene prodotta con carichi parziali compresi tra il 50% e il 75%. Il parametro ESEER permette di valutare l'efficienza dell'unità tenendo conto dei funzionamenti a carico parziale, efficienza che per questa nuova gamma di modelli si conferma sui valori di quella ottenuta a potenza nominale, segnando un netto miglioramento rispetto le unità che tradizionalmente si trovano sul mercato:

	Unità tradizionale	Delta percentuale efficienza energetica
	Due scroll- bicircuito R407C	Unità NECS-W 202 vs Unità tradizionale
EER 100%	4,48	+ 1%
EER 75%	4,55	+ 22%
EER 50%	4,48	+ 46%
EER 25%	4,55	+ 26 %
ESEER	4,52	+ 33%

Figura 20 - Confronto unità tradizionale-NECS-W in termini di indice EER

I dati tecnici dei modelli NECS-W sono riassunti nella seguente tabella:

GRANDEZZA		0152	0182	0202	0252	0262	0302	0352
NECS-W								
REFRIGERAZIONE	(1)							
Potenza frigorifera	kW	43,4	50,1	58,9	66,4	72,6	86,7	101
Potenza assorbita totale (unità)	kW	10,00	11,3	13,0	15,2	16,6	19,5	22,7
EER		4,34	4,43	4,53	4,37	4,37	4,45	4,46
ESEER		5,81	5,98	6,01	5,69	5,59	5,66	5,8
Portata acqua scambiatore	m ³ /h	7,46	8,62	10,1	11,4	12,5	14,9	17,4
Perdita di carico scambiatore	kPa	57,8	49,4	49,5	47,0	56,2	34,3	32,8

Figura 21 - Dati tecnici NECS-W

Dati tecnici generali di questo tipo, però, sono di poca utilità nel nostro caso, poiché forniscono un'efficienza media della macchina. L'indice EER, quindi, può essere utilizzato solo come parametro indicativo per risalire ai consumi della macchina, poiché non viene data alcuna indicazione più specifica sulla potenza assorbita al variare della potenza frigorifera richiesta e della temperatura dell'ambiente.

Abbiamo dovuto, quindi, far riferimento ai dati contenuti nelle tabelle che l'azienda fornisce nel bollettino tecnico assieme ai dati precedentemente elencati:

0302																		
Tcd	30	35	40	45	50	55	30	35	40	45	50	55	30	35	40	45	50	55
Tev	6						7						8					
Pf	87,7	84,0	79,8	75,2	70,1	64,6	90,4	86,7	82,4	77,7	72,6	66,9	93,2	89,3	85,0	80,2	75,0	69,3
Pat	17,6	19,4	21,6	24,1	26,9	30,1	17,7	19,5	21,7	24,2	27,0	30,2	17,8	19,6	21,8	24,3	27,1	30,3
Qev	15,1	14,5	13,7	12,9	12,1	11,1	15,6	14,9	14,2	13,4	12,5	11,5	16,1	15,4	14,6	13,8	12,9	11,9
Dpev	35,1	32,2	29,1	25,8	22,4	19,0	37,3	34,3	31,0	27,6	24,0	20,4	39,7	36,4	33,0	29,4	25,7	22,0
Pt	105	103	101	99,3	97,1	94,7	108	106	104	102	99,6	97,2	111	109	107	104	102	99,7
Qcd	18,0	17,7	17,4	17,0	16,6	16,2	18,5	18,2	17,8	17,5	17,1	16,6	19,0	18,7	18,3	17,9	17,5	17,1
Dpcd	36,0	34,6	33,5	32,1	30,7	29,1	38,1	36,7	35,3	33,8	32,3	30,7	40,1	38,7	37,2	35,6	34,0	32,3
Tev	9						10						11					
Pf	96,0	92,0	87,6	82,8	77,5	71,8	98,8	94,7	90,2	85,3	80,0	74,3	102	97,3	92,8	87,8	82,5	76,8
Pat	17,9	19,7	21,8	24,3	27,2	30,4	18,0	19,8	21,9	24,4	27,2	30,4	18,1	19,8	22,0	24,4	27,3	30,4
Qev	16,5	15,8	15,1	14,3	13,3	12,4	17,0	16,3	15,5	14,7	13,8	12,8	17,5	16,8	16,0	15,1	14,2	13,2
Dpev	42,1	38,7	35,0	31,3	27,4	23,5	44,6	41,0	37,2	33,2	29,2	25,2	47,1	43,3	39,4	35,3	31,1	27,0
Pt	114	112	109	107	105	102	117	114	112	110	107	105	120	117	115	112	110	107
Qcd	19,5	19,1	18,8	18,4	17,9	17,5	20,0	19,6	19,2	18,8	18,4	17,9	20,5	20,1	19,7	19,3	18,8	18,4
Dpcd	42,2	40,7	39,0	37,4	35,7	34,0	44,4	42,7	41,0	39,3	37,5	35,7	46,6	44,8	43,0	41,2	39,3	37,5

Tabella 6 - dati tecnici macchina frigorifera a compressione meccanica utilizzata nell'impianto tradizionale preso a confronto (modello NECS-W 0302)

Dove:

- Tcd = temperatura uscita acqua scambiatore lato sorgente [°C]
- Tev = temperatura uscita acqua scambiatore freddo lato utenza [°C]
- Pf = potenza frigorifera [kW]
- Pat = potenza assorbita [kW]

Una volta ottenuti questi dati è stato possibile regredirli, tramite la regressione lineare resa disponibile da excel, in modo da ottenere una funzione in grado di restituire la potenza elettrica assorbita in funzione della potenza frigorifera richiesta e temperatura ambiente. Prima di poter effettuare tale regressione lineare, però, abbiamo dovuto elaborare i dati, poiché per le due località avevamo a disposizione i dati della temperatura dell'ambiente, mentre nella tabella 6 avevamo a disposizione i dati tecnici di un refrigeratore di liquido ad acqua, quindi le prestazioni sono fornite in funzione della temperatura dell'acqua all'uscita dello scambiatore nel lato sorgente (Tcd), cioè la temperatura dell'acqua di raffreddamento all'uscita del condensatore. Quest'acqua andrà a una torre evaporativa, la quale smaltirà il

calore di condensazione all'aria esterna, la quale quindi dovrà trovarsi a una temperatura inferiore a quell'acqua.

Considerando, quindi, lo scambio che avviene usualmente in questa parte di ciclo e le temperature dell'acqua di raffreddamento che si registrano prima e dopo di esso, si è deciso di togliere 10°C alle temperature fornite in modo da ottenere verosimilmente la temperatura ambientale alla quale si trovava l'acqua prima dello scambio. In questo modo si è potuto abbinare i dati prestazionali della macchina a compressione NECS-W 0302, alla temperatura dell'ambiente (a noi nota) anziché quella dell'acqua di scambio.

Inoltre, le varie potenze frigorifere e potenze elettriche assorbite risultavano essere date al variare di un ulteriore parametro che è la temperatura dell'acqua all'uscita dello scambiatore freddo nel lato utenza (Tev), cioè all'evaporatore dove avviene lo scambio per abbassare la temperatura dell'acqua da immettere nell'impianto di raffrescamento dell'edificio.

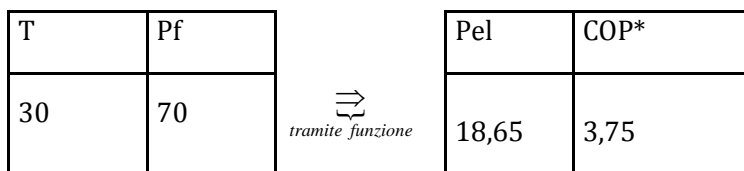
Poiché noi non avevamo a disposizione questo dato per le due località si è deciso di prendere un valore medio dei dati misurati alle varie Tev, anche perché la potenza elettrica assorbita al variare della temperatura all'evaporatore non variava in modo significativo.

