

ANALISI DI CICLI FRIGORIFERI A CASCATA E CONFRONTO CON CICLI FRIGORIFERI A DOPPIO STADIO

D. Panno^a, A. Messineo^a, A. Dispenza^a

^aDipartimento di Ricerche Energetiche ed Ambientali (DREAM)
Università degli Studi di Palermo, Edificio 11, Viale delle Scienze, 90128 Palermo

SOMMARIO

Nella produzione di freddo, la ricerca di soluzioni alternative all'impiego di fluidi sintetici, suggerisce il ricorso a fluidi frigoriferi naturali. Purtroppo non sempre questa soluzione è compatibile con le condizioni di sicurezza imposte dalla normativa vigente. Una interessante soluzione per applicazioni nel settore della refrigerazione industriale (produzione e conservazione di prodotti surgelati) e nel settore della refrigerazione commerciale consiste nel ricorrere a cicli in cascata con impiego di ammoniaca per lo stadio di alta pressione ed anidride carbonica per lo stadio di bassa pressione.

In questa memoria viene svolta un'analisi termodinamica dei cicli a cascata, utilizzando diversi fluidi per il ciclo ad alta pressione ed anidride carbonica per il ciclo a bassa pressione.

Per diverse condizioni di lavoro viene eseguito un confronto fra il ciclo a cascata NH₃ – CO₂ ed altri cicli a cascata che utilizzano fluidi sintetici nel ciclo ad alta pressione.

Verificata la validità, in termini di efficienza energetica e di ecocompatibilità della soluzione che fa ricorso ai fluidi naturali, si confronta il ciclo frigorifero a cascata con il ciclo frigorifero a doppio stadio. L'analisi termodinamica condotta, mostra come il ciclo frigorifero a cascata costituisca una soluzione interessante in virtù di efficienza energetica, sicurezza ed ecocompatibilità.

1. INTRODUZIONE

Già da diversi anni è in corso un processo di sostituzione dei fluidi frigoriferi sintetici di vecchia generazione nelle apparecchiature per la produzione del freddo, indotto da vari provvedimenti assunti in sede internazionale ed europea, in risposta all'emergenza ambientale relativa alla distruzione della fascia di ozono stratosferico e all'aumento della temperatura media terrestre.

In questo scenario, dove la ecocompatibilità dei fluidi frigoriferi ha assunto un ruolo di primo piano, sono tornati di particolare interesse i fluidi naturali. Si tratta di fluidi utilizzati agli albori della tecnica per la produzione del freddo e che, in alcuni settori specifici, hanno mantenuto un importante spazio di utilizzo.

Nell'ottica di questo interesse per i fluidi frigoriferi naturali, visibile nei numerosi lavori di ricerca prodotti nell'ultimo decennio e nelle esperienze impiantistiche maturate in ambito internazionale, il presente lavoro propone uno studio delle prestazioni di alcuni di questi fluidi in cicli frigoriferi a cascata.

Un ciclo a cascata si compone di due o più cicli frigoriferi realizzati mediante due circuiti fisicamente separati posti in serie: in uno circola un fluido adoperato per ottenere l'effetto frigorifero a temperature relativamente basse (tipicamente fino ai -100 °C), nell'altro, un diverso fluido opera per rigettare il calore di condensazione a temperature ambiente. I due circuiti sono connessi termicamente tramite uno scambiatore di calore intermedio [1].

Tali cicli nascono dall'esigenza di raggiungere basse temperature di evaporazione in concomitanza di ordinarie temperature di condensazione quali quelle ambiente; in questi casi il lavoro e le temperature finali raggiunte nel processo di compressione sarebbero troppo elevati per poter utilizzare un ciclo monostadio.

Le linee-guida che hanno introdotto nella progettazione di

impianti per basse temperature i sistemi a cascata sono derivate dagli studi di Stegmann [2].

Un ciclo a cascata rappresenta una valida alternativa all'impiego di cicli pluristadio, allorché è possibile trarre vantaggio dall'utilizzo di due differenti fluidi, ciascuno operante nel range di temperature e pressioni ad esso più appropriato. Inoltre, la separazione dei due circuiti dà la possibilità di confinare un fluido di lavoro considerato nocivo per l'utenza (nel caso di zone con presenza di persone e/o alimenti) in un reparto distante da essa.

Alcune applicazioni di tali cicli riguardano il settore della conservazione e distribuzione a bassa temperatura delle derrate alimentari. Tale settore, a livello mondiale, è caratterizzato attualmente da un ampio uso di HFC (R134a, R404A, R407C, R507A, R410A) in sostituzione di fluidi quali l'R502 (CFC) e l'R22 (HCFC). In prospettiva, potrebbe risultare conveniente l'impiego di impianti a cascata, nei quali risulta attraente l'impiego di anidride carbonica ed ammoniaca rispettivamente nei circuiti di bassa e di alta temperatura.

2. ANALISI DEL CICLO A CASCATA

Nei cicli frigoriferi a compressione di vapore con temperature di evaporazione al di sotto dello zero di alcune decine di gradi centigradi, risulta utile adoperare fluidi frigoriferi diversi in modo da sfruttare al meglio le caratteristiche termodinamiche di ciascun fluido. I cicli frigoriferi a cascata realizzano appunto questa opportunità.

La Figura 1 descrive schematicamente un sistema frigorifero a cascata funzionante con una generica coppia di fluidi frigoriferi. L'intero sistema si compone di due distinti circuiti detti di alta temperatura e di bassa temperatura, connessi termicamente tramite uno scambiatore di calore detto condensatore di cascata (cascade condenser). Questo

funge da evaporatore per il fluido operante nella parte ad alta temperatura del ciclo e da condensatore per il fluido operante nella parte a bassa temperatura.

