

MODELLAZIONE DEI CICLI AD ASSORBIMENTO GAX AND GAX HYBRID

Giuseppe Starace*, Federica Carluccio, Gianpiero Colangelo

Dipartimento di ingegneria dell'innovazione - Università del Salento Via per Arnesano, I-73100 LECCE

*giuseppe.starace@unisalento.it

SOMMARIO

L'interesse per i sistemi di refrigerazione ad assorbimento cresce continuamente in molti campi di applicazione dal momento che essi possono essere azionati da cascami termici, da combustibili tradizionali o da rinnovabili.

Tra le varie configurazioni di cicli di assorbimento quella che va sotto il nome di GAX (Generator / Absorber / heat exchanger) consente di ottenere buone efficienze energetiche di utilizzo dell'energia senza aumento significativi della complessità del sistema.

In questo lavoro vengono presentati modelli analitici sviluppati in Matlab di cicli di assorbimento GAX e GAX Hybrid (GAX-H) che utilizzano una miscela ammoniacca-acqua come fluido di lavoro. La soluzione delle leggi di conservazione della massa e dell'energia in ogni componente del sistema si basa sul reperimento dei valori delle proprietà termodinamiche della soluzione ammoniacca-acqua ottenute sulla base delle equazioni di Ziegler e Trepp, delle equazioni di stato di Schultz e delle relazioni esplicite per il punto di bolla e le temperature del punto di rugiada di El-Sayed e Tribus.

I modelli sono stati sviluppati con la finalità di analizzare l'influenza delle temperature di regime del generatore, del condensatore e dell'evaporatore, della pressione dell'assorbitore e dell'efficacia dello scambiatore di calore sulle prestazioni complessive di ciclo.

I risultati mostrano gli andamenti generali dell'efficienza dei cicli e consentono il confronto tra i cicli GAX-H e GAX: con un rapporto di pressione pari a 1,5 tra l'assorbitore e l'evaporatore. Il COP del GAX-H è superiore a quello del GAX convenzionale rispettivamente del 50% e del 32% per valori di degassaggio pari rispettivamente a 0,2 e 0,3.

INTRODUZIONE

Il rinnovato interesse per i sistemi di refrigerazione ad assorbimento degli ultimi anni affonda le proprie radici nella crescente preoccupazione per le questioni ambientali e per il consumo energetico. Il vantaggio principale dei refrigeratori ad assorbimento risiede nel fatto di essere azionati da una potenza termica. Perciò si può ricorrere a rifiuti, a energia solare, geotermica o da biomasse. Questi sistemi sono anche silenziosi, privi di parti in movimento che generano vibrazioni, richiedono poca manutenzione e sono ecologici perché non utilizzano gas CFC. Tuttavia, i refrigeratori ad assorbimento presentano un coefficiente di prestazione inferiore rispetto ai refrigeratori a compressione di vapore.

Per ottenere miglioramenti negli indici di prestazione, sono state proposte variazioni sul ciclo di funzionamento. Uno è il ciclo GAX, creato per la prima volta da Altenkirch e Tenckhoff [1] che anche se si presenta come un sistema di assorbimento a stadio singolo, il suo COP è superiore a quello di qualsiasi altro ciclo a singolo effetto. Il ciclo GAX sfrutta effettivamente l'energia di scarto dell'assorbitore come parte dell'energia necessaria al generatore. E questo è possibile perché la pressione e la concentrazione nell'assorbitore e nel generatore sono mantenute a valori tali che si verifichi una sovrapposizione di temperature tra i regimi dei due componenti.

Diversi lavori teorici e sperimentali sono reperibili in letteratura aventi ad oggetto il ciclo GAX. Zhang et al [2] per il ciclo GAX, riportano valori del COP più elevati del 31,8% rispetto al ciclo di assorbimento a singolo effetto. Velázquez e Best [3] presentano una metodologia per l'analisi energetica di una pompa di calore ad assorbimento GAX raffreddata ad aria e azionata da gas naturale e energia solare termica. Questo sistema è caratterizzato da un COP rispettivamente di 0,86 e di 1,86 in modalità raffreddamento e riscaldamento, con un fattore di integrazione energetica interna pari all'1,37% con riferimento all'energia fornita al generatore.

Inoltre, la configurazione proposta che consente per il ciclo GAX di disporre di un contributo solare a pieno carico del 19%, presenta percentuali anche maggiore ai carichi parziali.