Effettuati questi due accorgimenti e la regressione lineare, abbiamo ottenuto i coefficienti della seguente funzione, che una volta implementata in Visual Basic, è stato possibile richiamare per ottenere la potenza elettrica assorbita dalla macchina a compressione (del sistema "tradizionale" preso a confronto) in funzione di temperatura dell'ambiente e potenza frigorifera richiesta:

Public Function tradizionale (t, p)

$$\text{tradizionale} = 33,37700946 - 0,57521289 * t - 0,007556282 * t^2 + 0,000176884 * t^3 - 1,151443064 * p + 0,013990679 * p^2 - 0,0000466552 * p^3 + 0,024063751 * t * p + 0,0000421868 * t^2 * p - 0,00014 * t * p^2$$

End Function



*COP: Coefficient Of Performance

Poiché l'energia assorbita dal modello a compressione è di tipo elettrico, si è reso necessario dividerla per l'indice di conversione tra energia elettrica e primaria, pari a 0,45, in modo da ottenere il consumo di energia primaria e quindi poter confrontare i risultati con il modello ibrido, mosso da un motore a gas metano:

T	Pf	\Rightarrow <i>tramite funzione</i>	Ppr	PER*
30	70		41,46	1,69

*PER: Primary Energy Ratio

Per ottenere lo stesso risultato anche per la macchina ibrida, si sono raccolti i dati ricavati dalle simulazioni effettuate con il modello realizzato in excel, ottenendo anche in questo caso la potenza termica assorbita al variare della potenza frigorifera e della temperatura dell'ambiente:

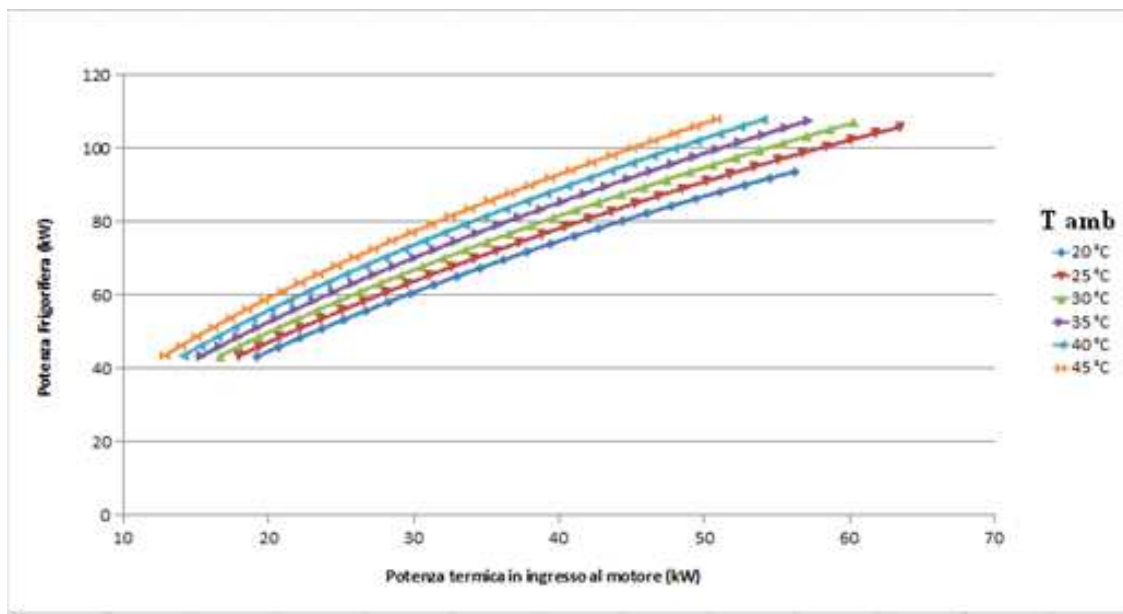


Figura 22 – Andamento della potenza frigorifera prodotta in funzione della potenza termica in ingresso al motore al variare della temperatura dell'ambiente

Una volta ottenute queste serie di dati è bastate regredirle tramite la regressione lineare di excel in modo da ottenere i coefficienti della seguente funzione:

Public Function modello(t, p)

$$\text{modello} = -38,16071 + 0,000579105 * p * t^2 - 0,02252055 * p * t + 0,0000888666 * p^2 * t + 0,00112 * t^3 - 0,11122159 * t^2 + 0,00000103901 * p^3 + 0,000639 * p^2 + 3,643628 * t + 0,439356 * p$$

End Function

T	Pf	\Rightarrow <i>tramite funzione</i>	Ppr	PER
30	70		37,78	1,85

Esempio di applicazione della funzione 'modello' da noi creata

Anche questa funzione è stata quindi inserita in Visual Basic in modo da poterla applicare ai dati di potenza e temperatura raccolti in precedenza e ottenere le varie potenze assorbite per Milano e Trapani.

Una volta ottenute le potenze assorbite nelle due località ora per ora, sarà possibile risalire all'energia consumata mensilmente dalle due soluzioni, poiché un dato di potenza, in kW, considerato in un intervallo orario ci fornisce la corrispondente energia in kWh.

Prima di far questo, però, abbiamo dovuto introdurre delle condizioni nelle celle contenenti le funzioni "tradizionale" e "modello" da noi create: la macchina ibrida è stata progettata per coprire un range di potenze compreso tra i 50 e i 100 kW, lo stesso per la NECS-W 0302, mentre, in una situazione reale, può rendersi necessaria l'applicazione del chiller per potenze inferiori a questo intervallo. Ciò che succede in questo caso è che la macchina funziona alla sua potenza minima (50 kW) solo per il tempo necessario e sufficiente a fornire l'energia richiesta, di solito ben inferiore all'ora. In questo caso non è più possibile, quindi, passare direttamente dai kW ai kWh, ma l'energia effettivamente consumata va calcolata come percentuale della potenza assorbita in quel intervallo di tempo necessario a fornire la potenza frigorifera richiesta. Così, per esempio, se la potenza frigorifera richiesta è 10 kW, l'energia frigorifera richiesta per quell'ora è 10 kWh e la potenza frigorifera fornita dalla macchina è 50 kW per il 20% di un'ora, cioè 12 minuti. In questo modo l'energia frigorifera effettivamente fornita dalla macchina è esattamente pari ai 10 kWh richiesti in quell'ora. Ugualmente l'energia consumata sarà pari al 20% del valore della potenza assorbita dalla macchina funzionante alla potenza frigorifera minima di 50 kW, calcolato applicando le funzioni "modello" e "tradizionale".

Nel caso in cui la potenza frigorifera richiesta fosse superiore ai 50 kW, l'energia consumata sarà uguale alla potenza assorbita in quell'ora, calcolata tramite le funzioni sopra citate.

Applicando quanto fin qui detto ai dati di potenza e temperatura, è stato possibile ottenere la rispettiva potenza assorbita e quindi i kWh consumati, raccolti nei seguenti grafici:

