

DIMENSIONAMENTO OTTIMALE DI UN CONDENSATORE PER CICLO FRIGORIFERO AD EIEZIONE

G. Grazzini¹, A. Rocchetti

Dipartimento di Energetica, Università di Firenze

SOMMARIO

Il presente lavoro ha lo scopo di esporre i risultati dell'ottimizzazione numerica di un ciclo frigorifero ad eiezione di vapore, con eiettore a due stadi. Il sistema termodinamico è considerato aperto con scambio di energia termica con tre portate di acqua ai tre scambiatori del ciclo. Il modello numerico utilizzato per lo scambio termico simula il comportamento di scambiatori a tubi e mantello con acqua nei tubi e vapore del ciclo nel mantello al fine di considerare costante la pressione del vapore del ciclo nei tre scambiatori. Il condensatore è composto da una sezione desurriscaldante con un solo rango di tubi alettati e da una sezione di condensazione a tubi lisci. Il modello numerico utilizzato per la simulazione del condensatore permette di definire le caratteristiche geometriche e le prestazioni della superficie alettata del primo rango di tubi, e fornisce il dimensionamento della sezione condensante a tubi lisci.

Il codice numerico procede all'ottimizzazione del sistema utilizzando come funzione obiettivo il coefficiente di prestazione dell'intero sistema, includendo nell'energia spesa dal sistema anche le perdite di carico ai tre scambiatori di calore e la potenza richiesta dalla pompa che riporta il fluido del ciclo motore dalla pressione del condensatore a quella del generatore. Tale metodo di ottimizzazione evidenzia come le migliori prestazioni di un sistema termodinamico non corrispondono necessariamente alle condizioni di miglior funzionamento dei dispositivi che compongono il sistema.

1. INTRODUZIONE

La sempre crescente richiesta di rispetto e salvaguardia dell'ambiente sta modificando i criteri di progettazione e utilizzo degli impianti termofrigoriferi civili ed industriali. Da tale orientamento il ciclo ad eiezione può trovare una valida opportunità di impiego sia per la possibilità di utilizzare fluidi frigorigeni naturali, come l'acqua, sia per le sue caratteristiche di semplicità ed affidabilità di funzionamento. Gli autori hanno realizzato un codice di ottimizzazione numerica per un ciclo ad eiezione di vapore con eiettore a due stadi e scambiatori di calore a tubi e mantello, con acqua esterna nei tubi. L'eiettore adottato è a due stadi con primo stadio tradizionale e secondo stadio anulare disposto direttamente all'uscita della camera di miscelamento del primo stadio. Il modello numerico considera l'impianto come un sistema aperto che scambia energia termica con tre portate di acqua esterna ai tre scambiatori. Vengono considerate le perdite di carico all'interno dei tubi degli scambiatori, mentre sono trascurate quelle del fluido del ciclo all'interno del mantello. Il codice procede all'ottimizzazione del sistema massimizzando il COP, riportato nella successiva eq. 1, in quanto le migliori condizioni di funzionamento per un componente non necessariamente corrispondono a quelle di miglior funzionamento dell'intero sistema.

2 CICLO AD EIEZIONE

Il ciclo frigorifero ad eiezione può essere immaginato come composto dalla sovrapposizione di un ciclo motore e di un ciclo frigorifero. Nel ciclo motore l'energia prelevata dalla sorgente a temperatura maggiore viene convertita in lavoro e ceduta alla sorgente a temperatura intermedia, mentre il ciclo frigorifero ottiene l'effetto utile mediante il lavoro prodotto dal ciclo motore cedendo energia termica alla sorgente intermedia. L'eiettore è il dispositivo che permette di trasferire lavoro dal ciclo motore a quello frigorifero, svolgendo quindi la mansione di compressore nel ciclo frigorifero. Il diagramma termodinamico e lo schema del ciclo sono presentati schematicamente in Fig. 1 e Fig. 2

Il codice di ottimizzazione numerica simula il comportamento termodinamico di tutti i componenti del ciclo, considerando il sistema termodinamico aperto che scambia energia termica con l'ambiente

¹ email: ggrazzini@ing.unifi.it

esterno mediate tre portate di acqua ai tre scambiatori del ciclo. I parametri termodinamici dell'acqua e del vapore sono valutati mediante le procedure NIST/STEAM (Klein and Harvey, 1996)