LE PROPRIETA' DEL FLUIDO DI LAVORO

La simulazione dei sistemi di refrigerazione ad assorbimento richiede la disponibilità di metodi matematici semplici ed efficienti per la determinazione delle proprietà termodinamiche della miscela di lavoro. Negli studi sui cicli di assorbimento reperibili in letteratura sono presenti diverse correlazioni valide per le proprietà termodinamiche della miscela acqua-ammoniaca.

In questo lavoro si è scelto di utilizzare le correlazioni di Xu e Goswami [8]. Queste si basano sul lavoro presentato da Ziegler e Trepp [9] e El-Sayed e Tribus [10].

Nel loro lavoro, Ziegler e Trepp modificavano le correlazioni presentate da Schulz [11] estendendone la validità in un campo di pressione compreso tra 0,2 e 50 bar.

Per le fasi vapore e liquida vengono, invece utilizzate equazioni diverse: per il vapore si assume che si tratti di una miscela ideale di gas reali; per la fase liquida si modificano le proprietà correggendo con un termine calcolato dall'energia di Gibbs in eccesso.

La capacità termica specifica e la densità della soluzione liquida e vapore ammoniacca-acqua sono calcolate utilizzando la correlazione riportata in [12].

DESCRIZIONE DEL CICLO AD ASSORBIMENTO GAX

La figura 1 mostra i principali componenti del ciclo frigorifero ad assorbimento acqua-ammoniaca GAX. La soluzione forte satura (con una maggiore concentrazione di refrigerante) in uscita dall'assorbitore viene pompata alla pressione del generatore ed entra in GAX-D (Generator Absorber heat exchanger-Desorber) dove la soluzione riceve calore dall'assorbitore e produce vapori di ammoniacca. Nel generatore, il calore viene fornito alla soluzione con l'intento di generare una fase vapore a maggiore concentrazione di ammoniacca.

La soluzione debole satura (con una minore concentrazione di ammoniacca) in uscita dal generatore passa al GAX-A (Generator Absorber heat exchanger-Absorber) attraverso la

valvola di espansione. Nel GAX-A, il calore generato dal processo di assorbimento viene recuperato e trasferito alla soluzione ricca nel GAX-D. Il vapore di ammoniaca in uscita dal generatore passa attraverso il rettificatore dove il vapore viene raffreddato e parzialmente condensato. Ciò viene fatto per condensare l’acqua residua, rimuovendola dalla corrente di vapore ricca in ammoniaca. Questo quantitativo in eccesso viene ritrasferito al generatore per gravità. Il vapore di ammoniaca entra nel condensatore e ne esce come soluzione liquida satura. Nello scambiatore di calore, l’ammoniaca liquida riscalda il vapore di ammoniaca proveniente dall’evaporatore. L’ammoniaca liquida viene espansa nella valvola di laminazione fino alla pressione di evaporazione.

Nell’evaporatore il refrigerante cambia stato fino alla saturazione a bassa pressione per effetto del calore proveniente da una fonte esterna. Il vapore di ammoniaca, dapprima surriscaldato nello scambiatore di calore, entra nell’assorbitore, dove viene assorbito dalla soluzione debole proveniente dal GAX-A.

La figura 2 illustra il diagramma schematico del ciclo di refrigerazione ad assorbimento GAX ibrido ad acqua-ammoniaca. In questo caso è presente un compressore tra l’evaporatore e l’assorbitore. Il compressore aumenta la pressione dell’assorbitore ad un valore superiore rispetto a quello che regna nell’evaporatore.

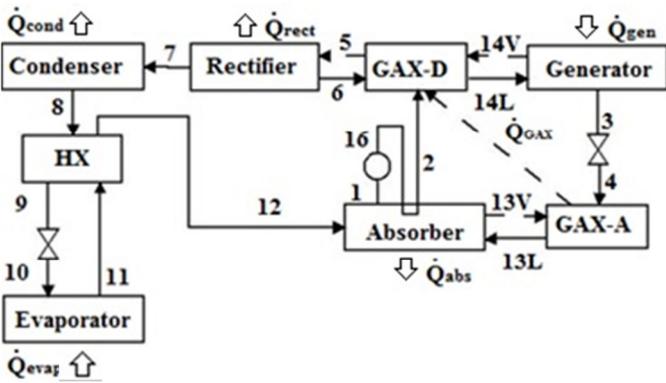


Figura 1 – Schema funzionale del ciclo GAX.