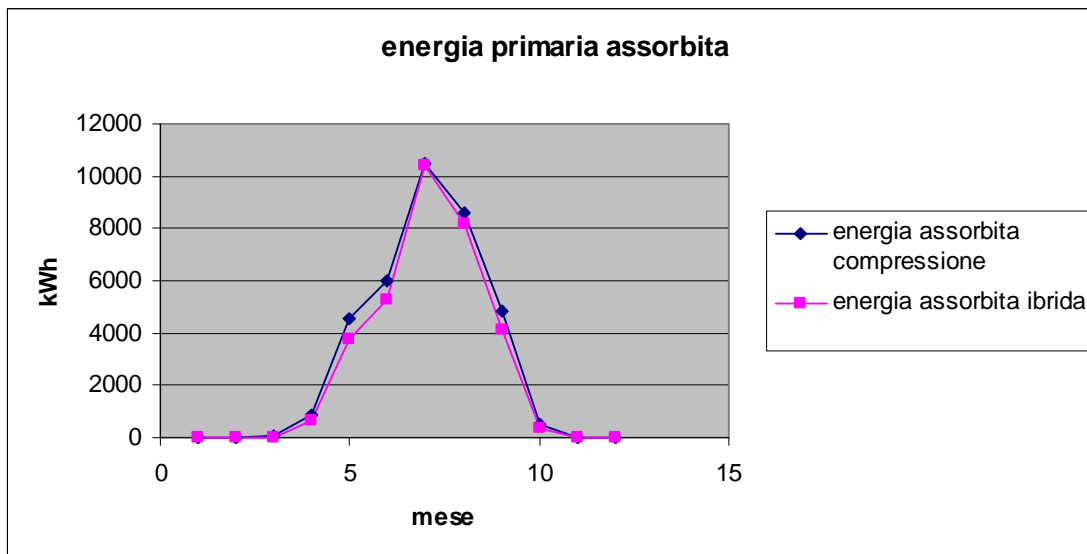


Figura 23a - Grafico energia primaria assorbita per il raffrescamento a Milano

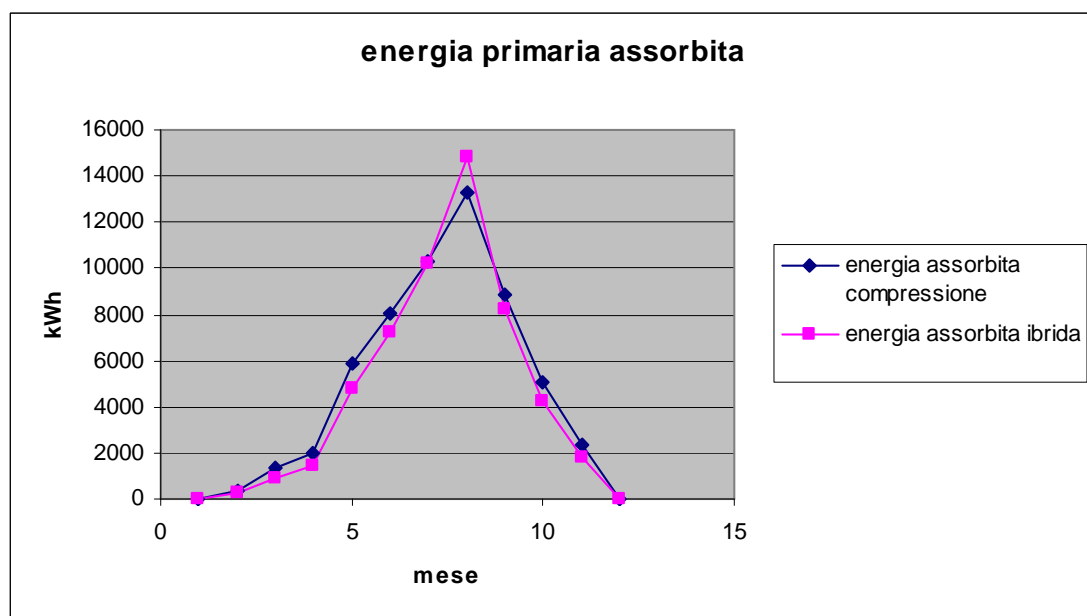


Figura 23b - Grafico energia primaria assorbita per il raffrescamento a Trapani

Mentre la macchina frigorifera tradizionale che abbiamo preso a confronto è composta solo dalla parte a compressione, il cui comportamento è descritto dalla funzione “tradizionale”, nel caso della macchina ibrida, essa risulta essere composta da una parte a compressione, mossa dal motore a gas, e da una parte ad assorbimento, alimentata dal calore di scarto recuperato dal motore. La funzione “modello”, quindi, descrive la macchina ibrida come una “black box”, nel senso che ci fornisce l’input a partire dall’output, senza darci alcun informazione dei flussi di energia che investono le varie parti da cui è composta.

Per conoscere questi flussi di energia parziali si è resa necessaria un’analisi energetica più approfondita, che ci ha portato a far compiere ulteriori simulazioni al nostro modello della macchina ibrida per ottenere

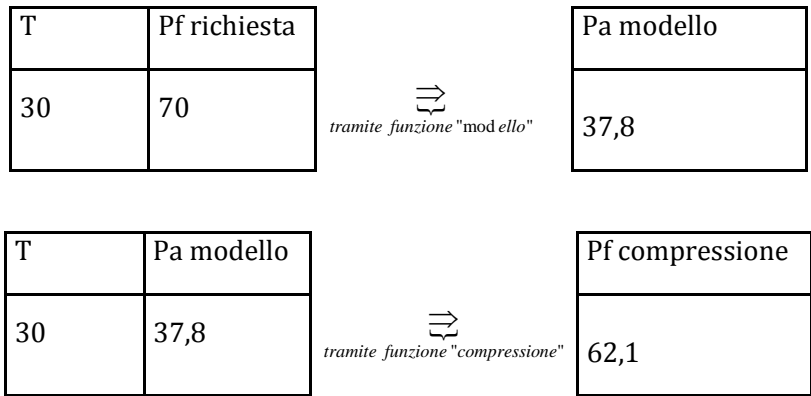
i dati di potenza frigorifera prodotta separatamente dalla parte a compressione e dalla parte ad assorbimento, in funzione della potenza assorbita dalla macchina ibrida (cioè dal motore a combustione interna) e della temperatura ambientale.

Una volta ottenuti questi dati è bastato regredirli con la solita regressione lineare di excel per ottenere i coefficienti delle seguenti funzioni, inserite poi in Visual Basic:

Public Function compressione (t, p)

$$\text{compressione} = 49.9760265854 - 2.5855841353 * t + 2.8373734561 * p + 0.0375918388 * t^2 - 0.0001015822 * t^3 - 0.0244779488 * p^2 + 0.0000898379 * p^3 - 0.000177192 * t^2 * p - 0.0197108537 * t * p + 0.0002309566 * t * p^2$$

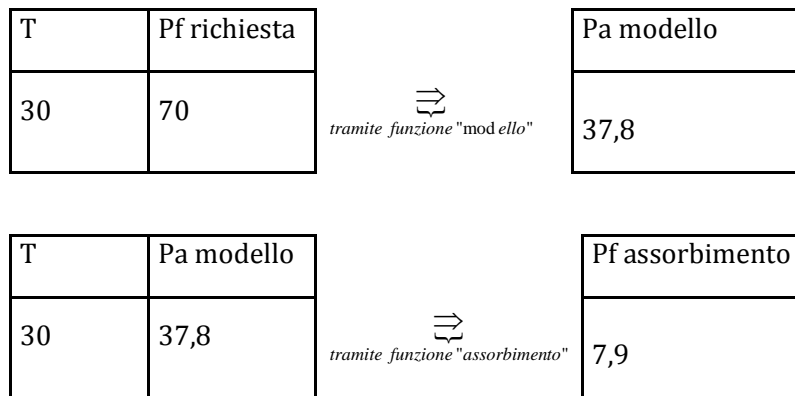
End Function



Public Function assorbimento (t, p)

$$\text{assorbimento} = 27,644239 - 2.7350661 * t - 0,3321212 * p + 0,09079709 * t^2 - 0,0010047 * t^3 + 0,00494232 * p^2 - 0,0000181497 * p^3 - 0,0006324 * t^2 * p + 0,037357413 * t * p - 0,0001426 * t * p^2$$

End Function



Pf compressione + Pf assorbimento = 70 kW = Pf richiesta

Applicando tali funzioni ai dati ottenuti dalla funzione "modello" e di temperatura dell'ambiente, come appena mostrato, si sono raccolti i seguenti risultati:

MESE	Ef compressione (kWh)	Ef assorbimento (kWh)
Gennaio	0	0
Febbraio	0	0
Marzo	90	7
Aprile	1904	150
Maggio	9176	870
Giugno	10708	1171
Luglio	17548	2093
Agosto	14763	1653
Settembre	9022	935
Ottobre	1001	79
Novembre	0	0
Dicembre	0	0
TOTALE	64212	6957

Tabella 7a - Tabella dati energia frigorifera prodotta dalla parte a compressione e ad assorbimento della macchina ibrida (Milano)

MESE	Ef compressione (kWh)	Ef assorbimento (kWh)
Gennaio	55	4
Febbraio	907	75
Marzo	3082	264
Aprile	4474	359
Maggio	11815	1106
Giugno	15398	1662
Luglio	17863	2185
Agosto	23006	2633
Settembre	15397	1846
Ottobre	9854	981
Novembre	5166	412
Dicembre	0	0
TOTALE	107018	11527

Tabella 7b - Tabella dati energia frigorifera prodotta dalla parte a compressione e ad assorbimento della macchina ibrida (Trapani)