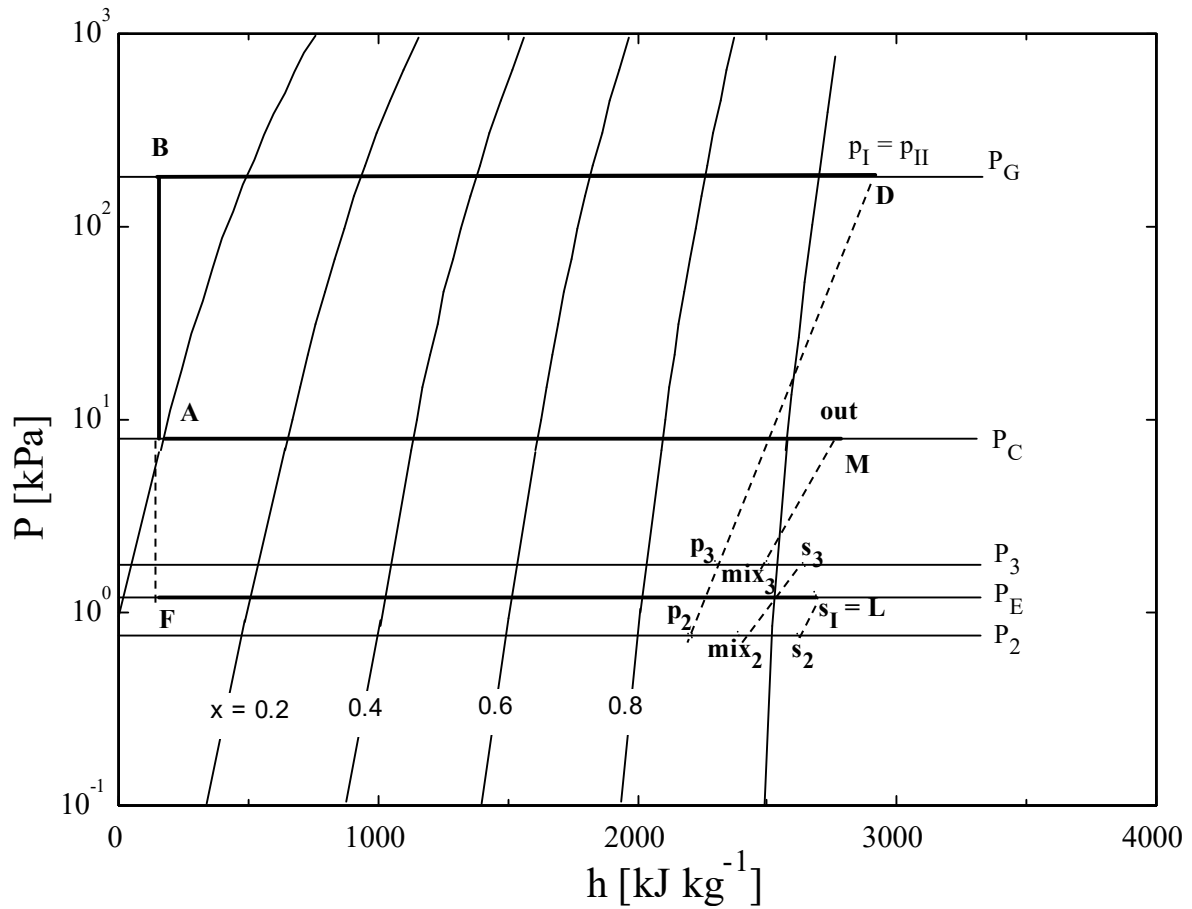


Fig. 1 - Ciclo ad eiezione sul diagramma termodinamico P-h

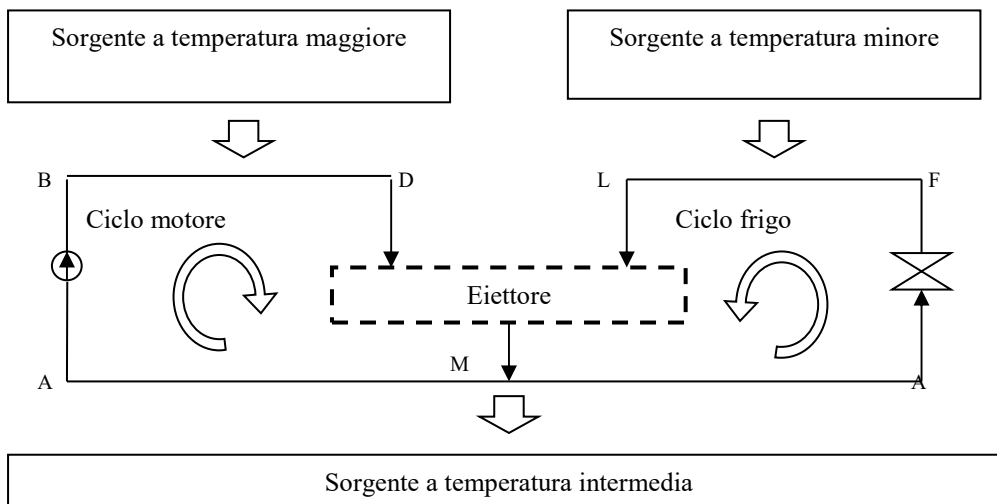


Fig. 2 - Schema del ciclo ad eiezione

2.1 Eiettore

L'eiettore adottato è già stato proposto dagli autori come modello di eiettore ad alte prestazioni (Grazzini e Mariani, 1998, Grazzini e Rocchetti, 2001) e si presenta come nello schema riportato in Figura 3. Il vapore dall'evaporatore del sistema viene inviato alla porta del secondario del primo stadio e compresso, fino al livello di pressione di condensazione, dal vapore motore inviato ai primari dei due stadi dell'eiettore dal generatore di vapore del sistema. Il primo stadio di eiezione ha una configurazione tradizionale con ugello primario assiale e secondario anulare, mentre il secondo stadio ha un primario anulare, direttamente disposto a valle della camera di miscelamento del primo stadio. L'eiettore è progettato per funzionare in regime supersonico, con miscelamento ad area costante in entrambi gli stadi. Il modello numerico dell'eiettore è stato realizzato seguendo un approccio monodimensionale, stazionario ed isoentropico (Bird et al, 1979), introducendo dei coefficienti di perdita per i tratti divergenti degli ugelli primari e per il diffusore finale che sono stati valutati per simulazioni successive con due software dedicati alla progettazione fluidodinamica, FLUENT ed ESDU 94046 Ejectors and Jet Pumps (Grazzini e Rocchetti, 2001).