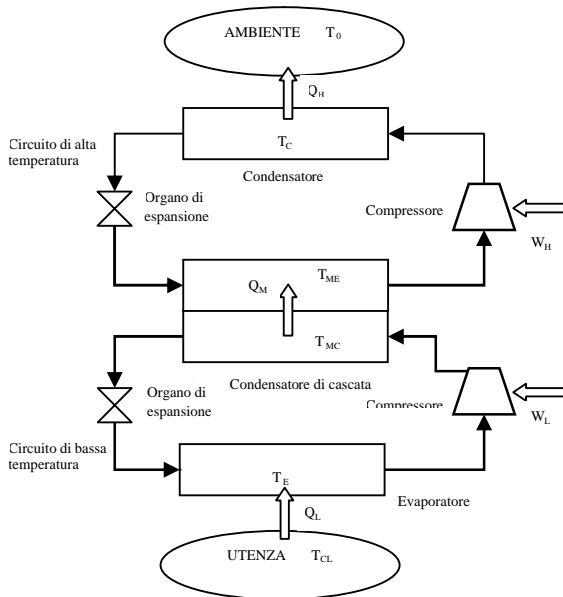


Figura 1: Schema di un sistema frigorifero a cascata

Nel condensatore a temperatura T_C viene rigettata verso l'ambiente, supposto a temperatura T_0 , la potenza termica Q_H che è data dalla somma del lavoro del compressore di alta temperatura e della potenza assorbita nel condensatore di cascata. L'evaporatore produce l'effetto frigorifero Q_L alla temperatura di evaporazione T_E , utilizzato dalla utenza a temperatura T_{CL} . Tale potenza termica, più il lavoro del compressore di bassa temperatura, equivale alla potenza termica assorbita dall'evaporatore di alta nel condensatore di cascata. T_{MC} e T_{ME} rappresentano rispettivamente le temperature di condensazione e di evaporazione nel condensatore di cascata.

Parametri caratteristici nello studio delle prestazioni di un ciclo frigorifero a cascata, sono le temperature di evaporazione e condensazione e la differenza di temperature tra i due fluidi nel condensatore di cascata.

Nella Figura 2 sono mostrati i diagrammi temperatura-entropia e pressione-entalpia relativi ad un ciclo a cascata realizzato con una coppia di fluidi di determinate caratteristiche termofisiche.

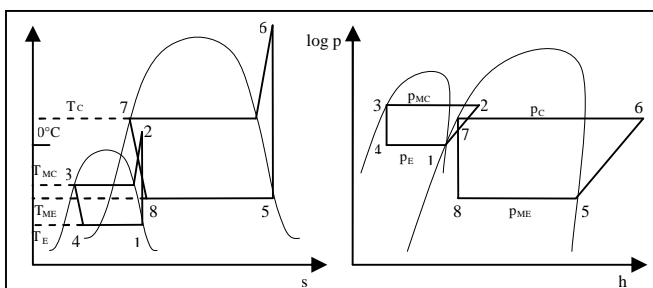


Figura 2: Diagrammi temperatura-entropia e pressione-entalpia per un sistema frigorifero a cascata

3. FLUIDI DI LAVORO E PARAMETRI DI FUNZIONAMENTO

I fluidi frigoriferi presi in considerazione nello studio

sono anidride carbonica, ammoniaca, propano ed il fluido sintetico R404A. L'impiego della CO_2 , date le sue caratteristiche termodinamiche, viene considerato esclusivamente per il circuito di bassa temperatura, mentre i rimanenti fluidi vengono adoperati nel circuito di alta temperatura.

La scelta di tali fluidi per il confronto è stata fatta sulla base delle tipologie che li caratterizzano. L'ammoniaca è un fluido che presenta una lunga storia applicativa, le cui ottime proprietà termodinamiche possono essere esaltate dall'utilizzo nel circuito di alta temperatura.

Il propano rappresenta la famiglia degli idrocarburi e come l'ammoniaca presenta delle buone proprietà termodinamiche.

Con riferimento alla compatibilità ambientale l'impiego di fluidi naturali nella refrigerazione risulta essere una concreta alternativa ai fluidi sintetici [4].

La miscela di HFC R404A è tra i fluidi di lavoro attualmente più utilizzati nel campo della produzione del freddo industriale e commerciale.

L'analisi è volta a valutare l'influenza che sia la temperatura di evaporazione, sia la temperatura di condensazione e la differenza di temperatura nel condensatore di cascata hanno sulle prestazioni dell'impianto, fissata la capacità frigorifera. Infine lo studio mira a determinare le temperature di condensazione ottimali nel condensatore di cascata ed i corrispondenti valori di COP.

Le temperature di evaporazione considerate nello studio sono $-45^\circ C$, $-40^\circ C$, $-35^\circ C$ e $-30^\circ C$; le temperature di condensazione sono $30^\circ C$, $35^\circ C$ e $40^\circ C$; le differenze di temperatura tra i due fluidi nel condensatore di cascata sono di $2^\circ C$, $5^\circ C$ e $10^\circ C$. Le proprietà termofisiche dei fluidi frigoriferi considerati sono state determinate per ogni fluido dalle rispettive tabelle pubblicate dall'Istituto Internazionale del Freddo (IIR).