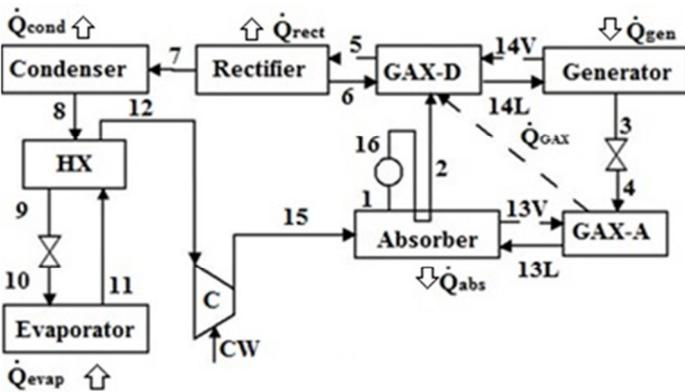


Figura 2 – Schema del ciclo GAX-H.

IL MODELLO

Il modello funziona sulla base delle seguenti ipotesi [5,6,7]:

- il sistema funziona in regime stazionario;
- la pressione del condensatore e dell’evaporatore sono quelle valide all’equilibrio (si considerano di conseguenza le corrispondenti temperature e concentrazioni del refrigerante);
- la miscela di refrigerante è considerata satura all’uscita dal condensatore e dall’evaporatore;
- la soluzione è in condizioni di equilibrio all’uscita dell’assorbitore e del generatore;

- le perdite di carico sono trascurabili;
- l’efficienza meccanica della pompa soluzione è pari a 0,5;
- la temperatura di avvicinamento all’estremità dello scambiatore GAX è assunta pari a 0 K;
- l’efficacia dello scambiatore di calore è di 0,8.

I parametri di input nel modello sono:

- la concentrazione di refrigerante all’uscita dal raddrizzatore;
- il valore di degasaggio, ovvero la differenza tra le concentrazioni di soluzione forte e debole;
- la portata massica del refrigerante;
- le temperature di condensazione, evaporazione e del generatore.

Il modello risolve i seguenti bilanci di massa ed energia per ogni componente del circuito.

Al generatore:

$$\dot{m}_{14L} = \dot{m}_{14V} + \dot{m}_3 \tag{1}$$

$$\dot{m}_{14L}x_{14L} = \dot{m}_{14V}y_{14V} + \dot{m}_3x_3 \tag{2}$$

$$\dot{m}_{14L}h_{14L} + \dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{14V}h_{14V} + \dot{m}_3h_3 \tag{3}$$

Per il GAX-A:

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_{13V} = \dot{m}_{13L} \tag{4}$$

$$\dot{m}_4x_4 + \dot{m}_{13V}y_{13V} = \dot{m}_{13L} \tag{5}$$

$$\dot{m}_4h_4 + \dot{m}_{13V}h_{13V} = \dot{Q}_{avail} + \dot{m}_{13L}h_{13L} \tag{6}$$

All’assorbitore:

$$\dot{m}_r + \dot{m}_{13L} = \dot{m}_2 + \dot{m}_{13V} \tag{7}$$

$$\dot{m}_rx_{12} + \dot{m}_{13L}x_{13L} = \dot{m}_2x_2 + \dot{m}_{13V}y_{13V} \tag{8}$$

$$\dot{m}_rh_{12} + \dot{m}_{13L}h_{13L} = \dot{Q}_{abs} + \dot{m}_2h_2 + \dot{m}_{13V}h_{13V} \tag{9}$$

Per il GAX-D:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_{14V} + \dot{m}_6 = \dot{m}_5 + \dot{m}_{14L} \tag{10}$$

$$\dot{m}_2x_2 + \dot{m}_{14V}y_{14V} + \dot{m}_6x_6 = \dot{m}_5y_5 + \dot{m}_{14L}x_{14L} \tag{11}$$

$$\dot{m}_2h_2 + \dot{m}_{14V}h_{14V} + \dot{m}_6h_6 + \dot{Q}_{requ} = \dot{m}_5h_5 + \dot{m}_{14L}h_{14L} \tag{12}$$

Al rettificatore:

$$\dot{m}_r + \dot{m}_6 = \dot{m}_5 \tag{13}$$

$$\dot{m}_rx_7 + \dot{m}_6x_6 = \dot{m}_5y_5 \tag{14}$$

$$\dot{m}_rh_7 + \dot{m}_6h_6 + \dot{Q}_{rect} = \dot{m}_5h_5 \tag{15}$$

Il carico all’evaporatore è:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r(h_{11} - h_{10}) \tag{16}$$

La potenza meccanica alla pompa è:

$$W_p = \dot{m}_1 \frac{(p_{cond} - p_{evap})}{\eta_p \rho_1} \tag{17}$$

Dove η_p è l’efficienza della pompa, e ρ_1 è la densità della soluzione ricca.