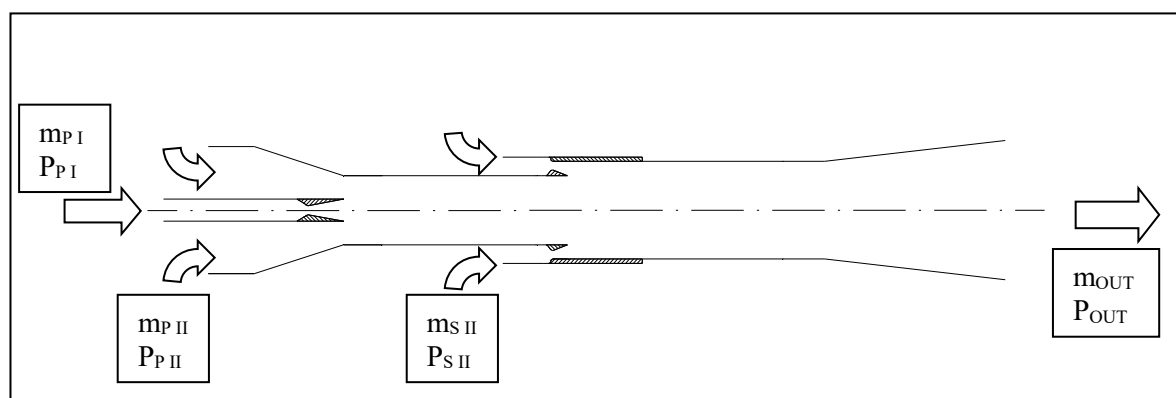


Fig. 3 - Schematica configurazione dell'eiettore a sue stadi

2.2 Scambiatori di calore

Sono stati scelti degli scambiatori di calore a tubi e mantello con acqua esterna nei tubi al fine di poter assumere costante la pressione del vapore del ciclo all'interno del mantello degli scambiatori. Le perdite di carico dell'acqua esterna sono valutate nei tre scambiatori. Per l'evaporatore, è previsto un modesto surriscaldamento per garantire la presenza di solo vapore alla porta del secondario dell'eiettore; la sezione di surriscaldamento viene tuttavia trascurata nel dimensionamento numerico dello scambiatore. Il condensatore ha un primo rango di tubi alettati per il desurriscaldamento del vapore in uscita dall'eiettore fino alla curva limite superiore alla pressione di condensazione; i successivi ranghi di tubi lisci permettono la condensazione del vapore. Il generatore di vapore ha tre differenti sezioni per il preriscaldamento, ebollizione e surriscaldamento, create dalla disposizione dei setti convogliatori lungo i tubi.

3 PROCESSO DI OTTIMIZZAZIONE NUMERICA

Il codice numerico di ottimizzazione è realizzato in Visual Basic. Richiede come dati di ingresso la potenza termica all'evaporatore e le temperature dell'acqua in ingresso ai tre scambiatori. Le variabili indipendenti sono le portate di acqua esterna, il diametro e il numero di tubi totale di ciascuno scambiatore, la temperatura di saturazione del vapore del ciclo ai tre scambiatori, le temperature di surriscaldamento all'evaporatore ed al generatore, e le portate di fluido motore ai primari dei due stadi dell'eiettore. Per le variabili indipendenti è fissato un campo di ammissibilità legato alla coerenza fisica del modello con le leggi della termodinamica. Il codice numerico procede all'estrazione casuale dei valori delle variabili indipendenti all'interno del campo di ammissibilità, quindi al dimensionamento dell'eiettore e degli scambiatori, e stima la funzione obiettivo per l'ottimizzazione secondo la relazione di eq. (1):

$$F.O. = COP = \frac{Q_E}{Q_G + |W_{\lambda E} + W_{\lambda C} + W_{\lambda G} + W_{\lambda P}|} \quad (1)$$

Il codice procede nell'estrazione casuale di nuovi set di soluzioni generando un Complex di soluzioni. Per procedere all'ottimizzazione viene usata la nota tecnica del Centroide (Box et al., 1969) per cui la nuova soluzione è estratta dalla peggior soluzione del complex. Per la nuova soluzione vengono dimensionati l'eiettore e gli scambiatori, e valutata la funzione obiettivo secondo l'eq. (1). Se il COP della nuova soluzione risulta migliore di quello della soluzione del Complex che presenta la peggior funzione obiettivo, la nuova soluzione viene accettata e sostituita nel complex alla peggiore, altrimenti il codice procede all'estrazione di una nuova soluzione variando il coefficiente di ribaltamento della funzione Centroide. Il processo di ottimizzazione procede finché la varianza delle funzioni obiettivo e delle variabili delle soluzioni del Complex non risultano minori di un limite imposto dall'utente. I tempi di convergenza del codice sono fortemente influenzati dal valore del limite imposto per le varianze delle soluzioni, in quanto l'influenza delle varie variabili sulla funzione obiettivo risulta molto diversa, per cui nel percorso di simulazione è stato scelto di utilizzare limiti ampi nelle fasi di prova e di analisi preliminare, mentre sono stati ridotti i limiti al momento della ricerca della configurazione definitiva del ciclo.

4 CONDENSATORE

Il condensatore è composto da una sezione desurriscaldante con un rango di tubi alettati e da una sezione condensante a tubi lisci con uguale numero di tubi per rango. I tubi, a sezione circolare hanno una disposizione quadrata inclinata di 45° con un interasse longitudinale pari a 1.5 volte il diametro esterno e seguono un percorso ad U all'interno dello scambiatore al fine di ridurre l'ingombro, come presentato in fig. 4 e fig. 5. Il primo rango alettato è distanziato dal successivo per permettere la disposizione dell'alettatura.