4. ANALISI TERMODINAMICA CICLO A CASCATA

L'analisi termodinamica del ciclo a cascata è stata sviluppata assumendo le ipotesi di seguito riportate:

1. Tutti i componenti del sistema sono stati trattati come volumi di controllo in regime permanente;
2. il rendimento isoentropico di compressione è stato assunto pari a 0,7;
3. Le cadute di pressione e le perdite di calore lungo gli elementi di connessione dei componenti sono state trascurate;
4. Il fluido all'uscita dal condensatore e dal condensatore di cascata è stato considerato nello stato di liquido saturo;
5. Il fluido all'uscita dall'evaporatore è stato considerato nello stato di vapore saturo secco;
6. Effetto frigorifero pari a 100 kW;

Ogni componente del sistema è stato studiato utilizzando le seguenti equazioni di bilancio.

Bilancio di massa:

$$\sum_{ing} m = \sum_{usc} m \quad (1)$$

Bilancio di energia:

$$Q - W + \sum_{ing} mh - \sum_{usc} mh = 0 \quad (2)$$

I punti rilevati sono stati raggruppati in funzione delle temperature di evaporazione e di condensazione di cascata per la CO₂ e delle temperature di condensazione ed evaporazione di cascata per i rimanenti fluidi. La prestazione dell'impianto è data dal valore del COP calcolato come:

$$COP = \frac{(COP_{LTC})(COP_{HTC})}{1 + COP_{LTC} + COP_{HTC}} \quad (3)$$

dove

$$COP_{LTC} = \frac{Q_L}{W_L} \quad (4)$$

$$COP_{HTC} = \frac{Q_M}{W_H} \quad (5)$$

L'ipotesi di rendimento isentropico di compressione costante e pari a 0,7 per ogni condizione operativa non consente di tenere conto del fatto che tale rendimento varia con il rapporto delle pressioni. Tuttavia, tale valore rappresenta una media attendibile per i rendimenti isentropici dei compressori di ultima generazione.

La tabella 1 riassume le equazioni di equilibrio scritte per ogni componente del sistema

Tabella 1: Equazioni di bilancio per il sistema frigorifero a cascata

COMPONENTE	BILANCIO DI MASSA	BILANCIO DI ENERGIA
Compress. HTC	$m_H = m_5 = m_6$	$W_H = m_H(h_{6s} - h_5)/\eta_s$
Condensatore	$m_H = m_6 = m_7$	$Q_H = m_H(h_6 - h_7)$
Organo di espansione HTC	$m_H = m_7 = m_8$	$h_7 = h_8$
Condensatore di cascata	$m_L = m_2 = m_3, m_H = m_8 = m_5$	$Q_M = m_L(h_2 - h_3) = m_H(h_5 - h_8)$
Compress. LTC	$m_L = m_1 = m_2$	$W_L = m_L(h_{2s} - h_1)/\eta_s$
Organo di espansione LTC	$m_L = m_3 = m_4$	$h_3 = h_4$
Evaporatore	$m_L = m_4 = m_1$	$Q_L = m_L(h_1 - h_4)$

Di seguito sono illustrati e confrontati gli andamenti dei COP per i tre fluidi frigoriferi impiegati nel circuito di alta temperatura ed è stata valutata l'influenza delle singole variabili sulle prestazioni dell'impianto.

Per quanto riguarda la prestazione dell'impianto si osserva che, fissate le temperature di evaporazione e di condensazione e la differenza di temperatura tra i fluidi nel condensatore di cascata, per ogni fluido il COP varia con la temperatura di condensazione della CO₂ nel condensatore di cascata ed ammette un massimo, come mostra la Fig 3. I valori massimi del COP si ottengono per l'ammoniaca, seguita in ordine decrescente da propano e R404A.

Nell'intorno del massimo ogni curva assume un andamento piuttosto schiacciato evidenziando un andamento del COP piuttosto stabile.

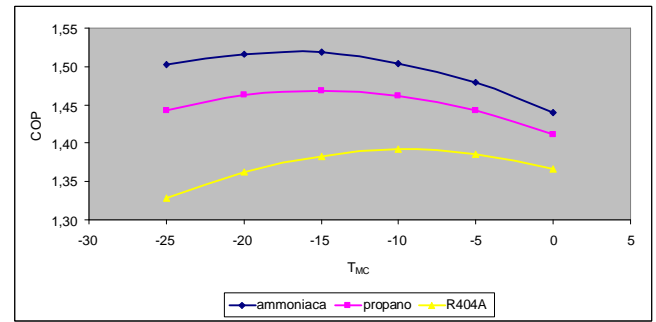


Figura 3: Andamento del COP in funzione della temperatura di condensazione nel condensatore di cascata (T_E = -45°C, T_C = 30°C, ΔT = 5°C)

La Figura 4 mostra l'andamento del COP al variare della temperatura di condensazione.

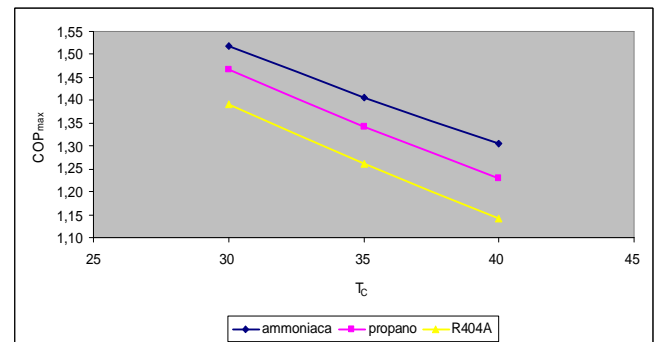


Figura 4: Influenza della temperatura di condensazione sul COP (T_E = -45°C, ΔT = 5°C)

Le variazioni del COP massimo conseguenti ad un aumento da 30°C a 40°C della temperatura di condensazione risultano pari a circa il 14,1% per l'ammoniaca, il 16,3 % per il propano e il 18 % per l'R404A. Tale peggioramento di rendimento, a parità di effetto frigorifero e di temperatura di evaporazione nel condensatore di cascata, è dovuto al maggior lavoro necessario per la compressione del fluido nel circuito di alta temperatura.

