

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale

In Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Simulazione dinamica di un impianto di refrigerazione a CO₂ in ambiente Simcenter Amesim



Relatori

Prof. Marco Carlo Masoero

Prof. Eliodoro Chiavazzo

Candidato

Stefano Uncini

ANNO ACCADEMICO 2019/2020

SOMMARIO

Il lavoro si innesta all'interno del dibattito in merito alla ricerca di fluidi refrigeranti a basso impatto ambientale. Le nuove tecnologie hanno permesso un ritorno della CO₂ nel mondo dei refrigeranti mediante gli studi di incremento dell'efficienza prestazionale.

La tesi vuole approfondire tale ambito partendo da una breve storia dei fluidi refrigeranti utilizzati da fine '800 ad oggi, dirigendosi poi verso una descrizione della componentistica dei sistemi di refrigerazione ad anidride carbonica. L'obiettivo dell'elaborato è la costruzione di due modelli di sistemi di refrigerazione operanti a CO₂ mediante l'utilizzo del software Simcenter Amesim.

Questo progetto infatti è frutto di una collaborazione con l'azienda Bsim. Verranno illustrate le modalità di costruzione dei modelli presentati, analizzandone inizialmente i singoli componenti, per poi studiare il funzionamento del sistema di refrigerazione. Si passerà, in seguito, ad analizzare i modelli in funzione delle fluttuazioni termiche stagionali.

L'elaborato si conclude con una panoramica sulle future prospettive tecnologiche degli impianti di refrigerazione industriale operanti ad anidride carbonica.

INDICE

Sommario.....	I
Introduzione	1
1 L'anidride carbonica come refrigerante.....	3
1.1 Panoramica sul mondo dei refrigeranti e legislazione.....	3
1.2 Storia della CO ₂	9
1.3 Le proprietà dell'anidride carbonica.....	11
2 Ciclo termodinamico	20
2.1 Ciclo transcritico	20
2.2 Pressione ottimale	23
3 Componentistica	28
3.1 Compressori.....	28
3.2 Gas Cooler.....	31
3.3 Evaporatori	37
3.4 Valvole di laminazione	40
3.5 Oli lubrificanti.....	45
4 Modellazione in Simcenter Amesim.....	49
4.1 Introduzione a Simcenter Amesim	49
4.2 Modello ciclo base	51
4.2.1 Compressore.....	53
4.2.2 Gas cooler	59
4.2.3 Evaporatore	69
4.2.4 Valvola di laminazione	70
4.2.5 Test componenti e chiusura del ciclo	72
4.2.6 Condizioni stazionarie	77

4.3	Modello Flash Gas Bypass.....	88
4.3.1	Componenti	89
4.3.2	Condizioni stazionarie	93
5	Analisi dinamica dei modelli	99
5.1	Modello base	100
5.2	Modello Flash Gas Bypass.....	103
5.3	Confronto tra i modelli	106
6	Futuri sviluppi	109
7	Conclusioni	113
	Bibliografia.....	114

INTRODUZIONE

Questo lavoro si inserisce all'interno di un articolato progetto di collaborazione tra BSim, azienda partner di Siemens e distributrice ufficiale del software Simcenter Amesim, con cui è stato portato avanti il percorso di tesi, e Arneg, azienda leader nella progettazione e realizzazione di attrezzature per il settore della refrigerazione commerciale.

La tesi nasce da un mio interesse nei confronti del mondo della refrigerazione industriale e nella ricerca di nuovi fluidi refrigeranti a basso impatto ambientale; è proprio da questo argomento che origina il primo capitolo, il quale cerca di tracciare brevemente la storia dell'evoluzione dei fluidi refrigeranti, e, in particolare, la sempre crescente richiesta di attenzione nei confronti dell'impatto ambientale che l'uso di tali fluidi genera. Si è inoltre ripercorso l'iter normativo che dai fluidi CFC porta alla riscoperta dei refrigeranti cosiddetti naturali.

Il fluido naturale preso in considerazione è stato l'anidride carbonica, di cui sono state riportate le proprietà termofisiche.

Nel secondo capitolo, si è analizzato il ciclo termodinamico di un impianto di refrigerazione operante ad anidride carbonica, ponendo maggiore attenzione sul suo funzionamento nelle condizioni di lavoro trascritte. Il punto cruciale di tale ciclo, cioè la pressione al gas cooler, sarà investigato mediante la ricerca di un'equazione che ottimizzi il valore di pressione prendendo in analisi vari parametri del ciclo.

È stato poi doveroso soffermarsi sui componenti che costituiscono i sistemi di refrigerazione a CO₂. Nel terzo capitolo, infatti, si sono analizzati il gas cooler, l'evaporatore, i compressori, la valvola di laminazione e gli oli lubrificanti.

Mediante l'utilizzo del software Simcenter Amesim si sono modellati tali componenti, ponendo maggiore attenzione alla modellazione del gas cooler per il quale si è partiti da una geometria nota in letteratura. È stato messo in evidenza il modus operandi da seguire per creare un modello in Amesim, arrivando infine alla costruzione dell'intero sistema.

Nel quarto capitolo, si presenteranno due tipi di sistemi da me costruiti modellando tutti i componenti e se ne testerà il funzionamento nella situazione operativa più gravosa, quella

estiva, in cui i sistemi opereranno a pressioni transcritiche. Il primo modello farà riferimento ad un sistema di refrigerazione a compressione di vapore base, composto quindi da soli quattro componenti: gas cooler, compressore, evaporatore e valvola di laminazione. L'apertura di quest'ultima sarà gestita da un controllore PID che opererà al fine di mantenere il corretto grado di surriscaldamento.

Il secondo modello fa invece riferimento ad un sistema più complesso che lavorerà su tre salti di pressione; l'impianto prevede l'introduzione di una valvola di controllo della pressione del gas cooler, di un separatore di vapore e della relativa valvola di by-pass.

Verranno dunque analizzati i dati restituiti dal sistema mediante lo studio dei grafici forniti dal software.

Nel successivo capitolo sarà proposta un'analisi dinamica dei due sistemi, investigandone i comportamenti al variare della temperatura esterna per poi procedere confrontandone le prestazioni.

La tesi si conclude con un accenno sui futuri sviluppi degli impianti di refrigerazione a CO₂, riportando un prototipo del sistema PCE BOOSTER dell'azienda Arneg da me costruito.

1 L'ANIDRIDE CARBONICA COME REFRIGERANTE

1.1 PANORAMICA SUL MONDO DEI REFRIGERANTI E LEGISLAZIONE

La storia della refrigerazione è sempre stata scandita dalla continua ricerca di nuovi fluidi refrigeranti. Fecero da apri pista, già dalla prima metà dell'Ottocento, i refrigeranti 'naturali' come l'anidride solforosa (R764), l'ammoniaca (R717), l'acqua (R718), l'aria (R728), l'etere dietilico (R610) e l'anidride carbonica (R744). Trovarono impiego in ambiti diversi: l'anidride solforosa (SO_2) per impianti domestici e piccoli sistemi industriali, l'ammoniaca (NH_3) per sistemi statici di medie e grandi dimensioni e l'anidride carbonica (CO_2) per sistemi navali. Sebbene, come si vedrà in seguito, l'utilizzo di alcuni di essi non è mai svanito, il mondo della refrigerazione è segnato da un netto cambio di rotta legato all'avvento dei clorofluorocarburi (CFC) nei primi anni Trenta.

La ricerca di fluidi più stabili chimicamente, non infiammabili e sensibilmente meno tossici portò all'introduzione sul mercato nel 1931 del R12 e a seguire nel 1932 del R11 [1] [2]. L'utilizzo massiccio dei CFC fu dovuto alle loro promettenti caratteristiche, infatti questi fluidi oltre ad essere stabili chimicamente, non infiammabili e non tossici presentavano una bassa temperatura di ebollizione alla pressione atmosferica e non mostravano particolari problemi di compatibilità con i componenti del sistema; come ultimo parametro, non meno importante, erano caratterizzati da costi produzione contenuti.

Si riportano per completezza le caratteristiche di alcuni dei fluidi sopra citati nella Tab.1 sottostante.

Characteristics of some refrigerants

	R-12	R-22	R-134a	R-407C ^a	R-410A ^b	R-717	R-290	R-744
ODP/GWP ^c	1/8500	0.05/1700	0/1300	0/1600	0/1900	0/0	0/3	0/1
Flammability/toxicity	N/N	N/N	N/N	N/N	N/N	Y/Y	Y/N	N/N
Molecular mass (kg/kmol)	120.9	86.5	102.0	86.2	72.6	17.0	44.1	44.0
Normal boiling point ^d (°C)	-29.8	-40.8	-26.2	-43.8	-52.6	-33.3	-42.1	-78.4
Critical pressure (MPa)	4.11	4.97	4.07	4.64	4.79	11.42	4.25	7.38
Critical temperature (°C)	112.0	96.0	101.1	86.1	70.2	133.0	96.7	31.1
Reduced pressure ^e	0.07	0.10	0.07	0.11	0.16	0.04	0.11	0.47
Reduced temperature ^f	0.71	0.74	0.73	0.76	0.79	0.67	0.74	0.90
Refrigeration capacity ^g (kJ/m ³)	2734	4356	2868	4029	6763	4382	3907	22545
First commercial use as a refrigerant [14]	1931	1936	1990	1998	1998	1859	?	1869

^a Ternary mixture of R-32/125/134a (23/25/52, %).

^b Binary mixture of R-32/125 (50/50, %).

^c Global warming potential in relation to 100 years integration time, from the Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC).

^d ASRAE handbook 2001 fundamentals.

^e Ratio of saturation pressure at 0 °C to critical pressure.

^f Ratio of 273.15 K (0 °C) to critical temperature in Kelvin.

^g Volumetric refrigeration capacity at 0 °C.

Tabella 1 Caratteristiche dei fluidi refrigeranti [23]

CFC e HCFC rappresenteranno i fluidi cardine nel mondo della refrigerazione per i quarant'anni successivi, fin quando nel 1974 due scienziati Mario Molina e F. Rowland sottoporranno agli occhi della comunità scientifica la pericolosità di tali refrigeranti dimostrando che nell'atmosfera, a circa 30 km di altezza, i CFC si disgregano per effetto della radiazione ultravioletta solare, liberando cloro reattivo che attacca l'ozono atmosferico [3]. Questo rappresenterà un punto di svolta per il mondo della refrigerazione, che vedrà introdotto un nuovo parametro da tenere in considerazione nella scelta dei fluidi: l'impatto ambientale.

Inserendo una molecola di idrogeno, l'HCFC diveniva un gas più instabile, quindi meno lesivo per l'ambiente, anche se dotato di maggiore infiammabilità e, al pari degli altri composti, dannoso in materia di effetto serra. È circa dieci anni dopo che vengono sanciti i primi accordi internazionali su tale argomento.

Nel 1985 le parti della Convenzione di Vienna concordarono sulla necessità di cooperare a livello tecnico-scientifico al fine di approfondire le ricerche inerenti all'ozono e ai possibili effetti nocivi sull'uomo dovuti al suo impoverimento. [4]. Due anni dopo la Convenzione di Vienna venne siglato il Protocollo di Montreal (entrato in vigore nel 1989) trattato internazionale che vincola i firmatari, ad oggi 197 paesi, a ridurre la produzione e l'uso delle sostanze che minacciano la fascia di ozono stratosferico (HALON, Tetracloruro di carbonio, CFC, HCFC, HBFC, etc.).

Risale al 1994 la firma del Regolamento (CE) n° 3093/94 che fissava la fine della produzione di CFC al 31 dicembre 1994. La stessa norma regola la produzione o la vendita di idroclorofluorocarburi. La Fig.1 sottostante mostra come il Regolamento normi la progressiva riduzione sul mercato o l'uso dei HCFC e fissa la loro messa al bando al 31 dicembre 2015.

Quantitativi totali massimi per l'immissione sul mercato o l'uso per proprio conto da parte di produttori e importatori degli idroclorofluorocarburi nella Comunità

Per periodo di 12 mesi dal 1° gennaio al 31 dicembre	Gruppo VIII ⁽¹⁾	
	Tetto in tonnellate di ODP	Percentuale del tetto
1995	7 655	100 %
1996	7 655	100 %
1997	7 655	100 %
1998	7 655	100 %
1999	7 655	100 %
2000	7 655	100 %
2001	7 655	100 %
2002	7 655	100 %
2003	7 655	100 %
2004	4 975	65 %
2005	4 975	65 %
2006	4 975	65 %
2007	3 062	40 %
2008	3 062	40 %
2009	3 062	40 %
2010	1 531	20 %
2011	1 531	20 %
2012	1 531	20 %
2013	383	5 %
2014	383	5 %
2015	0	0 %

⁽¹⁾ Il tetto è costituito dal 2,6 % dei CFC immessi sul mercato e utilizzati per proprio conto dai produttori nel 1989 e dal 100 % degli HCFC immessi sul mercato e usati per conto proprio dai produttori nel 1989.

Figura 1 ALLEGATO IV Quantitativi totali massimi per l'immissione sul mercato o l'uso per proprio conto da parte di produttori e importatori degli idroclorofluorocarburi nella Comunità [20]

Alcuni emendamenti al Protocollo stabiliranno successivamente che, per quanto riguarda gli HCFC, a partire dal 2000 sarà vietato in Europa il loro uso su sistemi nuovi, ma concesso il loro utilizzo come prodotto riciclato in impianti già esistenti fino al 2015; dal 2030 si cesserà la loro produzione e consumo in altri paesi sviluppati, mentre per i paesi in via di sviluppo tale termine è prorogato al 2040.

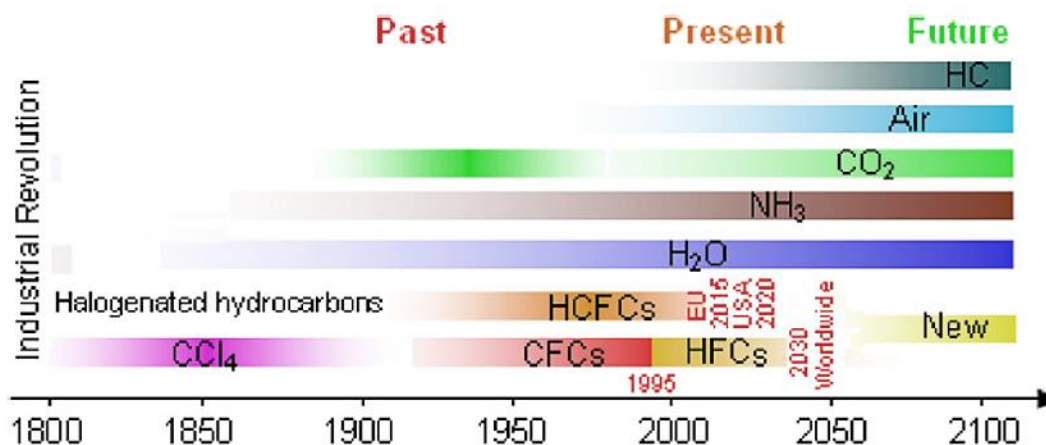


Figura 2 Evoluzione dei refrigeranti (Abas, et al., 2018)

Si arriva quindi agli HFC che, non possedendo cloro, risultano avere conseguenze pressoché nulle per quanto riguarda l'impoverimento dell'ozono. Gli HFC, cioè gli idrofluorocarburi, i PFC, cioè i perfluorocarburi, e l'SF₆, l'esafluoruro di zolfo, sono tutte sostanze ad origine sintetica ad effetto serra, detti F-gas. Sono apprezzati per le loro proprietà in diversi campi di applicazione come l'antincendio (in qualità di fluidi estinguenti), la climatizzazione e la refrigerazione (in qualità di fluidi frigoriferi).

La peculiarità di tali gas risiede nella loro stabilità nell'atmosfera, in cui possono accumularsi per anni e spostarsi, solo dopo molto tempo, nella troposfera nella quale danno origine alle reazioni chimiche che causano la distruzione delle molecole di ozono.

Tali gas sono stati largamente utilizzati come sostituti dei fluidi refrigeranti precedentemente elencati: qui sotto possiamo notare come nei primi anni '90 le emissioni dei gas fluorurati siano pressoché stabili, mentre si nota una vera e propria impennata delle emissioni di HFC dagli anni 2000, anni in cui, appunto, entrano in vigore gli accordi che limitano l'utilizzo dei gas HCFC.

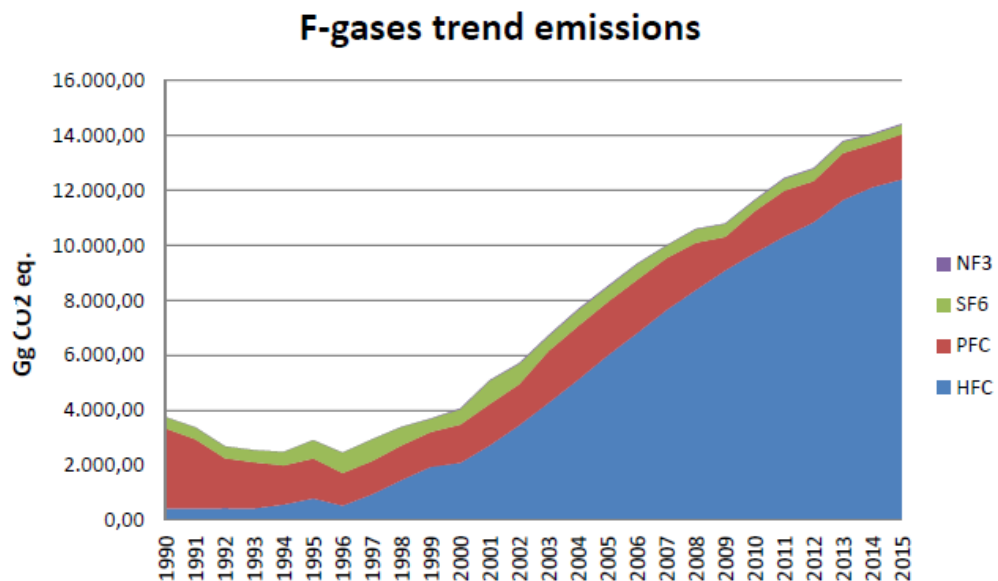


Figura 3 -- Serie storica delle emissioni di gas fluorurati relativa al periodo- 1990-2015 (Fonte: ISPRA, 2017)

In particolare è interessante segnalare come, se in Italia nel 1990 le emissioni di HFC erano dovute prevalentemente all'industria chimica, nel 2015 il 99,9% delle totale delle emissioni di tale gas (pari a 12.398 Mt di CO₂) pare proprio essere utilizzato come sostitutivo dei gas lesivi dell'ozono. L'89,12%, invece, risulta connesso ai campi della refrigerazione e del condizionamento.

Tuttavia anche gli HFC riportano un potenziale di riscaldamento globale (GWP) molto elevato, tanto da non essere esclusi dai gas normati dal Protocollo di Kyoto.

L'Accordo, ratificato nel dicembre 1997 durante la Conferenza delle parti di Kyoto (la COP3), è entrato in vigore solo nel febbraio 2005, quando anche la Russia ha sottoscritto il Protocollo – infatti, affinché il trattato potesse entrare in vigore, era necessario che venisse ratificato da almeno 55 Nazioni, e che queste ultime rappresentassero almeno il 55% delle emissioni serra globali di origine antropica.

Alla base del Protocollo vi è infatti la consapevolezza che il riscaldamento globale, nei suoi più dannosi effetti, affondi in parte le sue radici in ingenti responsabilità umane.

Dunque l'accordo prevede sia la riduzione dei più noti gas serra (come anidride carbonica, metano e protossido di azoto), sia l'eliminazione dei gas refrigeranti (tutti composti del

fluoro, che producono effetto serra, in particolare HFC, PFC, SF₆), il tutto accompagnato dalla consueta attività di monitoraggio delle emissioni e di incoraggiamento della ricerca scientifica sul tema.

Secondo recenti studi, la quantità di gas HFC sarebbe talmente preponderante da rischiare di costituire, nel 2050, dal 9 al 19% delle emissioni globali di gas serra. Diventa sempre più impellente, dunque, cercare fluidi alternativi, siano essi HFC a basso GWP o nuovi gas che non alterino l'assetto climatico terrestre.

Arriviamo dunque al più recente Emendamento di Kigali al Protocollo di Montreal, nel 2016, i cui partecipanti si impegnano a ridurre i consumi di HFC con l'obiettivo di evitare l'emissione di 70 Mt di CO₂ nel lungo periodo e il conseguente aumento di temperatura di 0.5°C alla fine del secolo.

1.2 STORIA DELLA CO₂

L'anidride carbonica ha una lunga storia come refrigerante; la sua scoperta è da attribuirsi al fisico inglese James Black che, nel 1875, individuò questa sostanza indirettamente, effettuando degli esperimenti sul carbonato di magnesio e la chiamò "fixed air" [5].

Nel 1867 l'inventore americano Thaddeus Lowe descrisse come poter usare l'anidride carbonica in refrigerazione, adattando un compressore utilizzato per il riempimento di idrogeno di palloni militari e permettendone il funzionamento con CO₂. Solo alcuni anni dopo, precisamente nel 1886, uscirà il primo brevetto per un compressore operante a CO₂ firmato da Franz Windhausen [6].

I primi anni Novanta dell'Ottocento segnarono l'inizio della diffusione della CO₂ nel mondo della refrigerazione, diventando la tecnologia di punta per il mercato del congelamento e per il trasporto navale di prodotti alimentari deperibili. Oltre trecento navi, agli inizi del '900, stavano già utilizzando questi sistemi per permettere il trasporto refrigerato di carni importate; tale tecnologia venne considerata così vincente che nel giro di dieci anni la flotta marittima che poteva vantare un simile equipaggiamento sestuplicò [7].

L'ingresso sul mercato, negli anni '30, dei nuovi fluidi alogenati segnarono un lento declino della CO₂, anche per la sua bassa efficienza energetica e le condizioni di lavoro a pressioni elevate, tuttavia la diffusione in ambito navale dell'anidride carbonica era stata così imponente che, ancora nel 1946, l'ottantotto per cento della flotta inglese utilizzava la CO₂ come refrigerante [8]. L'utilizzo di tale fluido andò lentamente diminuendo fino a vedersi quasi totalmente sostituita negli anni Sessanta.

Solamente con le nuove normative degli anni Novanta, che mettevano al bando i refrigeranti CFC, si ridiede nuova luce ad un fluido oramai abbandonato.

Gustav Lorentzen fu considerato il pioniere della CO₂ in quanto nel 1990 presentò una domanda di brevetto per un ciclo transcritico a CO₂ per ambito automobilistico [9]; questo evento e la crescente necessità di fluidi a basse emissioni hanno segnato l'inizio di una nuova era di sviluppo tecnologico per l'anidride carbonica. A conferma di ciò, Pearson mostra nel suo studio quanto sia stato imponente l'incremento di attenzione rivolta dalla

comunità scientifica alla CO₂ come refrigerante; lo si evince dal grafico in Fig.4 che mostra in numero crescente di articoli sull'argomento presentati alle conferenze e congressi IIR (International Institute of Refrigeration).

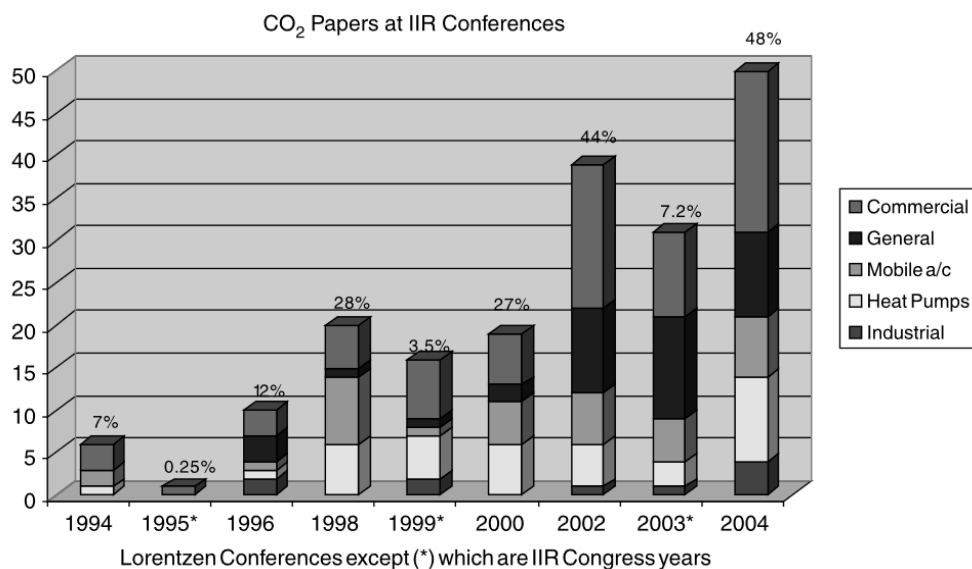


Figura 4 Numero di articoli presentati nelle conferenze IIR [5]

1.3 LE PROPRIETÀ DELL'ANIDRIDE CARBONICA

L'anidride carbonica, o diossido di carbonio, è un ossido acido la cui molecola assume una geometria lineare in cui ognuno dei due atomi di ossigeno è legato tramite un doppio legame covalente all'atomo di carbonio. La CO₂ è un gas incolore, inodore e la sua concentrazione in atmosfera ha toccato negli ultimi anni le 400 ppm.

La grande disponibilità, anche come prodotto di scarto di altri processi industriali fa della CO₂ un refrigerante dal costo nettamente inferiore a quello dei fluidi tradizionali. Al vantaggio economico si aggiungono la non tossicità e la non infiammabilità, caratteristiche che permettono all'R744 di essere classificato dall'articolo 13, paragrafo 1, lettera b, della Direttiva PED 2014/68/EU come fluido refrigerante appartenente al Gruppo 2 ed indicato nell'appendice E della norma EN 378-1 come facente parte del Gruppo A1.

È caratterizzata da un indice GWP (Global Warming Potential) pari a 1, quindi il suo impatto relativo all'accrescimento dell'effetto serra è da considerarsi nettamente inferiore rispetto ad altri fluidi refrigeranti. Altro indice che rende la scelta della CO₂ vincente è l'ODP (Ozone Depletion Potential), ovvero la capacità di un fluido refrigerante di danneggiare l'ozono stratosferico, pari a 0; quindi anche se emessa nell'atmosfera sotto forma di gas la CO₂ non ne altera la quantità.

Una caratteristica negativa della CO₂ da tenere in considerazione è che nelle condizioni atmosferiche risulta circa 1,5 volte più pesante dell'aria, ciò comporta in caso di perdita dall'impianto una stratificazione verso il basso con il rischio, in caso di mancata aereazione, di soffocamento per asfissia.

Prendendo in considerazione la Tab. 2 possiamo osservare come le proprietà fisiche della CO₂ si discostino significativamente rispetto a quelle degli altri fluidi refrigeranti ed è evidente come le pressioni di esercizio risultino più elevate.

Fluid	Critical Temperature [°C]	Critical Pressure [bar]	Saturation Pressure at -20°C at + 30°C [bar]		Volumetric Latent Heat at -20 °C [kJ/m ³] ⁽¹⁾	Molecular Mass [kg/kmol]
CO ₂	31.06	73.84	19.67	72.05	14592	44.01
R-22	96.15	49.90	2.453	11.92	2371	86.47
R-134a	101.06	40.59	1.327	7.702	1444	102.03
R-410A	71.36	49.03	4.007 ⁽²⁾	18.89 ⁽²⁾	3756	72.59
NH ₃	132.25	113.33	1.901	11.672	2131	17.03

⁽¹⁾ latent heat divided by the specific volume of dry saturated vapour. ⁽²⁾ refers to the liquid phase.

Tabella 2 Proprietà dei refrigeranti [8]

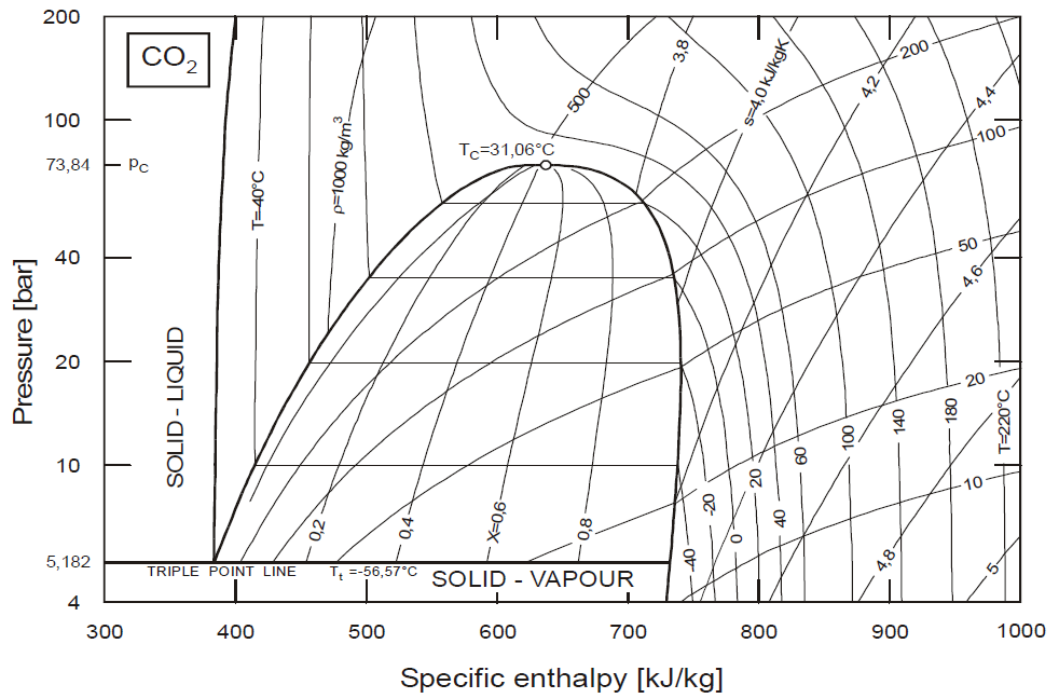


Figura 5 Diagramma pressione entalpia specifica dell'anidride carbonica [8]

Dal grafico pressione-entalpia specifica di Fig. 5 si deducono due punti chiave: punto triplo $T = -56.57^\circ\text{C}$ $p = 5.18$ bar e punto critico $T = 31.06^\circ\text{C}$ $p = 73.84$ bar. Il punto critico rappresenta il punto nel quale la densità della fase liquida e la densità della fase gassosa si eguagliano; come si può osservare nella Fig. 6 al di sotto del punto critico le fasi liquida e vapore sono separate da un menisco, che diventa via via sempre meno marcato all'aumentare di temperatura e pressione, fino a dissolversi completamente al raggiungimento del punto critico, dove le due fasi risultano indistinguibili. Al di sopra della temperatura critica non è possibile trasferire calore nell'ambiente mediante condensazione come avviene in un tradizionale ciclo di compressione del vapore

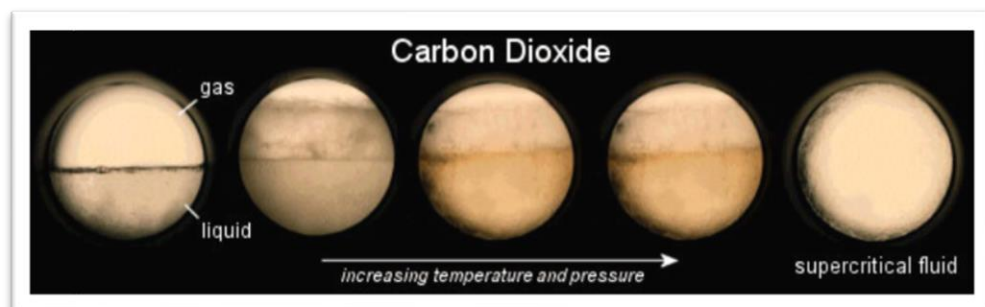


Figura 6 Comportamento dell'anidride carbonica all'aumento di temperatura e pressione

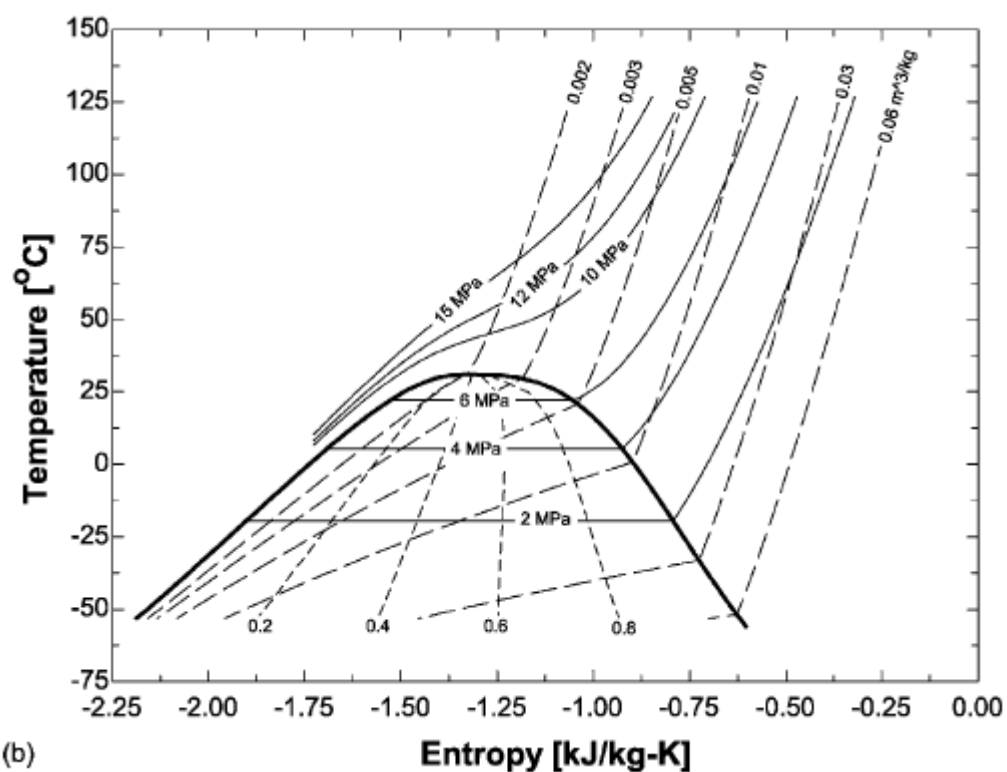
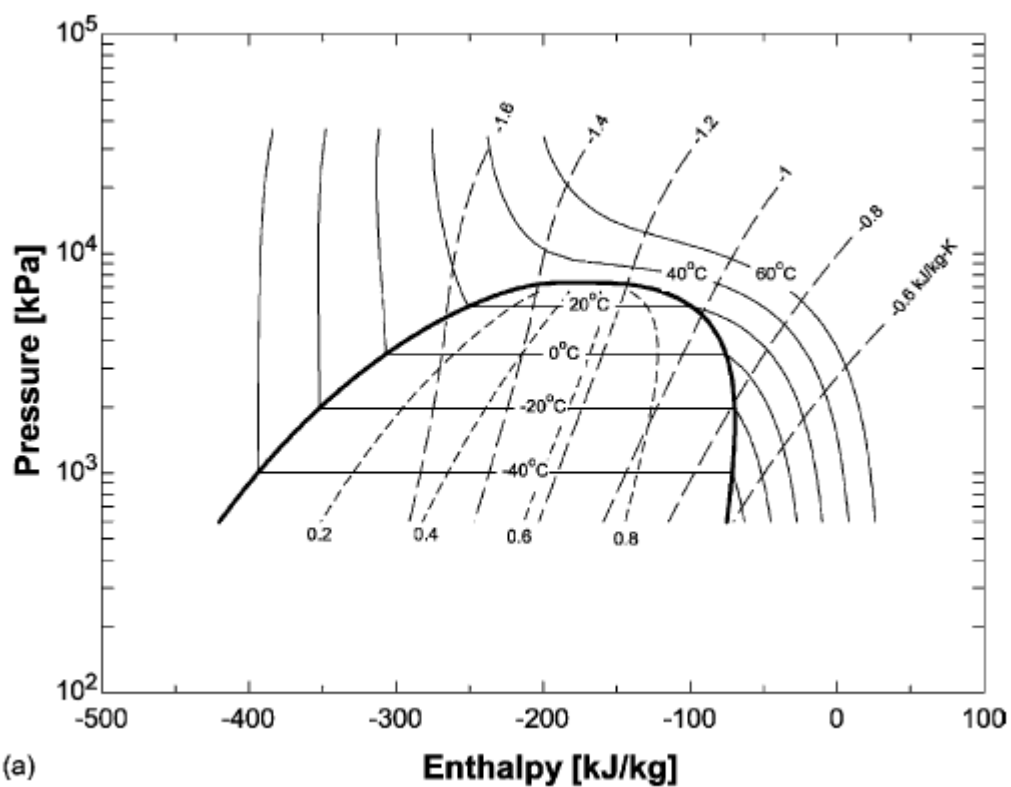


Figure 1 (a) diagramma P-h (b) diagramma T-s della CO₂ [23]

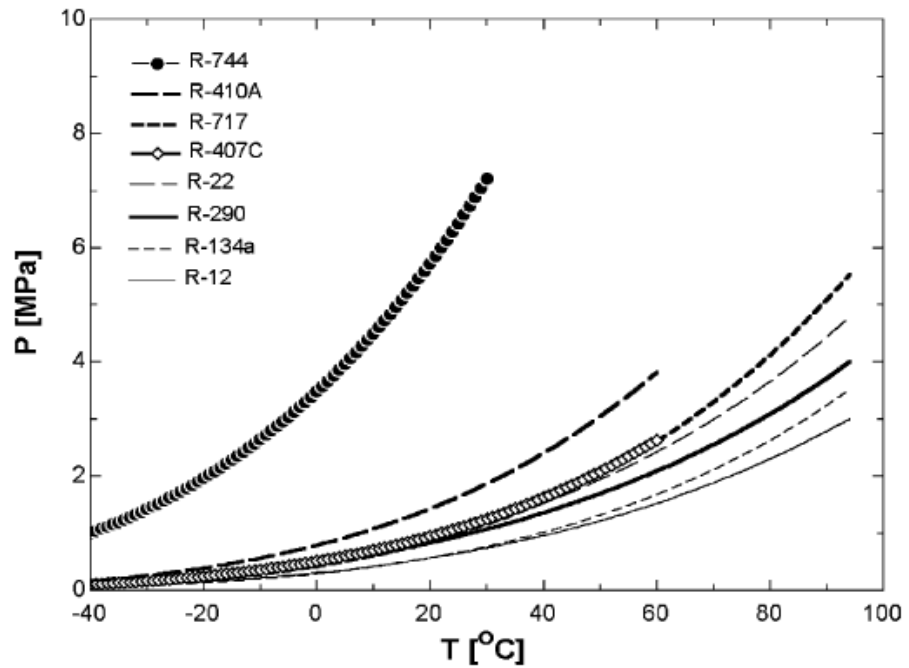


Figura 8 Pressione di vapore saturo [10]

Il grafico di Fig.7 mostra come la pressione di vapore saturo risulti più alta rispetto agli altri refrigeranti e la maggiore pendenza della curva nelle vicinanze del punto critico comporti una variazione di temperatura più contenuta rispetto ad altri fluidi prendendo in considerazione lo stesso delta di pressione.