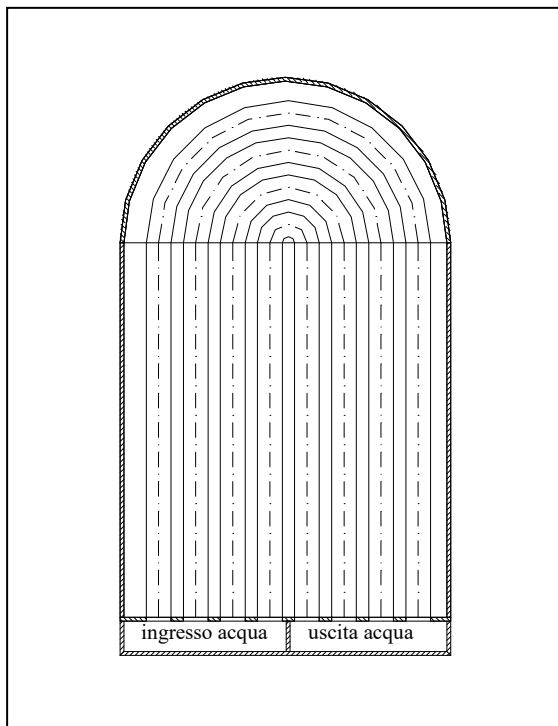


Fig. 4 – Schema longitudinale del condensatore

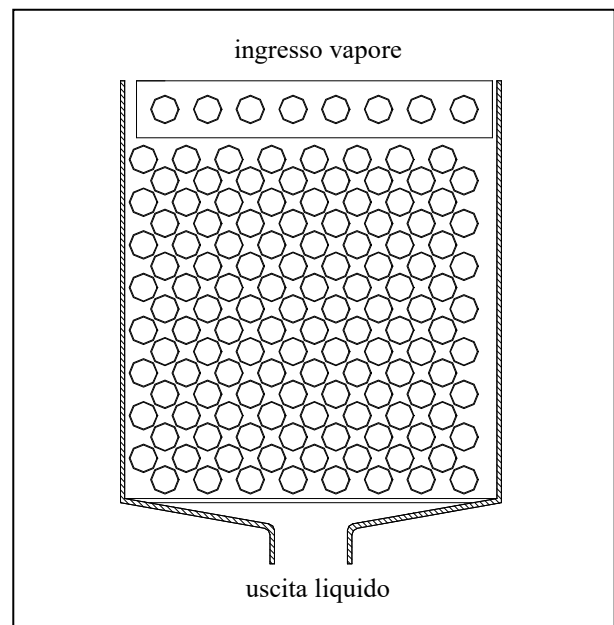


Fig. 5 – Schema trasversale del condensatore

L'acqua esterna viene alimentata e scaricata al condensatore mediante due collettori uguali, affiancati sul lato di testa della U dei tubi. I collettori sono composti da un plenum di raccolta con piastra forata nei cui fori sono saldati i tubi. Il vapore in uscita dall'eiettore entra nel condensatore dall'alto dove incontra il primo rango di tubi alettato che procede al desurriscaldamento. Il vapore saturo in uscita

dal primo rango alettato è portato a condensazione dai successivi ranghi, ed il liquido saturo è raccolto nella zona inferiore dello scambiatore.

I diametri dei tubi e gli spessori sono scelti nella serie normalizzata per tubi di rame e leghe di rame senza saldatura per scambiatori di calore, condensatori ed evaporatori UNI 6785

4.1 Relazioni numeriche

Il codice numerico procede al dimensionamento del condensatore secondo lo schema riportato nel diagramma di flusso in Fig. 6. La relazione generale per il dimensionamento dello scambiatore è riportata in eq. (2).

$$Q = UA(\Delta TML) = M_w c_{pw} (T_{wout} - T_{win}) = m_f (h_{fin} - h_{fout}) \quad (2)$$

Note le condizioni termodinamiche del vapore in ingresso al condensatore e la portata in massa, determinate dalla procedura di dimensionamento dell'eiettore, il codice calcola la potenza termica necessaria al desurriscaldamento ed alla condensazione utilizzando l'eq. 2. Sempre dalla eq. 2 il codice valuta la temperatura di uscita dell'acqua esterna dal condensatore e controlla che sia minore della temperatura del vapore in ingresso.

Calcolata la portata d'acqua M_{des} necessaria al desurriscaldamento applicando l'eq. 2 a questa sezione e calcolando la portata d'acqua per tubo Gn con:

$$Gn = \frac{M_w c}{n_c} \quad (3)$$

è possibile calcolare il numero di tubi necessario al primo rango di tubi per il desurriscaldamento:

$$n_r = CINT \left(\frac{M_{des}}{Gn} \right) \quad (4)$$

in cui $CINT$ rappresenta la funzione che calcola il numero intero superiore al numero a cui è applicata.

Noto il numero di tubi per rango pari al numero di tubi del primo rango di tubi alettati per il desurriscaldamento il codice esegue il dimensionamento delle due sezioni del condensatore.

4.2 Sezione Condensante

Per il dimensionamento della sezione di condensazione, noti il numero di tubi per rango e il numero di ranghi, il diametro e gli spessori dei tubi lisci, è necessario valutare le caratteristiche di scambio termico e l'area della superficie di scambio in modo da soddisfare l'eq. 2. Quest'ultima equazione viene utilizzata esplicitando il termine UA :

$$UA = \frac{\pi D \cdot n \cdot L}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{1}{\left(1 + 2 \frac{s}{D}\right) \alpha_f}} \quad (5)$$

dove è trascurata la resistenza per conduzione attraverso il tubo.

Il coefficiente convettivo interno lato acqua α_w è calcolato mediante la relazione di Petukhov ($2300 < Re < 5 \cdot 10^6$) (Kays and Perkins, 1985):

$$Nu = \left[\frac{Pr(Re - 1000)z}{1 + 12.7(Pr^{2/3} - 1)z^{1/2}} \right] \quad (6)$$

dove $z = \frac{0.5}{(1.58 \ln(Re) - 3.28)^2}$. In campo laminare viene assunto $Nu = 3.66$ considerando condizioni di moto completamente sviluppato con temperatura a parete costante.

Il coefficiente convettivo esterno lato vapore α_f viene calcolato mediante (Carey, 1992):

$$\alpha_f = \frac{0.728 k_l}{n_r D_e} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)(n_r D_e)^3 r}{k_l \nu_l (T_{f,sat} - T_{wall})} \right]^{1/4} \quad (7)$$

dove la temperatura di parete T_{wall} è ricavata dal bilancio alla parete, iniziando con il valor medio della temperatura di saturazione del vapore e della temperatura media dell'acqua nella sezione condensante. Noti i due coefficienti convettivi il codice valuta la lunghezza L del tubo mediante la eq. (5) che soddisfi all'eq. (2).