La figura 5 mostra l'effetto della temperatura di evaporazione sul COP massimo. Si vede che esso cresce al crescere del valore di tale temperatura. Nel caso riportato ad una diminuzione del valore della temperatura di evaporazione da -40°C a -50°C corrisponde un decremento del valore del COP massimo di circa il 17,8 % sia per l'ammoniaca che per il propano e di circa il 18 % per l'R404A.

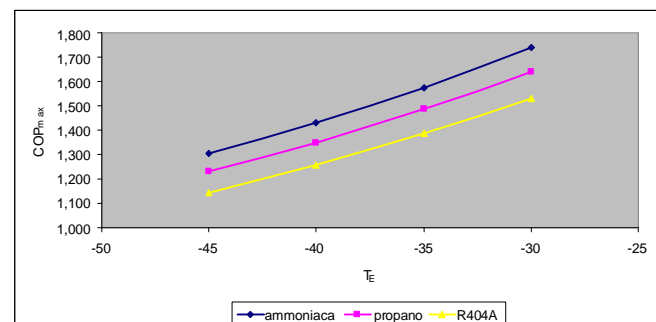


Figura 5: Influenza della temperatura di evaporazione sul COP (T_C = 40°C, ΔT = 5°C)

In quest'altro caso, è la diminuzione della temperatura di evaporazione, a parità di altre condizioni, ad aumentare il lavoro necessario per la compressione del fluido nel circuito di bassa temperatura.

La figura 6 mostra l'effetto sulle prestazioni del sistema della variazione della differenza di temperature tra i fluidi nel condensatore di cascata. A tale proposito si è osservato che all'aumentare di tale differenza da 2°C a 10°C, i valori massimi del COP si riducono di circa il 17-18% indipendentemente dal fluido considerato.

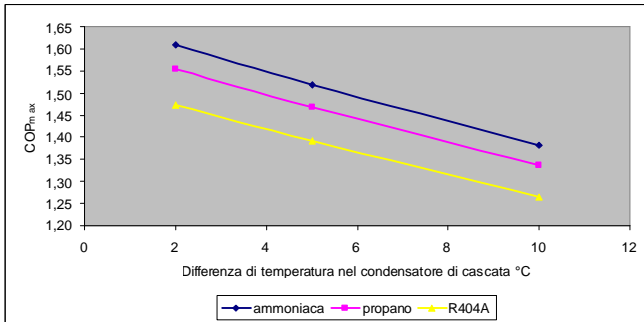


Figura 6 Andamento dei COP massimi in funzione della differenza di temperatura dei fluidi nel condensatore di cascata (TE = -45°C, TC = 30°C)

L'analisi termodinamica condotta ha permesso di osservare che i due fluidi naturali (ammoniaca e propano), rispetto all'R404A, presentano migliori caratteristiche di impiego per il circuito di alta temperatura, sia per gli elevati valori di COP che per i bassi valori del rapporto X_M . In particolare l'ammoniaca presenta, a parità di altre condizioni, un rapporto X_M di circa 0,3 in ogni condizione operativa. Ciò compensa il maggiore volume specifico rispetto agli altri due fluidi all'ingresso del compressore nel circuito di alta temperatura. Di contro presenta le temperature di fine compressione più alte, nelle condizioni operative ottimali, il che porta a tenere in maggior considerazione il problema dei lubrificanti da utilizzare.

La temperatura di condensazione di cascata non ha una grande influenza sulle prestazioni dell'impianto qualunque sia il fluido impiegato per la alta temperatura, in quanto anche per scostamenti di -5°C o +5°C intorno al valore massimo la curva del COP risulta molto schiacciata e si riscontrano diminuzioni massime dell'1%. Le temperature ottimali di condensazione dell'R404A inoltre, risultano più alte di almeno 5°C rispetto a quelle di ammoniaca e propano con conseguenti pressioni più elevate nel condensatore di cascata.

Anche da questo punto di vista l'ammoniaca risulta il fluido migliore con le più basse pressioni operative nel condensatore di cascata. La differenza di temperatura tra i due fluidi nel condensatore di cascata ha una grande influenza sulle prestazioni dell'impianto, determinando riduzioni del 15-20% del COP rispetto ai valori ottimali, per date condizioni di evaporazione e condensazione, quando il ΔT passa da 0°C a 10°C.

L'aumento della temperatura di condensazione influisce maggiormente sulle prestazioni dell'impianto rispetto alla diminuzione della temperatura di evaporazione per pari incrementi in valore assoluto. Tale influenza risulta maggiore per l'R404A.

L'incremento del sottoraffreddamento del liquido, sia nel circuito di alta che di bassa temperatura, ha un effetto benefico sul il valore del COP a parità di altre condizioni,

mentre il surriscaldamento del vapore in ingresso al compressore risulta dannoso nel circuito di bassa temperatura, mentre nel circuito di alta temperatura dipende dal fluido impiegato e comunque i vantaggi sono minimi; inoltre l'impiego di uno scambiatore rigenerativo non sembra risultare conveniente.