Al condensatore vale:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r(h_7 - h_8) \tag{18}$$

Il coefficiente di prestazione del ciclo è definito come:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen} + W_p} \tag{19}$$

La temperatura del generatore è un parametro chiave per le prestazioni dei refrigeratori ad assorbimento.

La figura 4 mostra la variazione del COP dei cicli GAX e GAX-H con la temperatura del generatore (T_{gen}) fissata la temperatura del condensatore a 40°C. I risultati sono riferiti ad una temperatura dell’evaporatore variabile tra 5°C e 9°C, a due rapporti di pressione tra l’assorbitore e la pressione dell’evaporatore per il ciclo GAX-H rispettivamente di 1.3 e 1.6. I valori di COP più alti (fig. 4) si hanno quando le temperature dell’evaporatore sono alte e le temperature del condensatore sono basse; il valore ottimale per la temperatura del generatore è quella corrispondente al valore di picco del COP.

La figura 5 mostra la variazione del COP con la temperatura del generatore per diverse temperature del condensatore. L’importanza della temperatura del condensatore appare più

significativa di quella dell’evaporatore e questo è più evidente nel caso GAX-H. Il motivo risiede nella sovrapposizione delle temperature tra l’assorbitore e il generatore che è più ampia al diminuire della temperatura del condensatore. Ciò porta a un maggiore scambio termico nell’assorbitore e di conseguenza a un COP più alto.

La figura 6 mostra l’andamento della potenza disponibile e di quella richiesta rispettivamente per i cicli GAX e GAX-H. La potenza disponibile è quella proveniente dal GAX-A per generare il vapore di refrigerante nel GAX-D; la potenza richiesta è quella necessario per generare il vapore refrigerante nel GAX-D. Quando la temperatura del generatore aumenta, la potenza disponibile è superiore a quella richiesta. Di conseguenza, il COP aumenta al diminuire della potenza al generatore. Ciò si verifica fino a quando la temperatura del generatore raggiunge il valore di 151°C e 157°C rispettivamente per il GAX e il GAX-H. Alle temperature indicate la potenza disponibile è pari a quella richiesto e si raggiunge il COP massimo. A questa temperatura, la concentrazione di soluzione forte consente di ridurre al minimo la potenza al generatore per un intervallo di degassaggio di 0,2. Quando la temperatura del generatore è maggiore, la potenza disponibile è maggiore di quella richiesta e quindi parte della prima non verrà assorbita nel GAX-D. Inoltre a una temperatura del generatore più alta la potenza fornita dalla fonte esterna al generatore aumenta e il COP diminuisce. La figura 6 mostra che le quantità scambiate tra l’assorbitore e il desorbitor sono maggiori nel ciclo GAX-H rispetto al GAX e aumentano quando la pressione dell’assorbitore aumenta perché la potenza al generatore diminuisce.

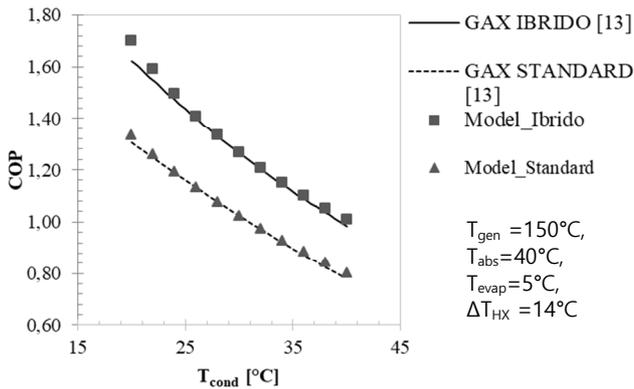


Figura 3 – Comparazione tra il modello qui sviluppato e quello di Kumar and Udayakumar [13]