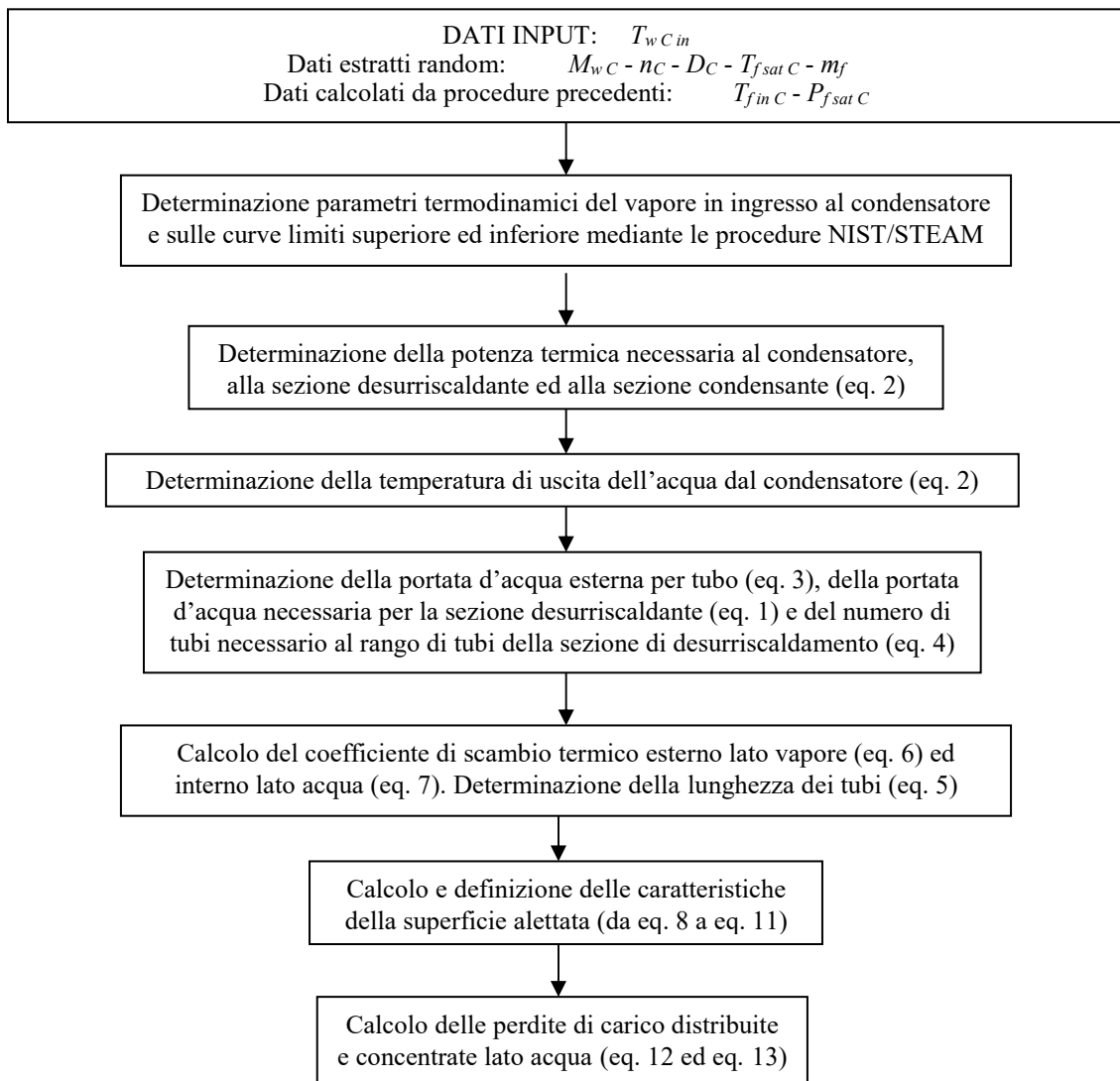


Fig. 6 - Diagramma di flusso della procedura numerica di dimensionamento del condensatore

4.2 Sezione desurriscaldante

Come precedentemente affermato la sezione desurriscaldante è composta da un rango di tubi alettati. Le alette sono disposte esclusivamente nella parte rettilinea dei tubi, sono quindi assenti nelle curve di ritorno. La lunghezza dei tubi indicata dal programma di ottimizzazione è, in effetti, pari alla somma

dei due tratti rettilinei di ciascun tubo, escludendo quindi nella valutazione dello scambio termico i raccordi curvilinei.

In presenza dell'alettatura l'eq. (5) viene modificata ottenendo l'eq. (8):

$$UA = \frac{\pi D \cdot n \cdot L}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{1}{\left(1 + 2 \frac{s}{D}\right) \alpha_f \eta_{SA}}} \quad (8)$$

dove il rendimento della superficie alettata η_{SA} è calcolato come:

$$\eta_{SA} = \frac{A_{SA}}{A_{SNA}} = \frac{\pi D_e L - n_A s_A + n_A s_A \eta_A}{\pi D_e L} \quad (9)$$

ed il rendimento dell'aletta η_A è calcolato ipotizzando un'alettatura circolare con diametro esterno delle alette pari all'interasse fra i tubi e con spessore dell'aletta s_A pari a 0.0003 m. (Shah and Sekulic, 1998).