Mentre per quanto riguarda l'energia assorbita dalle due parti è bastato considerare il coefficiente di rendimento del motore a gas e del recupero di calore, entrambi fissati al 30%:

$Ea_{motore} = Ea_{ibrida} = \text{energia assorbita dalla macchina ibrida e calcolata tramite la funzione modello}$

$Ea_{compressione} = 30\% Ea_{motore}$

$Ea_{assorbimento} = 30\% \text{ energia dispersa dal motore (pari a } 70\% \text{ di } Ea_{motore})$

MESE	Ea motore (kWh)	Ea compressione (kWh)	Ea assorbimento (kWh)
Gennaio	0	0	0
Febbraio	0	0	0
Marzo	28	8	6
Aprile	657	197	138

Maggio	3726	1118	782
Giugno	5295	1589	1112
Luglio	10400	3120	2184
Agosto	8166	2450	1715
Settembre	4089	1227	859
Ottobre	357	107	75
Novembre	0	0	0
Dicembre	0	0	0
TOTALE	32718	9815	6871

Tabella 8a - Dati energia assorbita dalla parte a compressione e ad assorbimento della macchina ibrida (Milano)

MESE	Ea motore (kWh)	Ea compressione (kWh)	Ea assorbimento (kWh)
Gennaio	16	5	3
Febbraio	262	79	55
Marzo	936	281	197
Aprile	1430	429	300
Maggio	4820	1446	1012
Giugno	7235	2171	1519
Luglio	10213	3064	2145
Agosto	14852	4456	3119
Settembre	8209	2463	1724
Ottobre	4254	1276	893
Novembre	1785	536	375
Dicembre	0	0	0
TOTALE	54013	16204	11343

Tabella 8b - Dati energia assorbita dalla parte a compressione e ad assorbimento della macchina ibrida (Trapani)

Sommando i singoli dati contenuti nella tabella 8 si ottengono gli stessi dati rappresentati nei grafici di figura 23, i quali mostrano come i consumi di energia primaria appaiono essere inferiori con l'impiego della macchina frigorifera ibrida, risultato che diventa chiaro e univoco se il confronto avviene con i dati annuali:

MESE	Energia primaria assorbita tradizionale (kWh)	Energia primaria assorbita ibrida (kWh)
Gennaio	0	0
Febbraio	0	0
Marzo	39	28
Aprile	881	657
Maggio	4563	3726
Giugno	5990	5295
Luglio	10470	10399
Agosto	8581	8166
Settembre	4822	4089
Ottobre	471	357
Novembre	0	0
Dicembre	0	0
TOTALE	35814	32718

Tabella 9a - Tabella dati energia primaria assorbita a Milano

MESE	Energia primaria assorbita tradizionale (kWh)	Energia primaria assorbita ibrida (kWh)
Gennaio	23	16
Febbraio	389	262
Marzo	1346	936
Aprile	1989	1430
Maggio	5835	4820
Giugno	8052	7235
Luglio	10345	10213
Agosto	13313	14852
Settembre	8841	8209
Ottobre	5023	4254
Novembre	2364	1785

Dicembre	0	0
TOTALE	57521	54013

Tabella 9b – Tabella dati energia primaria assorbita a Trapani

I dati mostrano un risparmio di 3100 kWh all'anno per Milano, cioè dell'8,7%, e di 3508 kWh all'anno per quanto riguarda Trapani, cioè del 6,1%.

L'analisi e il confronto dei dati fin qui raccolti rivela e conferma un effettivo risparmio energetico nell'utilizzo della soluzione ibrida rispetto quella tradizionale, composta da una sola macchina frigorifera a compressione, ma i vantaggi ottenibili con questa scelta non sono così eccellenti a causa del fatto che il Rapporto di Energia Primaria (PER, Primary Energy Ratio) della macchina ibrida cala all'aumentare della potenza frigorifera richiesta, fino a diventare inferiore a quello della macchina tradizionale.

Ciò è dovuto al fatto che nel caso della macchina frigorifera ibrida all'aumentare della potenza frigorifera si verifica un peggioramento del ciclo termodinamico, e quindi dell'efficienza stessa, causate da minori temperature di evaporazione, mentre, come mostra la figura 19, il modello di macchina frigorifera a compressione NECS-W con il quale ci confrontiamo è stato studiato appositamente per soffrire il meno possibile questo calo di prestazioni, in modo da mantenere un indice di efficienza più alto e costante.

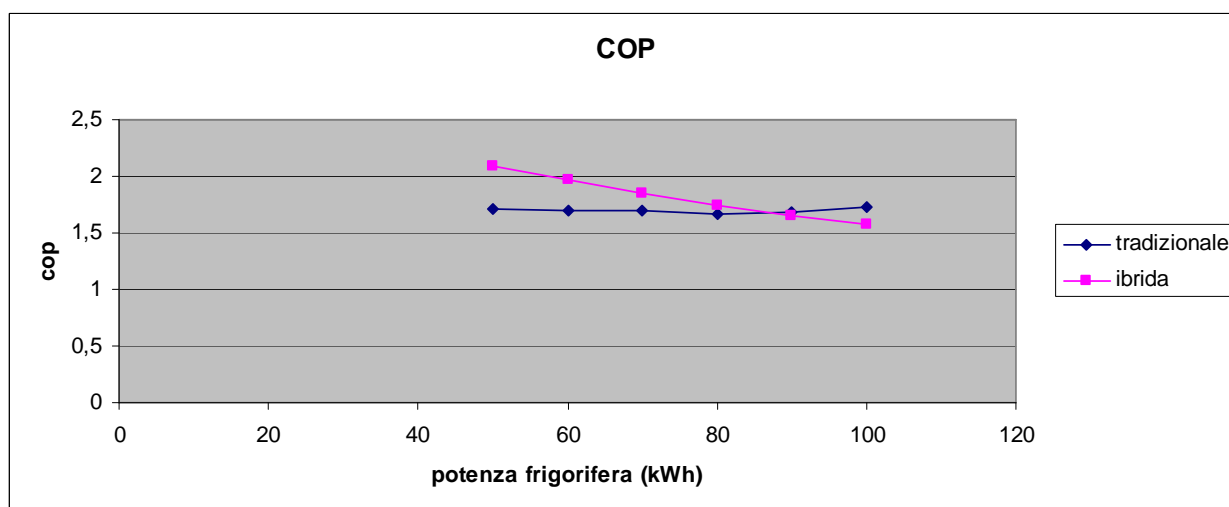


Figura 24 – Grafico andamento COP modello a compressione e ibrido

Poiché la macchina ibrida tende a perdere di efficienza proprio in corrispondenza delle potenze più vicine a quella nominale, i minor consumi che si riescono ad ottenere nell'arco delle stagioni intermedie (in cui il funzionamento della macchina è in parzializzazione), vengono "consumati" durante i mesi più caldi dell'anno, fino a diventare addirittura negativi nel caso dell'agosto di Trapani (figure 22).

Nonostante la macchina ibrida soffra durante i mesi più caldi, soprattutto a Trapani dove le temperature più elevate rendono necessarie potenze frigorifere maggiori, il bilancio energetico a fine anno risulta comunque positivo e a favore della scelta da noi presentata.

7.2. Analisi economica

Per poter introdurre un confronto economico tra le due soluzioni, si è reso necessario individuare il costo del metano da riscaldamento, dato trovato nei comunicati stampa trimestrali dell'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas: al mese di Agosto 2011, ogni metro cubo di metano risulta avere il costo di 0,797 €.