5. CICLO BISTADIO

I cicli bistadio nascono dall'esigenza, nella produzione di freddo a temperature basse (-30°C ÷ -45°C) con temperature di condensazione elevate (35°C ÷ 45°C), di dare risposta ai problemi relativi alla efficienza ed al buon funzionamento degli impianti.

Le difficoltà che si presentano all'aumentare della differenza fra temperatura di condensazione e temperatura di evaporazione sono dovute alla necessità di portare il rapporto di compressione a valori molto alti con conseguente diminuzione del rendimento volumetrico del compressore ed incremento della temperatura di fine compressione, e quindi dell'olio lubrificante, che può arrivare a raggiungere valori inaccettabili (decomposizione dell'olio con formazione di depositi carboniosi e gomme dannose alle valvole).

Una tecnica per superare queste problematiche è quella di ricorrere alla suddivisione della compressione in due o più stadi.

La figura 7 mostra lo schema di una macchina frigorifera a due stadi con espansione intermedia parziale.

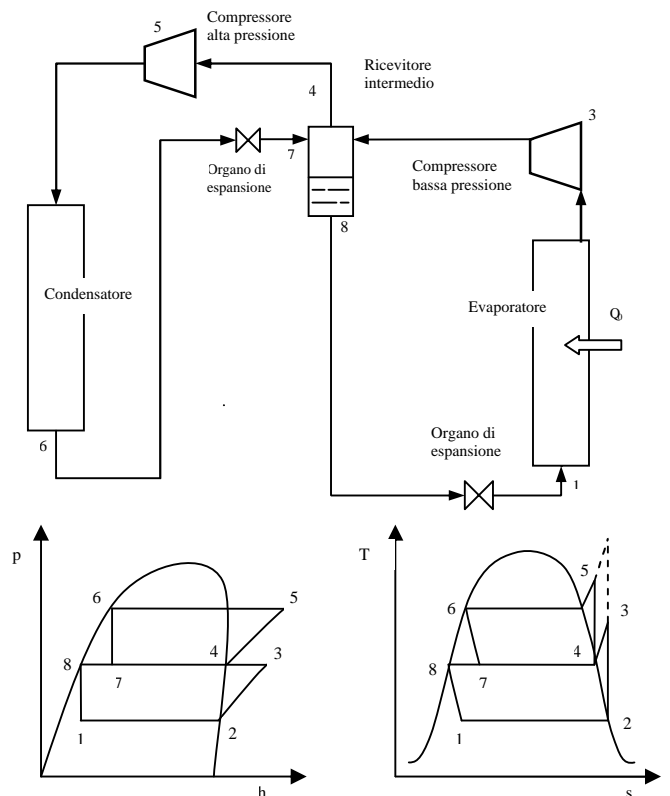


Figura 7: Schema e ciclo di macchina frigorifera a due stadi con espansione intermedia totale

Un primo compressore aspira alla pressione di evaporazione il fluido proveniente dall'evaporatore e lo comprime fino ad una pressione intermedia p_i . Il gas viene raffreddato in un opportuno scambiatore di calore detto ricevitore intermedio e quindi aspirato da un secondo

compressore che lo comprime fino alla pressione di condensazione.

Le trasformazioni subite dal fluido risultano chiare osservando i diagrammi che rappresentano il ciclo rispettivamente sui piani p-h e T-s. Le linee in tratteggio indicano la compressione monostadio.

È evidente che, spezzando in due la compressione, non solo si ottengono temperature di scarico sensibilmente inferiori a quelle che si avrebbero con la compressione ad uno stadio, ma si ottiene anche una diminuzione del lavoro necessario per la compressione del fluido corrispondente all'area compresa tra i punti 3, 3', 5, 4.

Oltre a ciò è da notare come ciascuno dei due compressori lavori con un rapporto delle pressioni inferiore a quello totale, il che comporta rendimenti volumetrici più elevati rispetto ai corrispondenti nel ciclo monostadio.

La scelta della pressione intermedia determina l'entità del lavoro di compressione ed è noto che esso è minimo quando la p_i è scelta come media geometrica di p_c e p_e .

Il raffreddamento del vapore compresso nel primo stadio viene effettuato tramite lo stesso fluido frigorifero. Nel refrigerante intermedio si fa espandere una parte di fluido da p_c a p_i , in modo che evaporando alla temperatura T_i assorba il calore necessario a raffreddare il fluido rimanente. Lo scambio termico avviene per miscelazione. Sempre a spese di un'altra parte di fluido frigorifero che si espande da p_c a p_i è possibile sottoraffreddare il liquido proveniente dal condensatore

6. ANALISI TERMODINAMICA CICLO BISTADIO E CONFRONTO CON IL CICLO A CASCATA

Al fine di un confronto diretto con il sistema a cascata esaminato precedentemente sono stati presi in considerazione gli stessi fluidi ad eccezione dell'anidride carbonica in quanto, tenendo conto delle temperature di condensazione, dovrebbe realizzarsi un ciclo transcritico notevolmente penalizzante.

Le prestazioni di confronto considerate sono quelle massime ottenute dal sistema a cascata funzionante con anidride carbonica ed ammoniaca, con una differenza di temperatura nel condensatore di cascata pari a 5°C.

La temperatura di evaporazione considerata è -45°C mentre le temperature di condensazione sono 30°C, 35°C e 40°C.

Il sistema bistadio analizzato è del tipo ad espansione intermedia totale.