Il codice calcola la configurazione del rango alettato che, con la lunghezza dei tubi calcolata nella sezione condensante, ottiene il desurriscaldamento della portata di vapore. Per tale dimensionamento viene calcolato il coefficiente convettivo esterno lato vapore α_f utilizzando le relazioni:

$$j_4 = 0.14 Re_d^{-0.328} \left(\frac{X_t}{X_l}\right)^{-0.502} \left(\frac{\Delta_A}{D_e}\right)^{0.031} \quad (10)$$

$$\frac{j_{n_r}}{j_4} = 0.991 \left[2.24 Re_d^{-0.092} \left(\frac{n_r}{4}\right)^{-0.031} \right]^{0.607(4-n_r)} \quad (11)$$

mentre il coefficiente convettivo interno lato acqua è calcolato sempre mediante la eq. (6).

4.3 Perdite di carico

Il codice procede alla determinazione delle perdite di carico dell'acqua esterna nei tubi dello scambiatore e nei collettori di alimentazione e scarico del condensatore. Le perdite di carico distribuite nei tubi sono calcolate con la relazione esplicita di Moody per la quale Haaland ha proposto un fattore d'attrito nella forma (Haaland, 1983):

$$\lambda = 0.0055 \left[1 + \left(2 \cdot 10^4 \frac{\varepsilon}{D} + \frac{10^6}{Re} \right) \right] \quad (12)$$

Per il calcolo delle perdite di carico concentrate negli scambiatori sono state utilizzati due coefficienti K_{cont} e K_{esp} (Kays, 1950) come indicato in eq. 13

$$\Delta P = \frac{1}{2} K_{contr} \rho v^2 + \Delta P_{dist} + \frac{1}{2} K_{esp} \rho v^2 \quad (13)$$

Non vengono considerate le perdite di carico del vapore nel mantello.

5 RISULTATI DELL'OTTIMIZZAZIONE NUMERICA

Il ciclo ad eiezione è caratterizzato da rendimenti relativamente modesti se confrontato con tradizionali sistemi frigoriferi a compressione. L'applicazione di questo ciclo trova però interessanti applicazioni quando si renda disponibile una fonte di energia termica primaria a bassa temperatura. Per la simulazione numerica sono stati impostati i dati di input riportati in tab. 1.

Tab. 1 – Dati di input

DATI INPUT	
$T_{win E}$	285.15 K (12°C)
$T_{win C}$	303.15 K (30°C)
$T_{win G}$	393.15 K (120°C)
Q_E	5000 W

La temperatura dell'acqua esterna in ingresso all'evaporatore è stata imposta ipotizzando un utilizzo del sistema nel condizionamento dell'aria per impieghi civili od industriali; al condensatore, ipotizzando l'utilizzo di un circuito a torre evaporativa; al generatore supponendo di poter recuperare del calore di scarto da un processo esterno.

La modesta capacità di funzionamento con prestazioni accettabili dell'eiettore ai carichi parziali ha suggerito di dimensionare la macchina su una taglia relativamente ridotta, imponendo appunto la potenza all'evaporatore indicata in tab. 1, e ipotizzando di ottenere potenzialità maggiori con configurazioni modulari di più macchine affiancate.

Sulla base dei dati di input presentati, sono state eseguite numerose simulazioni al fine di valutare un campo di ammissibilità, per le variabili indipendenti del codice, che fosse fisicamente coerente e che permettesse al codice di raggiungere la convergenza in tempi accettabili. La tab. 2 presenta appunto il campo di ammissibilità ottenuto.

Tab.2 – Campo di ammissibilità delle variabili del codice

M_{wE} (kg/s)	M_{wC} (kg/s)	M_{wG} (kg/s)	D_E (m)	D_C (m)	D_G (m)	n_E	n_C	n_G	T_{fE} (K)	ΔT_{fE} (K)	T_{fC} (K)	T_{fG} (K)	ΔT_{fG} (K)	m_{fpl} (kg/s)	m_{fpII} (kg/s)
0.5	0.5	0.5	0.004	0.004	0.004	10	10	10	278.15	1	306.15	358.15	10	0.0001	0.0001
10	20	20	0.11	0.11	0.11	200	200	200	280.15	5	320.15	383.5	35	0.15	0.15

Con i dati di input e i valori dei limiti del campo di ammissibilità delle variabili indipendenti, il codice ha fornito i risultati riportati in tab. 3.

Tab. 3 – Risultati della simulazione: parametri generali del ciclo

COP	T_{fE} (K)	ΔT_{fE} (K)	T_{fC} (K)	T_{fG} (K)	ΔT_{fG} (K)	m_{fpl} (kg/s)	m_{fpII} (kg/s)	$W_{\lambda P}$ (W)
0.24	280.13	3.73	306.15	383.10	10.02	0.0017	0.0064	1.12

Per il condensatore il codice ha fornito il dimensionamento riportato nelle tab. 4, tab. 5 e tab. 6.

Tab. 4 – Risultati della simulazione: parametri termodinamici del condensatore

Q_C (W)	Q_{des} (W)	M_C (kg/s)	m_C (kg/s)	$T_{fC in}$ (K)	$T_{fC out}$ (K)	$T_{wC in}$ (K)	$T_{wC out}$ (K)	$\alpha_{f cond}$ (W m ² K ⁻¹)	$\alpha_{f des}$ (W m ² K ⁻¹)	α_w (W m ² K ⁻¹)
28310	1267	18.83	0.0081	367.19	306.15	303.15	303.64	19669.51	3.36	405.64

Tab. 5 – Risultati della simulazione: parametri geometrici del condensatore

A_C (m ²)	A_{des} (m ²)	L (m)	D (m)	s_t (m)	n_C	n_{rC}	n_A	Δ_A (m)	η_{SA}	η_A
48.08	23.17	1.94	0.06	0.002	68	4	677	0.0026	13.71	0.95

Tab. 6 – Risultati della simulazione: perdite di carico del condensatore

$W_{\lambda C}$ (W)	Re_C	K_{cont}	K_{esp}
3.38E(-4)	5364	0.24	0.44

6 CONCLUSIONI

Il codice di ottimizzazione numerica fornisce risultati congruenti e affidabili per il dimensionamento dell'intero ciclo frigorifero ad eiezione, considerando il sistema termodinamico aperto e includendo nella funzione obiettivo della ottimizzazione il lavoro speso per vincere le perdite di carico dell'acqua

esterna negli scambiatori e per portare l'acqua dal livello di pressione del condensatore a quello del generatore.