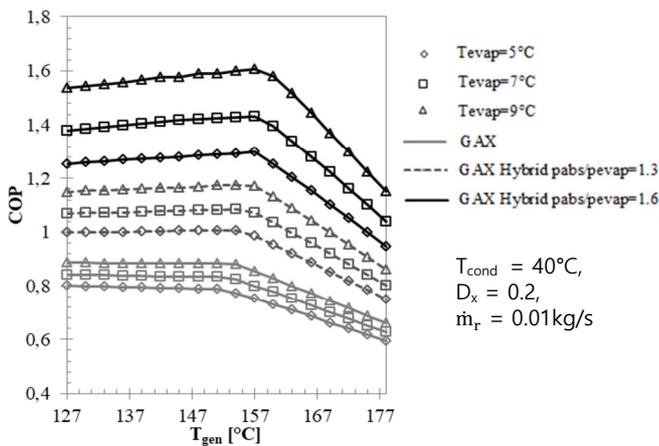


Figura 4 – Comparazione del COP per i cicli GAX e GAX-H al variare della temperatura del generatore

L’intervallo di degassaggio è la differenza tra la concentrazione di ammoniaca tra le soluzioni forte e debole e per il modello qui presentato rappresenta un parametro di input. La figura 7

mostra l’effetto dell’intervallo di degassaggio sul COP di entrambi i cicli a diverse temperature del generatore.

Il COP aumenta all’aumentare della temperatura del generatore fino ad un valore specifico ma, con le tecnologie disponibili, è quasi impossibile raggiungere una così alta concentrazione di ammoniaca nella soluzione forte quando scorre nell’assorbitore. Come hanno dimostrato alcuni studi sperimentali [14], l’intervallo di degassaggio nell’assorbitore è in realtà molto basso; questo è il motivo per cui nel modello qui sviluppato è stato assunto un valore di 0,2. Questa scelta garantisce di modellare un comportamento vicino alle prestazioni dei refrigeratori reali. Un miglioramento delle prestazioni di assorbimento comporterebbe un aumento del COP del ciclo.

Per recuperare il calore disponibile dall’assorbitore, viene utilizzato uno scambiatore di calore. Questo circuito secondario trasferisce nel generatore il calore generato dal processo di assorbimento in modo da ridurre il calore fornito dalla sorgente esterna. Per esplorare le prestazioni del ciclo in base all’efficacia dello scambiatore di calore, sono stati introdotti nel modello gli approcci di temperatura. Si tratta delle differenze tra la temperatura di uscita di un flusso e la temperatura di ingresso dell’altro. Le analisi di sensibilità agli approcci in temperatura sono state effettuate muovendosi all’interno del range tra 3 a 10°C.

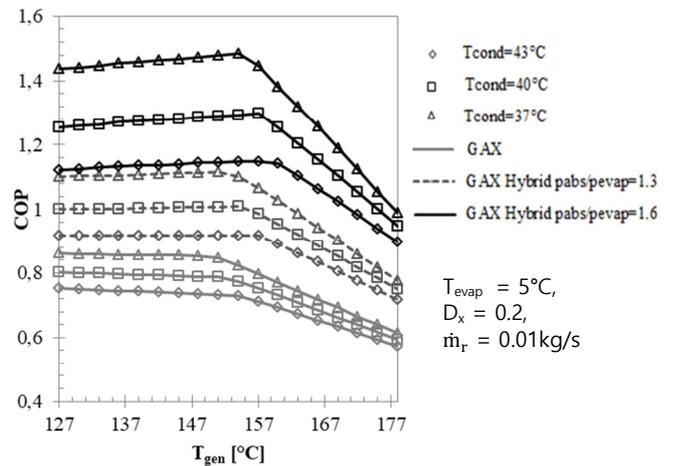


Figura 5 – Variazione del COP con T_gen dei cicli GAX e GAX-H per differenti temperature del condensatore.

La stessa differenza di temperatura è stata considerata per descrivere lo scambio termico che avviene nell’assorbitore e nel desorbitor.

La figura 8 mostra che quando in presenza di un rapporto di pressione di 1,6, il COP diminuisce rapidamente da 1,1 a 0,8 per il ciclo GAX-H. La riduzione del COP per GAX-H è più considerevole di quella del GAX. Nel primo la potenza richiesta è maggiore di quella disponibile; nel secondo il comportamento è quello opposto.