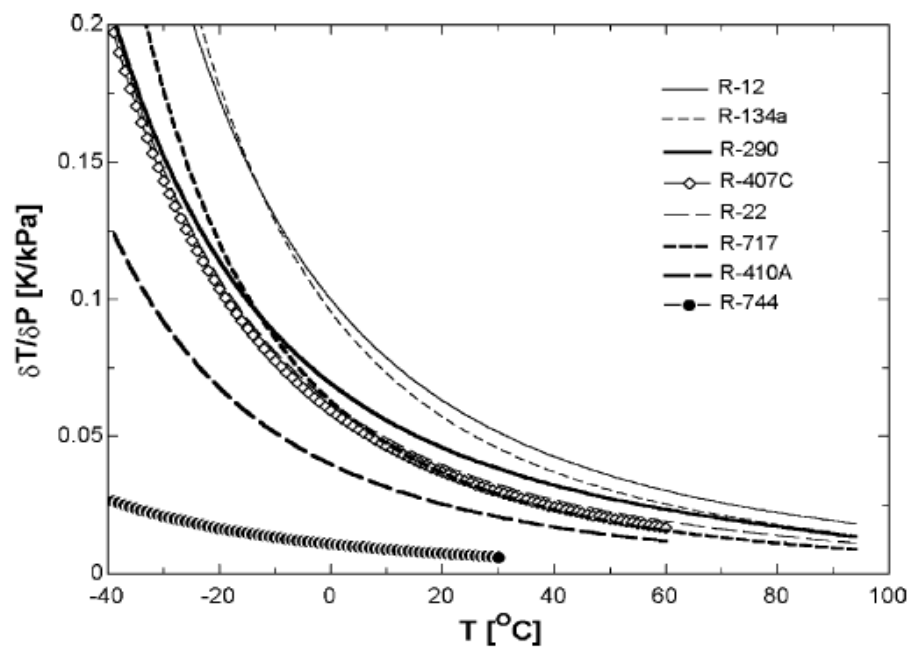


Figura 7 Pendenza della curva dT/dP dei refrigeranti [10]

Quanto appena descritto può essere osservato più nello specifico nella Fig. 8 dove, fissata la temperatura a 0 °C, una caduta di pressione di 1 kPa provoca una riduzione di temperatura di 0,01 °C, mentre la stessa caduta di pressione implica una variazione di temperatura quattro volte maggiore per R410a e dieci volte maggiore per R134a.

La Fig. 9 sottostante mostra la conducibilità termica in funzione della densità. Si nota che i valori più elevati di conducibilità si riscontrano nell'intorno del punto critico, mentre all'aumentare della temperatura si ha un'inversione di tendenza a parità di densità.

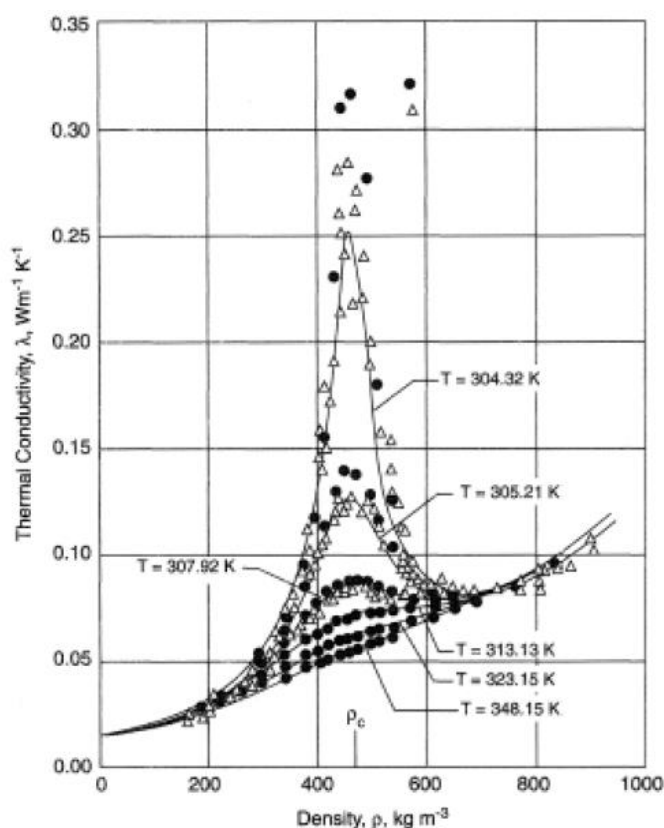


Figura 9 Conducibilità termica in funzione della densità

Le Fig. 10 e Fig. 11 riportano la densità di anidride carbonica al variare della temperatura e il rapporto tra densità del liquido e densità del vapore. Si nota che la densità della CO_2 varia rapidamente in funzione della temperatura nell'intorno del punto critico. Supponendo di analizzare un punto del grafico: osserviamo che a 0 °C corrisponde un rapporto tra le densità per l'R744 pari a 10, che risulta essere di gran lunga inferiore a quello del R410a e

a quello dell'R134a, che presentano rispettivamente rapporti pari a 65 e 89. L'elevata densità unita all'alto calore specifico consente di operare con portate di massa inferiori, a parità di potenza scambiata, rispetto ad altri refrigeranti.

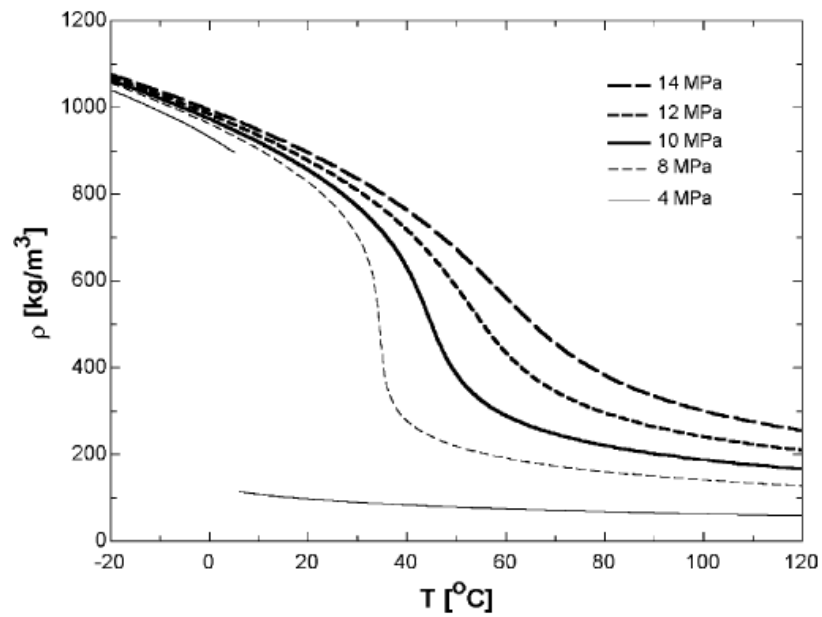


Figura 10 Densità in funzione della temperatura [10]

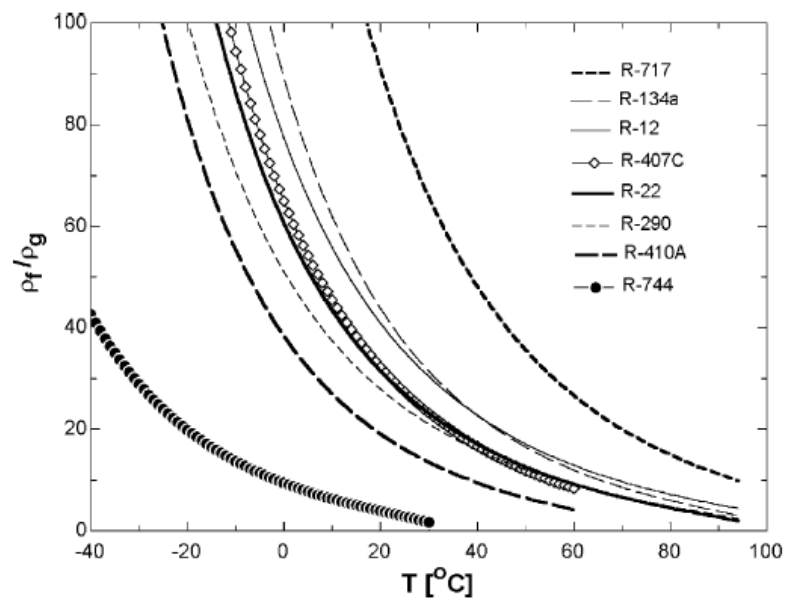


Figura 11 Rapporto tra densità del liquido e del vapore in funzione della temperatura [10]

La tensione superficiale influenza le proprietà di ebollizione del fluido bifase, dato che una bassa tensione riduce il surriscaldamento richiesto per la nucleazione e la crescita delle bolle di vapore, influenzando positivamente sullo scambio termico d'evaporazione; tuttavia una bassa tensione superficiale riduce la stabilità della superficie del liquido ed aumenta la formazione ed il trascinamento di goccioline sulle pareti dello scambiatore, che riducono la superficie utile per lo scambio termico. [10]

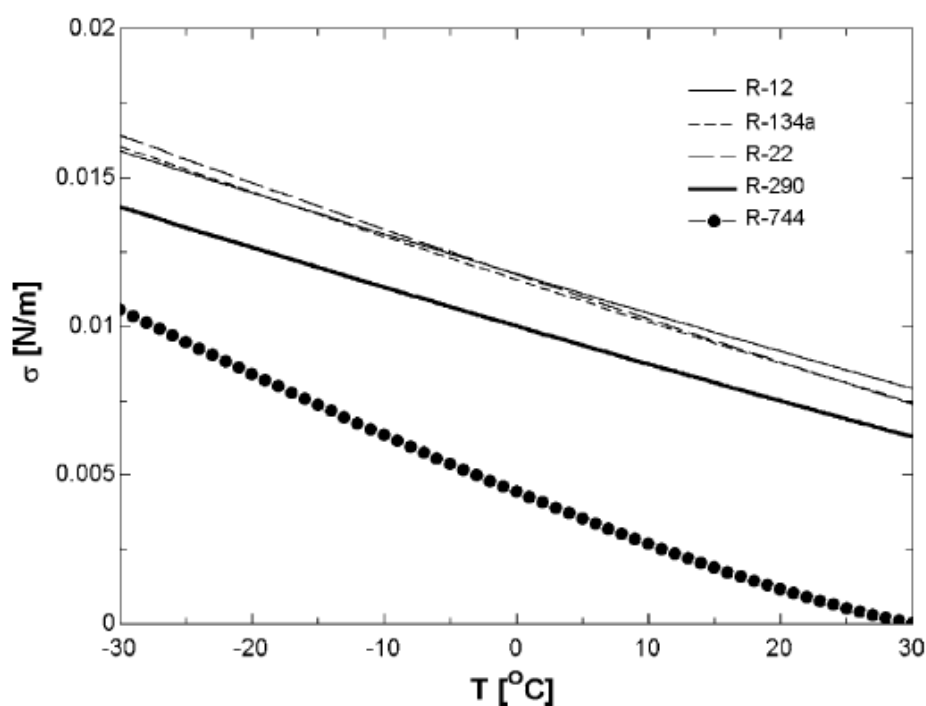


Figura 12 Tensione superficiale in funzione della temperatura [10]

La Fig. 12 mette a confronto la tensione superficiale della CO_2 allo stato di liquido saturo con vari fluidi in funzione della temperatura, è evidente come la curva assuma un andamento decrescente all'aumentare della temperatura; il valore di tensione superficiale per l'anidride carbonica si annulla quando la temperatura raggiunge il punto critico. A 0°C è uguale a 0.0044 N/m , ovvero 2.5 volte minore rispetto all'R134a.

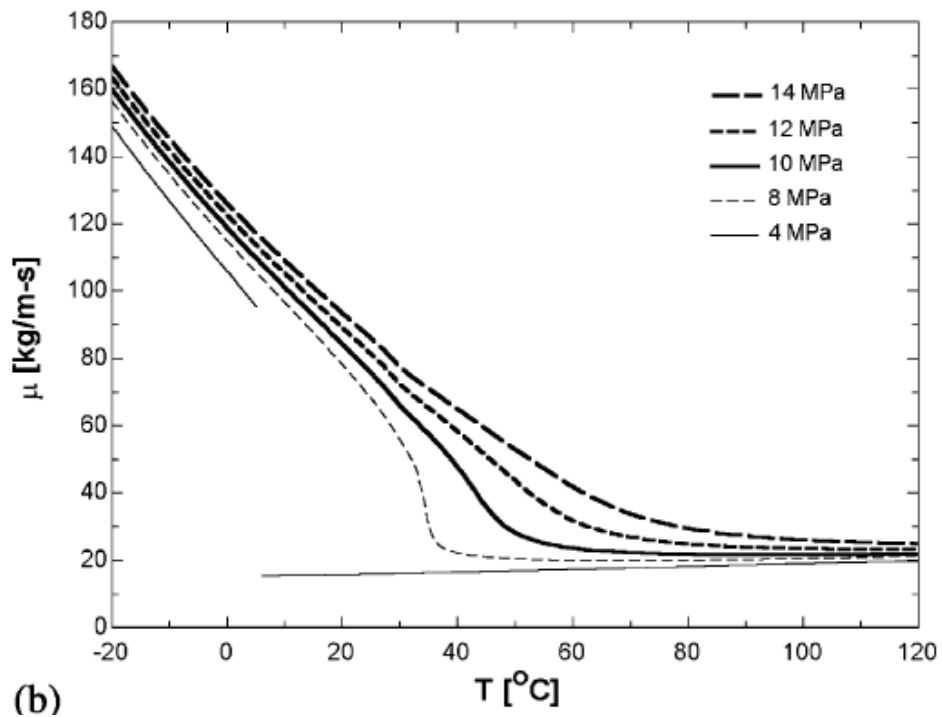


Figura 13 Viscosità dinamica dell'anidride carbonica [10]

Un'altra caratteristica che riveste un ruolo importante è la viscosità; come vedremo nel capitolo dei lubrificanti un basso valore di viscosità cinematica permette all'anidride carbonica di fluire correttamente all'interno del circuito di refrigerazione.

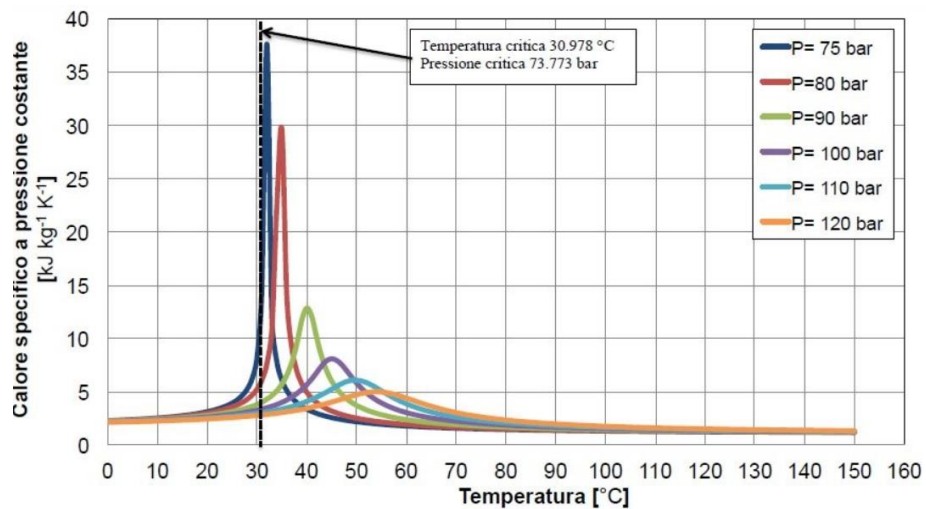


Figura 14 Calore specifico a pressione costante [$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$] [30]

Il grafico di Fig.14 descrive l'andamento del calore specifico a pressione costante in funzione della temperatura. Si vede come in concomitanza delle condizioni critiche si abbia una forte variazione del c_p , il picco della curva si sposta verso destra, diminuendo la sua intensità, al crescere della pressione.

2 CICLO TERMODINAMICO

2.1 CICLO TRANSCRITICO

Nel presente capitolo si analizzerà il ciclo inverso a compressione di vapore di una macchina di refrigerazione operante a CO₂.

Le peculiarità che si è potuta osservare nel capitolo precedente è la bassa temperatura critica della CO₂ che comporta un'impossibilità di operare in modo tradizionale in climi caldi. Si può distinguere la funzionalità dell'impianto in due modi: modalità transcritica e modalità subcritica.

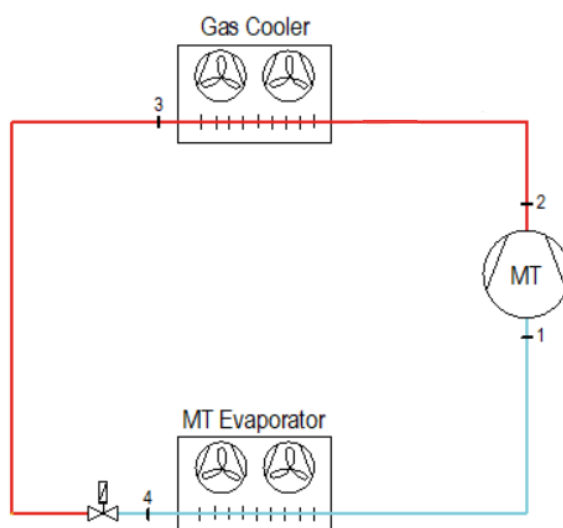


Figura 15 Schema semplificato di impianto di refrigerazione [17]

Con l'aiuto del software CoolPack si disegna il primo ciclo termodinamico che si riferisce ad un impianto operante in modalità subcritica osservabile in Fig.16

Il ciclo riportato è un ciclo inverso a compressione di vapore ideale e consta di quattro trasformazioni:

- 1-2 compressione isoentropica
- 2-3 cessione di calore a pressione costante (condensazione)
- 3-4 laminazione
- 4-1 assorbimento di calore a pressione costante (evaporazione)

Nella fase di compressione il refrigerante entra nel compressore come vapore surriscaldato e viene compresso fino alla pressione di condensazione necessaria, attraversa il condensatore dove cede calore verso l'esterno fino a raggiungere il sotto-raffreddamento ricercato. Successivamente subisce una laminazione isoentalpica attraverso una valvola di laminazione e chiude il suo ciclo giungendo all'evaporatore nel quale assorbe calore fino a raggiungere il grado di surriscaldamento voluto.

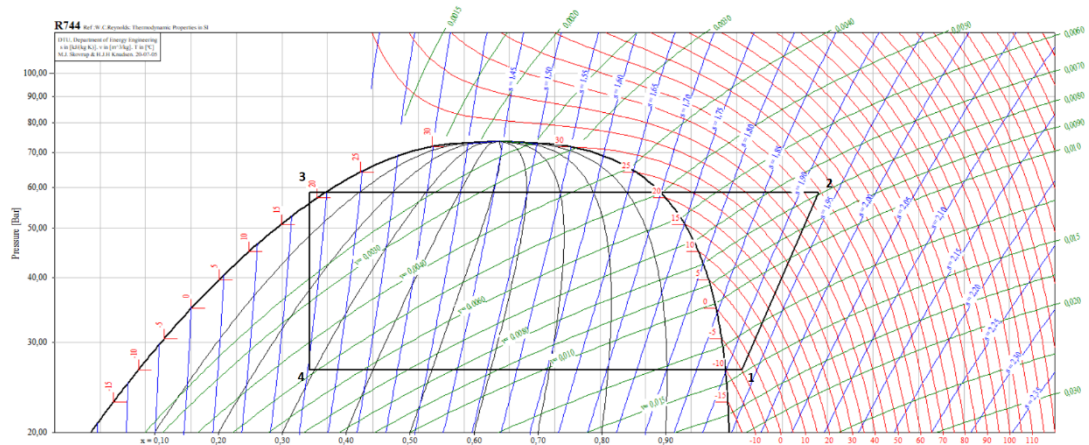


Figura 16 Ciclo in modalità di funzionamento subcritico (CoolPack)

Ciò che è stato detto precedentemente non cambia per il ciclo operante in modalità transcritica se non per l'aspetto dello scambio di calore nella parte alta del ciclo. Come è evidente operando in fase supercritica non è possibile sfruttare una condensazione a pressione costante in cui il gas diminuisce il suo titolo di vapore fino a giungere nella fase di liquido saturo o sottoraffreddato.

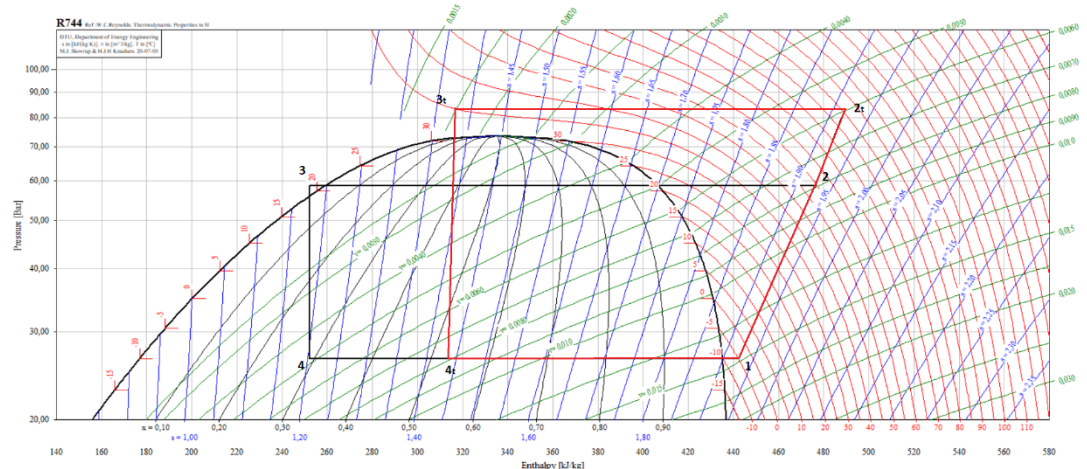


Figura 17 Ciclo in modalità di funzionamento transcritico (CoolPack)

Il processo di scambio termico avviene lungo l'isobara in fase supercritica, la temperatura diminuisce cedendo calore con l'aria esterna fino al valore di temperatura di uscita del gas necessaria per l'ottimizzazione del processo.

Nella fase supercritica la pressione e la temperatura non sono più legate tra di loro, ciò comporta che ai fini dell'ottimizzazione dell'efficienza sia necessario adottare delle soluzioni progettuali per riuscire a controllarle entrambe.

2.2 PRESSIONE OTTIMALE

Un punto cruciale dello sviluppo di questi cicli è il tentativo di incremento del COP.

Come si può osservare dalla Fig. 19 ponendo costante la temperatura di uscita dal gas cooler e incrementando il valore di pressione operativa nello stesso, l'effetto frigorifero e il lavoro del compressore aumentano rispettivamente di ΔQ_0 e di ΔL_c .

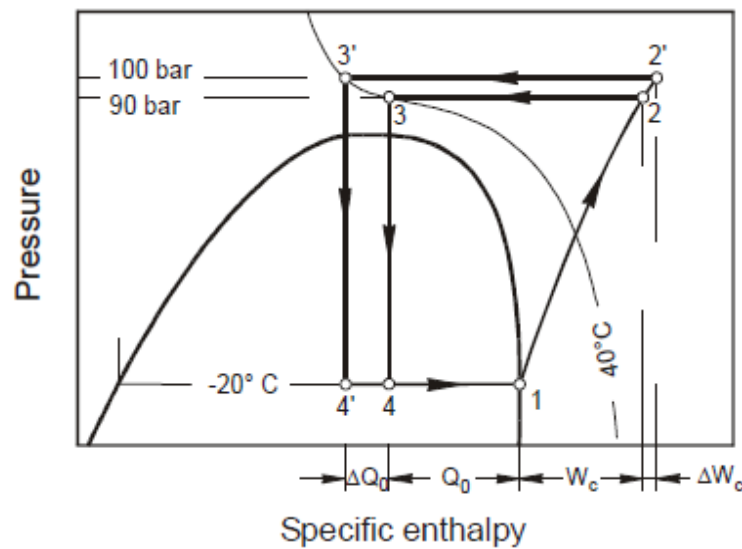


Figura 19 Ciclo transcritico al variare della pressione al gas cooler [8]

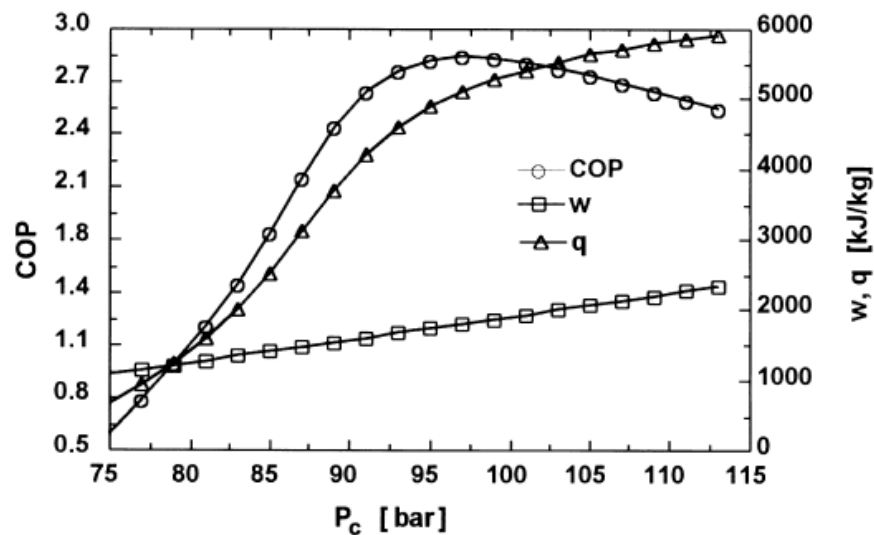


Figura 18 Effetto della pressione al gas cooler sull'effetto frigorifero, sul lavoro del compressore e sul COP ($t_e=10^\circ\text{C}$, $t_c=40^\circ\text{C}$, $t_{sh}=5^\circ\text{C}$) [11]

È quindi evidente che il COP subirà un aumento finché all'aumentare della pressione $\Delta Q_0 > \Delta W_c$, l'incremento di effetto utile sarà maggiore dell'incremento del lavoro di compressione.

Per entrare più nello specifico si può analizzare l'influenza che hanno i seguenti parametri sulla pressione che ottimizza il COP:

- pressione al gas cooler
- temperatura di uscita dal gas cooler
- temperatura di evaporazione
- temperatura di surriscaldamento

Le condizioni che saranno illustrate sono quelle che sono state oggetto di studio nell'articolo di Liao et al. [11].

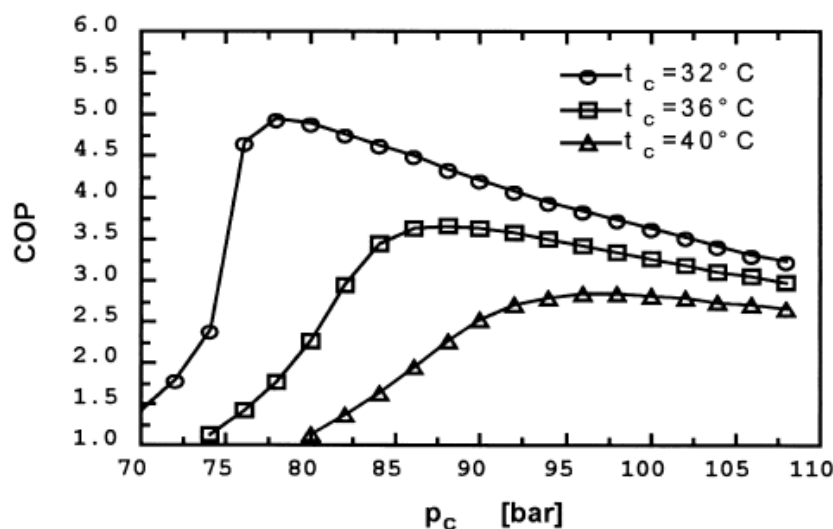


Figura 20 Effetto della p_{gc} sul COP a temperature diverse [11]

- $t_e = 10^\circ\text{C}, t_{sh} = 5^\circ\text{C}$

La Fig. 20 descrive come la pressione operativa del gas cooler dipenda dalla temperatura di uscita dal gas cooler; è osservabile come all'aumentare della temperatura di uscita, il valore del COP massimo si sposta verso pressioni più elevate.

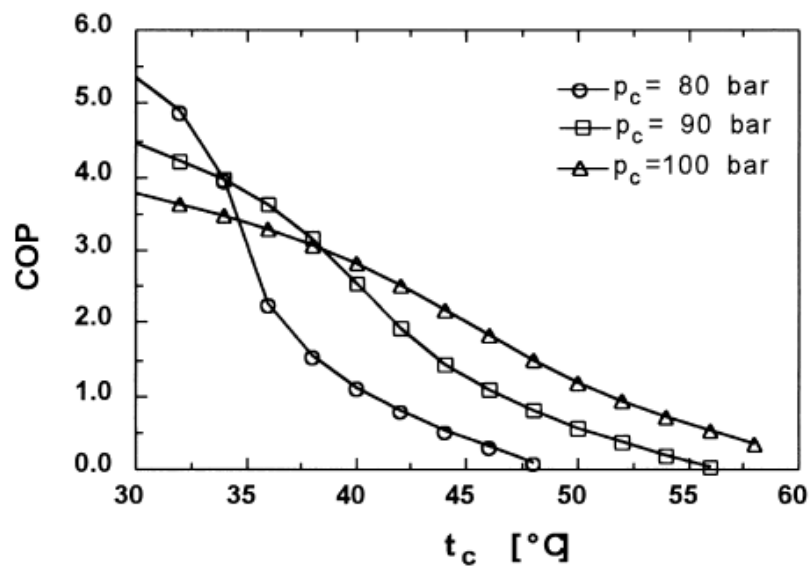


Figura 21 Effetto della temperatura del refrigerante in uscita dal gc sul COP a p_{gc} diverse [11]

- $t_e = 10^\circ\text{C}$, $t_{sh} = 5^\circ\text{C}$

La Fig.21 mostra l'andamento del COP in funzione della temperatura di uscita del refrigerante dal Gas cooler. Si osserva che il valore del COP decresce rapidamente con l'aumento della temperatura di uscita; Questo comportamento è giustificabile dal fatto che l'effetto frigorifero diminuisce mentre il lavoro del compressore rimane costante.