La spesa annuale affrontata per riscaldare l'edificio nel caso di Milano e Trapani è riportata nelle figure 25:

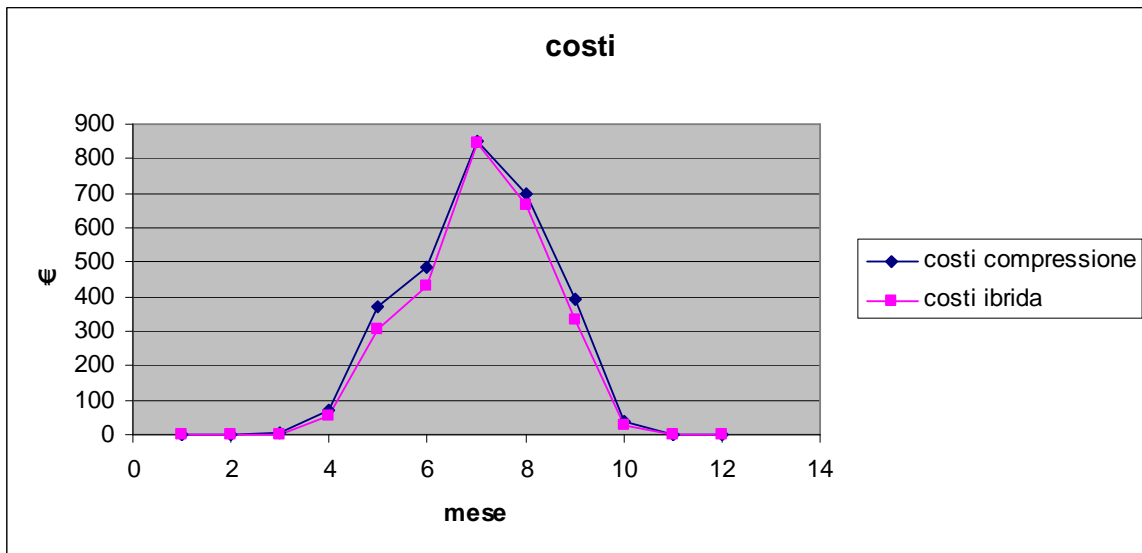


Figura 25a - Grafico andamento costi annui per il raffrescamento a Milano

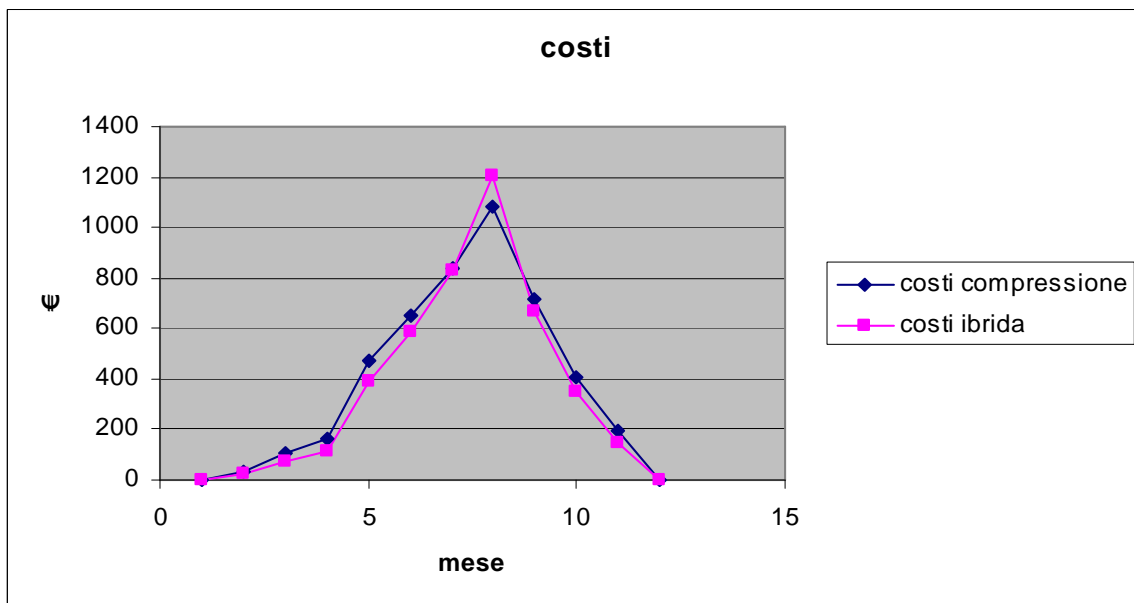


Figura 25b - Grafico andamento costi annui per il raffrescamento a Trapani

MESE	Costi metano tradizionale(€)	modello	Costi metano modello ibrido (€)
Gennaio		0,00	0,00
Febbraio		0,00	0,00
Marzo		3,20	2,30
Aprile		71,63	53,41
Maggio		371,09	303,03
Giugno		487,15	430,64
Luglio		851,50	845,76
Agosto		697,87	664,10
Settembre		392,19	332,53
Ottobre		38,31	29,03
Novembre		0,00	0,00
Dicembre		0,00	0,00
TOTALE		2912,93	2660,81

Tabella 10a - Tabella costi metano a Milano

MESE	Costi metano tradizionale(€)	modello	Costi metano modello ibrido (€)
Gennaio		1,90	1,31
Febbraio		31,65	21,29
Marzo		109,50	76,12
Aprile		161,82	116,32
Maggio		474,57	392,03
Giugno		654,83	588,40
Luglio		841,33	830,61
Agosto		1082,68	1207,85
Settembre		719,01	667,60
Ottobre		408,51	345,99
Novembre		192,23	145,20

Dicembre	0,00	0,00
TOTALE	4678,02	4392,71

Tabella 10b - Tabella costi metano a Trapani

Anche economicamente, come energeticamente, si possono tirare le stesse conclusioni, almeno per quanto riguarda i costi sostenuti annualmente per raffrescare l'edificio: i dati mettono in evidenza un risparmio di 252 € all'anno per Milano e di 285 € all'anno per quanto riguarda Trapani.

Il minor risparmio (in termini relativi) che si verifica a Trapani rispetto a Milano, così come l'andamento delle curve in figura 25, è sempre da imputare all'andamento del PER (figura 22) delle due macchine, che penalizza la macchina ibrida tanto più venga richiesta una potenza vicina a quella nominale.

Nonostante questo deficit nei mesi più caldi dell'anno, la soluzione ibrida si presenta come la migliore, soprattutto se si considera il fatto che il costo del metano, come gli altri idrocarburi, è destinato ad aumentare sempre più.

Come mostra, infatti, un'analisi di sensitività, la differenza tra le due soluzioni, praticamente nulla per prezzi molto bassi del metano, tende ad aumentare sempre più man mano che il costo della materia prima aumenta:

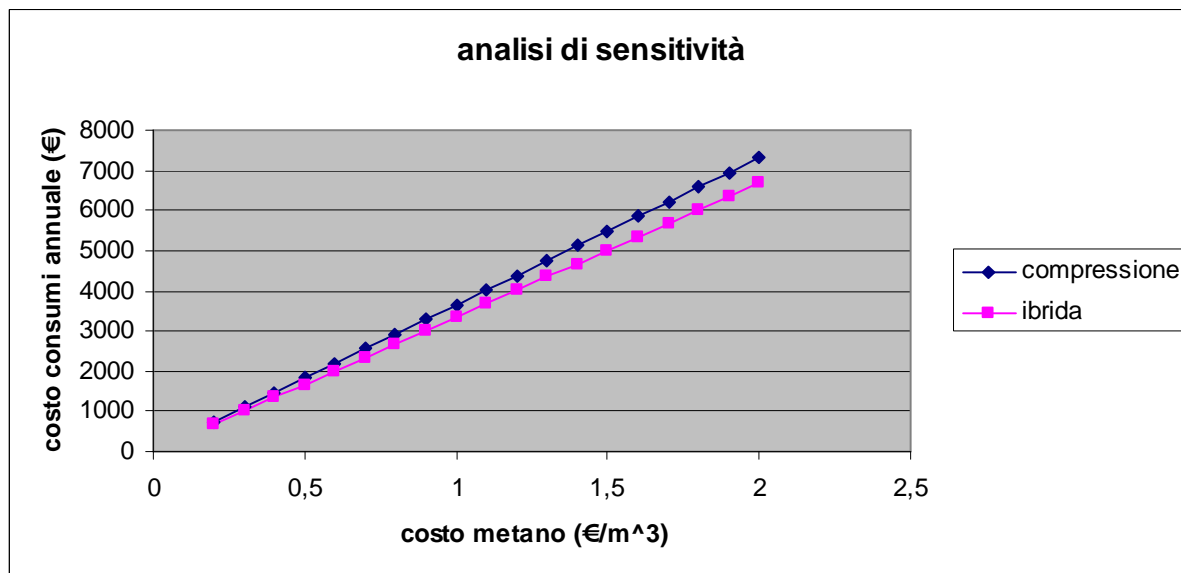


Figura 26a - analisi di sensitività sul costo del metano(caso di Milano)