Pertanto, la potenza fornita dalla sorgente esterna al generatore aumenta con l’approccio in temperatura e il COP del ciclo GAX-H diminuisce più rapidamente che nel ciclo GAX. In figura 9 sono riportati i risultati di un confronto tra GAX-H (con rapporto di pressione di 1,5) e cicli GAX convenzionali con un intervallo di degassaggio di 0,2 (figura 9a) e 0,3 (figura 9b) in termini di COP. Il ciclo GAX-H mostra un aumento del 50% e del 32% superiore a quello del GAX quando e l’intervallo di degassaggio è rispettivamente pari a 0,2 e 0,3.

CONCLUSIONI

Sono stati sviluppati modelli analitici dei cicli di refrigerazione ad assorbimento GAX e GAX-H che utilizzano ammoniacacqua come fluido di lavoro per valutare l’influenza dei diversi parametri operativi sulle loro prestazioni

I risultati mostrano che il COP del ciclo GAX-H è superiore a quello del ciclo GAX standard e ciò è dovuto alla maggiore pressione all’interno dell’assorbitore, che consente una più ampia sovrapposizione di temperature tra assorbitore e generatore e un maggiore recupero di calore nello scambiatore di calore GAX. I valori di COP del GAX ibrido sono

del 50% e del 32% superiori a quelli dei GAX convenzionali quando l’intervallo di degassaggio è rispettivamente di 0,2 e 0,3. Si Le prestazioni di questi refrigeratori possono essere migliorate quando è garantito un livello di degassaggio più elevato. È possibile indicare un valore ottimale della temperatura del generatore che massimizza il COP.

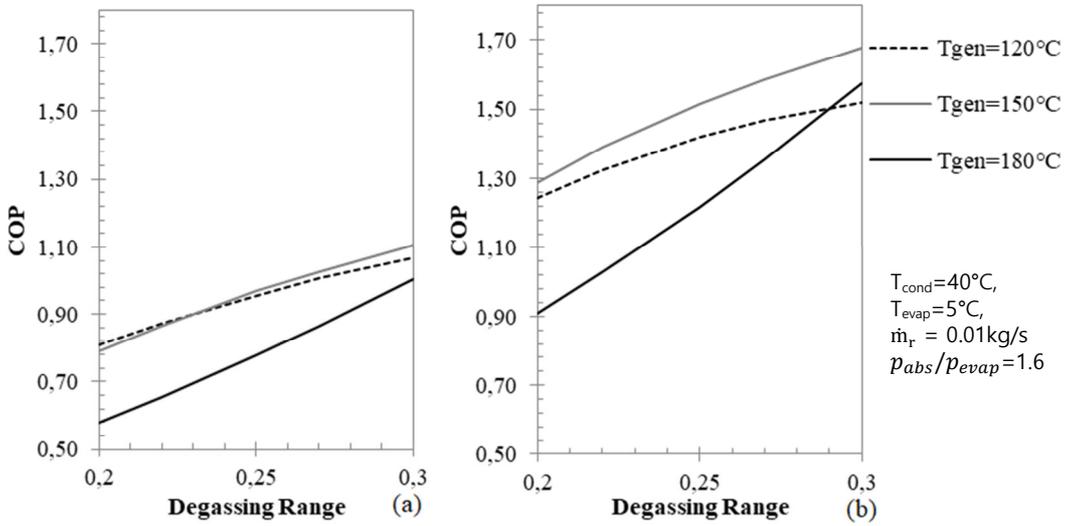


Figura 7 – Andamento del COP per differenti valori di degassaggio per i cicli GAX (a) e GAX-H (b).

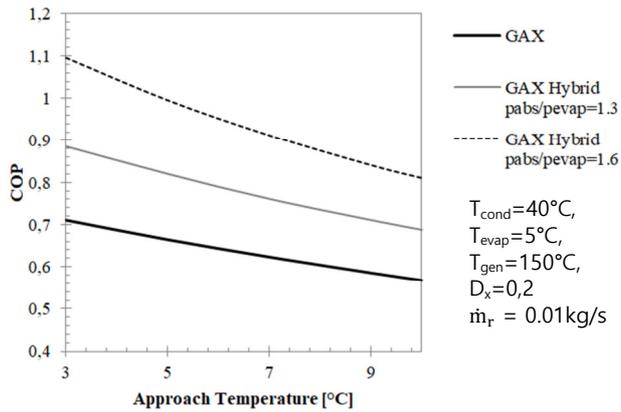


Figura 8 – Andamento del COP per differenti approcci di temperatura.