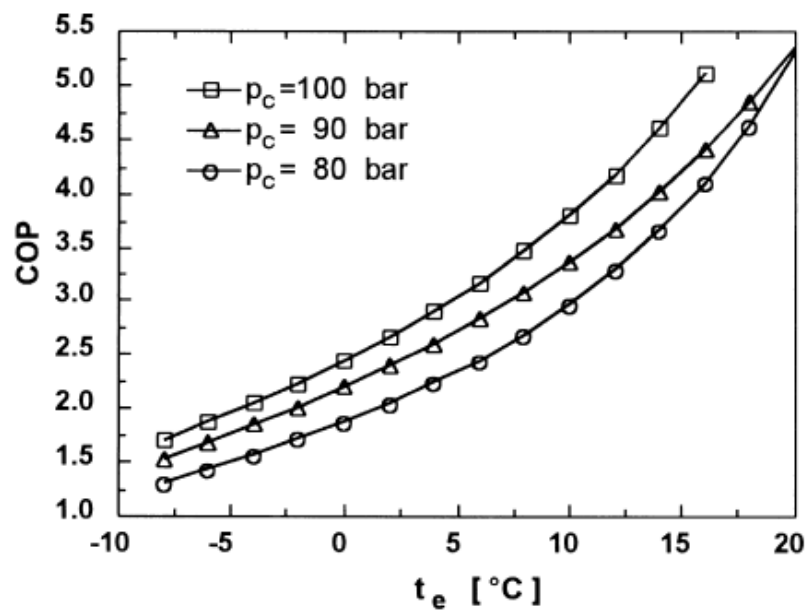


Figura 22 Effetto della temperatura di evaporazione sul COP a p_{gc} diverse

$$- \quad t_c = 35^\circ\text{C}, t_{sh} = 5^\circ\text{C}$$

La Fig. 22 mostra l'incremento del COP in funzione della temperatura di evaporazione. Questo comportamento è simile nei cicli subcritici.

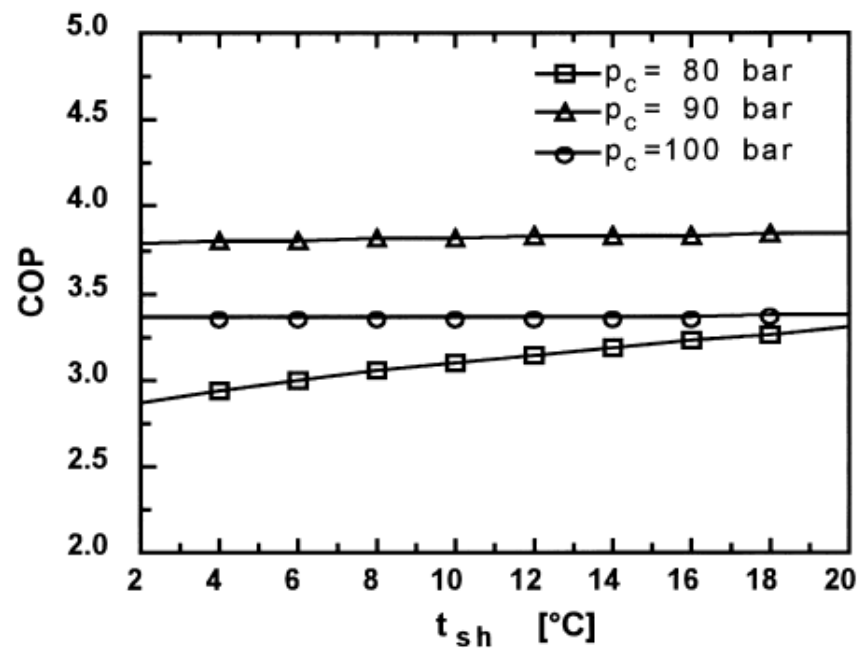


Figura 23 Effetto della temperatura di surriscaldamento sul COP a p_{gc} diverse [11]

$$- \quad t_c = 35^\circ\text{C}, t_e = 10^\circ\text{C}$$

La Fig. 23 descrive come varia il COP al crescere della temperatura di surriscaldamento. Si evidenzia come l'effetto del surriscaldamento risulti essere meno influente rispetto ai parametri riportati prima.

Mediante le osservazioni di queste variabili Liao et al. sono giunti alla formulazione di un'equazione che riporti la pressione ottimale al quale il gas cooler deve lavorare per massimizzare il COP.

L'equazione è la seguente:

$$p_{opt} = (2.778 - 0.0154 \cdot t_e) \cdot t_c + (0.381 \cdot t_e - 9.34) \quad (1)$$

Dove t_c , t_e sono rispettivamente temperatura di uscita gas cooler e temperatura di evaporazione.

3 COMPONENTISTICA

Come si è visto in precedenza, le caratteristiche della CO₂ portano a dover adottare soluzioni impiantistiche ad hoc, al fine di garantire il corretto funzionamento degli impianti.

Le problematiche principali per le quali i sistemi HCFC e HFC non sono compatibili con la CO₂ sono legate alle elevate pressioni di esercizio e a tutto ciò che ne deriva, come le alte temperature di scarico del compressore, la compatibilità con oli lubrificanti e il deterioramento delle tenute.

In questo capitolo si analizzeranno i principali componenti che costituiscono un impianto di refrigerazione transcritico, elencati qui di seguito:

- compressori
- gas cooler
- evaporatori
- valvole di laminazione
- oli lubrificanti

3.1 COMPRESSORI

Come abbiamo potuto osservare nei capitoli precedenti, le pressioni di lavoro alle quali i compressori sono sottoposti, hanno reso la progettazione di questo componente una sfida tecnologica per la risoluzione dei problemi di tenuta sull'albero. Come illustrato nelle caratteristiche, l'anidride carbonica è caratterizzata da una capacità volumetrica specifica di gran lunga maggiore rispetto a quella dei refrigeranti sintetici ad oggi in commercio; ciò implica minori portate volumetriche e pressioni differenziali molto più elevate rispetto ad altri fluidi. Seguendo la logica di moderare le sollecitazioni meccaniche, si può far ricorso a piccoli alesaggi che ridurrebbero gli sforzi sulla biella, ma allo stesso tempo provocherebbero una diminuzione di spazio per scaricare le forze risultanti con la conseguenza di ottenere carichi gravosi sulle parti del moto. L'elevata differenza di pressione tra mandata e aspirazione produce notevoli sollecitazioni sui supporti striscianti come bronzine e cuscinetti, è stati quindi necessario introdurre alcune soluzioni che

potessero risolvere il problema, come: sistemi di compensazione delle pressioni, il bilanciamento degli alberi e sistemi di compressione bistadio con carcassa mantenuta a pressione intermedia.

Oltre al problema delle sollecitazioni meccaniche, risulta non da meno quello delle sollecitazioni termiche, dunque al fine di limitare la temperatura di fine compressione è necessario un controllo molto accurato sulla temperatura di aspirazione valutando, se necessario, l'introduzione di un recuperatore di calore e monitorando l'effettivo grado di surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore.

Date le temperature di fine compressione, che posso essere anche prossime ai duecento gradi centigradi, sorge come naturale conseguenza l'utilizzo di lubrificanti capaci di sostenere il loro potere lubrificante anche a tali temperature; in fase di progettazione è quindi necessario tenere in considerazione che le elevate pressioni in gioco alle quali il carter è sottoposto riducono il potere lubrificante della miscela olio-refrigerante che viene a crearsi. Di tale argomento si tratterà più avanti.

I fattori che influenzano l'efficienza del compressore sono riassumibili in:

- Trafilamenti tra cilindro e pistone
- Perdite di carico attraverso le valvole
- Perdite di carico nei condotti interni del compressore
- Fenomeni di scambio termico del fluido frigorigeno durante il processo di compressione

Per analizzare i fattori di perdita ci avvaliamo dello studio di Jürgen Süß e Horst Kruse [12] nel quale viene analizzata, mediante uno studio sperimentale, l'efficienza dei compressori alternativi per cicli a CO₂. Gli autori riportano quanto le perdite di carico lato aspirazione siano più influenti sulle prestazioni del processo rispetto al lato mandata, ciò è spiegabile per due motivi, in primo luogo ad una riduzione di pressione di aspirazione corrisponde un aumento del lavoro del compressore maggiore rispetto a quello generato da un aumento di pressione sul lato di mandata e in secondo luogo osservando il diagramma termodinamico del ciclo ad anidride carbonica è evidente che ad una caduta di pressione lato aspirazione corrisponde un aumento del volume specifico di gas aspirato, ciò implica una riduzione sul rendimento volumetrico e di conseguenza sull'efficienza del ciclo.

Si dimostra che nel caso di compressori funzionanti ad anidride carbonica le perdite per trafilamento tra pistone e cilindro, che di solito hanno un'influenza trascurabile sulla pressione e sulla temperatura di fine compressione, rappresentano l'elemento maggiormente penalizzante rispetto a quelle derivanti da perdite attraverso le valvole e per scambio termico; ciò è verificato in quanto la portata della perdita per trafilamento è proporzionale alla differenza dei quadrati delle pressioni di aspirazione e di mandata. [12]

Il mercato propone varie soluzioni impiantistiche riassumibili in tre grandi categorie: compressori ermetici, semi-ermetici e aperti. I primi vengono utilizzati per piccoli sistemi refrigeranti e per pompe di calore, gli aperti utilizzati nei sistemi di trasporto e refrigerazione industriale e i semi-ermetici presenti nel settore della refrigerazione alimentare.

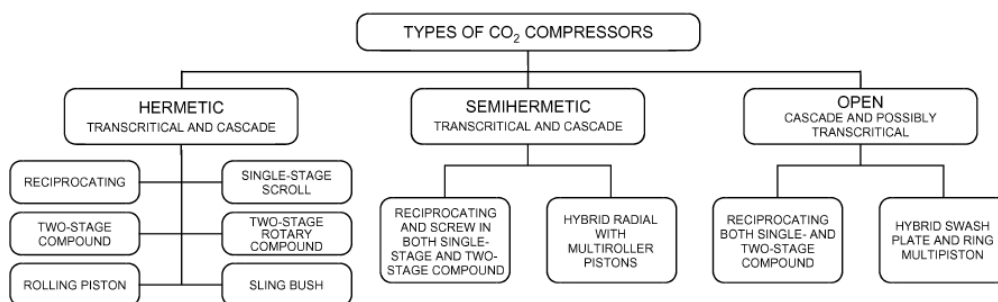


Figura 24 Tipologie di compressori operanti ad anidride carbonica [7]

Nell'elaborato verranno presi in considerazione compressori di tipo alternativo semi-ermetici che risultano i più utilizzati in impianti di refrigerazione industriali in ambito della grande distribuzione.

3.2 GAS COOLER

Il gas cooler è al centro degli studi per l'incremento di efficienza del ciclo ad anidride carbonica. Come abbiamo visto in precedenza, i parametri che influenzano la progettazione del sistema sono le elevate pressioni e temperature in gioco, ciò comporta che la cessione di calore con l'esterno non avverrà più durante il cambio di fase, come in un ciclo a compressione di vapore, ma lungo l'isobara nella fase supercritica.

Nel capitolo riguardante le proprietà abbiamo avuto modo di osservare come le caratteristiche termofisiche dell'anidride carbonica presentino delle significative variazioni tali da influenzare in modo sostanziale lo scambio termico.

I punti da investigare con maggiore interesse sono quelli nell'intorno della temperatura critica dove avvengono le variazioni più repentine delle proprietà dell'anidride carbonica. Nella progettazione del componente dobbiamo tenere conto che il coefficiente di scambio termico, a parità di portata specifica di massa, presenta un picco in corrispondenza della temperatura pseudocritica. La temperatura pseudocritica è definibile come la temperatura, per una data pressione nell'intorno della critica, alla quale è riscontrabile il maggior valore di calore specifico.

Come sappiamo dalla teoria, il c_p è associato direttamente il numero di Prandtl Pr , questa dipendenza è visibile dal grafico in Fig. 25

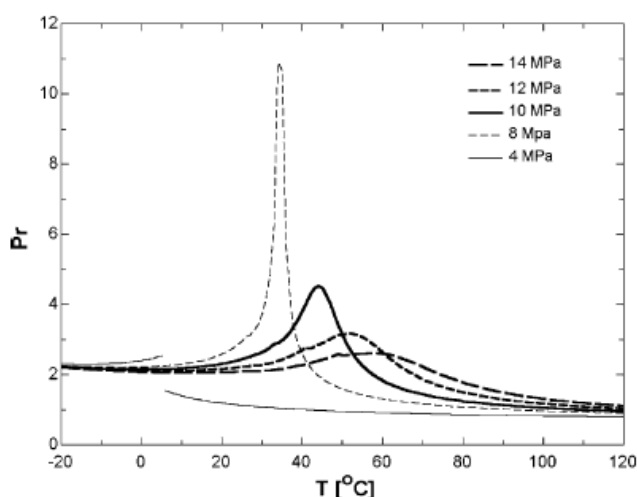


Figura 25 Numero di Prandtl per l'anidride carbonica [10]

Si nota che l'effetto della temperatura sul numero di Prandtl dipende dalla pressione; dal grafico si evince una variabilità del valore in funzione della temperatura e della pressione.

Osservando il grafico in Fig.27 si nota che lo scambio termico avviene lungo un'isobara a pressione transcritica, ciò comporta un incremento maggiore della temperatura di uscita dell'aria rispetto ad altri fluidi operativi nel quale lo scambio avviene durante il processo di condensazione.

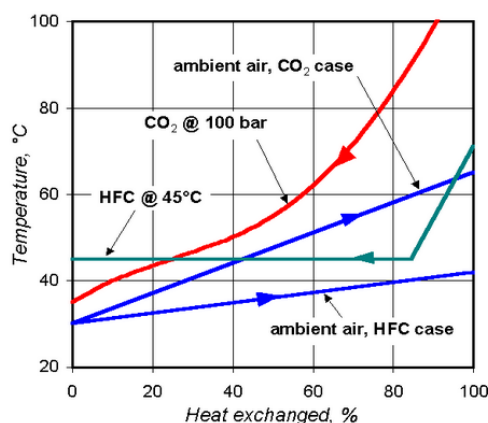


Figura 27 Andamenti della temperatura nello scambiatore [31]

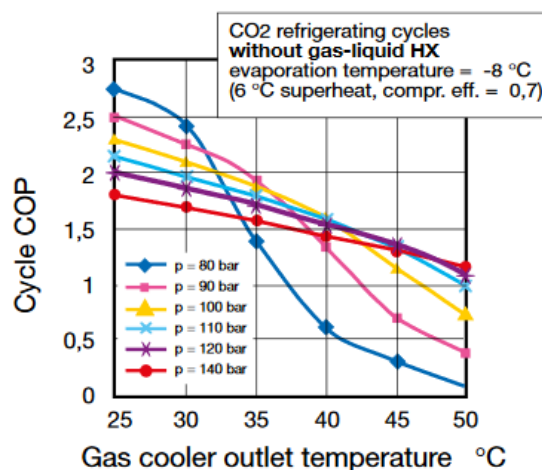


Figura 26 Effetto della temperatura di uscita del refrigerante da gc sul COP [31]

L'elevata differenza di temperatura tra ingresso e uscita della CO₂ permette di sfruttare al meglio la configurazione del flusso in controcorrente, sarà quindi possibile al fine di ottenere lo stesso scambio termico utilizzare una minore quantità d'aria rispetto ad un fluido tradizionale.

Sfruttando l'aria che entra a temperatura ambiente è possibile continuare a raffreddare la CO₂ allungando la batteria, aumentando il numero di ranghi. È possibile utilizzare questo aspetto per ridurre gli ingombri e a sua volta ridurre il numero di ventilatori.

La riduzione della quantità d'aria necessaria porta ad un ridotto consumo elettrico per ventilazione e alla riduzione del livello di pressione sonora.

Nello studio di Lozza e Perfetti leggiamo che:

“Per quantificare queste affermazioni è stato sviluppato un metodo di calcolo dello scambiatore in grado di tenere conto della particolare distribuzione dei ΔT tra CO_2 e aria, nell’ipotesi di sistemazione in controcorrente dei flussi. Lo scambiatore viene suddiviso in 20 sezioni di calcolo, per ciascuna della quale vengono calcolati indipendentemente il ΔT medio logaritmico e il coefficiente di scambio interno (lato CO_2) con la correlazione di Gnielinski per i flussi monofase. La fig.XXX mostra un esempio di come variano alcune grandezze significative nelle sezioni di calcolo, ognuna delle quali scambia 1/20 della potenza termica complessiva. Si noti che il coefficiente di scambio ha un massimo in prossimità del punto critico, mentre la richiesta di superficie aumenta notevolmente nelle fasi finali a causa principalmente della riduzione di ΔT tra i due fluidi. I risultati di fig.XXX sono relativi a uno scambiatore ottimizzato per l’impiego con CO_2 .” [13]

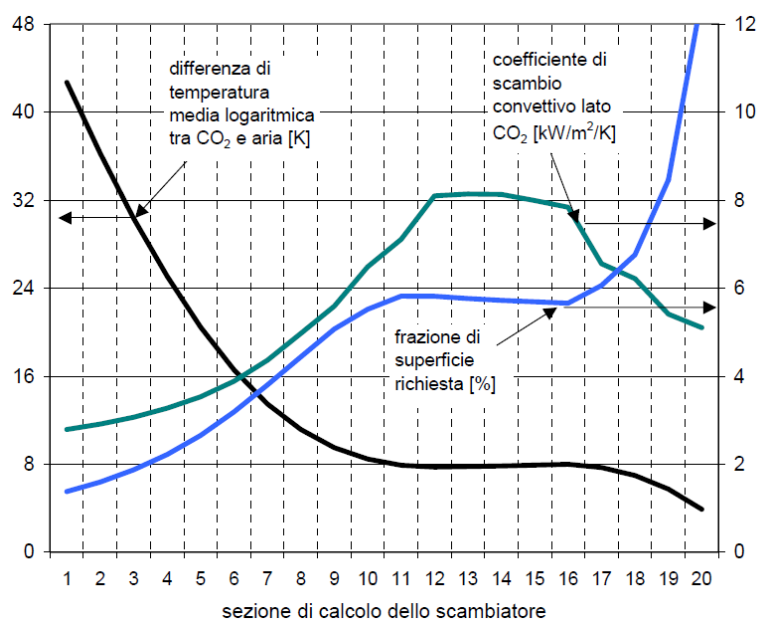


Figura 28 Variazione del coefficiente di scambio termico convettivo lungo lo scambiatore [13]

La tecnologia di gas cooler a tubi piatti a minicanali in alluminio risulta essere una delle più promettenti.

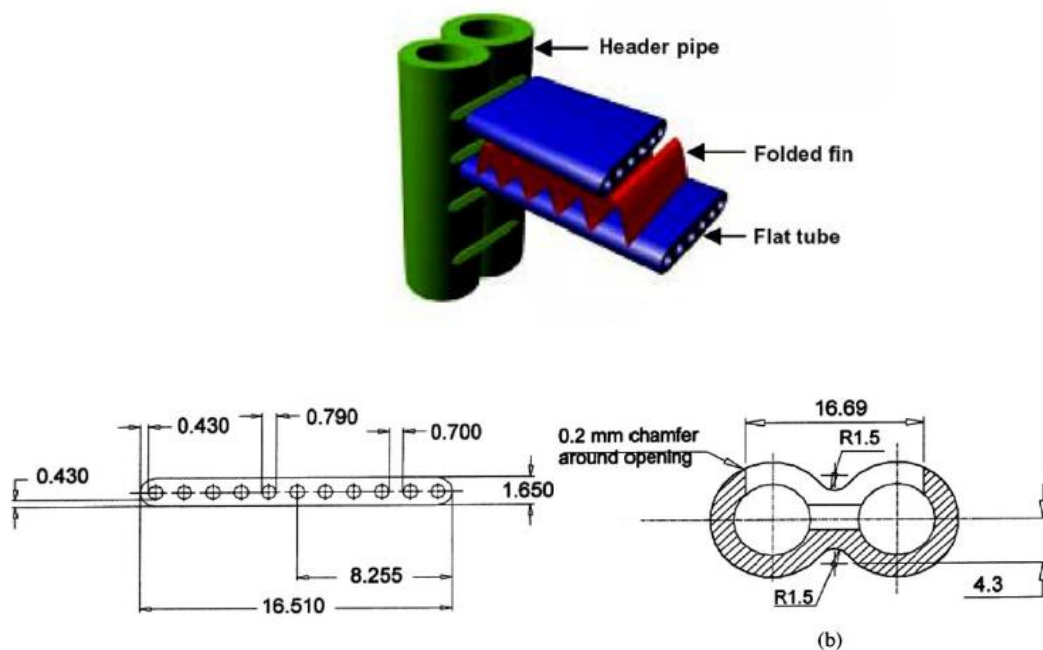


Figura 29 Gas cooler con tubi piatta a minicanali in alluminio [29]

Le nuove tecnologie di Gas cooler dell'azienda LU-VE permettono una miniaturizzazione dei sistemi portando allo sviluppo di gas cooler della lunghezza di 12 metri con tubi di diametro 3/8" (9.52mm); anche il pacco alettato è stato modificato introducendo un pacco di alette interrotte seguendo un design che consente le diverse espansioni termiche tra i tubi e evita i fenomeni di conduzione termica lungo tratti di aletta a contatto con tubi a differente temperatura.

Date le alte temperature di ingresso nello scambiatore, sarà inevitabile osservare lungo lo scambiatore tubi adiacenti che sono sottoposti a temperature molto diverse, ciò implica una cessione di calore verso il tubo freddo che influenzerà l'efficienza di scambio.

È stato dunque necessario studiare da parte dell'azienda come ridurre il cosiddetto *calore parassita*; due simulazioni al CFD presentate nelle seguenti figure ci mostrano che il passaggio da un'aletta liscia ad una turbolenzata risulta essere la soluzione corrente in quanto la percentuale di calore parassita è diminuita dal 35% al 4%.

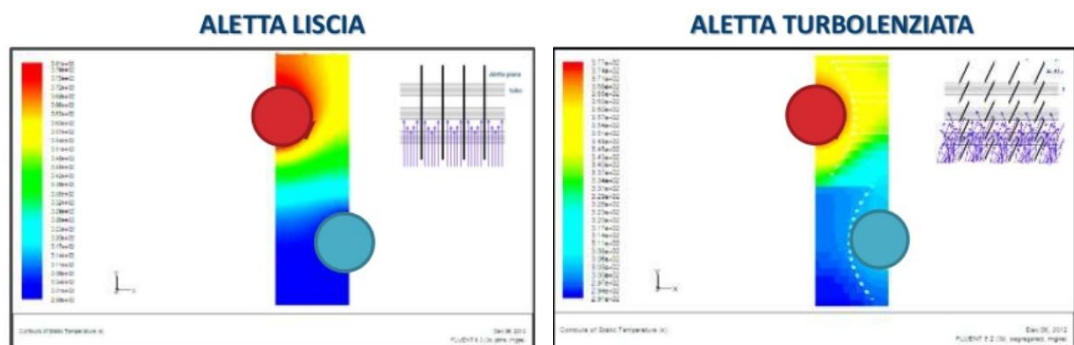


Figura 30 Simulazione CFD tubi adiacenti [31]

Sarà necessario ridisegnare il circuito dello scambiatore per andare in contro alla differenza di viscosità della CO_2 rispetto ai fluidi HFC.

Progettando il sistema sarà necessario dimensionarlo per le condizioni più gravose presenti in situazioni estive, che tuttavia sussisteranno per poche ore all'anno, ciò porterà ad un sovradimensionamento dell'impianto. Per ovviare a questo inconveniente si può attuare la strategia perseguita da Lu-Ve, facendo fronte ai carichi più elevati mediante uno spray di acqua sulla batteria che evaporando rimuove calore, riducendo la temperatura di uscita del refrigerante dal gas cooler con un incremento del COP.

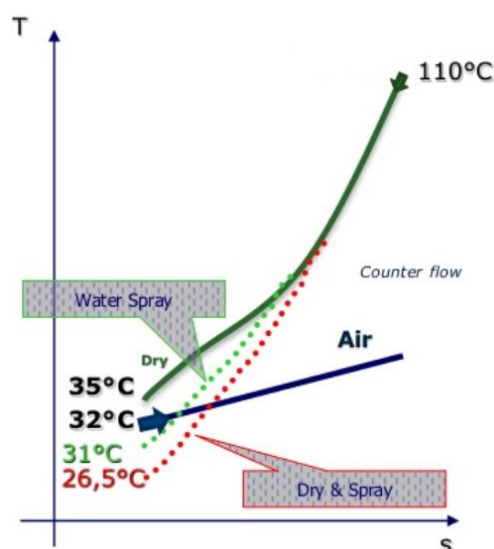


Figura 31 Tecnologie water spray e dry&spray [31]

La Fig. 31 riporta le due tecnologie che garantiscono la migliore efficienza di scambio: water spray e dry & spray. Nella prima l'acqua viene nebulizzata in direzione opposta alla direzione dell'aria, abbassandone la temperatura, mentre nella seconda l'acqua viene atomizzata direttamente sulla batteria.

Come verrà investigato nei capitoli successivi, la presenza di un film di olio all'interno delle pareti dello scambiatore riduce il coefficiente di scambio termico; per ovviare a tali problemi sono stati sviluppati particolari tubi a rigatura elicoidale.

3.3 EVAPORATORI

Al fine di calcolare l'efficienza del sistema di refrigerazione operante a ciclo inverso a compressione di vapore, è necessario conoscere l'effetto utile generato dallo scambio termico che si realizza nell'evaporatore. Il fluido, dopo aver subito una laminazione, mediante una valvola di espansione, giunge all'evaporatore in fase di miscela satura; a seconda del grado di sotto-raffreddamento imposto nel condensatore si otterrà una miscela con condizioni di titolo di vapore diverse. L'evaporazione deve essere prolungata fino ad ottenere all'uscita del componente vapore saturo secco o meglio surriscaldato, ciò permette di evitare che il compressore inizi la fase di aspirazione nella zona del vapore saturo umido. Il surriscaldamento è quindi necessario alla salvaguardia dell'organo di compressione; nei compressori volumetrici alternativi si presenta il pericolo di rotture a causa della incomprimibilità della fase liquida che tende a concentrarsi nel volume morto.

Un refrigerante con alto calore latente di vaporizzazione permette di avere nell'impianto, a parità di carico termico da asportare, una minor portata in massa fluente.

La progettazione dell'evaporatore operante a CO_2 è basata sull'attenta osservazione delle interessanti proprietà termodinamiche del fluido, infatti l'alta densità e l'elevato valore del coefficiente di conduttività termica del fluido favoriscono un'elevata efficienza di scambio termico. Ciò che è stato appena affermato porta ad ottenere, a parità di area e di temperatura di saturazione, un flusso termico scambiabile maggiore.

Un criterio fondamentale nello studio dell'evaporatore è la scelta del numero dei circuiti; è necessario tenere conto che la diminuzione del numero degli stessi porta ad un aumento della portata specifica di massa del fluido evaporante, come conseguenza di ciò si potrà osservare un valore del coefficiente di scambio termico maggiore, ma anche un incremento delle perdite di carico. L'ottimizzazione progettuale consiste quindi nella ricerca del migliore compromesso tra scambio termico e perdite di carico.

Nella fase evaporativa le pressioni di lavoro che l'evaporatore deve affrontare in un ciclo ad anidride carbonica non sono particolarmente elevate, ma bisogna tenere conto di situazioni particolari che potrebbero portare a compromettere il componente. Un valido esempio lo si può trovare nella condizione di sbrinamento dell'evaporatore, nel quale le temperature del processo comportano un innalzamento della pressione operativa. Come

dichiarato da LU-VE non sarebbe consigliata la soluzione di sovradimensionamento di esso, ma l'adozione di accorgimenti impiantistici adeguati a limitare la pressione di progetto come valvole di sicurezza e svuotamento dell'evaporatore con "pump-down".

Al contrario del gas cooler, dove la distanza tra le pressioni di esercizio tra fluidi convenzionali e CO₂ è elevata e il fenomeno dello scambio termico ha diversa natura, negli evaporatori è possibile pensare di ottimizzare elementi già esistenti e funzionanti a HFC come R404a. Come abbiamo visto nei capitoli precedenti, la CO₂ presenta valori di viscosità minori dell'R404A, questa caratteristica unita alla maggiore densità del vapore consentono minori perdite di pressione a parità di velocità di massa di refrigerante.

Per investigare questo argomento è necessario riportare lo studio effettuato da LU-VE [13].

Fluido	R404A	CO ₂		
Tipo di tubo		microalettato		liscio
n.alimentazioni parallele	N	N	N/2	N/3
potenza (rel. a R404A), T _{ev} = -8°C, ΔT ₁ = 8K	100.0	103.5	110.6	108.2
potenza (rel. a R404A), T _{ev} = -30°C, ΔT ₁ = 6K	100.0	111.1	117.7	112.0

Tabella 3 Prestazioni comparative per aero-evaporatori per R404A e CO₂ [13]

Nella Tab. 3 è riportato un confronto tra un aero-evaporatore LU-VE prima operante a R404A e poi a CO₂; viene analizzata la potenza teorica a due temperature di evaporazione diversa.

Nelle prime due colonne la geometria rimane invariata: si nota in ogni modo un aumento di potenza che aumenta con la diminuzione della temperatura di evaporazione. Nella terza colonna si fa riferimento ad uno scambiatore con il numero di alimentazioni dimezzato, è osservabile che riportando le velocità interne a valori ottimali, si ottiene un guadagno del 6-7% rispetto al caso precedente. Bisogna inoltre tenere conto anche del vantaggio economico in quanto, riducendo il numero delle alimentazioni, si riduce il costo del collettore e del distributore. Nell'ultima colonna il numero di alimentazioni è un terzo del primo e vi è una variazione della tipologia del tubo, che da microalettato diventa liscio.

L'elevato valore del coefficiente di scambio termico riduce i vantaggi portati dai tubi microfin.

Le ultime tecnologie LU-VE riportano un incremento della capacità dell'evaporatore di circa il 7% utilizzando tubi a rigatura elicoidale, tale conformazione permette il deflusso dell'olio e diminuisce il fenomeno della formazione di microfilm di olio che ridurrebbe lo scambio termico.

3.4 VALVOLE DI LAMINAZIONE

Un ruolo di fondamentale importanza nei cicli a CO₂ transcritica è rivestito dagli organi di laminazione. La valvola di laminazione rappresenta l'elemento che consente l'alimentazione corretta dell'evaporatore, mediante una trasformazione teoricamente isoentalpica. Nei cicli a compressione di vapore tradizionali la valvola di laminazione assolve ad un unico compito che è quello di regolare la portata di fluido frigorifero proveniente dal condensatore e permettere una completa evaporazione del fluido all'interno dell'evaporatore.

Nei cicli transcritici se la laminazione avvenisse da un punto alle condizioni supercritiche fino alla pressione di evaporazione non sarebbe possibile ottenere un controllo indiretto della pressione di alta mediante la variazione di temperatura del fluido frigorifero considerando già fissate le proprietà dello scambiatore di calore. Come riferimento del capitolo seguente si sono presi in considerazione due articoli presenti in letteratura di seguito citati [14] [15]. Al fine di ottenere un controllo sullo stato del fluido è necessario fissare pressione e temperatura. Per impianti di questo genere sarà quindi necessario mantenere sotto controllo la pressione del gas cooler mediante l'utilizzo di dispositivi di laminazione opportunamente progettati. L'effetto del controllo della pressione di alta è necessario al fine di massimizzare il COP, infatti nel punto di ottimo l'incremento del lavoro specifico del compressore, dovuto ad un aumento di pressione, sarà minore rispetto a quello dell'effetto frigorifero con un inevitabile miglioramento di prestazioni del ciclo frigorifero.

Sono stati quindi messe a punto delle strategie di controllo della pressione mediante valvole di laminazione. Le tipologie impiantistiche che si andranno successivamente ad analizzare sono le seguenti:

- Valvola a retropressione costante
- Valvola a retropressione costante accoppiata con una valvola termostatica e separatore di liquido
- Valvola differenziale accoppiata con una valvola termostatica e separatore di liquido
- Valvole elettroniche (EXV)

Per quanto riguarda la valvola a retropressione costante, grazie al contrasto offerto ad una molla a tensione regolabile, l'otturatore comandato dalla pressione di monte agisce su uno speciale soffietto rigidamente collegato all'otturatore stesso. L'organo di laminazione, reagendo ad un incremento di pressione con l'aumento della sezione di flusso del fluido refrigerante, riesce a mantenere costante la pressione di uscita al gas cooler, mentre non riesce ad alimentare correttamente l'evaporatore con la portata di fluido necessaria a realizzare lo scambio termico ricercato.

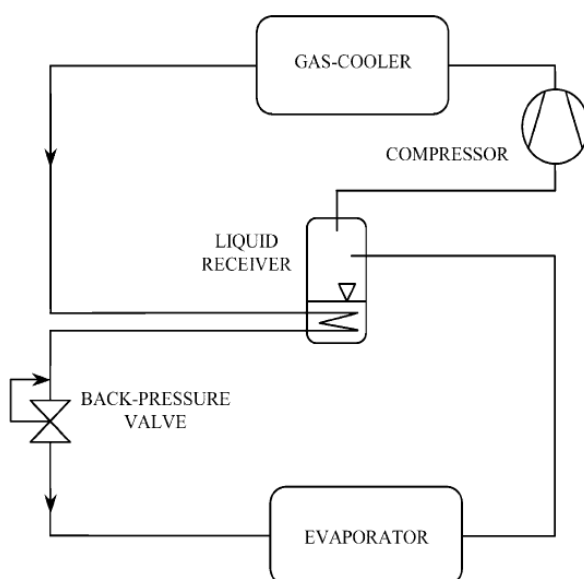


Figura 32 Impianto con back-pressure valve e separatore di liquido [15]

Si è visto che per ovviare a questo problema si predispone nell'impianto un separatore all'uscita dell'evaporatore affinché il liquido, in esso contenuto, evaporando raffreddi il fluido proveniente dall'alta pressione prima di subire la laminazione nella valvola. Sarà necessario quindi un reintegro della quantità evaporata transitante attraverso l'evaporatore, che risulterà in tal caso allagato.