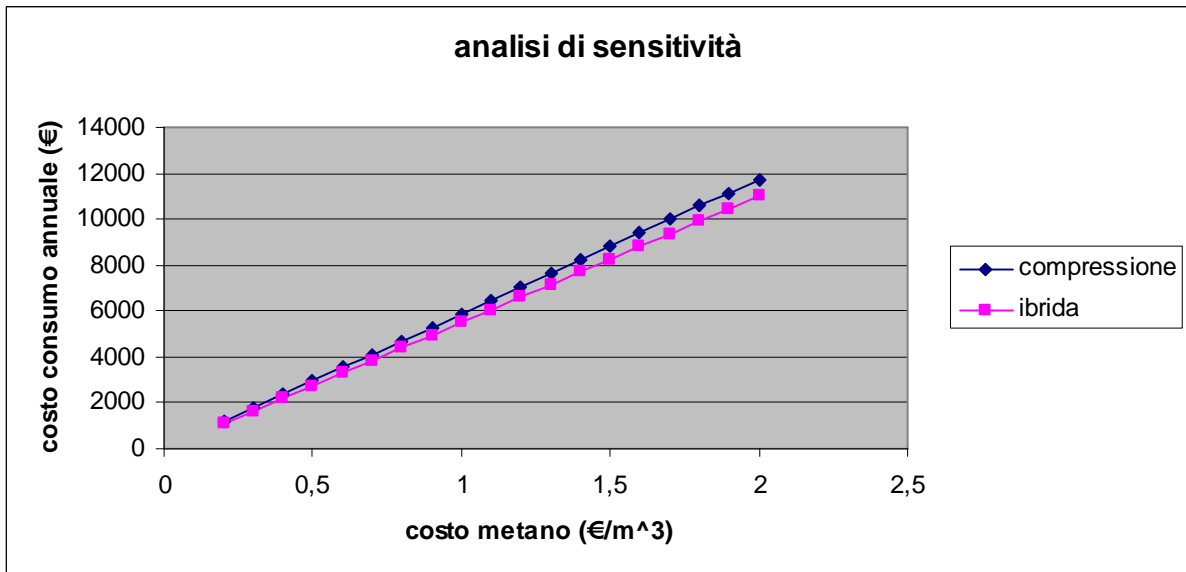


Figura 26b – analisi di sensitività sul costo del metano(caso di Trapani)

A Trapani questa varianza la si subisce meno rispetto a Milano sempre per il fatto che la potenza frigorifera richiesta è più frequentemente e più a lungo vicino a quella nominale e quindi la macchina tradizionale recupera su quella ibrida grazie al suo COP più costante.

Anche se il risparmio che la macchina ibrida implica rispetto quella a compressione semplice sia innegabile, bisogna considerare che tale soluzione risulta essere più costosa, dal momento che comporta un investimento iniziale maggiore.

Infatti, oltre alla macchina a compressione, risulta necessario l'acquisto della macchina ad assorbimento, che dovrà poi essere ammortizzata nel corso degli anni.

Per trovare il numero d'anni in cui sia possibile ammortizzare la maggiore spesa iniziale comportata dalla soluzione ibrida, si è ricorso all'indice VAN (Valore Attuale Netto) definito come l'utile attuale netto in grado di dare una soluzione rispetto ad un'altra.

$$VAN = \sum_{k=0}^n \frac{F_k}{(1+i)^k}$$

Dove:

- n = numero di anni

- i = tasso di interesse (assunto uguale a 2,5% nel nostro caso)
- F_k = flussi di cassa differenziali = $(Cesc - Cesi)_k - (Cic - Cii)_k$
- $Cesc$ = costo esercizio macchina a compressione
- $Cesi$ = costo esercizio macchina ibrida
- Cic = costo investimento macchina a compressione
- Cii = costo investimento macchina ibrida

Nel nostro caso abbiamo posto:

- $i=2,5\%$
- $Cic = 10109 \text{ €}$ secondo preventivo "Climaveneta S.p.A."
- $Cii = \underbrace{9028 \text{ €}}_{\text{compressione}} \text{ o } \underbrace{3480 \text{ €}}_{\text{assorbimento}} = 12508 \text{ €}$ secondo preventivo "Climaveneta S.p.A." e "MAYA S.p.A."
(del costo maggiore comportato dalla presenza del motore a gas rispetto al preventivo fattoci dalla "Climaveneta S.p.A." se ne terrà conto durante l'analisi della variazione dell'investimento iniziale, Figura 25.)
- $Cesc = \underbrace{2912,93 \text{ €}}_{\text{Milano}} \text{ o } \underbrace{4678,02 \text{ €}}_{\text{Trapani}}$
- $Cesi = \underbrace{2660,81 \text{ €}}_{\text{Milano}} \text{ o } \underbrace{4392,71 \text{ €}}_{\text{Trapani}}$

Da ciò deriva che i flussi di cassa differenziali per Milano valgono:

- $F_0 = (0 - 0) - (10109 - 12508) = 2399 \text{ €}$
- $F_1 = F_2 = \dots = F_n = (2912,93 - 2660,81) - (0 - 0) = 252,12 \text{ €}$

Mentre per Trapani valgono:

- $F_0 = (0 - 0) - (10109 - 12508) = 2399 \text{ €}$
- $F_1 = F_2 = \dots = F_n = (4678,02 - 4392,71) - (0 - 0) = 285,31 \text{ €}$

Si è detto che il VAN è un indice in grado di indicare il valore attuale netto di una soluzione rispetto ad un'altra, ma se si pone il VAN uguale a 0 e si prende come incognita il numero n di anni, si può risalire al "pay back" (tempo di recupero), cioè al numero di anni di esercizio necessari per ammortizzare la spesa iniziale e cominciare a guadagnare:

ANNI	FLUSSI DI CASSA CUMULATI
0	-2399,00
1	-2153,03
2	-1913,05
3	-1678,93
4	-1450,52

5	-1227,68
6	-1010,28
7	-798,18
8	-591,25
9	-389,37
10	-192,41
11	-0,25
12	187,21
PAY BACK (in anni)	≈11

Tabella 11a – Pay Back nel caso di Milano

ANNI	FLUSSI DI CASSA CUMULATI
0	-2399,00
1	-2120,65
2	-1849,09
3	-1584,16
4	-1325,68
5	-1073,51
6	-827,50
7	-587,48
8	-353,31
9	-124,86
10	98,02
PAY BACK (in anni)	≈9,5

Tabella 11b – Pay Back nel caso di Trapani

Con le assunzioni da noi fatte ed i preventivi ricevuti, l'analisi di redditività evidenzia come, a Milano, sia possibile recuperare l'investimento in 11 anni circa, mentre a Trapani in 9 anni e 6 mesi circa.