L'analisi è stata condotta facendo le seguenti assunzioni:

1. Ogni componente del sistema è trattato come un volume di controllo in regime permanente;
2. La compressione non è isoentropica ed il rendimento isoentropico di compressione è del 70 % costante;
3. Le cadute di pressione e le perdite di calore lungo gli elementi di connessione dei componenti sono trascurabili;
4. Il fluido all'uscita dal condensatore in stato di liquido saturo ed all'uscita dall'evaporatore e dal ricevitore intermedio in stato di vapore saturo secco;
5. Effetto frigorifero Q_0 pari a 100 kW

Sul rendimento di compressione vale quanto precisato precedentemente.

Con riferimento alla figura 7 si introducono le seguenti quantità utilizzate nella analisi del ciclo:

- portata di fluido frigorifero che circola nell'evaporatore

$$m_p = \frac{Q_0}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

- calore di surriscaldamento

$$q_d = h_3 - h_4 \quad (7)$$

- massa di fluido che deve espandersi nel ricevitore intermedio per desurriscaldare il vapore compresso nel primo stadio per ogni unità di massa di fluido frigorifero che evapora nell'evaporatore

$$M_{id} = \frac{h_3 - h_4}{h_4 - h_7} \quad (8)$$

- calore di sottoraffreddamento per unità di massa di fluido frigorifero uscente dal condensatore

$$q_s = h_6 - h_8 \quad (9)$$

- quantità di fluido che deve evaporare per sottrarre il calore di sottoraffreddamento

$$M_{is} = \frac{h_6 - h_8}{h_4 - h_7} \quad (10)$$

Di seguito sono raffigurati i risultati ottenuti dall'analisi termodinamica al variare della temperatura di condensazione.

In particolare la figura 8 mostra l'andamento delle prestazioni calcolate per l'ammoniaca, impiegata in un ciclo bistadio, al variare delle temperature di condensazione e per una temperatura di evaporazione di -45°C confrontate con le prestazioni calcolate per il ciclo a cascata con i diversi fluidi di lavoro.

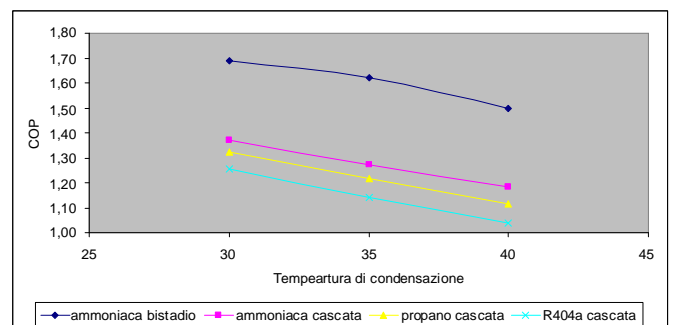


Figura 8: Prestazioni rese dall'ammoniaca nel ciclo bistadio confrontate con le prestazioni del ciclo a cascata

Analogamente le figure 9 e 10 riportano le prestazioni calcolate per il ciclo bistadio per il propano e per R404A.

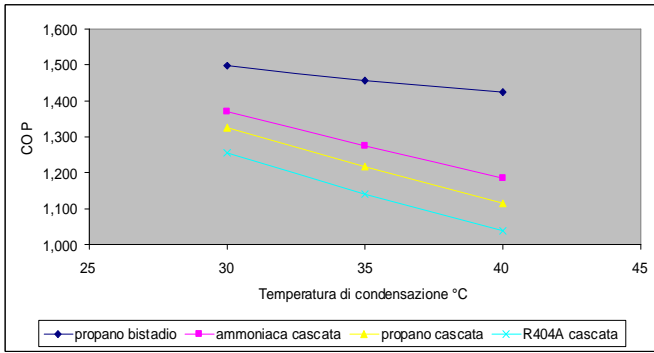


Figura 9: Prestazioni rese da propano nel ciclo bistadio confrontate con le prestazioni del ciclo a cascata

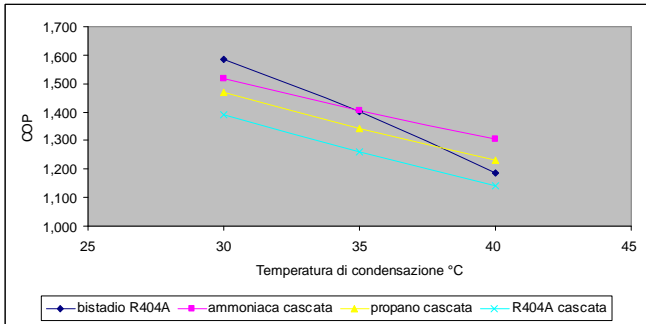


Figura 10: Prestazioni rese da R404A nel ciclo bistadio confrontate con le prestazioni del ciclo a cascata

Il fluido che offre le migliori prestazioni in termini di COP, se impiegato in un ciclo bistadio, risulta essere l'ammoniaca. Il propano offre valori confrontabili con quelli dell'ammoniaca seppur leggermente inferiori, mentre l'utilizzo del fluido sintetico R404A presenta una riduzione in termini di COP di circa 10-15 % rispetto ai due fluidi naturali.

Per quanto attiene al confronto tra le due tipologie di ciclo considerate, le prestazioni dei due fluidi naturali impiegati nel sistema bistadio sono significativamente superiori a quelle ottenute dagli stessi fluidi impiegati in coppia con l'anidride carbonica nel sistema a cascata, mentre esse risultano paragonabili nel caso di impiego di R404A nel ciclo bistadio e di ammoniaca-anidride carbonica in quello a cascata.