La soluzione con valvola a retropressione costante accoppiata con una valvola termostatica e separatore di liquido è proposta nello studio di Rieberer et al. [14]. Il sistema consta quindi due valvole in serie poste in comunicazione da un separatore; la prima avrà il compito di regolare la pressione all'uscita del gas cooler ricercando le condizioni ottimali, mentre la seconda quello di alimentare correttamente l'evaporatore e permettere il giusto grado di surriscaldamento all'uscita. Il fluido quindi subirà una doppia laminazione, la prima dalla

pressione di uscita del gas cooler fino alla pressione intermedia del separatore e la seconda dalla pressione intermedia fino alla pressione ingresso evaporatore.

La carica di fluido deve essere opportunatamente scelta in modo tale da garantire in ogni condizione operativa la presenza di una fase liquida nel separatore di vapore e riuscire a supplire alle variazioni della portata all'interno del circuito causate dalle varie condizioni operative. La pressione del punto di ingresso della valvola di back-pressure è determinata dal setting della valvola stessa e dalla temperatura all'uscita dello scambiatore.

Si noti che il liquido entrante nel ricevitore è nelle condizioni di saturazione, quindi all'interno sono presenti contemporaneamente la fase liquida e quella di vapore; la condizione di uscita della valvola corrisponde quindi a liquido saturo, infatti, se una miscela bifase pervenisse nel separatore, incrementerebbe la pressione intermedia fino a condurre il punto di uscita della valvola nelle condizioni di liquido saturo; al contrario, se entrasse un gas a densità superiore del liquido, ne diminuirebbe la pressione fino a riportare fino a riportare lo stato del refrigerante nella condizione di liquido saturo.

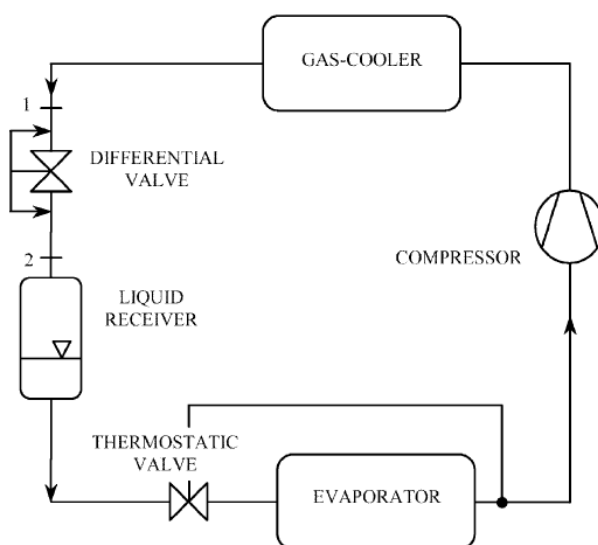


Figura 33 Impianto con valvola differenziale, valvola termostatica e separatore [15]

Un sistema innovativo proposto da Casson et al. è formato da due valvole poste in serie messe in comunicazione da un separatore.

In questo caso la valvola di back-pressure è stata sostituita con una valvola differenziale nella la posizione dell'otturatore viene regolata in funzione dell'equilibrio tra la risultante delle forze di pressione che agiscono a monte e a valle dell'otturatore e la tensione della molla; la valvola differenziale garantisce quindi una caduta di pressione costante al variare delle condizioni operative.

In questo caso la variabile definita è solamente la temperatura dipendente dal gas cooler, mentre la pressione rimane flottante. Tarando la valvola per una determinata caduta di pressione, la variazione della temperatura del fluido all'uscita dal gas cooler porterà ad un cambiamento della pressione massima del ciclo.

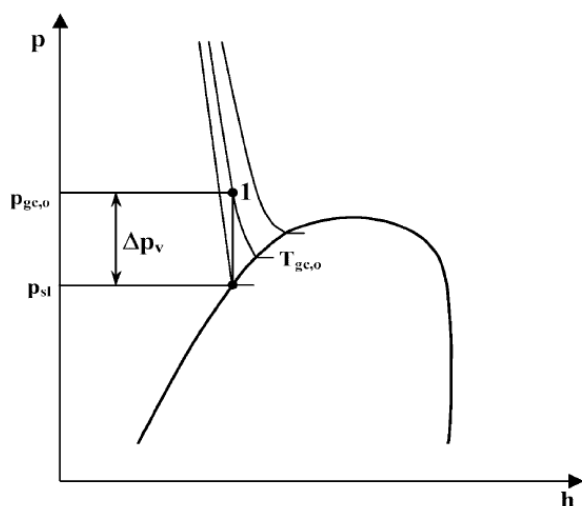


Figura 34 Diagramma p-h, ricerca della pressione del gas cooler [15]

Si nota quindi in Fig.34 come un aumento della temperatura di uscita del fluido dal gas cooler porterà ad un incremento della pressione di alta e a quello della pressione intermedia.

La valvola di laminazione elettronica, che risulta ad oggi la soluzione più innovativa, è gestita da un microprocessore che permette il controllo continuo del flusso che la attraversa. La centralina di controllo gestisce l'apertura e la chiusura dell'orifizio mediante l'utilizzo di un motore passo-passo. È evidente che l'elevata capacità di gestire le variazioni di apertura della valvola con estrema precisione, permetta alla valvola stessa di essere la soluzione ideale per impianti che lavorano con carichi termici molto variabili.

Mentre nelle valvole descritte in precedenza le variazioni di apertura e chiusura erano affidate a condizioni prestabilite del fluido, nel caso delle EEV sarà la centralina, opportunamente progettata e tarata, a gestire le percentuali di apertura indipendentemente dalle condizioni del fluido, ciò permette di ricercare le condizioni ottimali in ogni condizione operativa dell'impianto.

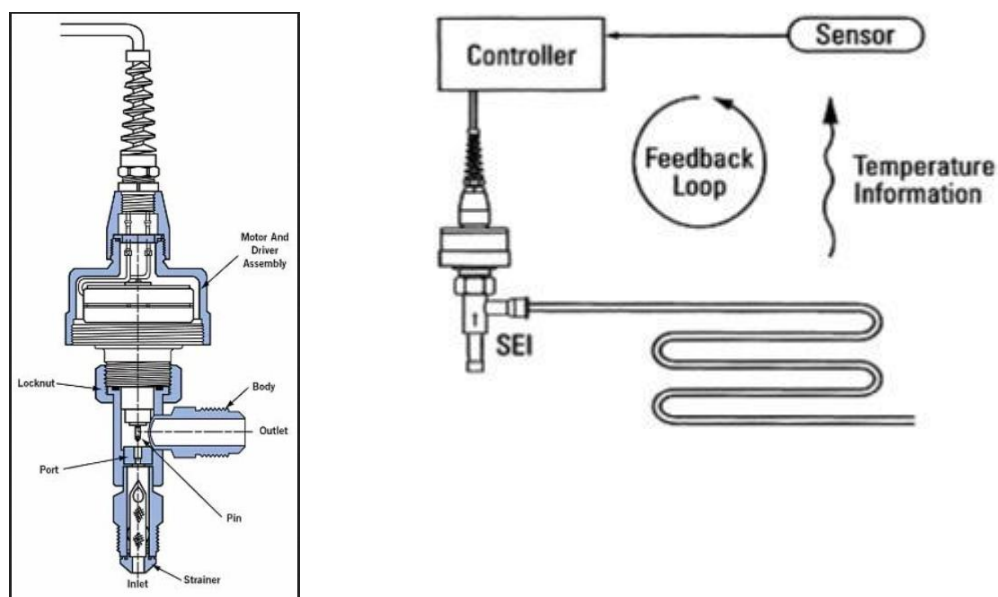


Figura 35 Valvola EEV e controllo a retroazione [28]

L'evaporatore viene sempre riempito con la quantità ottimale di fluido frigorifero grazie al rilevamento continuo e coordinato da parte di due sensori: un trasduttore di pressione e una sonda di temperatura; Il controllo avviene in anello di retroazione quindi se un controllore apre troppo la valvola, causando una condizione di eccessivo raffreddamento, i sensori collegati al sistema potranno sentire questa variazione della condizione di sottoraffreddamento fornendo questa informazione al controllore elettronico e di nuovo all'EEV. Ciò far in modo che il motore passo-passo si muova nella direzione necessaria a chiudere la valvola.

È comprensibile come una valvola tanto controllabile possa portare ad un miglioramento in termini di efficienza del ciclo.

3.5 OLI LUBRIFICANTI

Le elevate pressioni di esercizio dell'anidride carbonica hanno reso necessario lo sviluppo tecnologico di oli lubrificanti capaci di mantenere delle proprietà ottimali nel ampio range di pressioni in cui sono costretti ad operare.

Come abbiamo potuto analizzare nel paragrafo dedicato ai compressori, i problemi di maggior rilievo sono dovuti agli sforzi su organi striscianti e un'adeguata lubrificazione è l'unica soluzione per far sì che tali organi non siano sottoposti a importanti fenomeni di usura.

Per sistemi operanti in regime transcritico gli oli lubrificanti scelti sono: poliestere (POE), polialchilenglicoli (PAG) e i polialfaolefine (PAO).

I parametri che ci portano a definire la bontà di un lubrificante sono principalmente la viscosità e la miscibilità di esso nel fluido refrigerante.

La viscosità rappresenta una grandezza fisica che valuta la resistenza dei fluidi allo scorrimento e varia in funzione della temperatura; raffigura un parametro cardine nella scelta del lubrificante in quanto un valore troppo alto potrebbe non assicurare un corretto funzionamento della linea olio con un conseguente danneggiamento del sistema. È quindi necessario che la miscela olio-refrigerante sia caratterizzata da una bassa viscosità. Tenendo in considerazione il basso valore di viscosità della CO₂ possiamo concludere che maggiore sarà il quantitativo di anidride carbonica che si dissolve nell'olio e maggiore sarà la riduzione di viscosità della miscela anche a basse temperature.

Il grafico di Fig.36 riporta i valori di viscosità dinamica in quattro punti cardine dell'impianto di refrigerazione. Si nota come la i valori siano variabili in funzione delle condizioni operative del punto preso in analisi; è evidente come la miscela contenente lubrificante PAG sia quella con un valore più, ciò è imputabile ad una minore solubilità nella CO₂ e ad una viscosità dei PAG più alta. La miscela che mostra una migliore fluidità nel circuito è quella contenente POE, caratteristica dettata dall'alta solubilità del lubrificante nella CO₂.

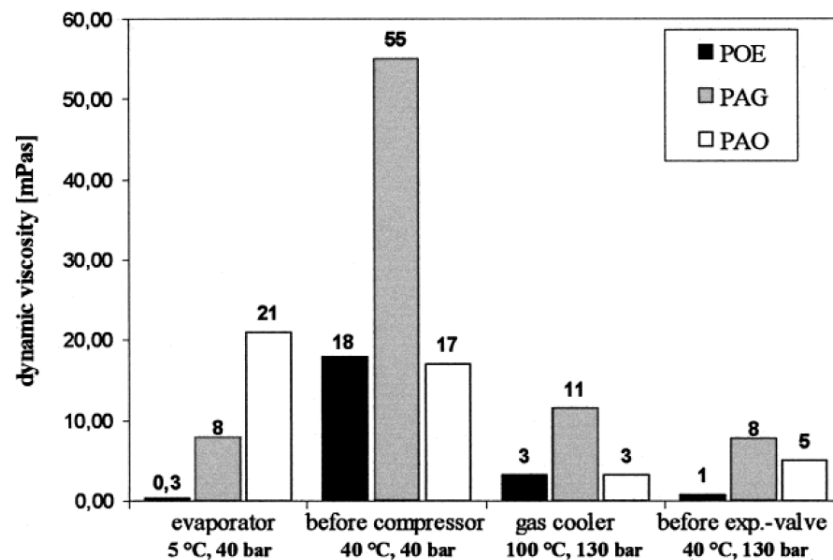


Figura 36 Viscosità dinamica dei lubrificanti POE, PAG e PAO [26]

L'altro parametro fondamentale da prendere in considerazione è la miscibilità del lubrificante nel fluido frigorigeno. Sarà necessario conoscere la miscibilità dell'olio nel fluido in quanto la miscela prodotta a determinate condizioni operative del sistema dovrà avere caratteristiche di densità e viscosità tali da non condizionare negativamente lo scambio termico negli evaporatori e il ritorno della miscela al sistema di separatore.

Nei grafici sottostanti possiamo osservare l'andamento di solubilità dei lubrificanti sopra citati nell'anidride carbonica in funzione della variazione di temperatura e di pressione.

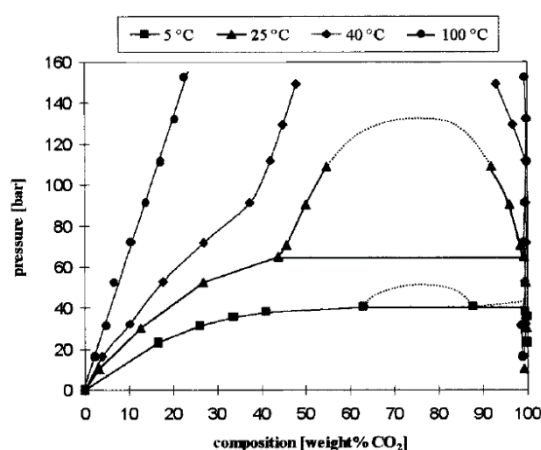


Figura 37 Pressure-composition diagram of the system POE-CO₂ [26]

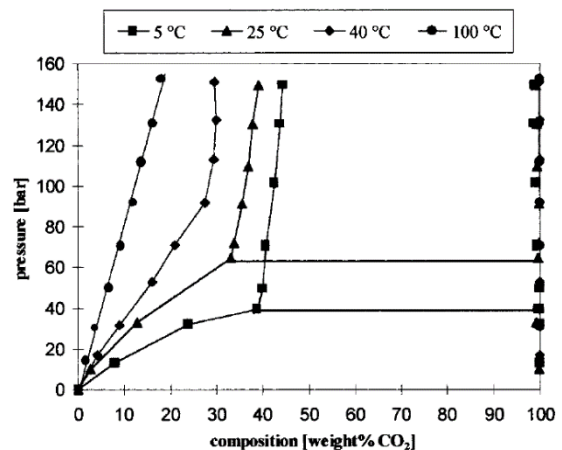


Figura 38 Pressure-composition diagram of the system PAG-CO₂ [26]

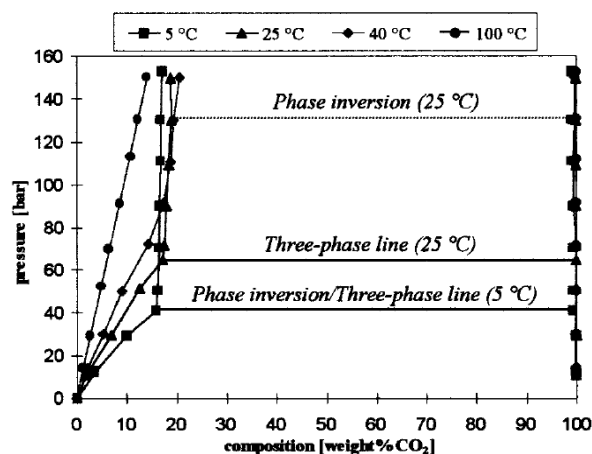


Figura 39 Pressure-composition diagram of the system PAO- CO_2 [26]

Nell'analisi dei lubrificanti è necessario ricordare che la densità della CO_2 allo stato liquido in condizioni di saturazione sottostà ad un ampio intervallo di oscillazione passando da $467,6 \text{ kg/m}^3$ nel punto critico a 1076 kg/m^3 alla temperatura di -30°C , questa grande variabilità porta al fenomeno dell'inversione di fase con il rischio di galleggiamento del lubrificante sul fluido refrigerante; questo fenomeno è da considerarsi dannoso in quanto renderebbe impossibile la separazione e il ritorno dell'olio al compressore con l'inevitabile danneggiamento del sistema. Il grafico di Fig.40 mette in relazione la variazione della densità in funzione della temperatura dell'anidride carbonica e di alcuni dei lubrificanti presi in considerazione.

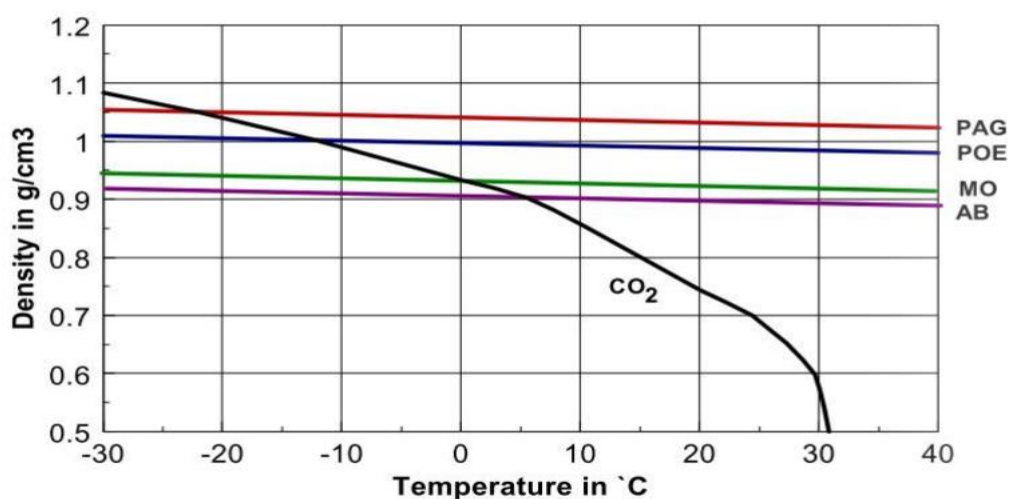


Figura 40 Andamento della densità in funzione della temperatura [27]

Altro parametro non meno importante è l'effetto del lubrificante sullo scambio termico. Nella progettazione degli scambiatori sarà fondamentale quindi considerare l'influenza della miscela CO₂-lubrificante sul coefficiente di scambio termico. Lo studio presentato da Dang e altri [16] riporta un'interessante correlazione tra influenza del fluido lubrificante sullo scambio termico e diametro delle tubazioni. Dall'analisi dei dati sperimentali si nota che l'influenza dell'olio ha maggior impatto sulla degradazione del trasferimento di calore per quanto riguarda tubi di dimensione minore e miscele ricche di olio, ciò è dovuto alla formazione di uno strato ricco di olio sulle pareti interne del canale.

In conclusione, abbiamo visto come i cambiamenti di fase rappresentino un punto centrale nella scelta del lubrificante; la solubilità della CO₂ nel lubrificante influenza il comportamento della miscela e il suo grado di viscosità e di conseguenza la fluidità e la capacità di assicurare il corretto riflusso dall'evaporatore al compressore.

4 MODELLAZIONE IN SIMCENTER AMESIM

4.1 INTRODUZIONE A SIMCENTER AMESIM

Simcenter Amesim è un software di simulazione per la modellazione e l'analisi di sistemi monodimensionali (1D), un sistema duttile utilizzabile in tutti i campi a livello ingegneristico.

Comprende strumenti per creare modelli, analizzare in termini di post-processing e a livello predittivo. I modelli sono definiti utilizzando equazioni analitiche non-lineari dipendenti dal tempo che permettono di rappresentare sistemi in ambiente idraulico, pneumatico, termico, elettrico o meccanico, oltre a quello di segnali e controlli.

Tale approccio consente di valutare e simulare il sistema posto in analisi anche non avendo a disposizione la geometria dettagliata dei componenti o dell'intera struttura.

Al fine di costruire un modello ci si può avvalere delle librerie implementate nel software che rappresentano componenti predefiniti in base ai domini di appartenenza. Quindi per costruire il modello sarà necessario connettere gli elementi mediante porte che scambieranno tra loro valori durante la simulazione.

Essendo un programma multi-dominio permette l'interconnessione tra differenti domini fisici, riportati nelle librerie.

È basato sulla teoria del *bond graph*, cioè una rappresentazione grafica di sistemi fisici dinamici. A differenza del più conosciuto diagramma a blocchi però, le connessioni grafiche con la logica del *bond graph* rappresentano uno scambio bidirezionale di energia.

La modellazione si può suddividere da quattro fasi principali:

- *sketch mode*, nella quale vengono connessi i vari componenti del sistema;
- *submodel mode*, nella quale ad ogni singolo componente viene associato un determinato modello fisico che più lo rappresenta;
- *parameter mode*, vengono impostati i diversi parametri richiesti dal sotto-modello;
- *simulation mode*, permette di effettuare la simulazione sul modello generato e analizzarne i risultati.

Le fasi si susseguono e consentono di costruire il modello finale per gradi: la modalità schizzo (*Sketch mode*), permette di scegliere e assemblare i componenti presenti nelle librerie elencate nella colonna destra. Conclusa la fase di schizzo si passa alla modalità di definizione dei sottomodelli (*Submodel mode*) nella quale si può scegliere il livello di complessità di ciascun sottomodello.

Quando tutte le icone dei sottomodelli appariranno collegate si passa alla definizione dei parametri, impostare cioè le caratteristiche di ciascun sottomodello e di imporre le condizioni iniziali del sistema.

La modalità simulazione (*Simulation mode*) è quella che consente di effettuare la simulazione e il post-processing dei risultati.

È necessario impostare la durata della simulazione e altri parametri legati al calcolo numerico, prima che si lanci la simulazione, quali *Start time*, *Final time* e la frequenza con la quale devono essere campionati e riportati i risultati sui file di risultato (*Print interval*). È inoltre possibile scegliere il tipo di integratore che può essere *Standard* oppure a *Fixed Step*.

Al fine di plottare i grafici delle variabili sarà sufficiente selezionare un componente, nella finestra variabili, selezionare la variabile che si desidera graficare e trascinarla nell'area di lavoro; in automatico si aprirà una finestra con il grafico che mostra l'andamento nel tempo della variabile.

Simcenter Amesim consente anche di creare dei super-componenti, cioè dei componenti costituiti da più elementi delle librerie che è possibile salvare globalmente e spostare in ambiente *sketch* più fluidamente; sarà possibile associare un'icona personalizzata che lo definisca.

4.2 MODELLO CICLO BASE

Lo schema di impianto rappresentante il modello base è stato riportato in Fig. 15.

Al fine di costruire un modello di sistema di refrigerazione a CO₂ ci si è avvalsi principalmente di due librerie del software: Two-Phase Flow e Thermal.

Le librerie di Simcenter Amesim sono composte da vari elementi modellati per studiare il comportamento transitorio dei fenomeni di flusso interno (lato fluido) e flusso esterno (lato aria).

Prima di iniziare a descrivere i vari componenti è doveroso fare alcune osservazioni sul modello numerico. Gli elementi che configurano il lato refrigerante si basano su un modello di fluido omogeneo che considera le due fasi fluire come un'unica fase che possiede delle proprietà medie del fluido. Per considerare il fluido come omogeneo si assume che:

- Non si tiene conto dello slittamento tra le due fasi, ovvero non vi è distinzione tra la velocità delle fasi; fase liquida e vapore non hanno la stessa velocità;
- Le due fasi sono in equilibrio termodinamico (fase liquida e fase gassosa hanno la stessa temperatura).

Il flusso interno (lato fluido) è monodimensionale e il contributo della gravità non è considerato, mentre il flusso esterno (lato aria) è zero dimensionale, il che significa che sono imposte le portate d'aria e le sue distribuzioni.

Il fluido puro può essere trovato in diversi stati:

- Vapore surriscaldato (single phase)
- Liquido sottoraffreddato (single phase)
- Vapore saturo
- Liquido saturo
- Bifasico
- Supercritico

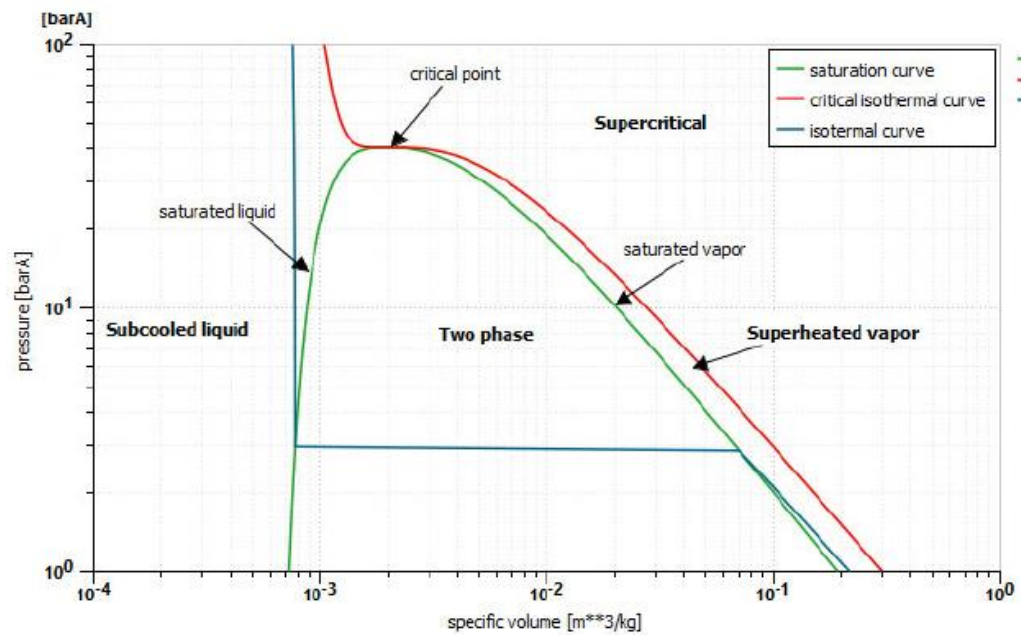


Figura 41 Diagramma $\log p - \rho$ implementato in Simcenter Amesim

Le proprietà termodinamiche della CO₂ sono valutate mediante l'equazione modificata di Benedict Webb Rubin (MBWR), considerando la pressione come funzione della densità e della temperatura del fluido.

4.2.1 Compressore

Al fine di modellare il compressore se ne è scelto uno semi-ermetico a cilindrata fissa; si è utilizzato il modello implementato nella libreria di Simcenter Amesim che richiede come parametri di input le efficienze del compressore, la cilindrata e la velocità di rotazione.

Il numero di giri viene introdotto all'ingresso di un convertitore che fornirà il valore della velocità di rotazione alla porta 3 del compressore.

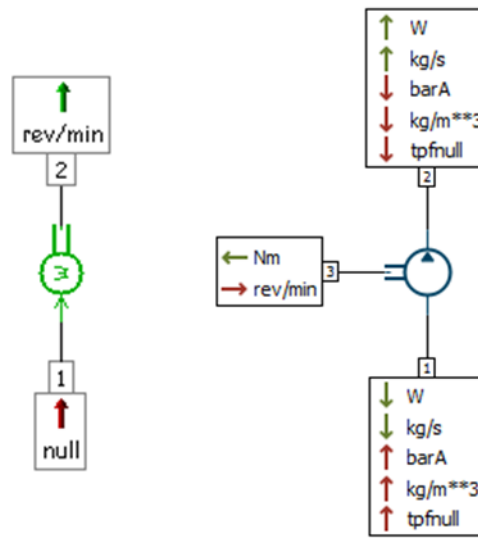


Figura 42 Modello compressore e convertitore di segnale

Il software configura l'organo di compressione come un elemento resistivo e calcola la portata in massa come:

$$\dot{m}_2 = \eta_v \cdot \rho_{suc} \cdot N \cdot disp \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (2)$$

Dove: η_v [null] rendimento volumetrico, ρ_{suc} $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$ densità all'aspirazione, N $\left[\frac{rev}{min} \right]$ numero di giri, il $disp$ $[m^3]$ cilindrata

Il rendimento isoentropico è utilizzato per calcolare l'incremento di entalpia attraverso il compressore. Il rendimento isoentropico è esprimibile come:

$$\eta_{is} = \frac{h_{dis} - h_s}{h_d - h_s} \quad (3)$$

Dove $h_{dis} [\frac{J}{kg}]$ entalpia specifica alla mandata (isoentropico), $h_d [\frac{J}{kg}]$ entalpia specifica alla mandata e $h_s [\frac{J}{kg}]$ entalpia specifica all'aspirazione.

L'incremento di entalpia è definito come:

$$h_{inc} = h_d - h_s = \frac{h_{dis} - h_s}{\eta_{is}} \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (4)$$

Mentre l'incremento della portata entalpica è calcolato come:

$$dmh_{inc} = dm_2 \cdot h_{inc} [W] \quad (5)$$

Come risultato le portate entalpiche di ingresso e uscita del compressore sono definite come:

$$dmh_1 = -dm_2 \cdot h_1(p_1, T_1) \quad (6)$$

Con $dmh_1 [W]$ portata entalpica alla porta 1

$$dmh_2 = -dmh_1 + dm_2 \cdot h_{inc} \quad (7)$$

Dove $dmh_2 [W]$ portata entalpica alla porta 2.

Data la necessità di conoscere i dati di efficienza per il calcolo del modello, si è preso come riferimento la gamma S dei compressori trascritici presentata da Franscold.

La scelta è ricaduta sul compressore S20-14TK; il campo di applicazione del compressore è definito in funzione della pressione al gas cooler e della temperatura di evaporazione, come riportato in Fig. 43:

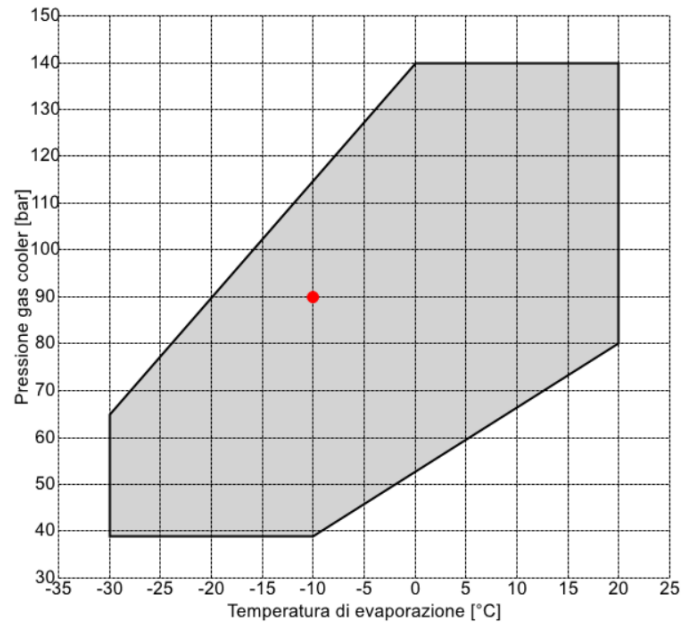


Figura 43 Diagramma limiti operativi del compressore

Per il calcolo della portata effettivamente mandata è stato necessario ricorrere alla funzione polinomiale riportata nella UNI EN 12900. La norma citata specifica le condizioni di determinazione delle caratteristiche, le tolleranze e il metodo di presentazione dei dati di prestazione da parte del fabbricante per compressori volumetrici per fluidi frigorigeni ed è necessaria per permettere una comparazione tra diversi compressori.

L'equazione rappresenta una funzione polinomiale a due variabili indipendenti di terzo ordine, con 10 coefficienti. Saranno quindi necessari almeno dieci punti di funzionamento del compressore misurati sperimentalmente per ottenere il polinomio mediante regressione lineare multipla che garantisce la superficie di best fit.

$$X = C_1 + C_2 \cdot S + C_3 \cdot D + C_4 \cdot S^2 + C_5 \cdot S \cdot D + C_6 \cdot D^2 + C_7 \cdot S^3 + C_8 \cdot S^2 \cdot D + C_9 \cdot S \cdot D^2 + C_{10} \cdot D^3 \quad (8)$$

Dove :

X a seconda dei coefficienti può rappresentare la portata massica $[\frac{kg}{s}]$ o la potenza frigo assorbita $[W]$

S è la temperatura di evaporazione $[°C]$

D è la pressione di lavoro del gas cooler [bar]

Mediante l'utilizzo del programma Frascold Selection Software si ricavano i 10 coefficienti della polinomiale.

C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10
3,64E-01	1,12E-02	-2,04E-03	1,53E-04	-2,20E-05	6,81E-06	1,48E-06	-1,20E-07	-2,97E-08	-9,77E-09

Tabella 4 Coefficienti equazione polinomiale EN UNI 12900 [17]

I dieci valori riportati nella Tab. 4 sono riferiti a determinate condizioni di prova normate nella EN 12900:

- $t_{amb} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$
- $\Delta t_{surrisc} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$
- $f = 50\text{ Hz}$

È stato possibile estrapolare l'andamento delle portate massiche al variare della pressione del gas cooler e della temperatura di evaporazione; i valori sono riportati in Tab. 5:

TRANSCRITICO												
T.Evap	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20
p.Gas Cooler	Portata massica [kg/h]											
140	bar	-	-	-	-	-	-	668	816	993	1202	1448
130	bar	-	-	-	-	-	-	694	848	1030	1246	1498
120	bar	-	-	-	-	-	589	723	882	1070	1291	1549
110	bar	-	-	-	-	497	615	754	918	1112	1338	1603
100	bar	-	-	-	416	521	643	787	957	1156	1388	1658
90	bar	-	-	342	438	548	675	824	998	1203	1441	1716
80	bar	-	-	364	464	578	710	863	1043	1252	1495	1777

Tabella 5 Portata massica in funzionamento transcritico

Il rendimento volumetrico è stato calcolato come:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{eff}}{\rho_{asp} \cdot V_{cil} \cdot N} \quad (9)$$

Dove ρ_{asp} è la densità in aspirazione, V_{cil} è la cilindrata e N il numero di giri.

La Fig. 44 riporta l'andamento del rendimento volumetrico in funzione del rapporto di compressione calcolato come il rapporto tra la pressione di mandata e quella di aspirazione.