Poichè i prezzi da noi assunti riguardano un caso particolare e sono soggetti a probabile variazione nel corso del tempo, potrebbe risultare più utile, ai fini di questa analisi economica, riportare un grafico che

riassumi i vari pay back al variare dell'entità dell'investimento iniziale. In questo modo possiamo anche considerare il costo, non compreso nel preventivo della "Climaveneta S.p.A", da sostenere per installare il motore a gas che muove il chiller a compressione della macchina ibrida:

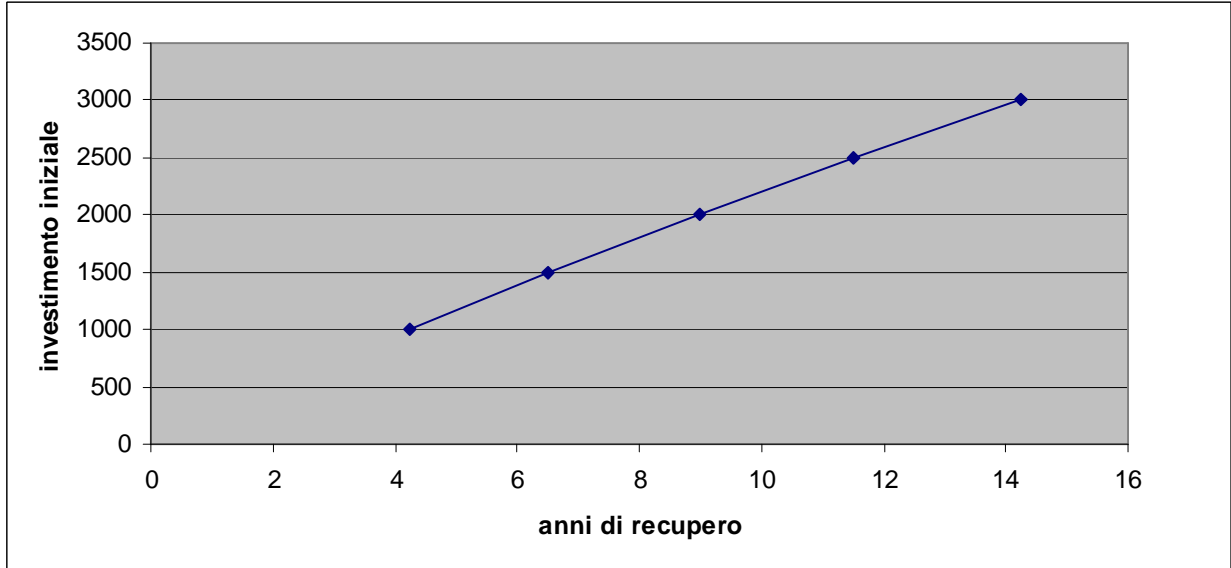


Figura 27a - Anni di recupero necessari per ammortizzare l'investimento iniziale al variare di quest'ultimo (Milano)

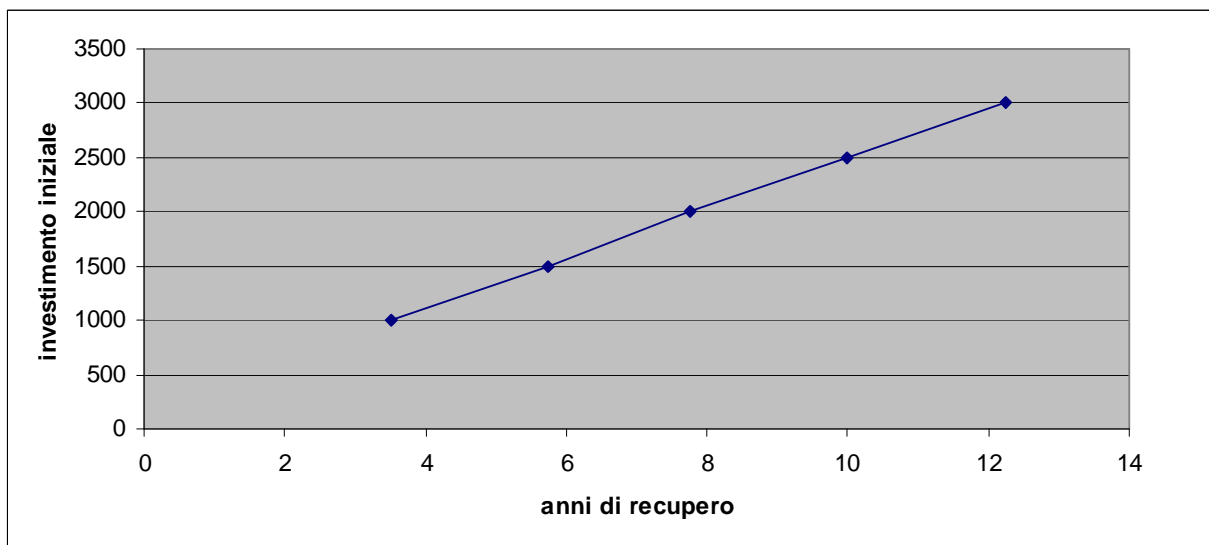


Figura 27b - Anni di recupero necessari per ammortizzare l'investimento iniziale al variare di quest'ultimo (Trapani)

Incentivi da parte dello stato o offerte più vantaggiose di quelle da noi presentate potrebbero abbassare i tempi di recupero a valori in grado di rendere la soluzione ibrida non solo energeticamente ma anche economicamente vantaggiosa.

CONCLUSIONI

Nell'ambito di questa tesi è stato realizzato un modello che simula il comportamento di una macchina frigorifera ibrida a gas naturale. Tale macchina è composta da un motore a combustione interna a gas naturale, da una macchina frigorifera a compressione e da una ad assorbimento e può essere controllata tramite due metodi di regolazione della potenza.

Dal lavoro svolto dal collega Tobia Veneri è emerso che il sistema di regolazione più efficiente è quello che regola la portata di gas in ingresso al motore e la portata di acqua calda che alimenta il ciclo ad assorbimento.

Utilizzando il metodo di regolazione della potenza che è risultato più efficiente è stato poi realizzato un modello in grado di tenere conto anche della temperatura ambientale. Effettuando varie simulazioni a regimi di funzionamento e temperature ambientali diverse sono stati raccolti una moltitudine di dati su potenza frigorifera prodotta dai sottosistemi e potenza termica assorbita dal motore praticamente in ogni condizione di funzionamento possibile. Utilizzando tutti questi dati raccolti è stata regredita una funzione a più variabili che leghi la potenza assorbita con la potenza frigorifera richiesta e la temperatura ambientale.

Basandosi su questa funzione, molto meno onerosa di calcoli rispetto al modello completo, si è potuta eseguire una simulazione del comportamento di questo tipo di macchina mettendola a confronto con una soluzione tradizionale. Da quest'analisi è emerso, come prevedibile, che questo tipo di sistema è energeticamente più conveniente rispetto a un sistema tradizionale, permettendo un risparmio energetico annuo del 5-10% circa. La simulazione effettuata è stata basata su dati storici di temperatura ambientale e potenza frigorifera richiesta, questi dati sono stati presi per due località, una nell'Italia settentrionale (Milano) e una nel meridione (Trapani).

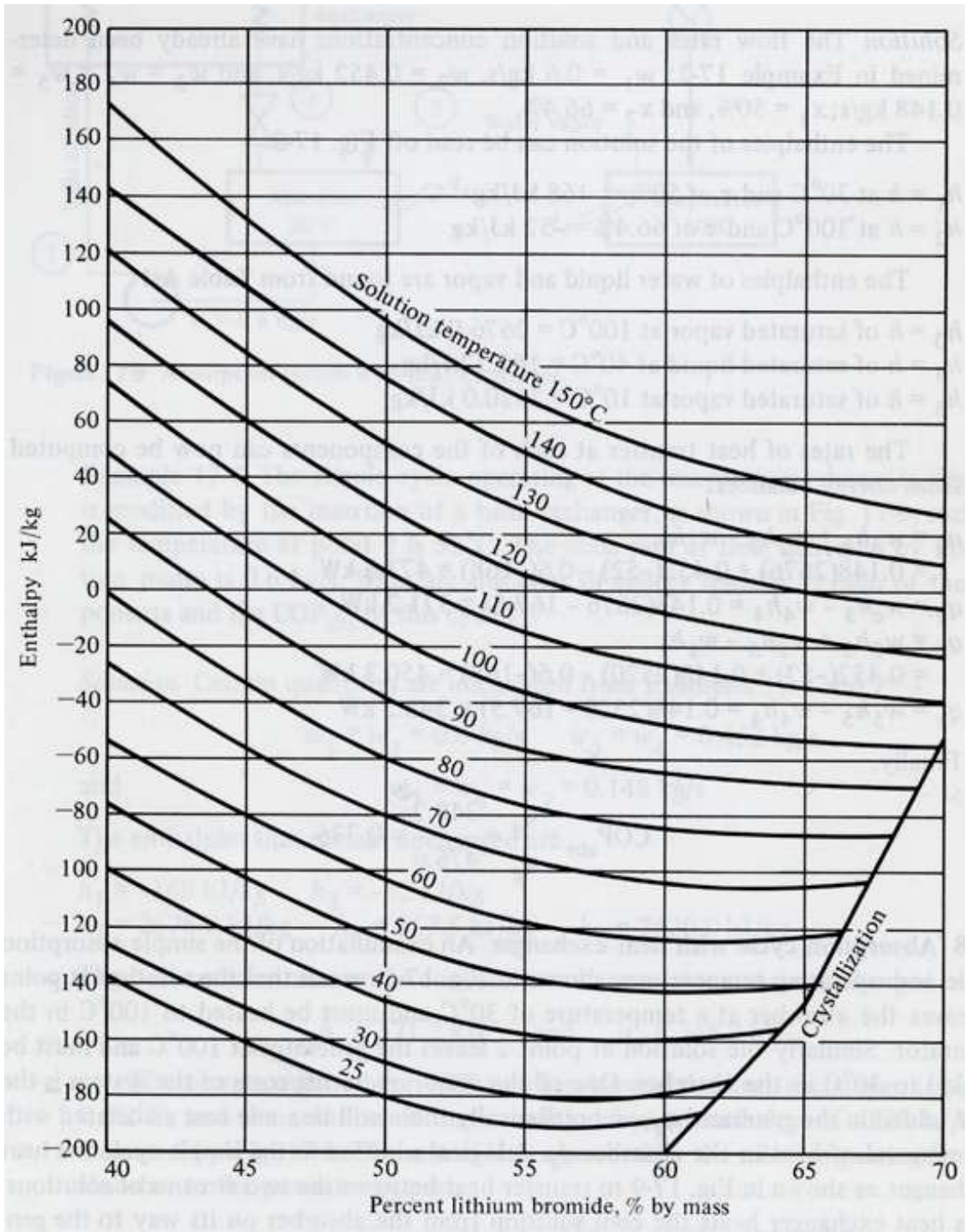
Da questo confronto è emerso che questo tipo di sistema è più efficiente al nord, dove vi è una temperatura media più bassa e soprattutto vi è una maggiore richiesta di energia ai carichi parziali, dove questo tipo di sistema presenta un'ottima efficienza.