Il modello numerico utilizzato per la simulazione del condensatore permette di definire le caratteristiche geometriche e le prestazioni della superficie alettata del primo rango di tubi per il desurriscaldamento del vapore in ingresso al condensatore, e fornisce il dimensionamento della sezione condensante a tubi lisci con numero di tubi per rango pari al numero di tubi del primo rango alettato.

La fig. 5 riporta l'efficienza secondo Kays, esplicitata in eq. 14, del condensatore in funzione del COP.

$$\varepsilon_K = \frac{Q}{C_{min}(T_{fCin} - T_{wCin})} \quad (14)$$

Ovviamente C_{min} rappresenta la capacità termica dell'acqua esterna che scorre nei tubi del condensatore.

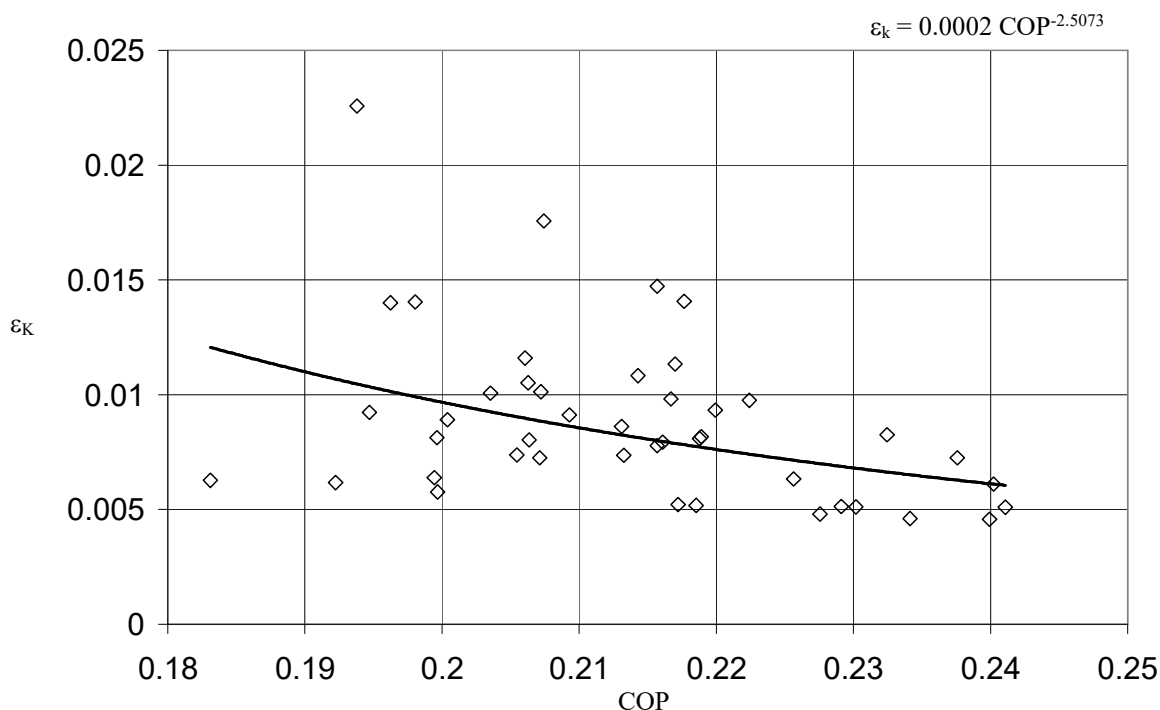


Fig. 5 – Efficienza secondo Kays del condensatore in funzione del COP del sistema

La fig. 5 è ricavata riportando i valori ottenuti dal codice numerico durante la storia di ricerca della funzione obiettivo del codice di ottimizzazione; all'aumentare del COP del sistema, l'efficienza secondo Kays del condensatore tende a diminuire. Il processo di ottimizzazione, eseguito a livello di sistema, indica come le condizioni di miglior funzionamento del sistema non coincidono con quelle di miglior funzionamento di ciascun componente.

Analoga considerazione può essere fatta notando che al condensatore, mentre la temperatura di saturazione del vapore del ciclo tende al limite inferiore del campo di ammissibilità imposto, la differenza di temperatura dell'acqua esterna fra ingresso e uscita dal condensatore rimane molto ridotta, mantenendo alte le perdite per irreversibilità per differenza finita di temperatura a questo scambiatore. Come conseguenza la portata di acqua esterna risulta elevata.

Il dimensionamento numerico ottenuto per il primo rango di tubi alettati, riportato in tab. 5, presenta un'alettatura con elevato rendimento che ottiene il desurriscaldamento del vapore in ingresso al condensatore, corrispondente ad una potenza termica pari al 4.5% della complessiva potenza termica prelevata al condensatore, con un'area di scambio pari al 93% dell'area della sezione condensante. La

configurazione ottenuta evidenzia inoltre una alettatura abbastanza fitta, per cui risulta necessario introdurre le perdite di carico lato vapore per questa sezione del condensatore.

Il dimensionamento del condensatore evidenzia come le perdite di carico dell'acqua esterna vengano efficacemente ridotte nel processo di ottimizzazione numerica, nonostante la portata elevata, adottando ridotti numeri di Reynolds con diametri dei tubi grandi, aumentando così l'area di scambio per unità di lunghezza del tubo.