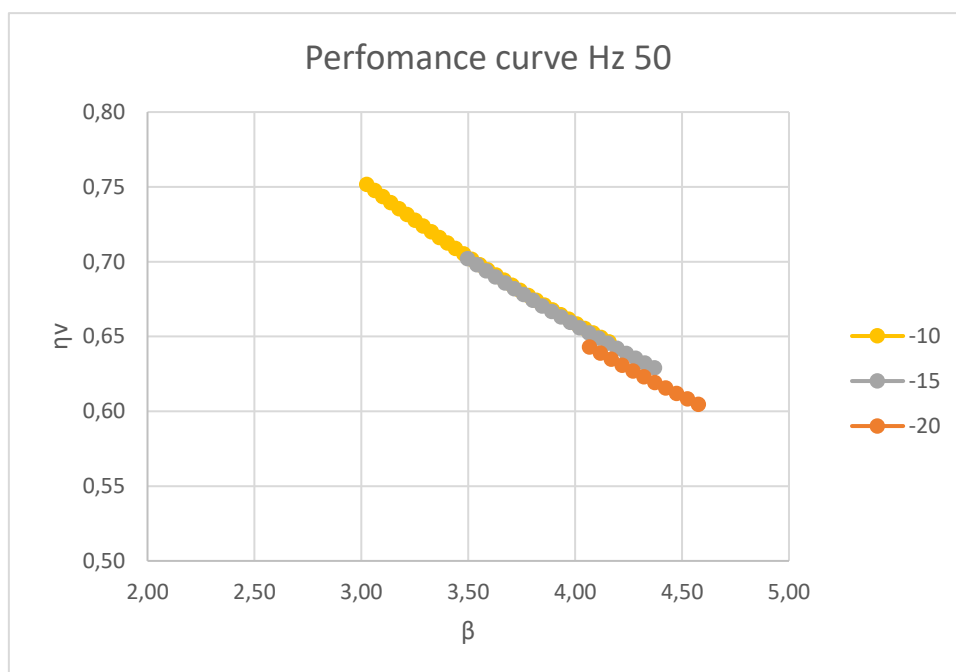


Figura 44 Rendimento volumetrico al variare della pressione a temperature di evaporazione diverse

Vista la necessità di utilizzare compressori a giri variabili è stato doveroso estrapolare tramite il software i dieci coefficienti della polinomiale per ogni velocità di rotazione da analizzare; con l'ausilio del "table editor" di Simcenter Amesim si sono introdotti i valori del rendimento volumetrico calcolato in funzione delle variazioni del numero di giri e dei relativi rapporti di compressione.

Il programma sarà in grado di interpolare gli input forniti, muovendosi sul piano, e calcolare il rendimento volumetrico effettivo a seconda delle condizioni operative richieste.

La Fig. 45 riporta gli andamenti e le relative linee isorendimento del rendimento volumetrico appena implementato.

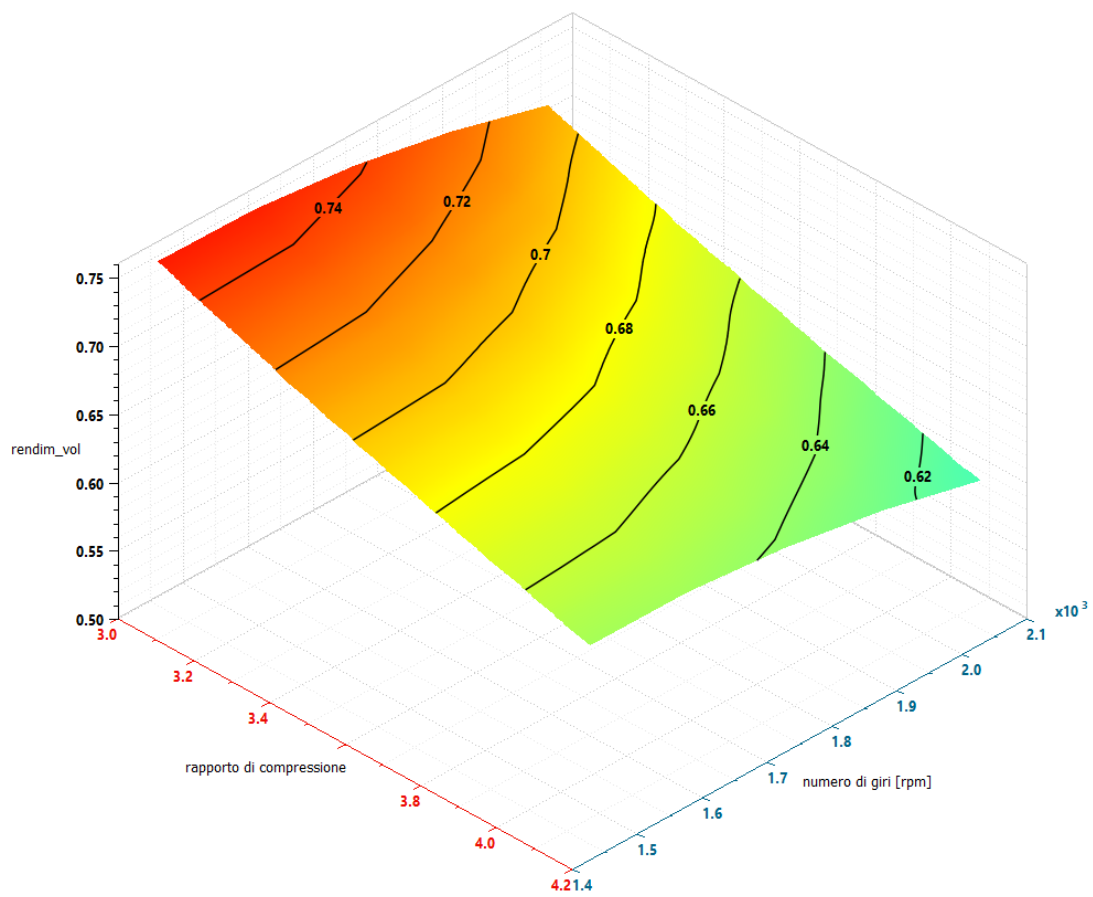


Figura 45 Curva rendimento vol- rapporto di compressione-numero di giri da 50 Hz a 70 Hz

Si è deciso di mantenere costante il rendimento meccanico, fissando il suo valore a 0,9.

4.2.2 Gas cooler

Per modellare il Gas Cooler ci si è avvalsi dell'articolo proposto da [18], in quanto l'azienda non ha potuto fornire i dati sperimentali.

L'articolo investiga il comportamento del gas cooler introdotto in un sistema funzionante ad anidride carbonica. L'impianto lavora su tre livelli di pressione: pressione gas cooler, pressione intermedia del separatore e pressione di evaporazione. Il sistema è composto da tre valvole di laminazione: la prima di "back pressure" che permette di gestire la pressione in uscita dal gas cooler, la seconda invece una valvola termostatica in ingresso all'evaporatore e l'ultima una valvola di by-pass posta in uscita dal separatore.

Il banco di prova è stato specificatamente costruito per acquisire i dati necessari allo sviluppo della simulazione e consta di 24 termocoppie posizionate nei punti visibili nella figura.

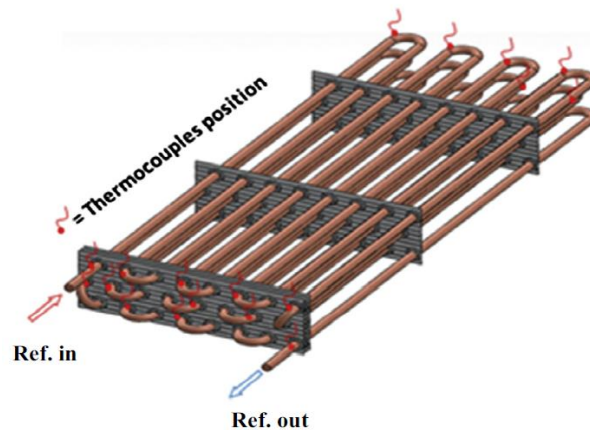


Figura 46 Disposizione dei tubi e delle termocoppie nello scambiatore [18]

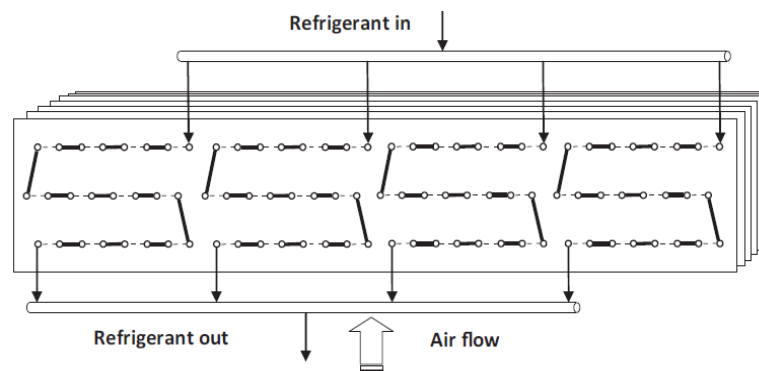


Figura 47 Schema dello scambiatore a tubi alettati (gas cooler) [18]

La tabella riporta le dimensioni di un blocco dello scambiatore composto quindi da 3 banchi di 8 tubi e 728 alette disposte nel verso della lunghezza di 1,6 m.

Al fine di semplificare e velocizzare le procedure di calcolo si è riprodotto solamente un blocco per poi richiedere al programma di considerare quattro volte la geometria inserita.

Le dimensioni totali dello scambiatore sono quindi 1,6m x 0,066m x 0,82m (L x D x H) per un numero totale di tubi pari a 96.

Structure and geometry	
type of arrangement	straggered
number of tube banks	3
tubes per bank	8
bank pitch [mm]	22
tube pitch [mm]	25,6
Tube geometry	
tube length [m]	1,6
tube inner diameter [mm]	8
tube thickness [mm]	1
Fin geometry	
fin pitch [mm]	2,2
fin thickness [mm]	0,16

Tabella 6 Geometria e struttura del gas cooler

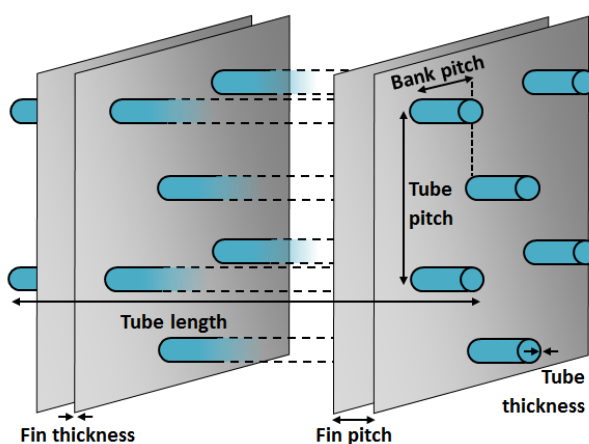


Figura 48 Descrizione della geometria (Simcenter Amesim)

Al fine di simulare lo scambio termico si è discretizzato lo scambiatore in 24 elementi rappresentanti i tubi, le masse e le relative alette. Ogni elemento è composto da tre parti: un componente denominato “pipe_heat”, che considera il flusso del refrigerante interno ai tubi, un elemento capacitivo che tiene conto della massa termica della struttura dello scambiatore e l’ultimo “conv_mass_wall”, che tiene in considerazione del passaggio dell’aria attraverso le alette.

La Fig. 49 riporta i tre componenti collegati secondo la logica Simcenter Amesim:

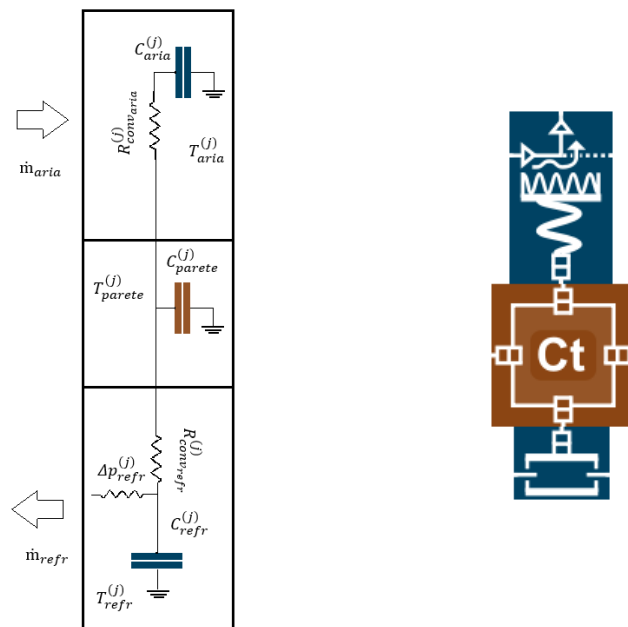


Figura 49 Modello tubo e aletta scambiatore in Simcenter Amesim

Il flusso interno al tubo è considerato unidimensionale e le proprietà variano solo nella direzione del flusso.

Le pressioni e le densità di ogni elemento sono calcolate in modo tale da soddisfare le equazioni di bilancio in massa e di energia, quindi risultano definibili le proprietà medie del fluido all’interno del j-esimo tubo considerato. Il gradiente di pressione Δp_{refr} dello scambiatore è calcolato come somma delle perdite di carico per attrito e per accelerazione dovute alla variazione di densità delle condizioni del fluido all’interno del tubo, inoltre l’effetto della gravità viene trascurato.

Il flusso termico convettivo lato refrigerante è calcolato mediante l'equazione:

$$\dot{Q}_{conv_ref}^{(j)} = h_{ref}^{(j)} \cdot A_{ref}^{(j)} \cdot (T_{parete}^{(j)} - T_{ref}^{(j)}) \quad (10)$$

Dove $A_{ref}^{(j)}$ è l'area di scambio convettivo calcolata come:

$$A_{ref}^{(j)} = \frac{4 \cdot A_{seztrasv} \cdot l}{d_{idraulico}} \quad (11)$$

$T_{parete}^{(j)}$ temperatura dell'elemento di massa alla porta due

$T_{ref}^{(j)}$ la temperatura del fluido alla porta 1 (rappresenta la temperatura all'interno del tubo j-esimo)

l la lunghezza del tubo

$h_{ref}^{(j)}$ il coefficiente di scambio termico convettivo lato fluido

Il coefficiente $h_{ref}^{(j)}$ è calcolato mediante le correlazioni sperimentali riportate in Tab.7

		CORRELAZIONE
LATO ARIA	COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO	Colburn j-factor
LATO REFRIGERANTE	COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO	Transcritico : Gnieliski
		Subcritico: Shash
	CADUTA DI PRESSIONE	Mac Adams

Tabella 7 Correlazioni sperimentali utilizzate per il calcolo dello scambio termico e della caduta di pressione

Il componente, che tiene conto del passaggio dell'aria umida, valuta le proprietà termodinamiche medie del flusso di aria che scorre attraverso le alette all'esterno.

Il software lavora ipotizzando un flusso zero dimensionale e poiché le perdite di carico del flusso di aria vengono trascurate, la pressione ha lo stesso valore in ciascun elemento.

Anche in questo caso il flusso di calore scambiato per convezione è calcolato mediante la formula:

$$\dot{Q}_{conv_aria}^{(j)} = h_{aria}^{(j)} \cdot A_{aria}^{(j)} \cdot (T_{aria}^{(j)} - T_{parete}^{(j)}) \quad (12)$$

In questo caso il coefficiente di scambio termico $h_{aria}^{(j)}$ è calcolato mediante la correlazione sperimentale di Colburn j-factor :

$$j = StPr^{\frac{2}{3}} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} Pr^{\frac{2}{3}} \quad (13)$$

Attraverso l'utilizzo dell'applicazione implementata nel software si riesce con precisione a riprodurre la forma del gas cooler, prendendo in considerazione tubazioni curve e ranghi sfalsati. Vengono modellati anche i collettori di ingresso-uscita del fluido refrigerante.

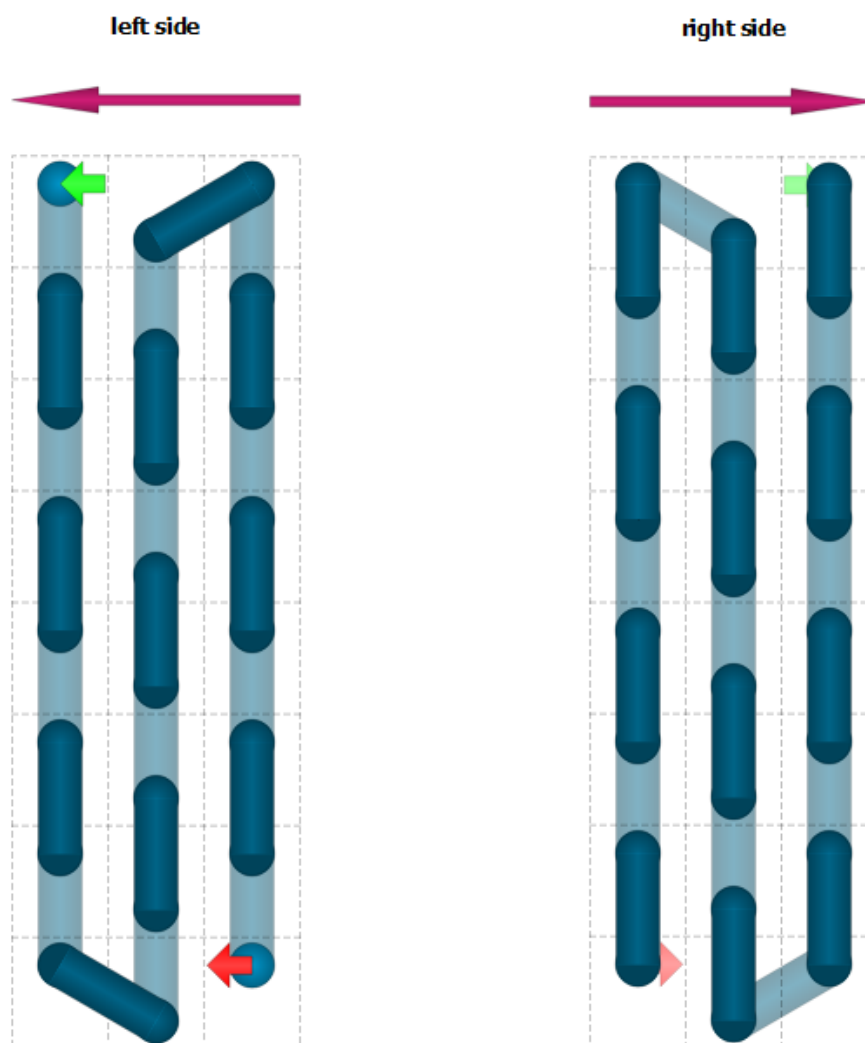


Figura 50 Disposizione sfalsata dei tubi nel gas cooler

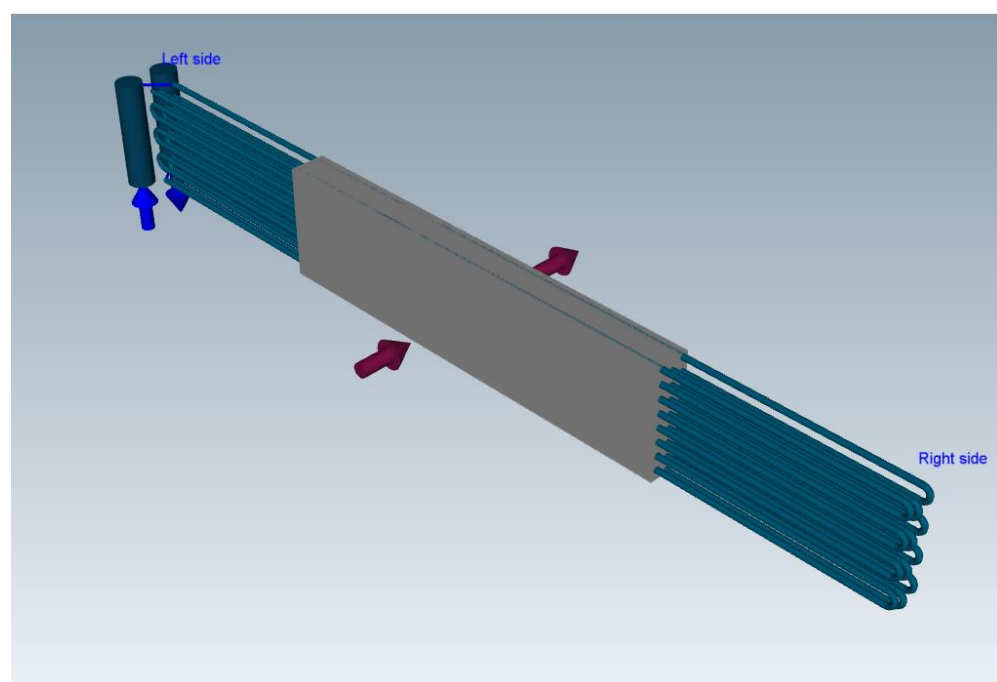
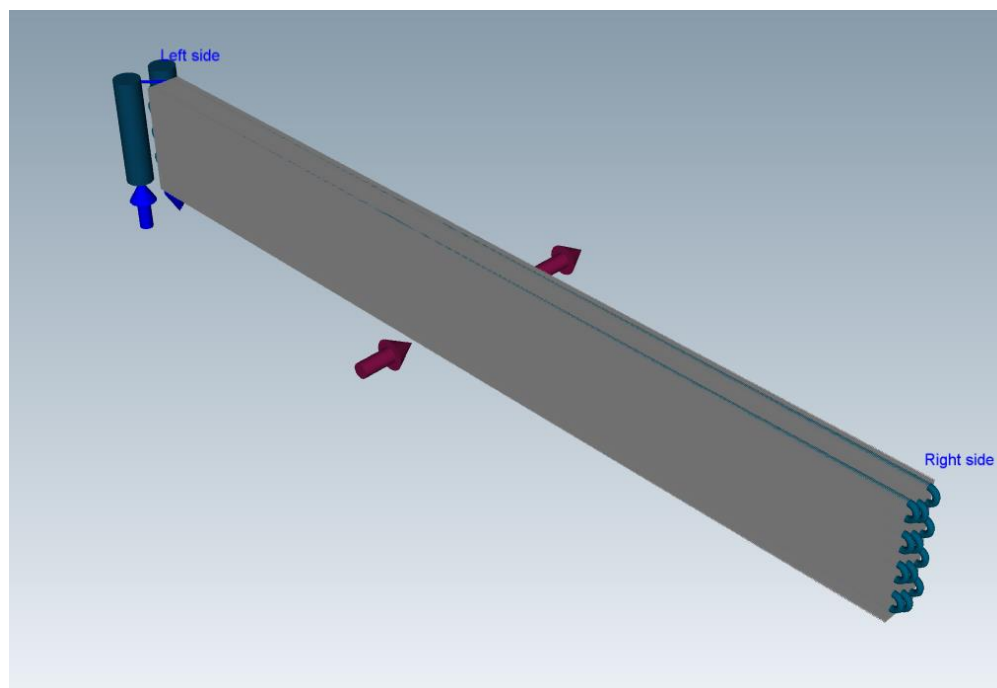


Figura 51 Rappresentazione tridimensionale del gas cooler

Dopo aver terminato la modellazione del componente, si è costruito mediante Simcenter Amesim un circuito di prova che permetta di testare il gas cooler riproducendo i valori presentati nella tab.8 riportata nell'articolo.

Test conditions of CO₂ heat exchangers for both gas cooler and condenser modes.

Mode	HX type	No. of tests	Test ranges				
			T_{in} (°C)	V_a (l/s)	T_{rin} (°C)	P_{rin} (bar)	$\dot{m}_r$ (kg/s)
Gas cooler	3 Rows	15	28-35	2000-2800	90-120	75-90	0.036-0.042
	2 Rows	19	28-35	2000-2800	90-120	75-90	0.036-0.042

Tabella 8 Condizioni di prova del gas cooler (Ge, Tassou, Santosa, & Tsamos, 2015)

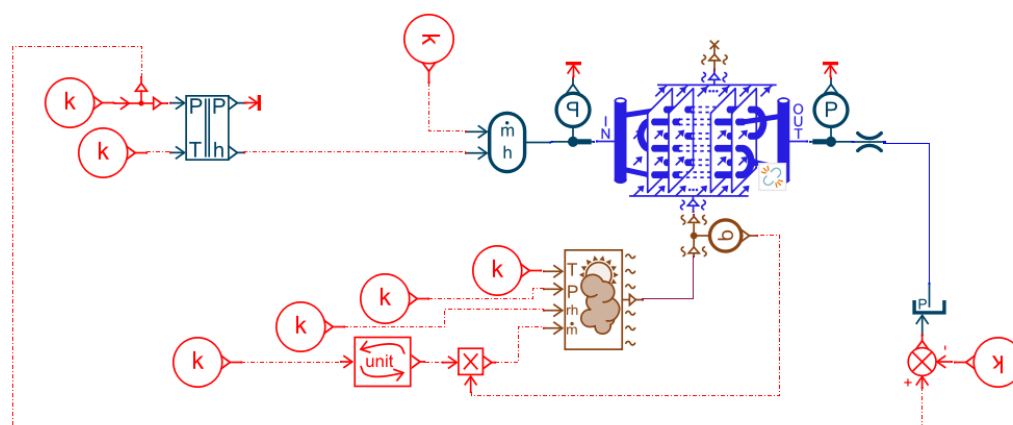


Figura 52 Circuito di prova del gas cooler costruito in Simcenter Amesim

Vengono forniti al sistema input di pressione del refrigerante all'ingresso del gas cooler, la portata in massa e la temperatura del refrigerante stesso.

Invece, per quanto riguarda il lato aria, è imposta la portata volumetrica d'aria che attraversa la batteria alettata, la temperatura dell'aria esterna, la pressione atmosferica e l'umidità.

Al fine dell'analisi verranno fatti variare 5 parametri: $p_{in_gascooler}$, T_{in_ref} , T_{in_aria} , $\dot{m}_{in_ref}$ e $\dot{m}_{in_aria}$.

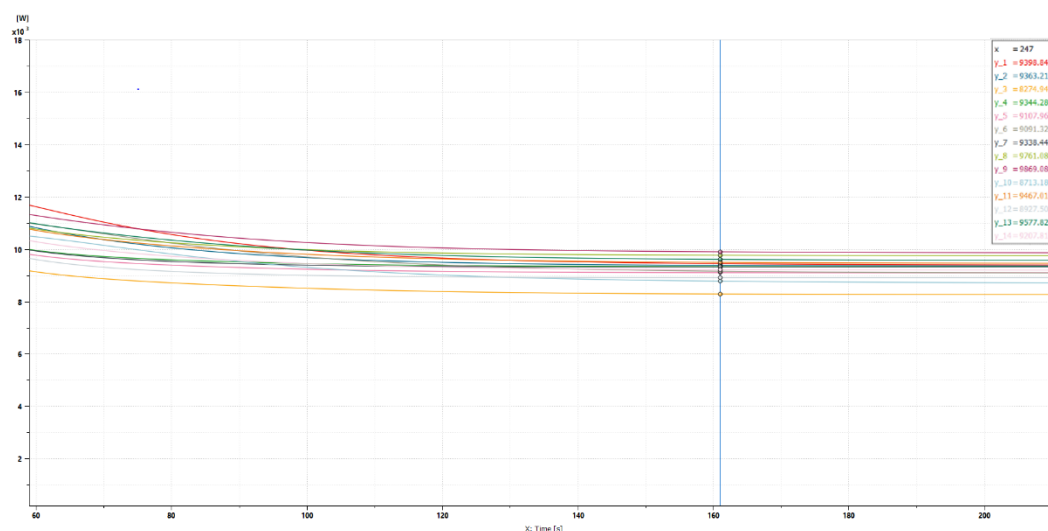
Tutte gli input proposti vengono introdotti nei *global parameters* dai quali si può impostare l'analisi attraverso la sezione *study manager*; si passa quindi a creare una matrice 15 X 5, dove 15 saranno il numero di prove, mentre 5 i parametri da far variare.

Data l'impossibilità di ottenere i valori corretti dei cinque parametri di ogni prova effettuata nell'articolo, sarà necessario accettare una variazione dei parametri negli intervalli dati.

Nella tab. 9 seguente sono riportati i valori da far variare nel modello del gas cooler:

TEST GAS COOLER						
	$\dot{m}_{in_ref}$ [kg/s]	$\dot{m}_{in_aria}$ [l/s]	t_{in_ref} [°C]	t_{in_amb} [°C]	p_{in_gc} [bar]	P_{gc} [kW]
1	0,04	2800	110	33	90	9,39
2	0,04	2800	120	35	90	9,36
3	0,04	2600	120	34	90	9,18
4	0,037	2400	100	30	80	8,27
5	0,039	2400	115	30	80	9,34
6	0,039	2400	110	30	80	9,1
7	0,039	2400	100	30	84	9,09
8	0,04	2800	120	32	82	9,34
9	0,04	2800	120	32	84	9,76
10	0,04	2800	115	31	84	9,87
11	0,035	2800	115	31	84	8,71
12	0,04	2200	110	31	84	9,47
13	0,04	2300	110	31	81	8,89
14	0,04	2600	110	31	84	9,58
15	0,04	2600	110	32	84	9,21

Tabella 9 Griglia di valori per il test e relativa potenza scambiata calcolata



La Fig. 54 mostra il confronto tra punti misurati sperimentalmente e punti del modello previsionale presentato nell'articolo. [18]

Come si può notare, i valori restituiti dal modello Amesim ricadono nell'intorno nel quale stanno anche quelli del modello di Ge et al. Non si può costruire un grafico per mostrare lo scarto rispetto ai punti sperimentali in quanto non si conoscono i valori dei parametri misurati.

Accettando questa approssimazione, si può procedere nella costruzione del modello.

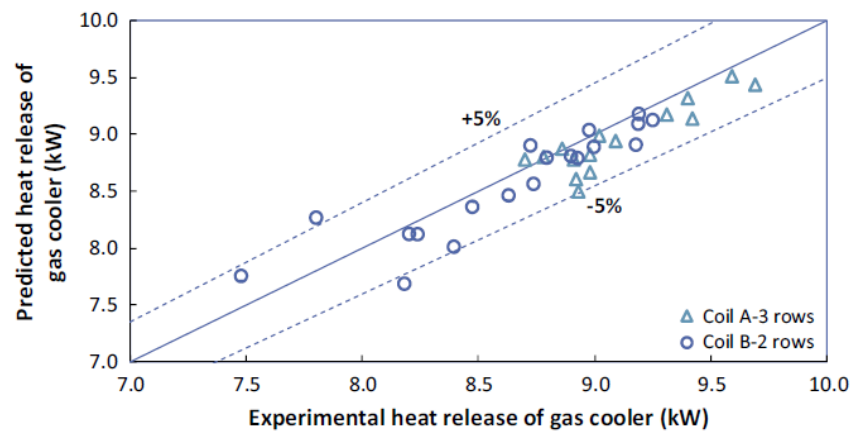


Figura 54 Confronto tra valori sperimentali e valori del modello. [18]

4.2.3 Evaporatore

Per quanto concerne l'evaporatore, si è scelto di modellare questo elemento mediante un volume di 10 litri dal quale sottrarre una potenza termica costante inizialmente pari a 80 kW, per poi essere variabile a seconda della situazione imposta.

Utilizzando la libreria *two-phase flow* di Simcenter Amesim possiamo modellare questo scambiatore utilizzando un componente capacitivo che rappresenta un volume al quale sottrarre una potenza termica. Per far ciò è necessario collegare una porta termica che permetta di scambiare un valore di potenza imposto dall'utente.

Il componente precedentemente spiegato è riportato nella fig.55 seguente:

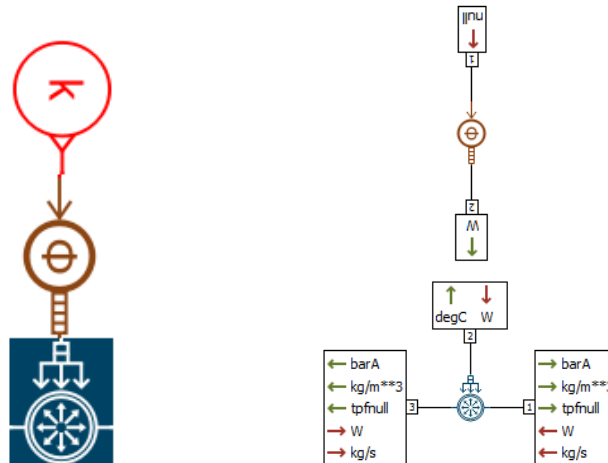


Figura 55 Modello di evaporatore in Simcenter Amesim

La massa nel componente è calcolata come:

$$m = \rho \cdot V \quad [kg] \quad (14)$$

Si è modellato l'evaporatore con un grado di precisione inferiore a quella del gas cooler, in quanto l'interesse dell'azienda è stato quello di imporre all'impianto una data potenza di refrigerazione non investigando l'evaporatore in sé.

4.2.4 Valvola di laminazione

La valvola di laminazione è stata modellata mediante un modello resistivo; il processo di laminazione è da considerarsi isoentalpico e le valvole sono da ritenersi adiabatiche. La caduta di pressione in questo elemento è dovuta alla variazione locale della geometria e la portata viene calcolata usando la formulazione di Bernoulli:

$$\dot{m} = \rho \cdot C_q \cdot A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (15)$$

Dove la ρ è calcolata nelle condizioni di monte del refrigerante, C_q rappresenta il coefficiente di flusso, A rappresenta l'area della sezione di passaggio e Δp è la pressione tra ingresso e uscita della valvola.

I flussi laminari e turbolenti sono gestiti mediante il coefficiente di flusso calcolato come:

$$C_q = C_{q \max} \cdot \tanh\left(\frac{2\lambda}{\lambda_{crit}}\right) \quad (16)$$

Dove $C_{q \max}$ è il valore massimo del coefficiente di flusso, λ_{crit} è il valore per il quale avviene la transizione tra flusso laminare e turbolento.

I parametri utilizzati per caratterizzare la caduta di pressione e la transizione tra moto laminare e turbolento sono il coefficiente K e il numero di Reynolds critico definiti come:

$$C_{q \max} = \frac{1}{\sqrt{K}} \quad (17)$$

$$Re_{crit} = C_{q \max} \cdot \lambda_{crit} \quad (18)$$

$$Re = C_q \cdot \lambda \quad (19)$$

$$\lambda = \frac{D_h}{\nu} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (20)$$

Dove D_h è il diametro idraulico e ν è la viscosità cinematica.

Se $\lambda > \lambda_{crit}$ restituisce un valore costante di C_q , indice del moto turbolento; per valori di λ bassi il valore di dm sarà proporzionale al Δp , rappresentativo del moto laminare.

Per la viscosità cinematica si presume applicabile la correlazione di Dukler, calcolata come:

$$\nu = x \cdot \nu_g + (1 - x) \cdot \nu_l \quad (21)$$

Con ν la viscosità cinematica omogenea, x titolo di vapore del refrigerante, ν_l viscosità cinematica della fase liquida e ν_g la viscosità cinematica della fase di vapore.

Il componente precedentemente illustrato è riportato nella Fig. 56.