Tale comportamento può essere spiegato tenendo conto del fatto che l'analisi è stata condotta considerando un uguale effetto frigorifero per ambedue i cicli; le differenze nei valori dei COP si riconducono pertanto ad una corrispondente differenza dei lavori di compressione.

Al fine di analizzare in modo più approfondito la bontà delle soluzioni proposte, sono stati confrontati sia i lavori spesi per la compressione rispettivamente nel circuito di bassa temperatura del ciclo a cascata e nella parte di bassa pressione del ciclo bistadio, che i lavori spesi per la compressione nel circuito di alta temperatura del ciclo a cascata e nella parte ad alta pressione del ciclo bistadio.

La figura 11 mostra l'andamento del lavoro di compressione al variare della temperatura di condensazione per i diversi fluidi di lavoro considerati.

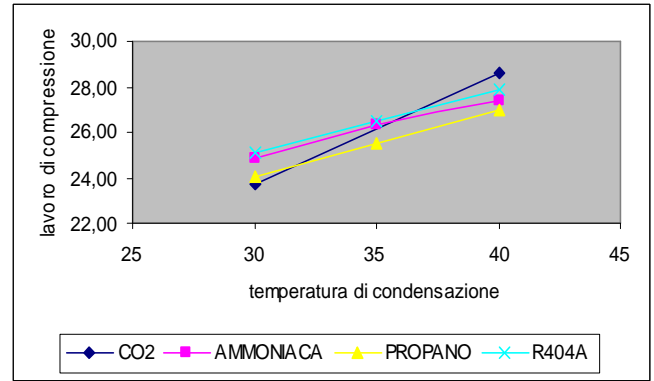


Figura 11: Andamento del lavoro di compressione richiesto al variare della temperatura di condensazione per i diversi fluidi di lavoro considerati.

La figura 11 evidenzia come il lavoro necessario per la compressione della anidride carbonica abbia un andamento, al variare della temperatura di condensazione, differente da quello mostrato dagli altri fluidi.

I valori ricadono tutti in un ristretto intervallo (4-5 kW) con differenze tra i due fluidi considerati di lieve entità. Per il campo particolare di temperature analizzato risulta che il lavoro di compressione necessario sia minore, alle temperature di condensazione più basse, per il sistema a cascata, mentre per temperature di condensazione più elevate i risultati si invertono. Alla luce delle modeste differenze riscontrate, si deduce che le differenze di COP riscontrate per i due cicli non siano imputabili alla compressione nella parte di bassa temperatura.

Il confronto tra i lavori necessari per la compressione nel circuito di alta temperatura del ciclo a cascata e nella parte ad alta pressione del ciclo bistadio è mostrato, per una temperatura di evaporazione pari a -50°C, in figura 12.

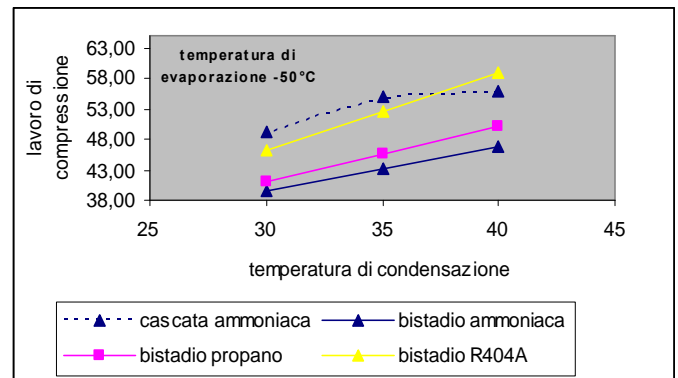


Figura 12: Lavoro di compressione nella parte ad alta pressione ed alta temperatura dei cicli bistadio e a cascata

Si nota che per la compressione dell'ammoniaca nel circuito di alta temperatura del ciclo a cascata si spende un lavoro dal 10 al 20 % superiore rispetto a quello occorrente per la compressione nella parte ad alta pressione del ciclo bistadio realizzato con i due fluidi naturali.

Nel caso del ciclo bistadio realizzato con R404A invece, le curve che rappresentano i lavori di compressione sono molto vicine e quindi i lavori risultano paragonabili.

La figura 13 mostra l'andamento delle pressioni di evaporazione per l'ammoniaca nel sistema a cascata e per ammoniaca, propano ed R404A nel sistema bistadio.

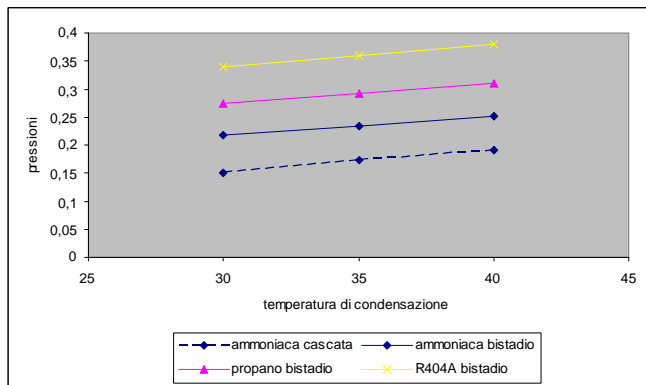


Figura 13 Andamento delle pressioni di evaporazione nel sistema a cascata e della pressione intermedia nel sistema bistadio

Si osserva come nella parte ad alta pressione del ciclo bistadio realizzato con l'ammoniaca, le temperature della espansione intermedia sono più alte di 5-10 °C rispetto alle temperature di evaporazione dell'ammoniaca nel condensatore di cascata. Di conseguenza anche le corrispondenti pressioni di saturazione sono più elevate e ciò si riflette in un minore rapporto delle pressioni a pari temperatura di condensazione. Poiché la portata di massa è praticamente uguale nei due casi, il lavoro di compressione risulta minore per il sistema bistadio.