I risultati dell'analisi economica di questo sistema non sono del tutto positivi come quelli dell'analisi energetica, poiché l'elevato costo iniziale di questo tipo di sistema rende molto lungo il periodo in cui sono recuperate le spese d'investimento iniziali più elevate rispetto alle soluzioni tradizionali. Incentivi da parte dello stato o offerte più vantaggiose di quelle da noi presentate potrebbero abbassare l'investimento iniziale, rendendo vantaggioso questo tipo di sistema non solo dal punto di vista energetico ma anche da quello economico.

Bibliografia

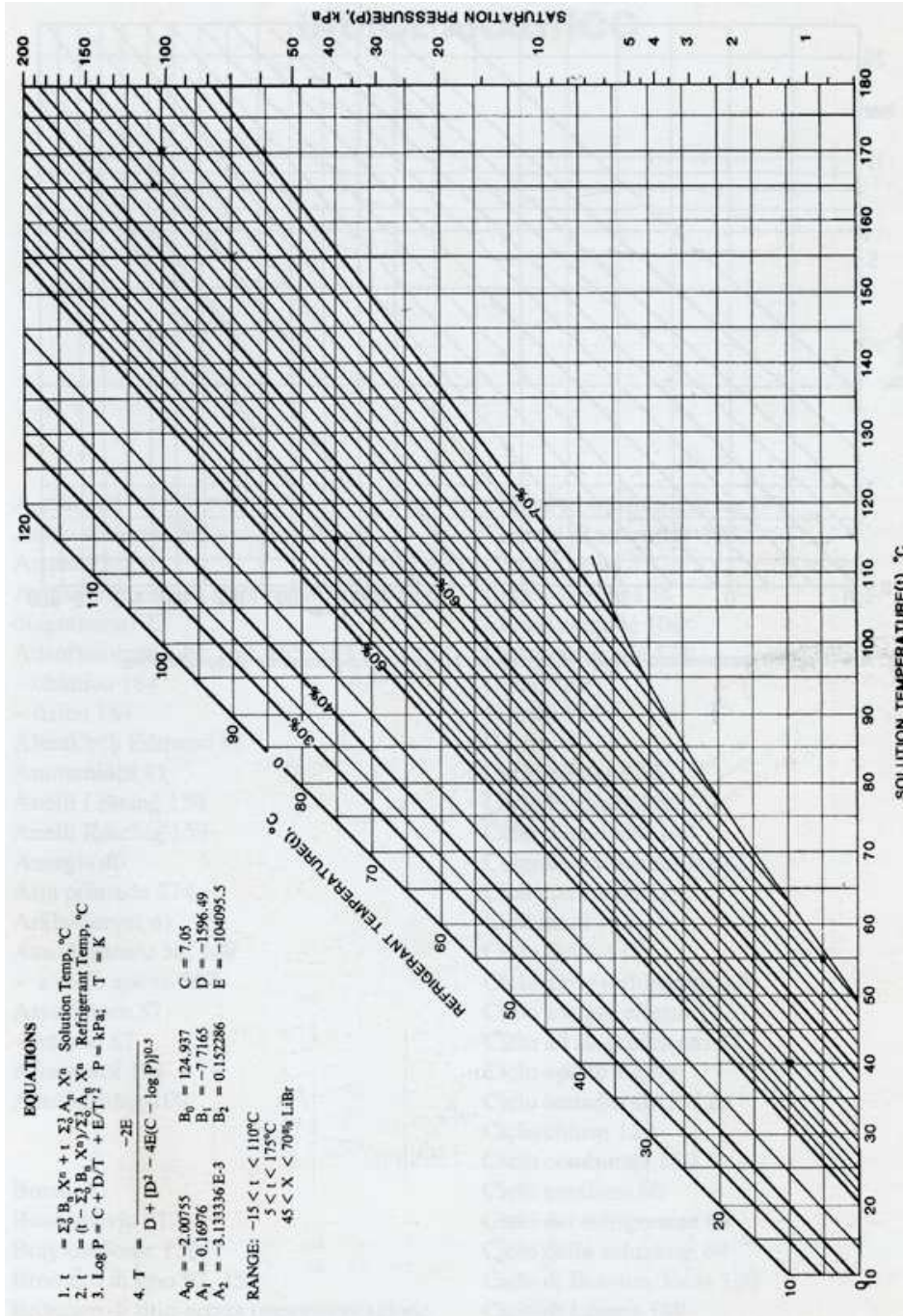
1. Jongsoo Jeong, Kiyoshi Saito, Sunao Kawai, "Static characteristics and efficient control of compression- and absorption-type hybrid air conditioning system", International journal of refrigeration 34 (2011), pp. 674-685.
2. R. Lazzarin, 1993, Il condizionamento dell'aria e il gas naturale, Milano, IT: PEG
3. Wilbert F. Stoecker, Jerold W. Jones, Refrigeration and air conditioning, USA: McGraw-Hill Publishing Company.
4. Antonio Gallo, Giorgio Grandi, 1990, Gruppi frigoriferi ad assorbimento, Milano, IT: PEG
5. E. Bettanini, F. De Ponte, Problemi di trasmissione del calore, Bologna, IT: Pàtron editore.
6. A. Cavallini, L. Mattarolo, 1990, Termodinamica applicata, Cleup editore.
7. Bonacina Cesare, Cavallini Alberto, Mattarolo Lino, 1989, Trasmissione del Calore, Cleup editore.
8. Giuseppe Ventrone, 2006, Macchine per alievi ingegneri, Padova, IT:Cortina.
9. Climaveneta S.p.A, 2011, Bollettino tecnico NECS-W
10. Maya S.p.A, 2011, Bollettino tecnico WFC-SC 5

Allegato A: Grafico Entalpia-Concentrazione per la Miscela Acqua-BrLi



Tratto da: Wilbert F. Stoecker, Jerold W. Jones, Refrigeration and air conditioning, USA: McGraw-Hill Publishing Company

Allegato B: Grafico Pressione di saturazione-Temperatura per la Miscela Acqua-BrLi



Tratto da: R. Lazzarin, 1993, Il condizionamento dell'aria e il gas naturale, Milano, IT: PEG