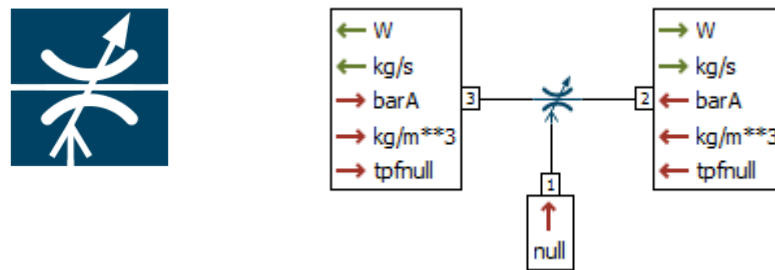


Figura 56 Modello di valvola di laminazione in Simcenter Amesim

Come si può vedere si è scelta una soluzione a sezione variabile, in quanto sarà necessario simulare un funzionamento dinamico della valvola mediante l'utilizzo di un controllore PID che regolerà la valvola mantenendo il grado di surriscaldamento costante.

4.2.5 Test componenti e chiusura del ciclo

È necessario illustrare il modus operandi da seguire per creare un modello in Simcenter Amesim.

Prima di costruire il modello nella sua interezza, è necessario procedere a step in modo tale da controllare l'effettivo funzionamento dei singoli componenti.

Si è partiti modellando il blocco compressori, che nel caso in questione è costituito da quattro componenti posizionati in parallelo e operanti quindi sullo stesso salto di pressione. Ogni compressore è controllato in funzione della temperatura esterna in modo tale da sopperire alle oscillazioni di potenza richiesta all'evaporatore; il controllo che viene attuato è un semplice ON/OFF. Il modello richiede l'introduzione della cilindrata, del numero di giri, del rendimento volumetrico, di quello isentropico e del meccanico. Si costruisce quindi una mappa di rendimenti mediante il *table editor* che il programma sarà in grado di leggere durante il funzionamento. Nell'ottica di testare il componente, si introducono degli input variabili che permettono di osservare il comportamento dei compressori in determinati punti di funzionamento.

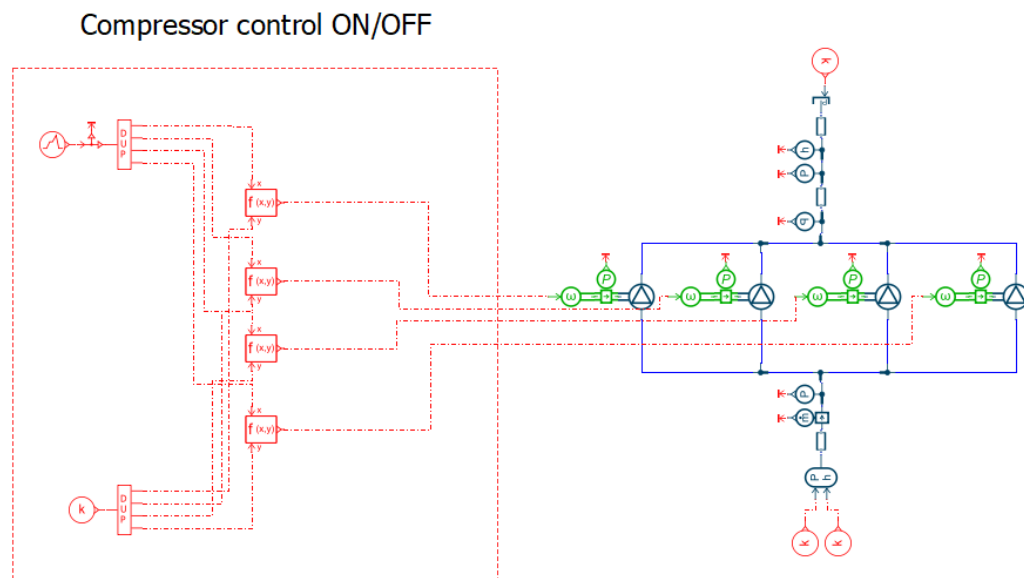


Figura 57 Circuito di prova del compressore

Come si può osservare dalla figura, ad ogni compressore sono connessi due elementi contrassegnati da ω e P , rispettivamente velocità angolare e potenza.

Il componente ω converte il valore adimensionale del segnale proveniente dal controllo in velocità di rotazione. Il sensore di potenza riporta il valore P calcolato come:

$$P = \omega \cdot C \quad [W] \quad (22)$$

dove $\omega \left[\frac{rad}{s} \right]$ è la velocità angolare e $C[Nm]$ è la coppia motrice calcolata mediante il rendimento meccanico del compressore con la formula:

$$\eta_{mecc} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h_{1-2}}{C \cdot \omega} \quad (23)$$

dove $\dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right]$ è la portata del compressore e $\Delta h_{1-2} \left[\frac{J}{kg} \right]$ è il salto entalpico del compressore.

Seguendo la stessa logica si procede studiando il comportamento di ogni componente

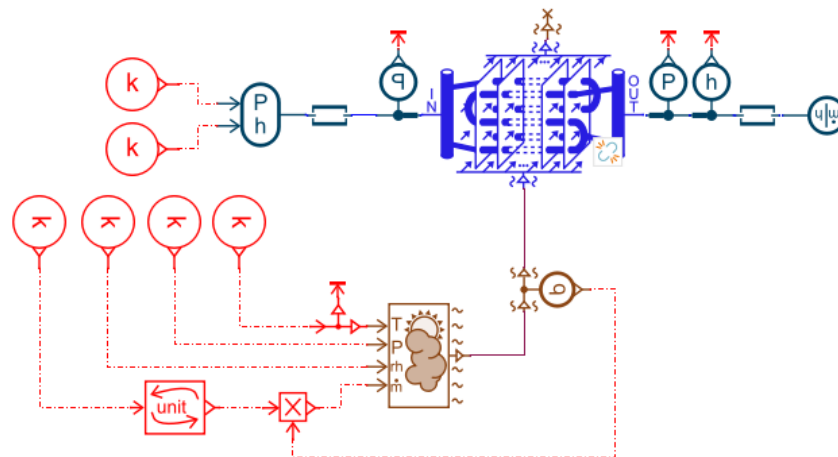


Figura 58 Circuito di prova del gas cooler

Il gas cooler è stato costruito seguendo la logica presentata in precedenza utilizzando una ripetizione di quaranta blocchi che assicurano uno scambio termico e una temperatura di uscita del fluido refrigerante corretti. Durante la simulazione verranno mantenuti costanti pressione atmosferica, umidità relativa e portata di aria esterna, mentre gli altri input

varieranno in base alle condizioni ambientali esterne.

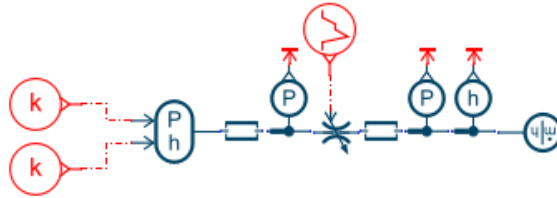


Figura 59 Circuito di prova della valvola di espansione

Per simulare una valvola di laminazione si è scelto di utilizzare un orifizio a sezione variabile capace di modulare il passaggio di portata all'evaporatore, mantenendo il delta di temperatura di surriscaldamento costante pari a $10\text{ }^{\circ}\text{K}$.

L'orifizio in questione è caratterizzato da due valori principali:

- Area della sezione trasversale in condizioni di apertura massima pari a $38,48\text{ mm}^2$
- Diametro idraulico in condizioni di apertura massima pari a 7 mm

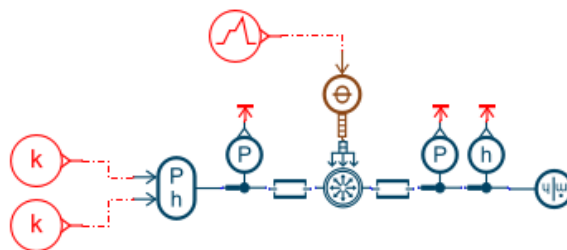


Figura 60 Circuito di prova dell'evaporatore

L'evaporatore è stato modellato seguendo le caratteristiche descritte nel capitolo precedente.

Il passo successivo prima di chiudere il circuito consiste nel mettere in collegamento tutti gli elementi mediante l'utilizzo dei sensori posti a monte e a valle degli stessi; ad esempio, come si può vedere in figura, verranno lette le condizioni di pressione ed entalpia all'uscita del compressore e saranno riportate all'ingresso della porta pressione-entalpia all'ingresso del gas cooler.

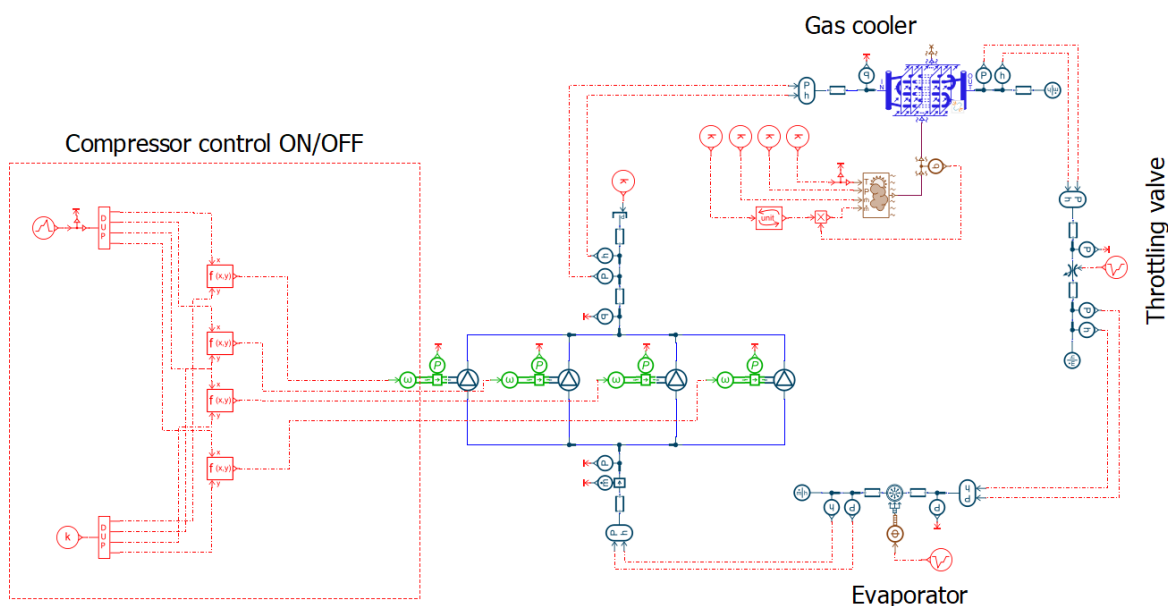


Figura 61 Modello intermedio con input di segnali in cascata

L'ultimo step per la costruzione del sistema è la chiusura del ciclo e l'introduzione della carica di CO₂. Tutto l'impianto verrà quindi inizializzato a partire dalle condizioni di pressioni e temperatura della carica introdotta.

Al fine di gestire correttamente le condizioni operative all'ingresso dei compressori, è stato necessario introdurre un controllore proporzionale-integrativo-derivativo (PID) posto a controllo dell'apertura della valvola di espansione.

Nel regolatore PID la variabile di uscita viene generata come contributo di tre termini:

- Il primo proporzionale all'errore tra l'input del target e la variabile da controllare
- Il secondo è proporzionale all'integrale dell'errore
- Il terzo è proporzionale alla derivata dell'errore, quindi è influenzato dalla velocità di variazione dello stesso errore

Il PID regolerà quindi la valvola in modo tale da mantenere all'uscita dell'evaporatore un grado di surriscaldamento di $\Delta T_{sur} = 10^{\circ}K$.

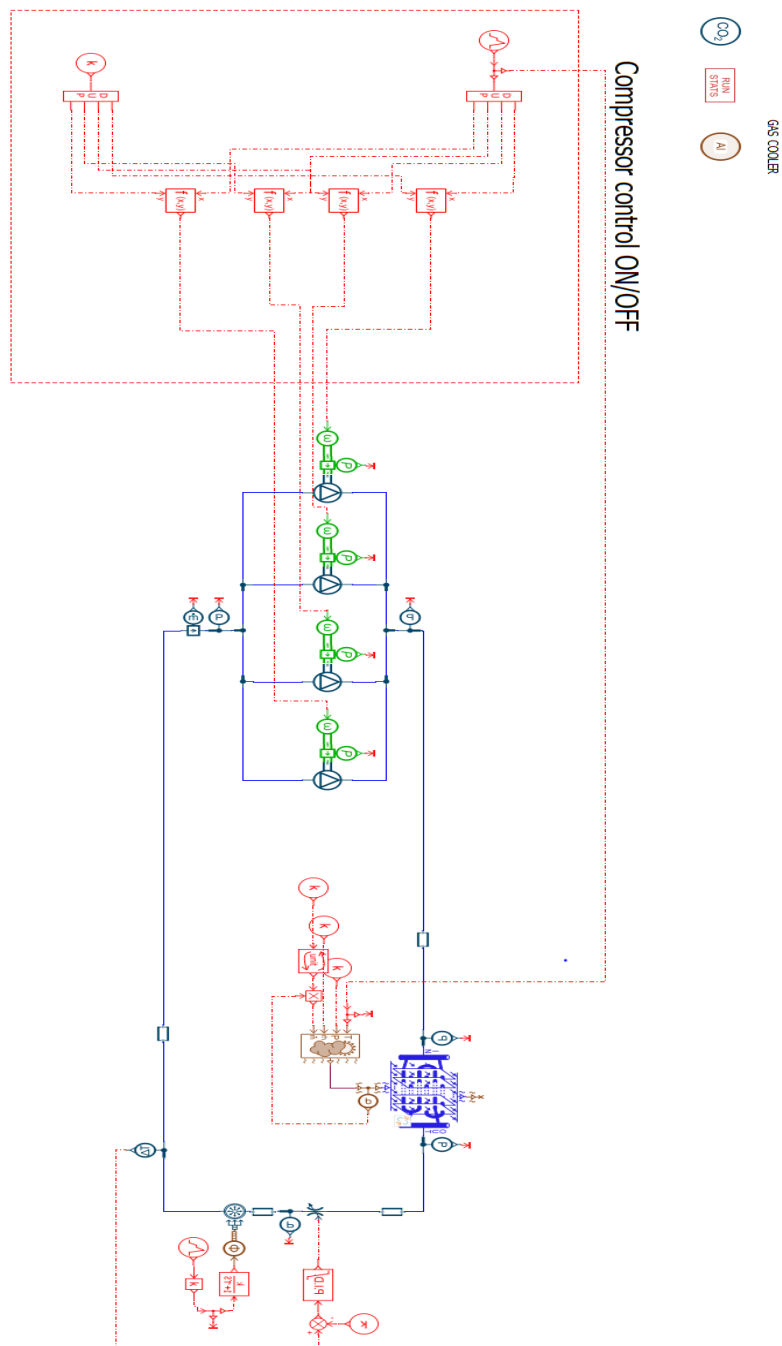


Figura 62 Modello "base" costruito in Simcenter Amesim

4.2.6 Condizioni stazionarie

Al fine di progettare il sistema si è ritenuto necessario analizzare la condizione più gravosa per l'impianto di refrigerazione, ovvero la stagione estiva.

La temperatura ambientale di riferimento di prima analisi è stata fissata a 35 °C e la potenza frigorifera da sottrarre al sistema è pari a 80 kW.

Il sistema è alimentato da quattro compressori che sono controllati in modalità ON/OFF in base alla richiesta termica che varia in funzione delle temperature stagionali. Nel caso in questione, i quattro compressori sono in modalità ON e stanno ruotando alla velocità di 1450 rpm.

È necessario identificare la carica ottimale, per far ciò a parità di altre condizioni si farà variare la carica all'interno di un range di valori che permettano il corretto funzionamento dell'impianto. Sarà indispensabile introdurre la quantità di anidride carbonica come parametro da far variare mediante l'ausilio della sezione *study manager* di Simcenter Amesim. Mediante il processo di *batch runs* sarà possibile ottenere un ciclo termodinamico per ogni valore della carica.

Si è identificato mediante lo studio che un range ottimale di valori è da 160 kg a 170 kg di CO₂ con impianto inizializzato a temperatura di 30°C.

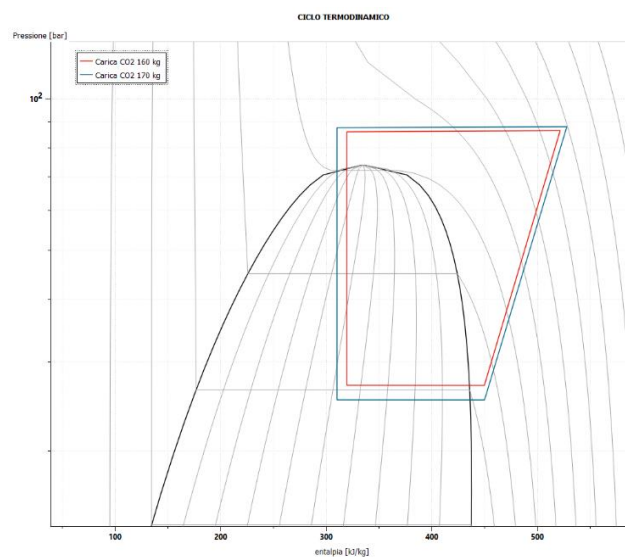


Figura 63 Ciclo termodinamico del modello al variare della carica

Come si può notare dalla Fig. 63 un aumento della quantità di carica dovrebbe portare ad un inevitabile innalzamento della pressione in tutto il ciclo, come verificato per la pressione del gas cooler; tuttavia la pressione di evaporazione sembra diminuire, ciò avviene a causa del controllo PID che regola la valvola per mantenere un delta di surriscaldamento costante. Reagisce quindi diminuendo la sezione di passaggio dell'orifizio.

Si è impostata l'analisi facendo variare la carica con incrementi da un chilogrammo fino a 170 kg.

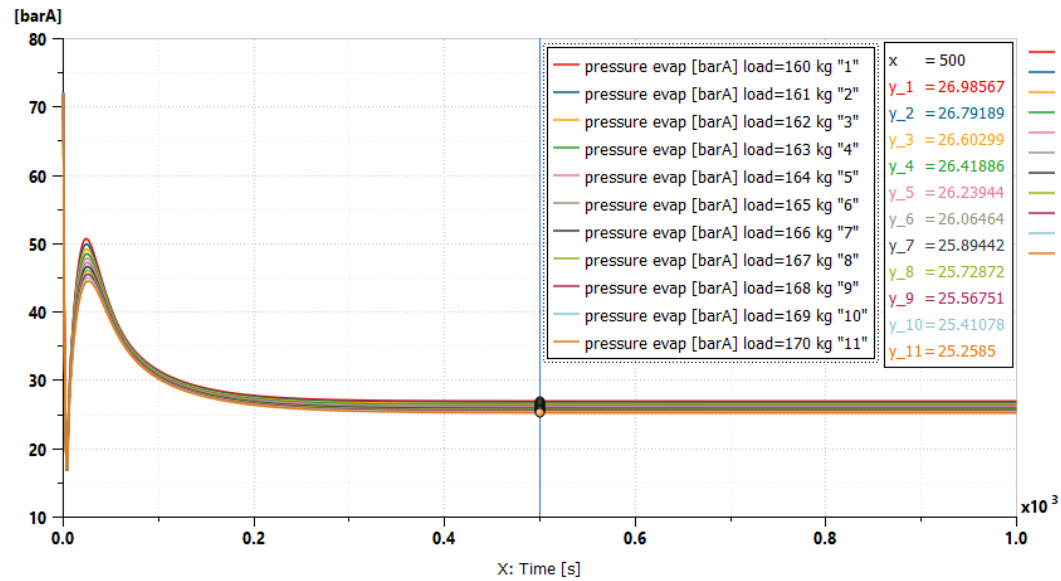


Figura 65 Andamento della pressione nel tempo al variare della carica

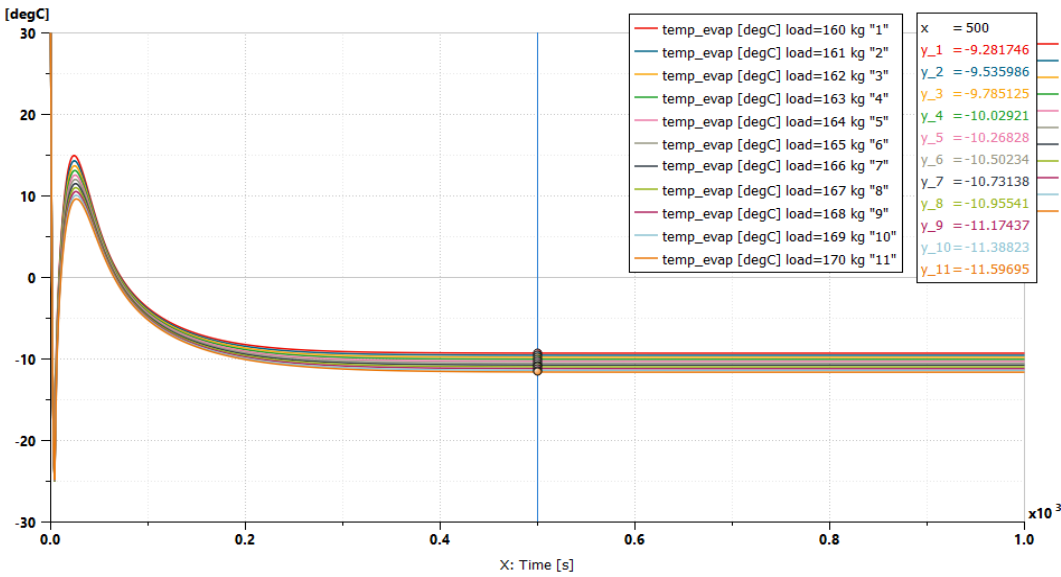


Figura 64 Andamento di temperatura di evaporazione nel tempo in funzione della carica

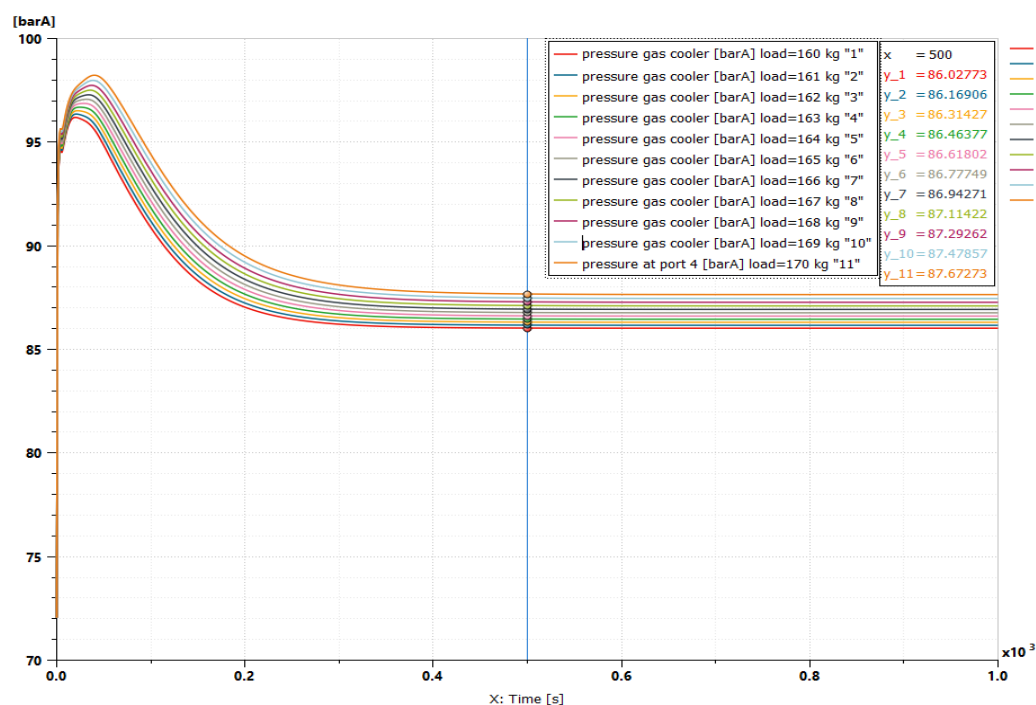


Figura 67 Andamento della pressione al gas cooler nel tempo al variare della carica

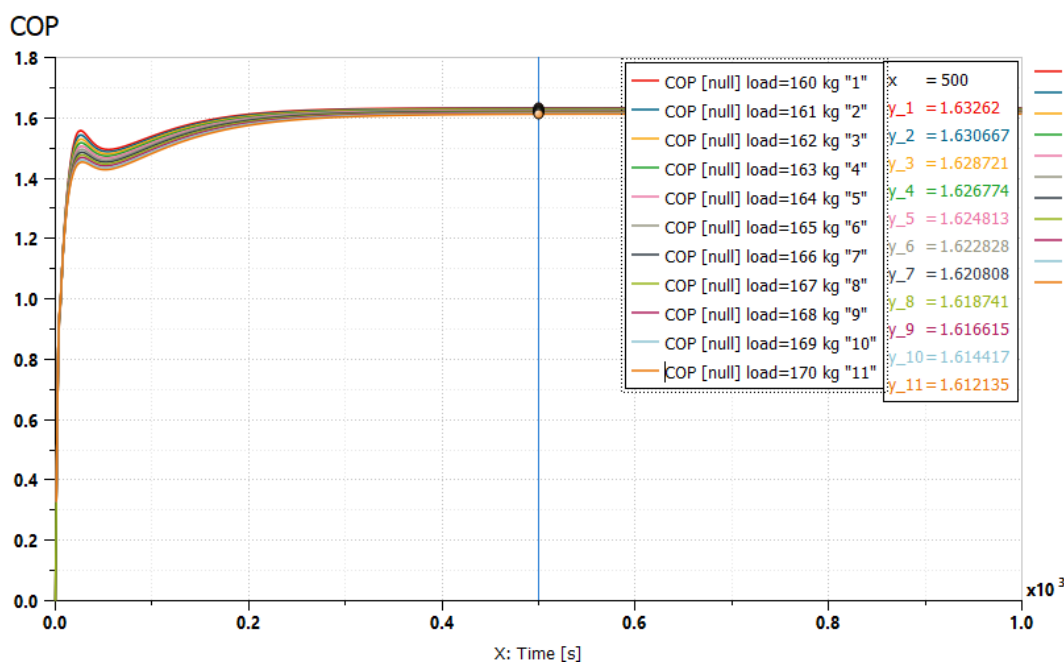


Figura 66 Andamento del COP nel tempo al variare della carica

Osservando i grafici si nota che il valore di partenza non è mai nullo in quanto si riferisce al valore al quale il sistema è stato inizializzato.

La prima parte delle curve è caratterizzata da un transitorio del sistema che tende ad annullarsi al raggiungimento delle condizioni di regime.

Come si può vedere dai grafici precedenti, un incremento della carica, a parità di altre condizioni, comporta una modifica dei punti termodinamici che descrivono il ciclo. All'aumentare della carica si noti come diminuisca il COP in quanto aumenta il lavoro di compressione.

Si sceglierà quindi una carica che massimizzi il COP senza penalizzare la temperatura di evaporazione che deve rimanere a $T_{ev} = -10^{\circ}\text{C}$. La scelta ricade sul quarto punto della simulazione con carica di anidride carbonica pari a 163 kg.

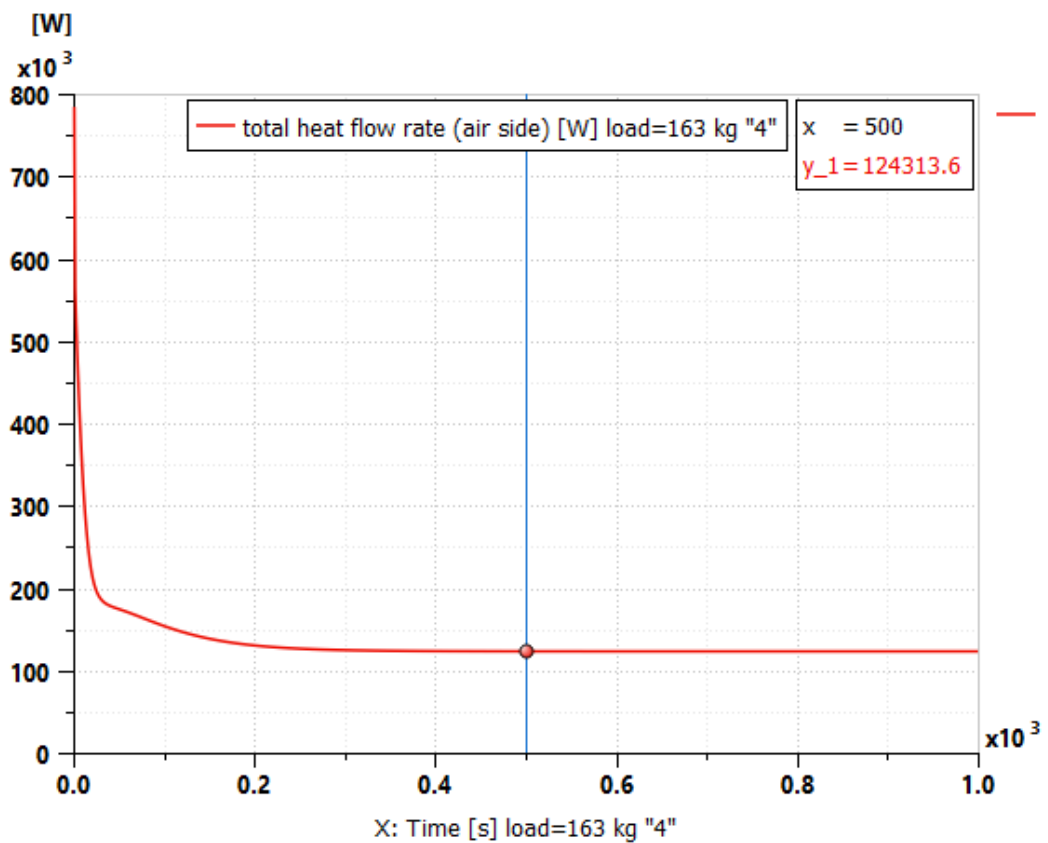


Figura 68 Flusso di calore scambiato dal gas cooler nel tempo

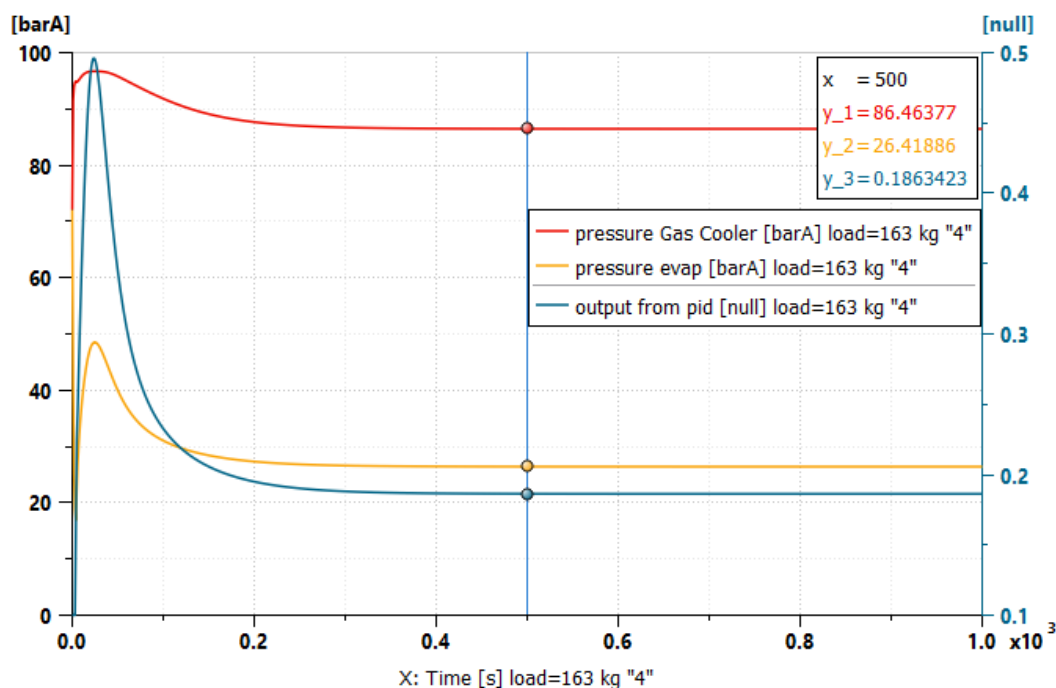


Figura 69 Andamento della Pgc, Pev e percentuale di apertura della valvola termostatica

Nella Fig. 69 sono riportati gli andamenti delle pressioni al gas cooler e della pressione di evaporazione, mentre la curva blu riporta i valori di risposta all'oscillazione di pressione restituiti dal PID che controlla la valvola di laminazione. Il PID è stato tarato per poter restituire valori compresi da 0.1 a 1 che rappresentano rispettivamente il 10% e il 100% di apertura della valvola.

Nel caso in esame, la valvola tende a chiudere per mantenere il ΔT_{sur} imposto fino al valore di 0.18, ovvero si avrà un'apertura del 18%.

Nelle Fig. 70 e Fig. 71 sono stati graficati gli andamenti di temperatura lato aria e lato refrigerante in uscita ed entrata dal gas cooler. Come si è potuto notare dal diagramma termodinamico, il sistema sta operando in condizioni supercritiche, quindi non si potrà parlare di condensazione in quanto durante lo scambio termico non ci sarà cambiamento di fase. Si è visto che nei sistemi di refrigerazione operanti in regime transcritico lo scambio avviene, a meno di cadute di pressione, lungo l'isobara sulla quale opera il gas cooler. Il gas caldo viene raffreddato mediante una portata d'aria a temperatura ambiente fino a raggiungere la sezione di uscita dello scambiatore.

Lo scambiatore utilizzato è a flusso incrociato; si nota che il refrigerante in uscita dai compressori, entra nel gas cooler alle condizioni di $P = 86,4 \text{ bar}$ e $T_{ref_{in}} = 105,2^{\circ}\text{C}$ per poi subire un raffreddamento graduale attraversando i 24 tubi, 8 tubi per rango.

Nella seconda figura è invece rappresentata la distribuzione di temperatura lato aria in funzione del numero di ranghi attraversati, si vede come il flusso d'aria entri a temperatura $T_{aria_{in}} = 35^{\circ}\text{C}$ per poi uscire, una volta attraversato il terzo ed ultimo rango, alla $T_{aria_{out}} = 39.3^{\circ}\text{C}$; Le temperature dei ranghi sono calcolate come media delle temperature dell'aria di uscita dal rango.