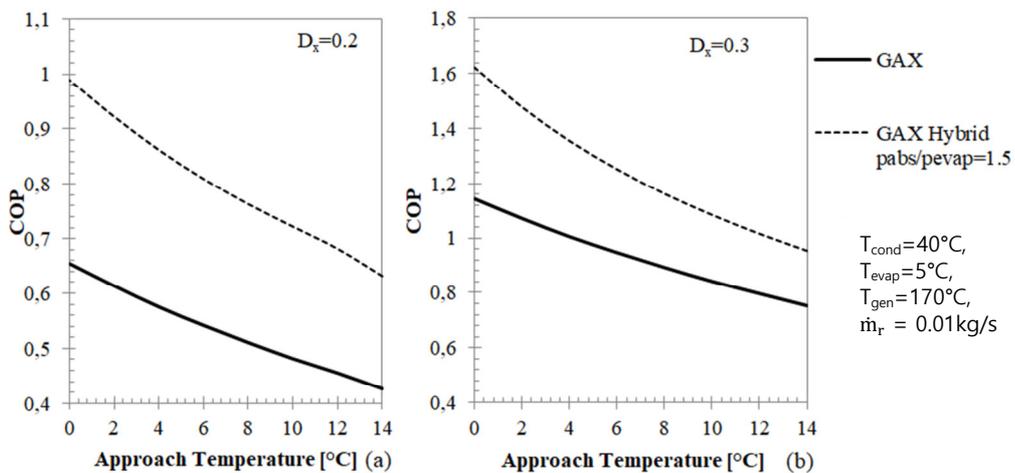


Figura 9 - Andamento del COP in funzione dell’approccio in temperatura per valori di $D_x=0.2$ (a) e $D_x=0.3$ (b)

BIBLIOGRAFIA

- [1] Altenkirch E, Tenckhoff B 1914 Absorption kaeltemaschine zur kontinuierlichen erzeugung von kaelte und waerme oder auch von arbeit, German Patent No. 278076.
- [2] Zheng D, Deng W, Jin H, Ji J 2007 α -h diagram and principle of exergy coupling of GAX cycle Appl Therm Eng 27(11-12) 1771-1778.
- [3] Velázquez N, Best R Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy 2002 Appl Therm Eng 22(10) 1089–1103.
- [4] Kang Y T, Akisawa A, Kashiwagi T An advanced GAX cycle for waste heat recovery: WGAX cycle 1999 Appl Therm Eng 19(9) 933–947.
- [5] Kang Y T, Hong H, Park K S Performance analysis of advanced hybrid GAX cycles: HGAX 2004 Int J Refrig 27(4) 442–448.
- [6] Ramesh Kumar A, Udayakumar M 2007 Simulation studies on GAX absorption compression cooler Energy Convers Manage 48(9) 2604-2610.
- [7] M.Yari, A. Zarin, S.M.S. Mahmoudi 2011 Energy and exergy analyses of GAX and GAX hybrid absorption refrigeration cycles Renew. Energy 36(7) 2011-2020.
- [8] Xu F, Goswami D. Y. 1999 Thermodynamic properties of ammonia water mixtures for use in power cycles. Energy 24 525–536.
- [9] Ziegler B, Trepp C, 1984 Equation of State for Ammonia-Water Mixtures Int. J. Refrig. 7(2) 101-106.
- [10] El-Sayed Y M, Tribus M, 1985 Thermodynamic Properties of Water-Ammonia Mixtures Theoretical Implementation for Use in Power Cycle Analysis ASME Special Publication 1 89-95.
- [11] Schulz S 1971 Eine Fundamentalgleichung für das Gemisch aus Ammoniak und Wasser und die Berechnung von Absorptionskältemaschinen-Prozessen, Habilitationsschrift, Abt. für Maschinenbau und konstruktiven Ingenieurbau. Ruhr Universität Bochum.
- [12] Conde M Engineering 2004 Thermophysical Properties of NH₃/H₂O Solutions for the Industrial design of Absorption refrigeration equipment - Formulation for Industrial Use.
- [13] Ramesh Kumar A, Udayakumar M 2008 Studies of compressor pressure ratio effect on GAX absorption compression cooler. Appl. Energy 85(12) 1163-1172.
- [14] Le Lostec B, Galanis N, Millette J 2013 Simulation of an ammonia-water absorption chiller Renew. Energy 60 269-283.