I valori dei coefficienti convettivi interni ed esterni sono congruenti con i dati di letteratura.

La presente ottimizzazione numerica del ciclo ad eiezione di vapore evidenzia come l'ottimo del sistema termodinamico non corrisponde alle condizioni di miglior funzionamento dei componenti che lo compongono.

Legenda

A	Area (m ²)	ΔT_{ML}	Differenza di temperatura media logaritmica (K)
c_p	Calore specifico (J kg ⁻¹ K ⁻¹)	ΔT	Surriscaldamento all'evaporatore e generatore (K)
COP	Coefficiente di prestazione		
D	Diametro interno dei tubi (m)		
$F.O.$	Funzione obiettivo		
g	Accelerazione di gravità (m s ⁻²)		
Gn	Portata d'acqua per tubo (kg s ⁻¹)		
h	Entalpia specifica (J kg ⁻¹)		
j_A	Fattore di Colburn, $St Pr^{2/3}$, per un rango con quattro tubi		
j_{nr}	Fattore di Colburn, $St Pr^{2/3}$, per un rango con numero di tubi n_r		
k	Conducibilità termica (W m ⁻¹ K ⁻¹)		
K	Coefficiente di perdita di carico concentrata		
L	Lunghezza (m)		
m	Portata di vapore di ciclo (kg s ⁻¹)		
M	Portata di acqua esterna (kg s ⁻¹)		
n	Numero di tubi		
n_A	Numero di alette		
n_r	Numero di tubi per rango		
Nu	Numero di Nusselt		
P	Pressione (Pa)		
Pr	Numero di Prandtl		
Q	Potenza termica (W)		
r	Calore latente di vaporizzazione (J kg ⁻¹)		
Re	Numero di Reynolds		
Re_d	Numero di Reynolds calcolato per il vapore nella sezione di area minima al desurriscaldatore		
s	Spessore (m)		
S_A	Superficie esterna dell'aletta (m ²)		
St	Numero di Stanton		
T	Temperatura		
U	Coefficiente globale di scambio (W m ⁻² K ⁻¹)		
v	Velocità (m s ⁻¹)		
W_λ	Lavoro speso (W)		
$W_{\lambda P}$	Lavoro speso alla pompa fra condensatore e generatore (W)		
X_t	Interasse trasversale (m)		
X_l	Interasse longitudinale (m)		
ΔP	Perdite di carico (Pa)		
		Simboli greci	
		α	Coefficiente convettivo di scambio termico (W m ⁻² K ⁻¹)
		Δ_A	Distanza fra le alette (m)
		ε	Rugosità assoluta dei tubi dello scambiatore (m)
		η_A	Rendimento dell'aletta
		η_{SA}	Rendimento della superficie alettata
		λ	Fattore di attrito
		ν	Viscosità cinematica (m ² s ⁻¹)
		ρ	Densità (kg m ⁻³)
		Pedici	
		I	Relativo al primo stadio dell'eiettore
		II	Relativo al secondo stadio dell'eiettore
		A	Relativo all'aletta
		C	Condensatore
		$cond$	Relativo alla sezione condensante del condensatore
		$contr$	Relativo al coefficiente di perdita concentrata collettore di ingresso del condensatore
		des	Relativo alla sezione desurriscaldante del condensatore
		$dist$	Relativo alle perdite di carico distribuite
		e	Esterno
		E	Evaporatore
		esp	Relativo al coefficiente di perdita concentrata collettore di uscita del condensatore
		f	Relativo al vapore del ciclo
		G	Generatore
		in	Sezione di ingresso
		out	Sezione di uscita
		p	Relativo al primario dello stadio di eiezione
		s	Relativo al secondario dello stadio di eiezione

<i>sat</i>	Relativo alle condizioni di saturazione del vapore	<i>SNA</i>	Superficie non alettata
<i>SA</i>	Superficie alettata	<i>t</i>	Relativo ai tubi
		<i>w</i>	Relativo all'acqua esterna

Bibliografia

- R.B.Bird, W.E. Stewart and E.N. Lightfoot. *Fenomeni di trasporto*. Cap 15. Casa Editrice Ambrosiana. 1979.
- M.J. Box, D. Davies, W.H. Swann. Non-Linear Optimisation Techniques. In *ICI Monograph (5)*. UK. Ed. Oliver & Boyd. 1969
- V.P. Carey. *Liquid-vapour phase-change phenomena*. USA. Hemisphere. 1992
- G. Grazzini, A. Mariani. A Simple Program to design a Multi-Stage Jet Pump for Refrigeration Cycles. *Energy Convers Mgmt*. Vol 39, No 16-18, 1827-1834, **CASA EDITRICE**, 1998
- G. Grazzini, A. Rocchetti. Coefficienti correttivi per codice monodimensionale per il dimensionamento di un eiettore a due stadi. Accettato per il Congresso UIT, 25 – 27 giugno 2001, Modena,
- S.E. Haaland. Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow. *J Fluids Eng*. Vol 105. 89-90, 1983
- W.M. Kays. Loss Coefficients for Abrupt Changes in Flow Cross Section with Low Reynolds Number Flow in Single and Multiple Tube Systems. *Trans. of ASME*. 1067 – 1074. 1950
- W.M. Kays, H.C. Perkins. Forced convection internal flow in ducts. In *Handbook of Heat Transfer Fundamentals*. Eds W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, E.N. Ganic. Cap 7. 7.28. USA. McGraw-Hill. 1985
- S.A. Klein and A.H. Harvey. *NIST/ASME Steam Properties*. U.S. Department of Commerce. Gaithersburg, Maryland, 1996.
- R.K. Shah, D.P. Sekulic. Heat Exchangers. In *Handbook of Heat Transfer*. Eds. W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, Y.I. Cho. Cap 17. 17.45 e 17.87. USA. McGraw-Hill. 1998