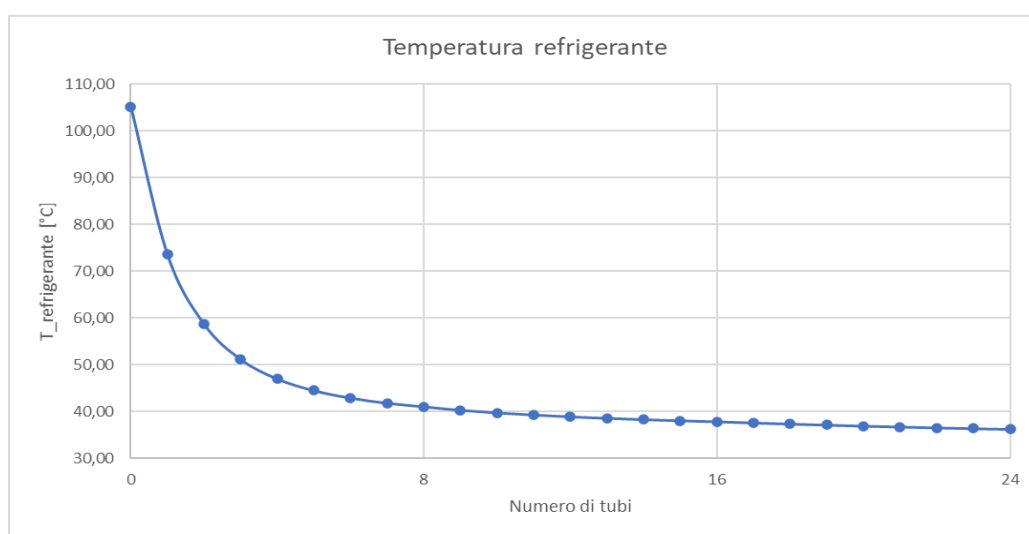


Figura 71 Andamento della temperatura del refrigerante al variare del numero di tubi

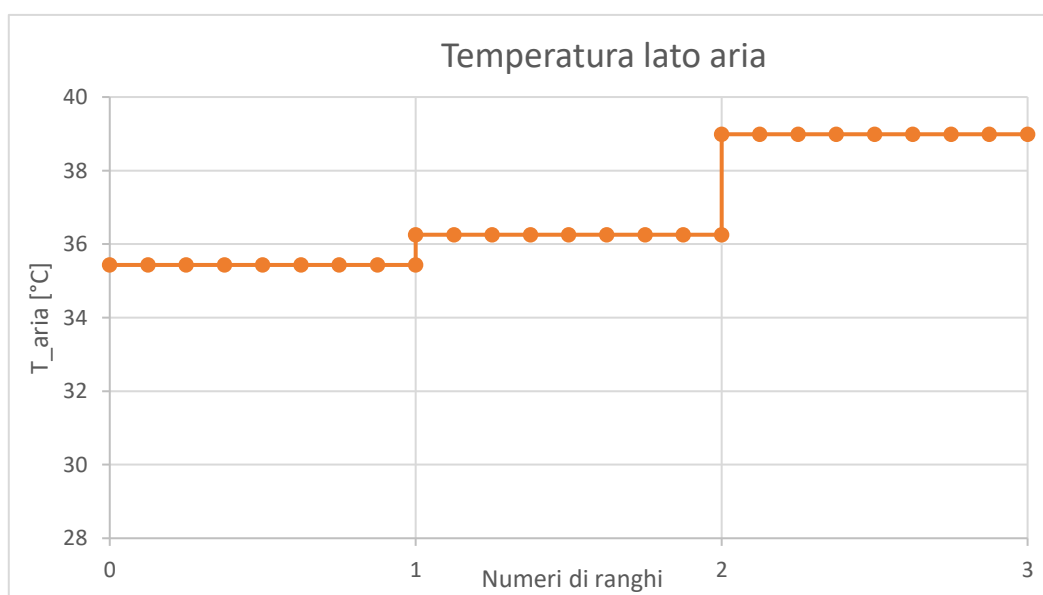


Figura 70 Andamenti della temperatura media nei ranghi

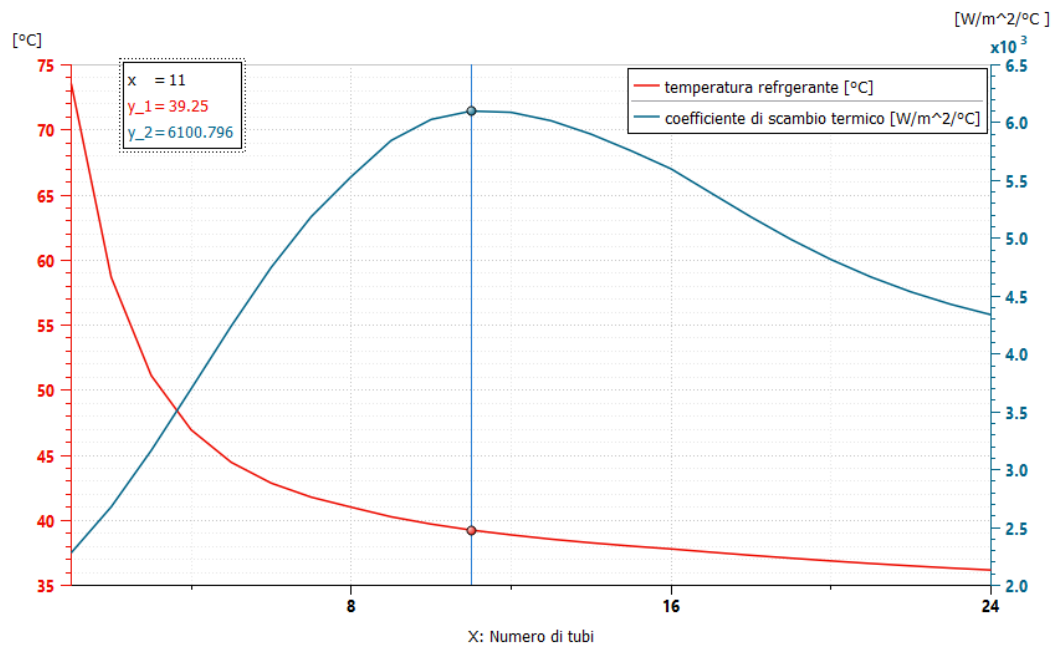


Figura 72 Andamento del coefficiente di scambio termico convettivo

Nel grafico di Fig.72 è stato riportato il coefficiente di scambio termico convettivo in funzione della posizione del fluido all'interno dello scambiatore, si nota come inizialmente cresca fino a raggiungere un massimo per poi decrescere con una pendenza minore. La spiegazione di questo andamento è da ricercare nelle condizioni termodinamiche dell'anidride carbonica e nelle sue proprietà termofisiche. Si è visto nel secondo capitolo come le proprietà della CO₂ varino in modo molto repentino in funzione della temperatura e della pressione del gas in condizioni supercritiche; le variazioni più significative sono osservabili nell'intorno del punto critico. Riprendendo il diagramma del numero di Prandtl in Fig.25 possiamo vedere come il picco del valore, alla pressione di esercizio del sistema (86 bar), ricada circa nell'intorno dei 39 °C temperatura alla quale il nostro scambiatore ha il massimo coefficiente di scambio termico.

Le tab. 10 che seguono riassumono le condizioni operative del sistema di refrigerazione funzionante in modalità transcritica.

COMPRESSORI					
	Cilindrata [cm ³]	Potenza [kW]	N° giri [rpm]		
1	170	13	1450		
2	170	13	1450		
3	150	11,5	1450		
4	150	11,5	1450		

EVAPORATORE			
p_{ev} [bar]	T_{ev} [°C]	Δt_{surr} [°K]	$\dot{Q}_L$ [kW]
26,4	-10	10	80

GAS COOLER					
Lato aria	$t_{in\,aria}$ [°C]	$t_{out\,aria}$ [°C]	p_{atm} [bar]	rh %	$\dot{m}_{aria}$ [kg/s]
	35	39,3	1,013	40	28,39
Lato refrigerante	$t_{in\,ref}$ [°C]	$t_{out\,ref}$ [°C]	p_{gc} [bar]	$\dot{m}_{ref}$ [$\frac{kg}{s}$]	$\dot{Q}_h$ [kW]
	105	37	86.4	0,6	124,2

Tabella 10 Condizioni operative modello "base" a $t_{amb}=35^\circ\text{C}$

Nell'ottica dell'analisi dinamica del sistema, che verrà analizzata nel prossimo capitolo, si è visto che il modello precedente in condizioni di variazioni di temperatura risponde correttamente, ma il controllo ON/OFF proposto per i compressori porta a delle oscillazioni di pressione. La Fig. 73 mostra come, a parità di tutte le altre condizioni, una diminuzione di temperatura esterna influisca sul controllo del compressore portando allo spegnimento del medesimo.

Al diminuire della temperatura esterna, si osserva una diminuzione di pressione all'interno del circuito, ciò comporta un decremento sia della pressione, sia della temperatura di evaporazione che scende al di sotto dei -10°C . Ponendo un compressore in modalità OFF, ma costringendo il sistema a mantenere uno scambio all'evaporatore costante e un surriscaldamento invariato, si avrà una diminuzione repentina di portata all'evaporatore e un relativo innalzamento di temperatura di evaporazione al di sopra dei -10°C .

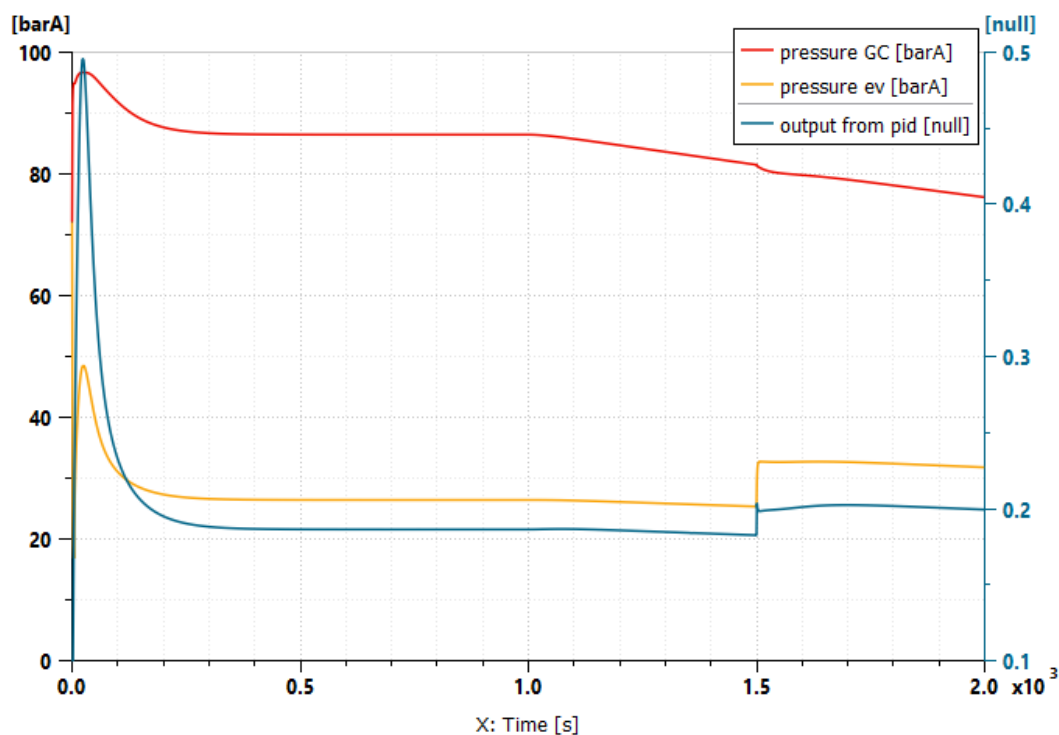


Figura 73 Andamento delle pressioni al variare al diminuire della temperatura esterna, con spegnimento compressore

Per ovviare a queste oscillazioni dei punti di funzionamento del sistema, si è deciso di introdurre dei compressori a giri variabili operanti da 30 Hz a 70 Hz, controllati da un PID che permetterà di ricercare la costanza della temperatura richiesta all'evaporatore. Sarà inoltre possibile ridurre il numero di compressori; la scelta è ricaduta su tre compressori da 170 cm³ (solo graficamente i 3 compressori sono stati semplificati in un unico organo di compressione).

Il resto del sistema resta totalmente invariato.

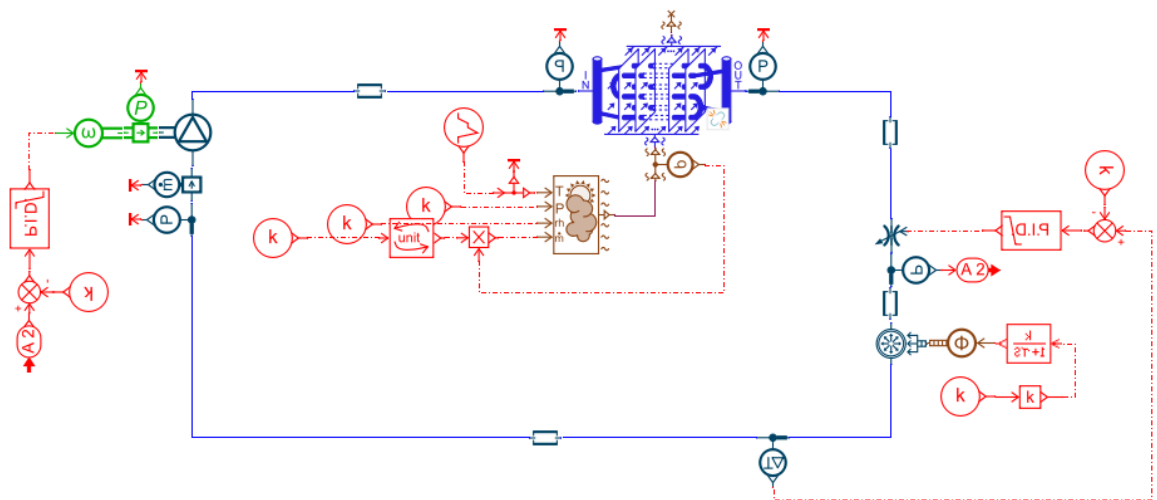


Figura 74 Modello "base" con compressori a giri variabili

Le oscillazioni che si notano nei primi secondi di simulazione sono dovute alle regolazioni che effettuano i due PID su valvola e compressori, per la ricerca dei valori ottimali. I valori a regime sono equiparabili al sistema precedente, ma come vedremo nel prossimo capitolo il sistema risulta più stabile e capace di sopportare delle variazioni di temperature stagionali.

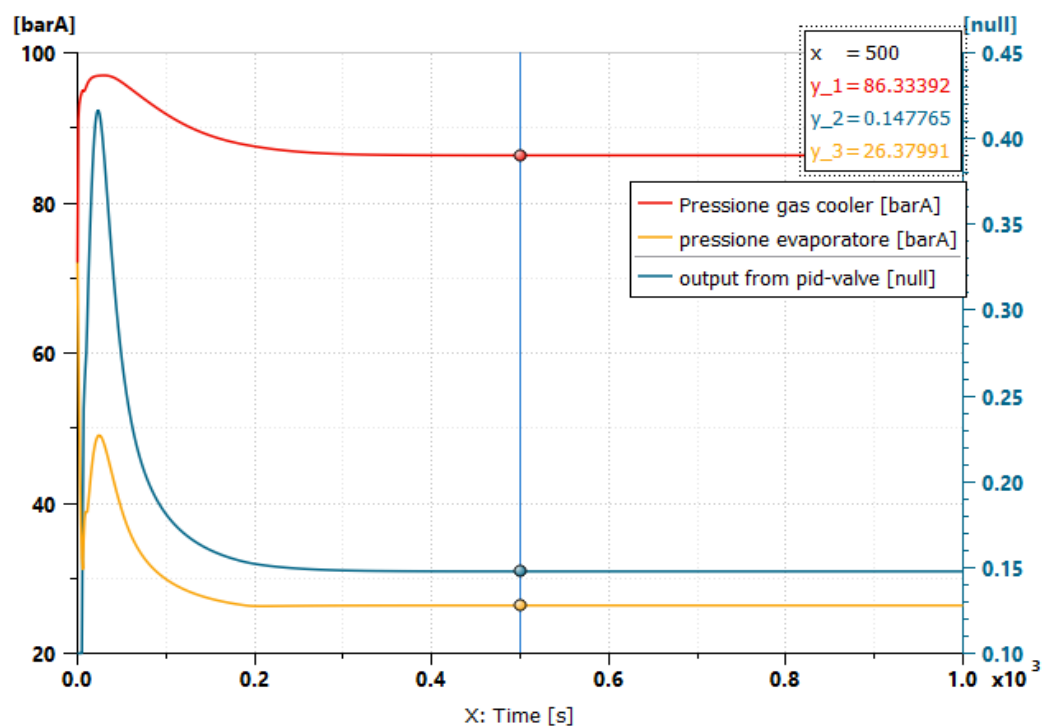


Figura 75 Andamento delle pressioni p_{gc} , p_{ev} e percentuale di apertura della valvola termostatica del modello "base" con compressori variabili

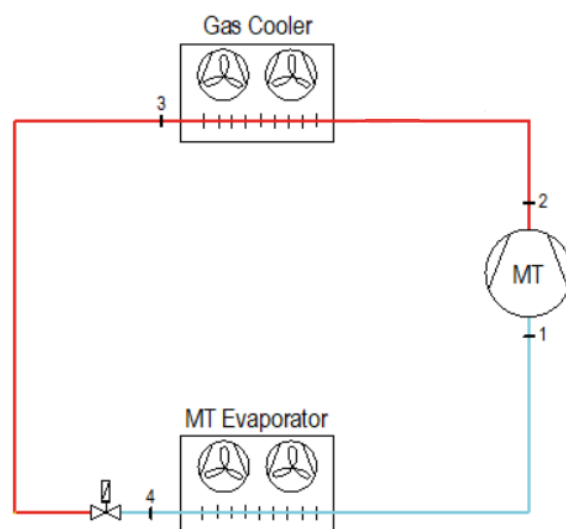


Figura 76 Schema semplificato modello "base"

Nella Tab. 11 sono riportati i punti termodinamici che descrivono il ciclo del sistema di refrigerazione precedentemente preso in considerazione.

	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x	m [kg/s]
1	26,4	-0,1	449,61	1,95	1	0,615
2	86,8	105,9	524,22	2	1	0,615
3	86,3	36,4	319,54	1,38	0	0,615
4	26,4	-10,07	319,54	1,46	0,55	0,615

Tabella 11 Tabella riassuntiva punti termodinamici modello "base"

4.3 MODELLO FLASH GAS BYPASS

Nel presente capitolo si avrà modo di analizzare il ciclo denominato *flash gas bypass*, che rappresenta un'evoluzione impiantistica del ciclo base.

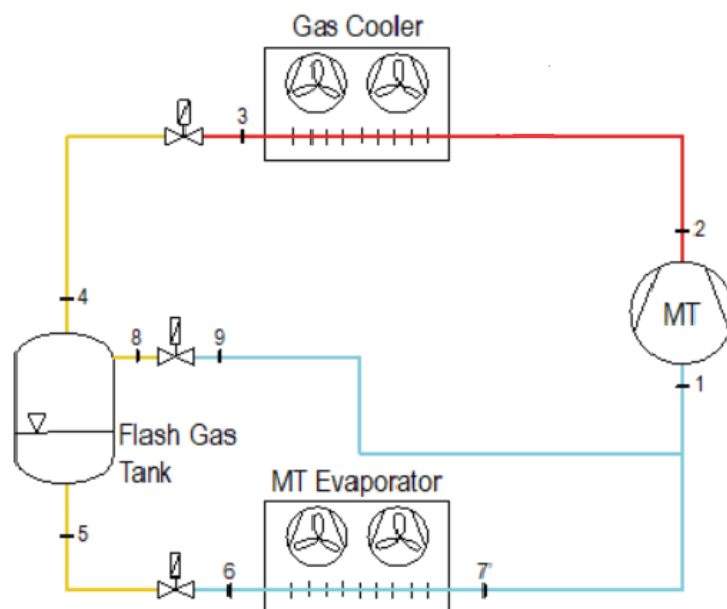


Figura 77 Schema di impianto del modello "flash gas by-pass"

La Fig. 77 riporta, a scopo esemplificativo, lo schema del sistema di refrigerazione; come si può osservare, si avranno tre livelli di pressione in cui opererà il sistema: pressione al gas cooler, pressione intermedia del flash gas tank e la pressione di esercizio dell'evaporatore.

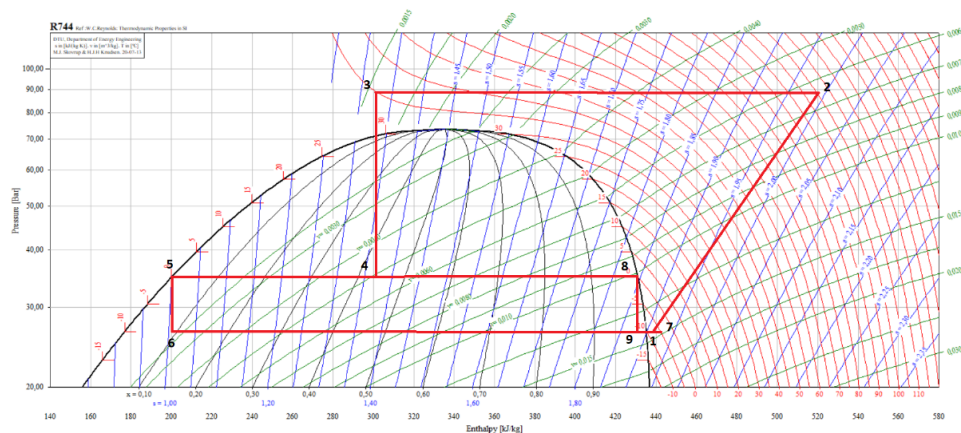


Figura 78 Ciclo termodinamico dell'impianto "flash gas by-pass"

Il fluido una volta compresso (1-2) entra nel gas cooler alle condizioni di temperatura e pressione supercritiche e scambia lungo l'isobara raffreddandosi gradualmente (2-3); subisce la prima laminazione isoentalpica fino alla pressione intermedia del separatore di vapore (3-4) nel quale si troveranno in equilibrio due fasi. Al punto 5 il fluido si troverà in condizione di liquido saturo e uscendo dal separatore subirà una seconda laminazione fino al raggiungimento della pressione di evaporazione (5-6). L'isobara successiva (6-7) descrive il processo evaporativo che termina nel punto 7, nel quale si trova il refrigerante nelle condizioni di vapore surriscaldato. Le condizioni termodinamiche del punto 1 sono calcolabili mediante la miscelazione della portata del punto 7 e del punto 9, quest'ultima proveniente dalla valvola di by-pass (8-9) che regola la pressione del separatore, mantenendola in un range prestabilito.

4.3.1 Componenti

Per modellare i compressori si è utilizzata la stessa metodologia proposta nel modello precedente. Nel caso in questione il sistema lavora con tre compressori posti in parallelo e quindi operanti sullo stesso salto di pressione, rappresentati da un'unica icona.

Ogni compressore ha cilindrata di 170 cm^3 e la velocità è variabile mediante inverter da 30 Hz a 70 Hz. Anche in questo caso la velocità di rotazione è controllata da un PID che garantisce una portata ottimale di refrigerante.

Nel presente paragrafo si tralascerà la trattazione di gas cooler ed evaporatore in quanto sono stati inseriti i medesimi componenti del modello precedentemente descritto.

Nel sistema sono state introdotte tre valvole di laminazione, una che regola la pressione di uscita dal gas cooler, una di by-pass che compensa le oscillazioni di pressione all'interno del separatore e l'ultima che gestisce la portata all'evaporatore. Quest'ultima è gestita da un controllo PID che ne regola l'apertura in funzione del surriscaldamento.

Si è introdotto come nuovo componente il "flash gas tank" ed è stato costruito utilizzando il modello di separatore di fluido presente nella libreria two phase flow. È strutturato come un componente capacitivo ed è necessario introdurre le dimensioni reali del separatore e le

altezze delle tubazioni di ingresso e uscita. Risolvendo le equazioni di conservazione della massa e dell'energia si riesce a giungere al calcolo della pressione e della densità.

La derivata rispetto al tempo è calcolata con l'equazione di conservazione della massa:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{V} \cdot \sum \dot{m}_i \quad (24)$$

Dove ρ è la densità del fluido nel volume, V del fluido e $\dot{m}_i$ la somma delle portate massiche in entrata e in uscita.

La derivata della pressione rispetto al tempo è estrapolata dall'equazione di conservazione dell'energia:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{E} + \sum \dot{m}_i \cdot h_i + \dot{Q}_i \quad (25)$$

Dove U è l'energia interna, $\dot{E}$ è la somma del lavoro fornito al sistema, $\sum \dot{m}_i \cdot h_i$ il flusso di entalpia entrante e uscente dal sistema e $\dot{Q}_i$ i flussi di calore entranti e uscenti dal sistema.

Riscrivendo l'equazione nel modo seguente:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m \cdot c_v} \cdot \left(\sum \dot{m}_i \cdot h_i + \dot{Q} - h \cdot \sum \dot{m}_i - m \cdot \left(P + \left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T \right) \cdot \frac{dv}{dt} \right) \quad (26)$$

Dove m è la massa del fluido, $c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v$ calore specifico a volume costante e

$\frac{dv}{dt} = -\frac{1}{\rho^2} \cdot \frac{d\rho}{dt}$ è la derivata nel tempo del volume specifico.

La derivata della pressione nel tempo è calcolata come:

$$\frac{dP}{dt} = \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T \cdot \frac{dv}{dt} + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \cdot \frac{dT}{dt} \quad (27)$$

L'area della sezione trasversale della camera è considerata costante. Quindi la percentuale di volume del liquido tau moltiplicata per l'altezza del separatore fornisce l'altezza dell'interfaccia vapore-liquido.

Per determinare lo stato del fluido che fuoriesce dal separatore del fluido, le altezze alle porte 1, 2 e 3 vengono confrontate con l'altezza dell'interfaccia vapore-liquido. Se l'altezza di una porta è maggiore dell'altezza dell'interfaccia vapore-liquido, lo stato del fluido che fuoriesce dal separatore del fluido è vapore, altrimenti lo stato è liquido.

La pressione è omogenea in tutto il volume e le densità delle fasi liquida e vapore sono omogenee nei rispettivi volumi.

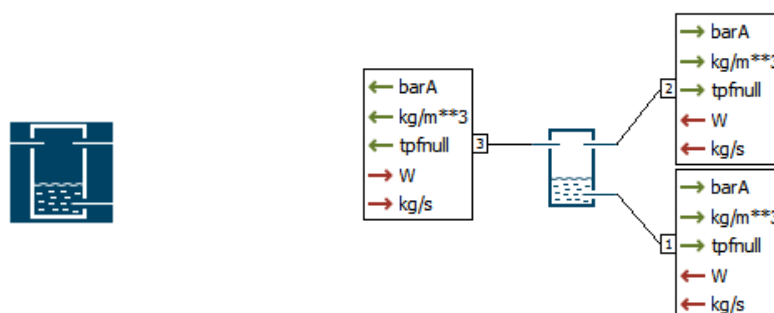


Figura 79 Modello separatore costruito in Simcenter Amesim

Separatore di vapore	
Altezza	1000 mm
Diametro	350 mm
Altezza porta 1	100 mm
Altezza porta 2	950 mm
Altezza porta 3	950 mm

Tabella 12 Dimensionamento del separatore di vapore

Si procede in modo analogo alla costruzione del modello, testando ogni componente per poi chiudere il ciclo e impostare una carica definita.

Lo schema in Fig.80 riporta il modello completo del sistema flash gas bypass

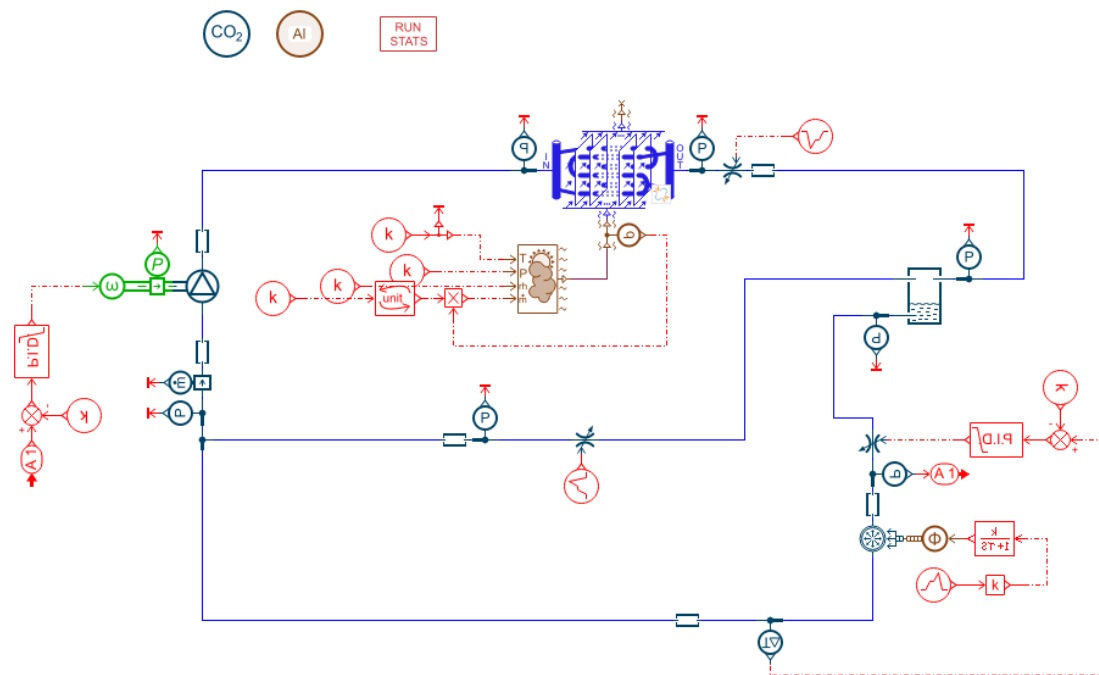


Figura 80 Modello completo "Flash gas by-pass"

4.3.2 Condizioni stazionarie

Come per il modello precedente, le condizioni di lavoro imposte nel calcolo stazionario sono:

- $T_{amb} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$
- $\dot{Q}_L = 80\text{ kW}$

Mediante l'utilizzo della valvola di alta pressione è stato possibile regolare il sistema, innalzando la pressione del gas cooler ad un valore prossimo a quello ottimale proposto dall'equazione di Liao et al. (1)

Dai grafici sottostanti si può osservare l'andamento delle pressioni; indice di buon funzionamento del sistema è la pressione all'interno del separatore di vapore che si attesta circa sui 35 bar, agendo sulla valvola di by-pass sarà possibile controllare questo valore.

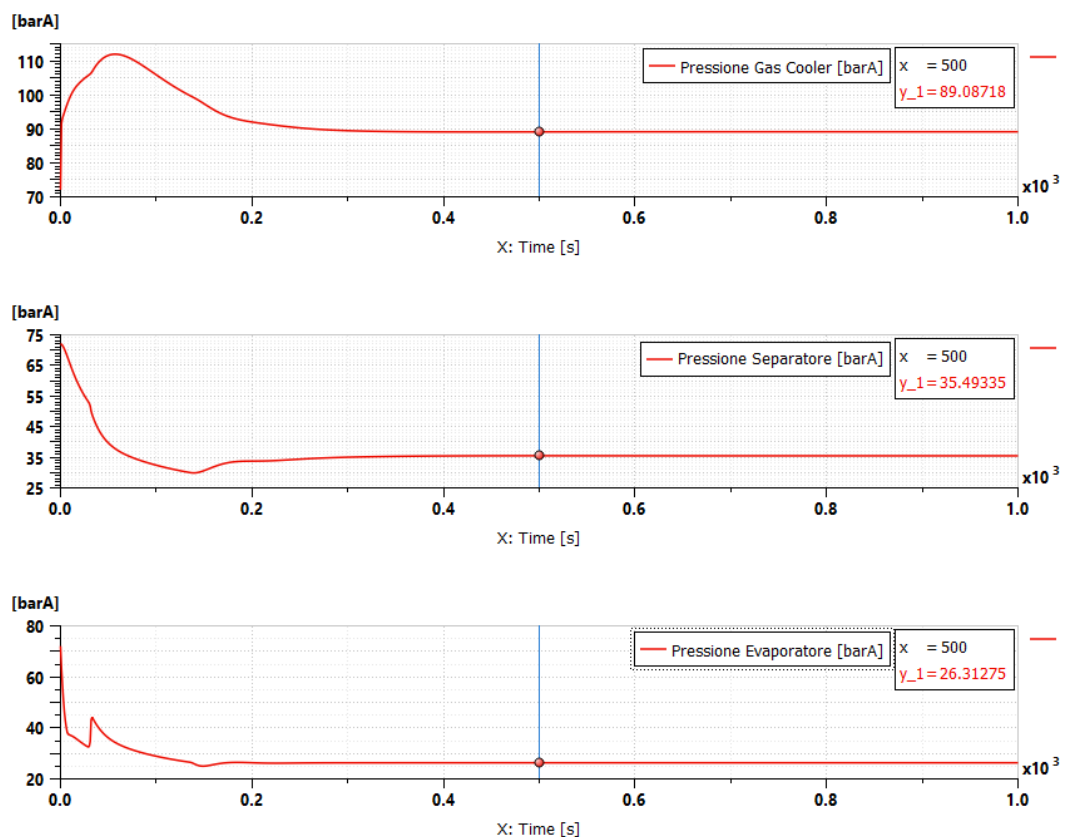


Figura 81 Andamenti delle pressioni del sistema Flash gas by-pass

Anche in questo caso le oscillazioni che si notano all'inizio della simulazione sono dovute alle regolazioni effettuate dai PID che controllano surriscaldamento e velocità di rotazione dei compressori.

La Fig.82 restituisce la velocità di rotazione dei tre compressori, che corrisponde alla frequenza della tensione di circa 60 Hz, quindi i compressori avranno ancora un margine operativo nel quale poter oscillare per sopperire ad un incremento eventuale della richiesta termica.