Con riguardo al lavoro necessario per la compressione, a parità di rapporto delle pressioni, con il propano il lavoro specifico di compressione risulta inferiore rispetto all'ammoniaca. Un'analisi più approfondita porta a tener conto del fatto che per ottenere il medesimo effetto frigorifero la portata di massa di propano risulta circa 4 maggiore rispetto alla portata di ammoniaca a causa dell'elevato calore latente di quest'ultima. Nel caso del sistema a cascata, la minore portata di massa non riesce a compensare l'effetto dei più elevati rapporti delle pressioni, determinando così un maggiore lavoro di compressione.

Nel ciclo bistadio realizzato con R404A, la portata di massa di questo nella parte ad alta pressione è circa 10 volte maggiore di quella dell'ammoniaca nella parte ad alta temperatura del ciclo a cascata, il che compensa il maggiore lavoro richiesto per la compressione di un chilogrammo di ammoniaca a pari rapporto delle pressioni, determinando lavori di compressione paragonabili.

7. CONCLUSIONI

La presente memoria presenta l'analisi termodinamica di cicli a cascata funzionanti con diversi fluidi naturali e di cicli bistadio operanti tra le medesime temperature di evaporazione e condensazione.

I risultati conseguiti hanno messo in luce come dal punto di vista termodinamico l'ammoniaca risulta quello che offre le migliori prestazioni in termini di efficienza frigorifera tra i fluidi esaminati.

Il ciclo bistadio funzionante con tale fluido è quello che presenta i COP più elevati e le portate di massa minime; tuttavia l'ammoniaca è anche il fluido che ha i volumi specifici più elevati e le pressioni operative più basse alle temperature di evaporazione considerate, il che apre una riflessione sulle dimensioni che devono avere le tubazioni e le apparecchiature oltre che sulla possibilità di infiltrazioni d'aria umida.

Con riguardo al COP anche il propano offre prestazioni paragonabili a quelle dell'ammoniaca, che risultano essere maggiori di circa il 10-12 % rispetto a quelle del ciclo a cascata ammoniaca-anidride carbonica, a pari effetto frigorifero e temperature di esercizio.

L'utilizzo dei fluidi sintetici, ed in particolare dell'R404A, nei cicli bistadio comporta invece un rendimento paragonabile a quello di un ciclo a cascata ammoniaca-anidride carbonica.

Questo aspetto rende particolarmente interessante la possibilità di impiego di quest'ultima tipologia di impianti in quelle applicazioni in cui, per ragioni di sicurezza, non è possibile utilizzare nel circuito di bassa temperatura un fluido tossico e/o infiammabile. Ad esempio, nella refrigerazione commerciale per la conservazione a bassa temperatura di derrate alimentari, l'impiego di cicli a cascata funzionanti con $\text{NH}_3 - \text{CO}_2$, in sostituzione dei tradizionali cicli bistadio funzionanti con fluidi sintetici, quale l'R404A, rappresenta, indubbiamente, una applicazione valida dal punto di vista energetico, della sicurezza e della sostenibilità ambientale.

NOMENCLATURA

T	temperatura	°C
ΔT	differenza di temperatura	°C
p	pressione	MPa
v	volume specifico	dm^3/kg
h	entalpia specifica	kJ/kg
s	entropia specifica	kJ/kg
m	portata massica	kg/s
Q	potenza termica	kW
W	potenza di compressione	kW
η	rendimento	
COP	coefficiente di prestazione	
HTC	circuito di alta temperatura	
LTC	circuito di bassa temperatura	

Pedici

C	condensatore
E	evaporatore
MC	condensazione nel condensatore di cascata
ME	evaporazione nel condensatore di cascata
is	isoentropica (riferito a trasformazione)
H	alto (riferito al circuito di alta temperatura)
L	basso (riferito al circuito di bassa temperatura)
Sott	sottoraffreddamento
Surr	surriscaldamento

BIBLIOGRAFIA

- [1] R.J. Dossat, T.J. Horan, Principles of Refrigeration, Prentice Hall, New Jersey, 2002.
- [2] R. Stegmann, Practical guide to low temperature refrigeration, ASHRAE Journal 42 (1) (2000) 42-50.
- [3] H.M. Getu, P.K. Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system, International Journal of Refrigeration 31 (2008) 45-54
- [4] T.S. Lee, C.H. Liu, T.W. Chen, thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade condenser in CO_2/NH_3 cascade refrigeration system

SUMMARY

In this paper is presented a thermodynamic analysis of cascade refrigeration systems using as refrigerant ammonia, propane and R404A in high-temperature circuit, carbon dioxide in low-temperature circuit. The operating parameters considered in this study include condensing and evaporating temperatures in high-temperature circuit, temperature difference in the cascade heat exchanger, evaporating and condensing temperatures in low-temperature circuit. The

values for cascade refrigeration systems are compared with the values obtained for two-stage refrigeration systems using the same refrigerants. The results obtained show that a carbon dioxide-ammonia cascade refrigeration system is an interesting application in commercial refrigeration in substitution of R404A two-stage refrigeration system for energetic, security and environmental reasons.