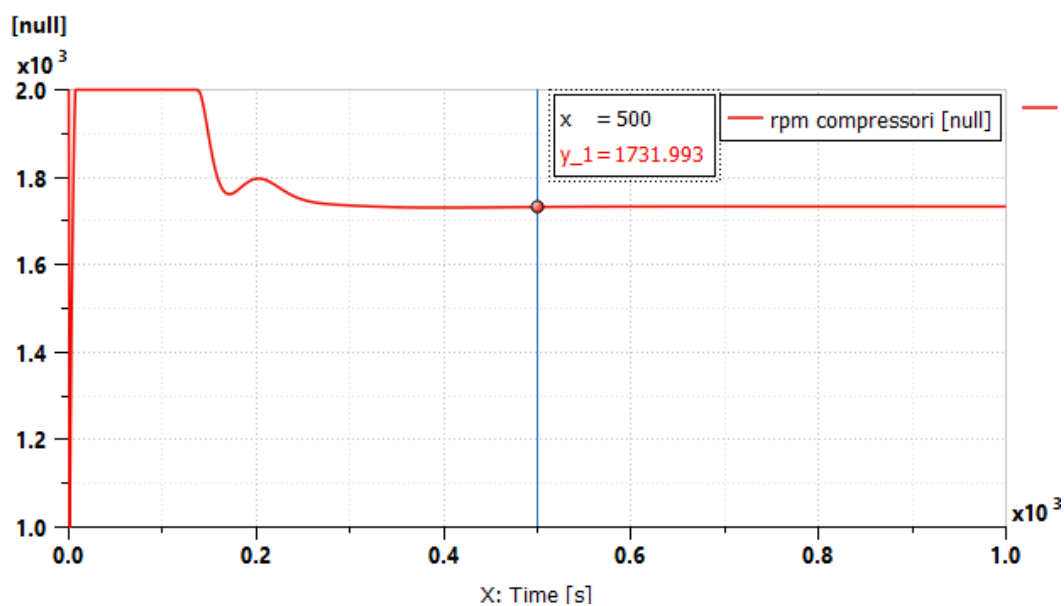


Figura 82 Velocità dei compressori

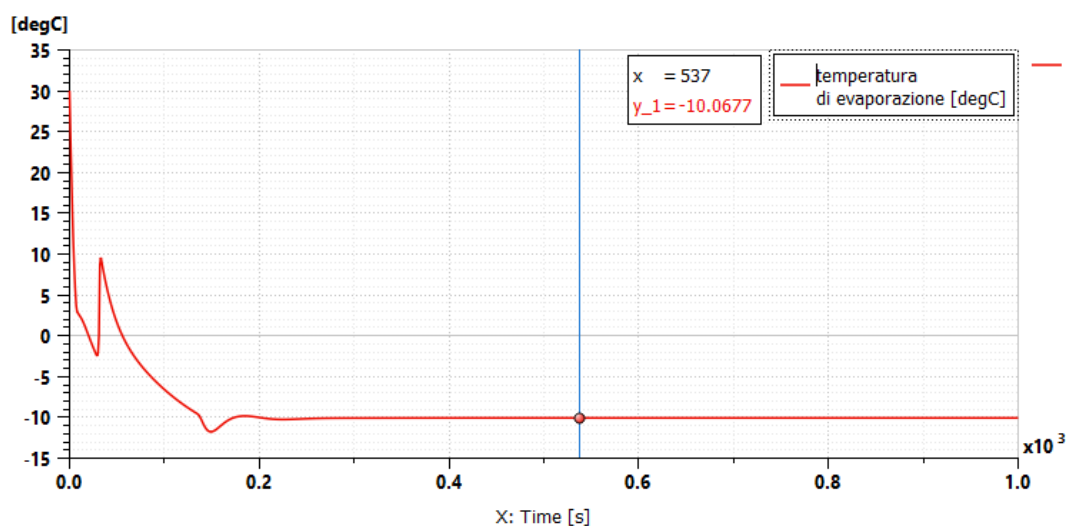


Figura 83 Andamento della temperatura di evaporazione

La Fig. 83 riporta l'andamento della temperatura di evaporazione, si vede che in condizioni di regime si stabilizza al valore di $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ come richiesta da progetto.

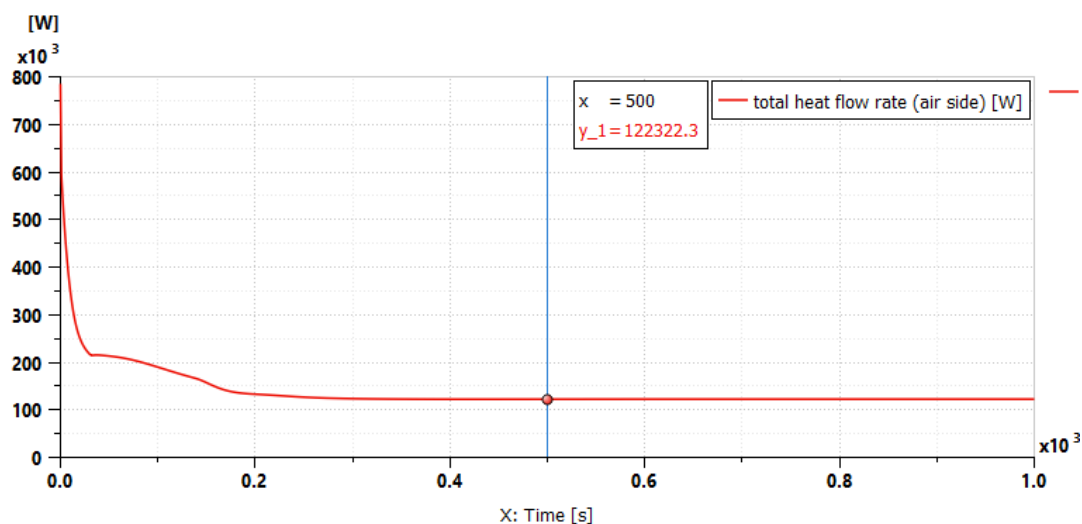


Figura 84 Andamento del flusso scambiato del gas cooler

Lo scambiatore utilizzato è a flusso incrociato come nel precedente modello; si nota che il refrigerante in uscita dai compressori, entra nel gas cooler alle condizioni di $P = 89\text{ bar}$ e $T_{ref\,in} = 100^{\circ}\text{C}$ per poi subire un raffreddamento graduale attraversando i 24 tubi, 8 tubi per rango.

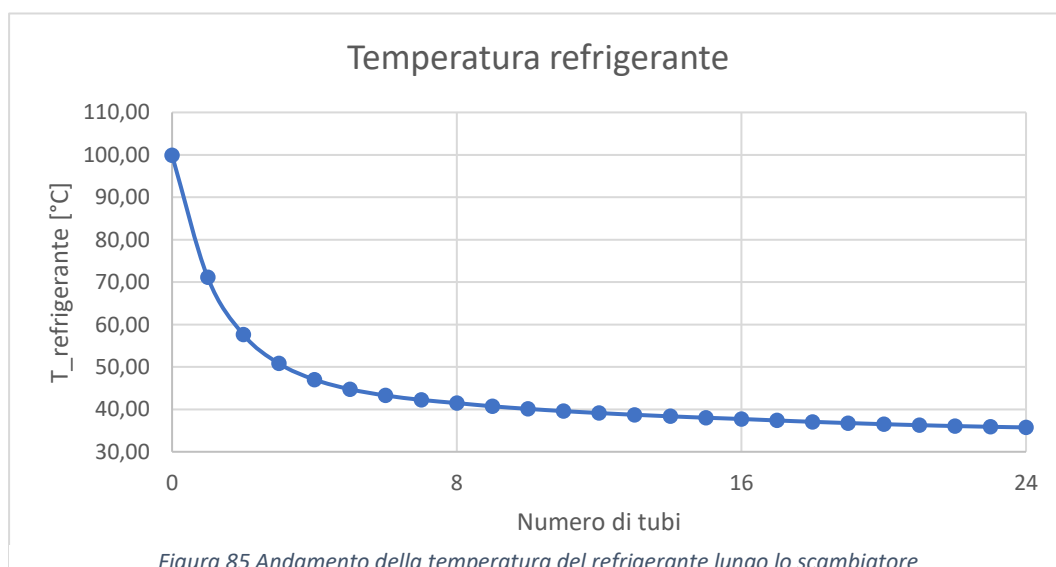


Figura 85 Andamento della temperatura del refrigerante lungo lo scambiatore

Nella seconda figura (fig. 87) è invece rappresentata la distribuzione di temperatura lato aria in funzione del numero di ranghi attraversati, si vede come il flusso d'aria entri a temperatura $T_{aria_{in}} = 35^{\circ}\text{C}$ per poi uscire, una volta attraversato il terzo ed ultimo rango, alla $T_{aria_{out}} = 39,23^{\circ}\text{C}$. Le temperature dei ranghi sono calcolate come media delle temperature dell'aria di uscita dal rango.

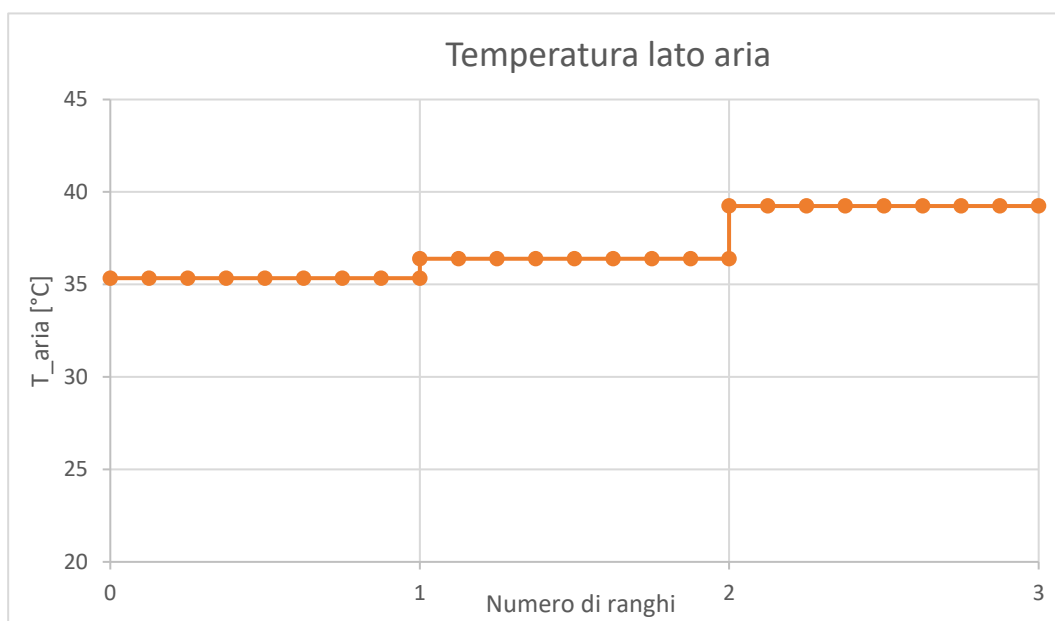


Figura 87 Andamento della temperatura media lungo i ranghi dello scambiatore

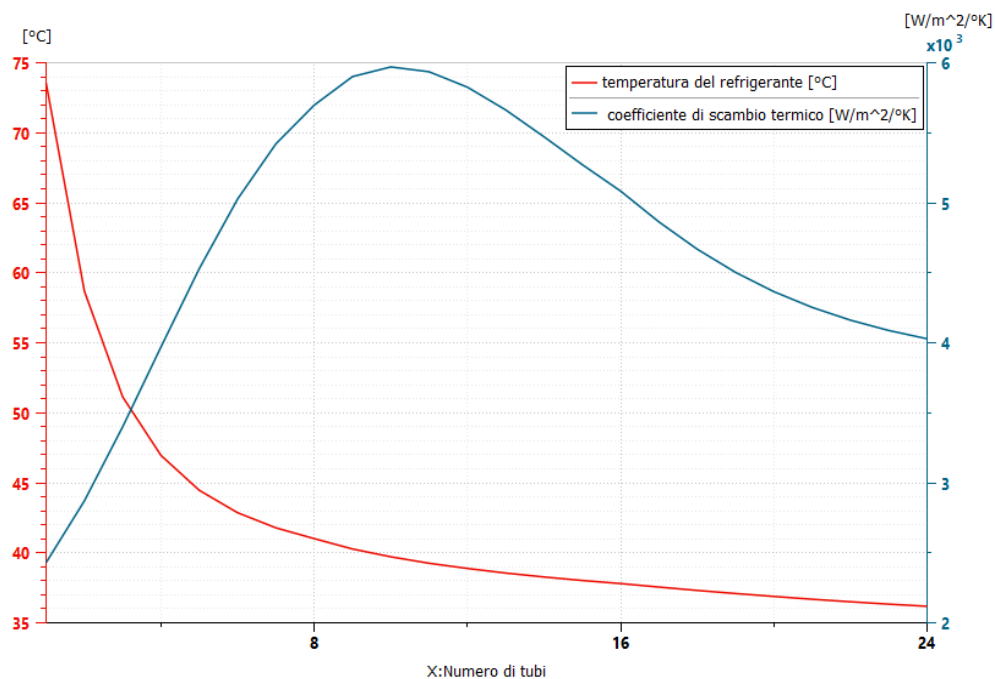


Figura 86 Andamento del coefficiente di scambio termico convettivo

Nel grafico di Fig.86 è stato riportato il coefficiente di scambio termico convettivo in funzione della posizione del fluido all'interno dello scambiatore, si nota come inizialmente cresca fino a raggiungere un massimo per poi decrescere con una pendenza minore. Il motivo dell'andamento del grafico è stato spiegato nel capitolo precedente.

Data l'introduzione del separatore è stato necessario incrementare la quantità di carica fino a 190 kg, inizializzati alla stessa condizione del precedente modello.

Data la ricerca della regolazione ottimale della pressione di lavoro del gas cooler si nota un incremento del COP rispetto al sistema precedente, quindi la soluzione impiantistica attuale risulta migliore, infatti il COP calcolato è di 1.69.

Le tab. 13 che seguono riassumono le condizioni operative del sistema di refrigerazione funzionante in modalità transcritica.

COMPRESSORI			
	Cilindrata [cm ³]	Potenza [kW]	N°giri[rpm]
1	170	15.6	1731
2	170	15.6	1731
3	170	15.6	1731

EVAPORATORE			
p_{ev} [bar]	T_{ev} [°C]	Δt_{surr} [°K]	$\dot{Q}_L$ [kW]
26,3	-10	10	80

GAS COOLER					
Lato aria	$t_{in\,aria}$ [°C]	$t_{out\,aria}$ [°C]	p_{atm} [bar]	rh %	$\dot{m}_{aria}$ [kg/s]
	35	39,23	1,013	40	28,39
Lato refrigerante	$t_{in\,ref}$ [°C]	$t_{out\,ref}$ [°C]	p_{gc} [bar]	$\dot{m}_{ref}$ [$\frac{kg}{s}$]	$\dot{Q}_h$ [kW]
	100	36	86.4	0,58	122,5

	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x	$\dot{m}$ [kg/s]
1	26,3	-6	441,68	1,92	1	0,587
2	89,5	100	513,96	1,97	1	0,587
3	89,12	35,7	305,5	1,34	0	0,587
4	35,46	0,71	305,5	1,38	0,45	0,587
5	35,46	0,71	210,38	1,037	0	0,334
6	26,4	-10,07	210,38	1,04	0,13	0,334
7	26,39	-0,07	449,41	1,95	1	0,334
8	35,46	0,71	431,2	1,84	1	0,253
9	26,31	-10,18	431,2	1,88	0,98	0,253

Tabella 13 Condizioni operative del sistema "flash gas by-pass"

5 ANALISI DINAMICA DEI MODELLI

All'interno di questo capitolo si analizzeranno i comportamenti dei due modelli precedentemente presentati al variare delle condizioni esterne stagionali.

Sono state presi in considerazione gli andamenti di temperatura annuali relativi alla città di Milano; la temperatura è campionata ogni sessanti minuti per tutta la durata dell'anno (8760 punti).

Nella Fig. 88 è riportato l'andamento delle temperature in funzione del numero di ore annuali. Gli estremi del grafico riportano le temperature dei mesi di gennaio e di dicembre.

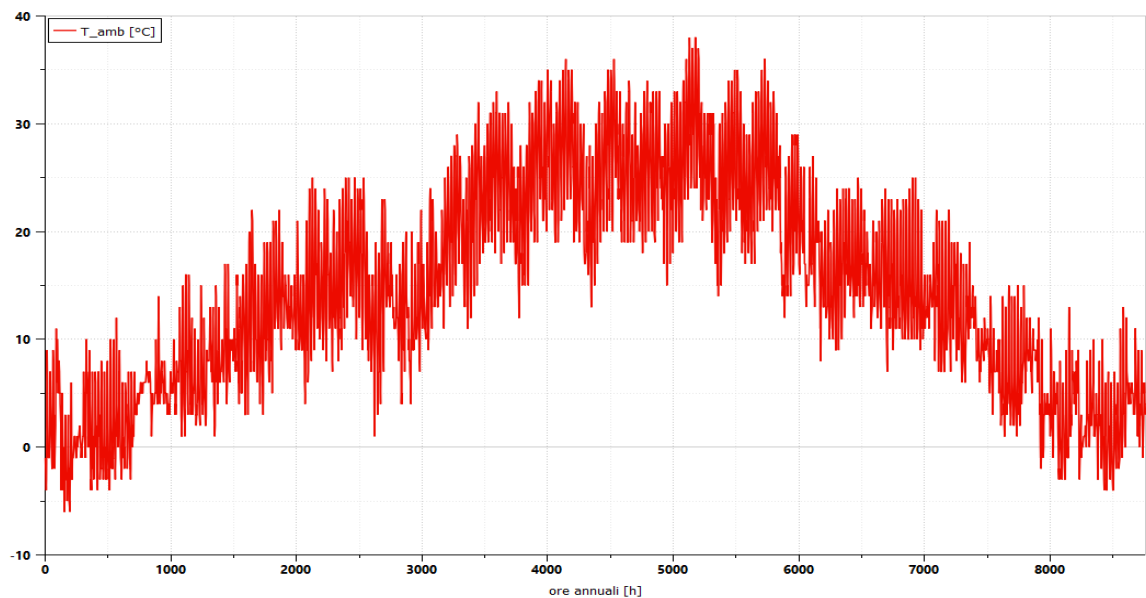


Figura 88 Variazione della temperatura ambiente annuale

5.1 MODELLO BASE

Prima di riportare i grafici ottenuti dalla simulazione è doveroso esplicitare alcune impostazioni sulla base delle quali è stata portata avanti l'analisi.

Per simulare il funzionamento annuale si è impostato il tempo di simulazione pari al numero di secondi presenti in un anno ($t_{simul} = 31536000 \text{ s}$), mentre il campionamento *print interval* si è fissato ogni 1800 s ovvero ogni mezz'ora.

Si è giudicato poco significativo diminuire il *print interval* in quanto le variazioni di temperatura sono su base oraria e, come abbiamo visto in precedenza, i transitori del sistema sono di un ordine di grandezza minore.

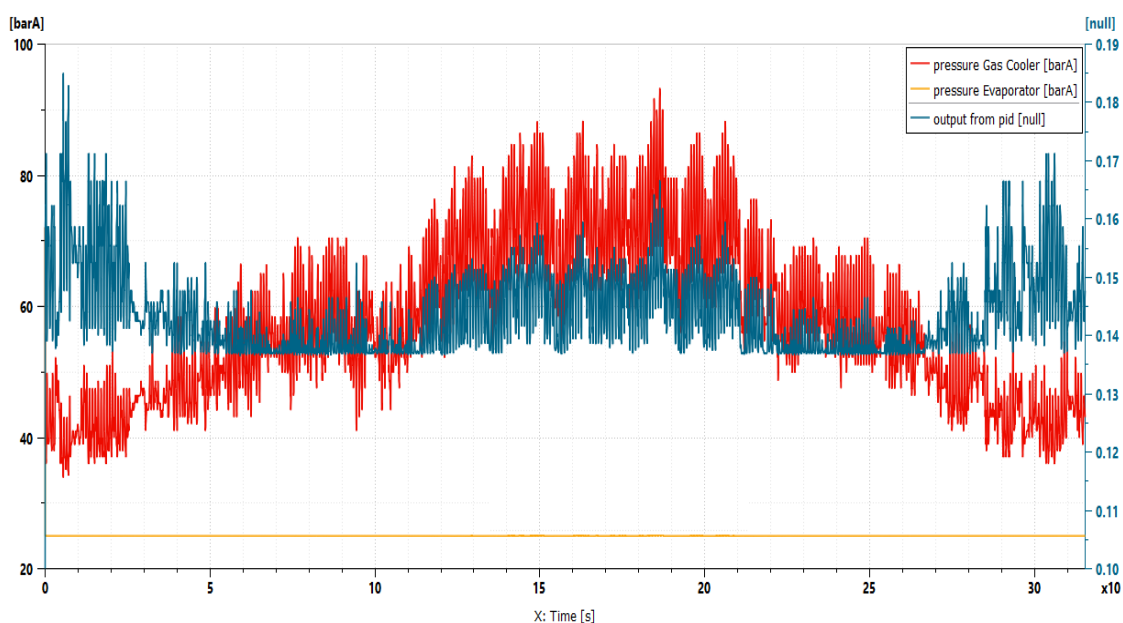


Figura 89 Andamenti della p_{ev} , p_{gc} e percentuale di apertura valvola durante l'anno

Si osserva che l'andamento della pressione al gas cooler segue quello della temperatura esterna, infatti i valori massimi si ottengono nei mesi centrali che si riferiscono al periodo estivo. In blu è riportata l'oscillazione del segnale in uscita dal PID che, come specificato nel capitolo precedente, è riconducibile alla percentuale di apertura della valvola di laminazione posta a monte dell'evaporatore. La curva gialla rappresenta la pressione di

evaporazione che risulta avere delle piccole oscillazioni, ma può considerarsi pressoché costante.

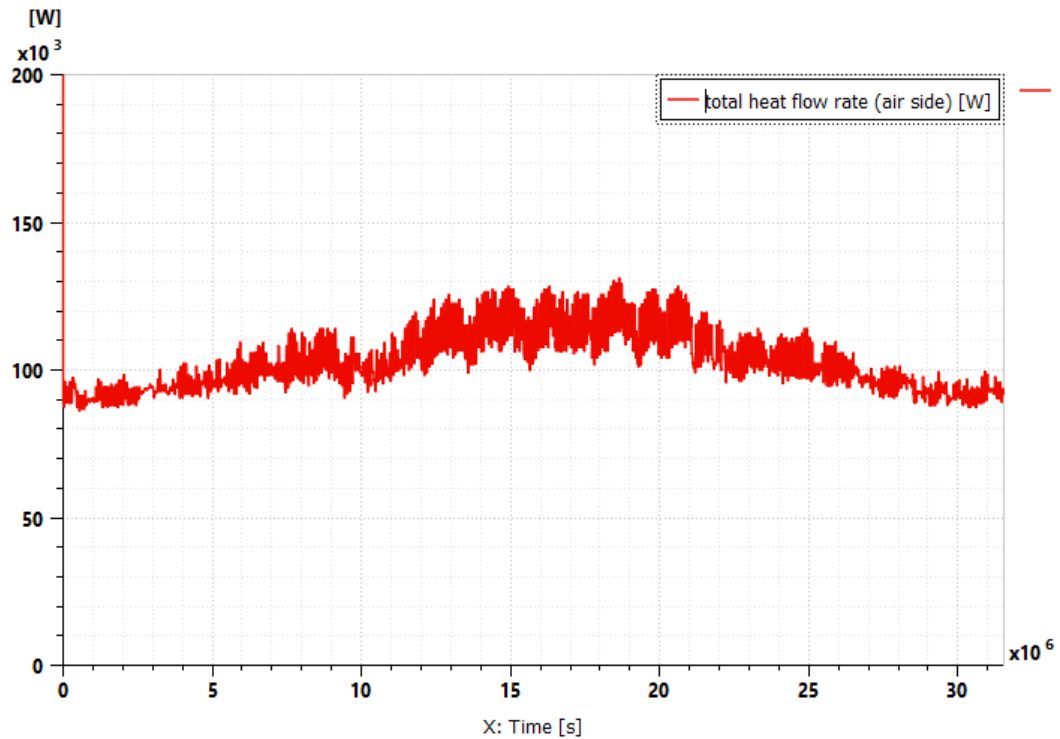


Figura 90 Flusso di calore scambiato dal gas cooler-annuale

Si osservi come, all'aumentare del salto di pressione compiuto dal compressore, il ciclo termodinamico si muova verso l'alto su isobare più elevate e, quindi, come la potenza da fornire al compressore incrementi.

Il punto termodinamico che corrisponde alla fine della compressione si sposta verso destra, verso valori di temperatura ed entalpia maggiori. Dato l'aumento della temperatura di ingresso del fluido refrigerante nel gas cooler sarà necessario scambiare maggiormente.

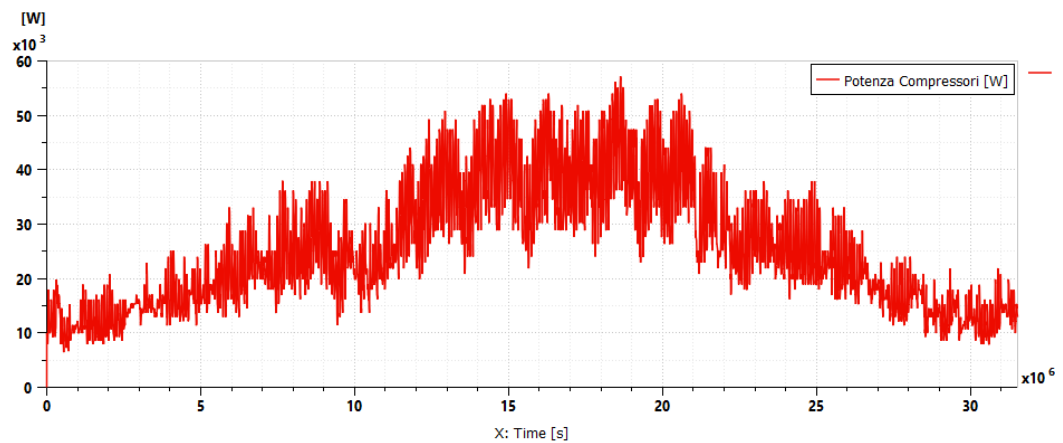


Figura 91 Andamento annuale della potenza fornita ai compressori

La Fig. 92 descrive la regolazione operata dal PID posto come controllo dei compressori; nei mesi caldi la richiesta termica aumenta e per sopperire a ciò il controllore tende ad aumentare la velocità di rotazione dei compressori che potrà oscillare circa tra i 1000 e i 2000 rpm.

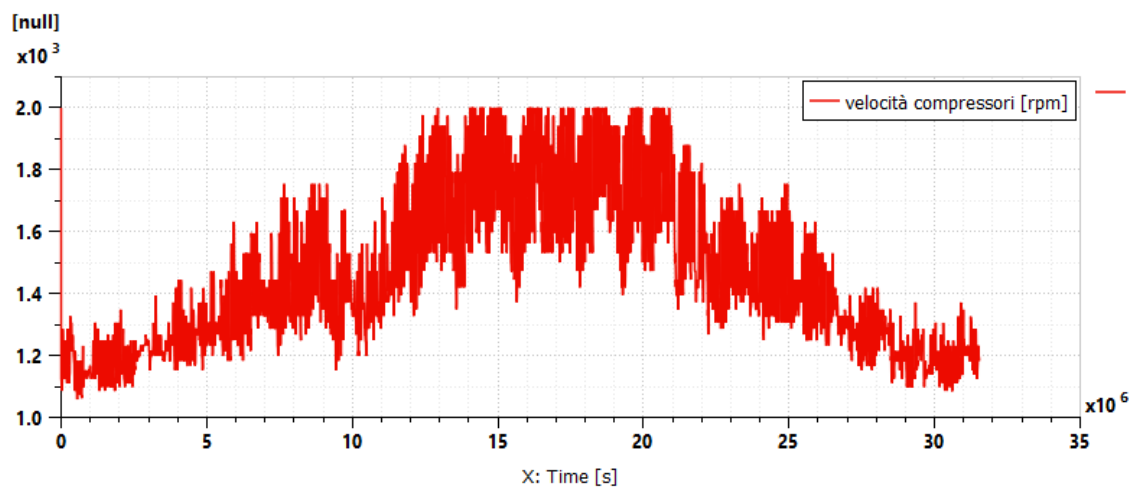


Figura 92 Variazione di velocità dei compressori durante l'anno

5.2 MODELLO FLASH GAS BYPASS

Per il modello in questione si è deciso, in accordo con l'azienda, di analizzare il comportamento nei mesi caldi dove il sistema tende a funzionare in entrambe le condizioni: trascritica e subcritica.

In questo caso si è impostata la simulazione per i mesi di giugno, luglio e agosto procedendo all'analisi singolarmente.

Per simulare il funzionamento mensile si è impostato il tempo di simulazione pari al numero di secondi presenti nel mese ($t_{simul_{giugno}} = 2592000\text{ s}$, $t_{simul_{agosto}} = 2678400\text{ s}$), mentre il campionamento “print interval” si è fissato ogni 1800 s, ovvero ad intervalli di mezz'ora.

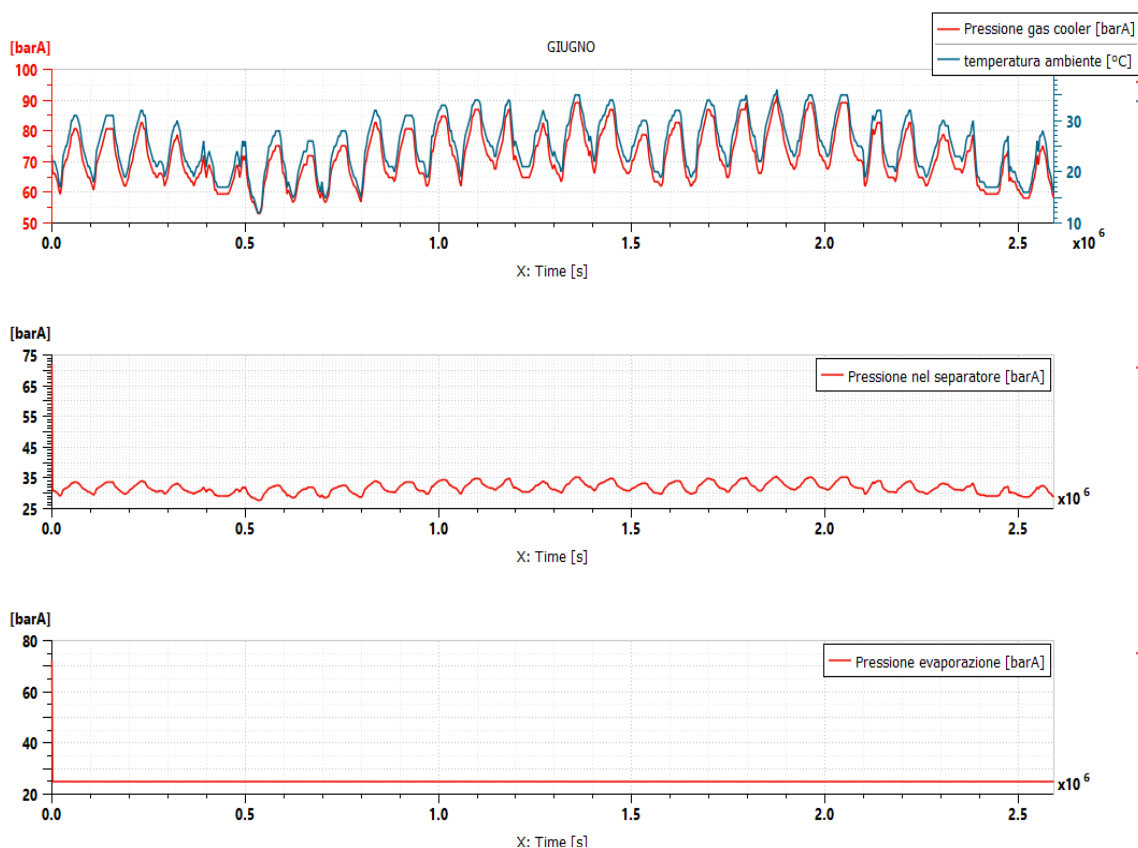


Figura 93 Andamenti di pressione-mese giugno

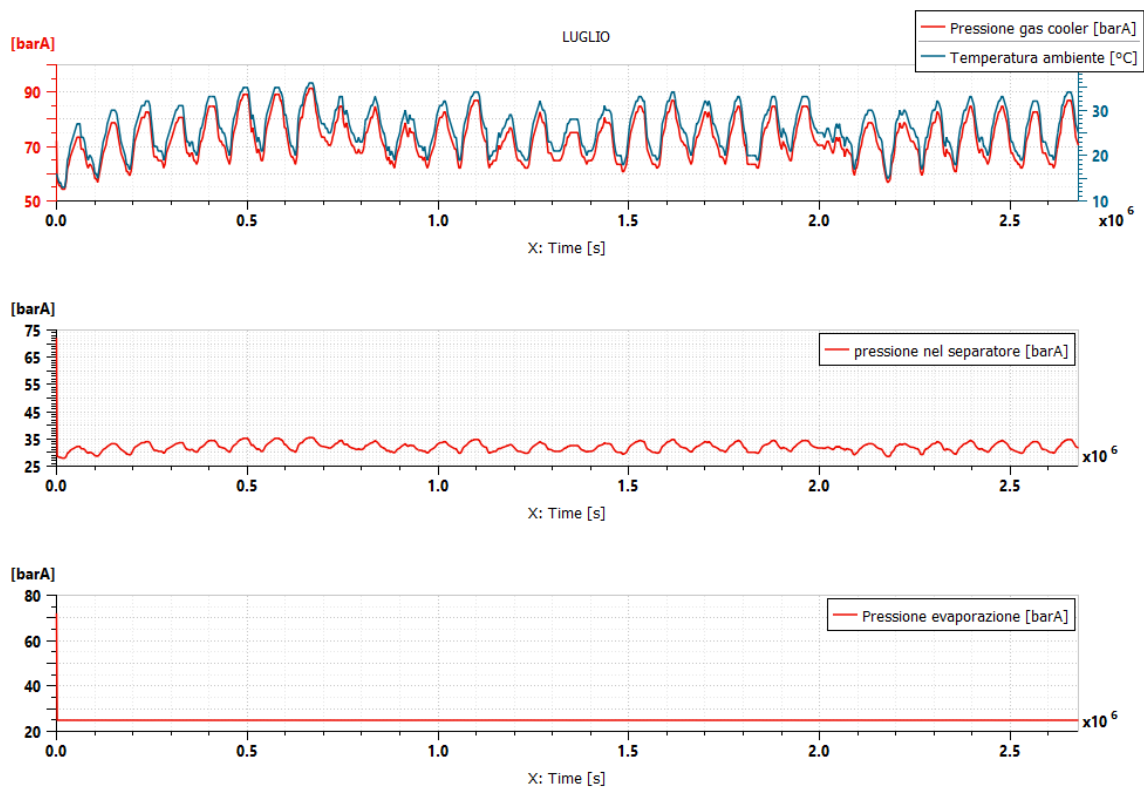


Figura 94 Andamenti di pressione-mese luglio

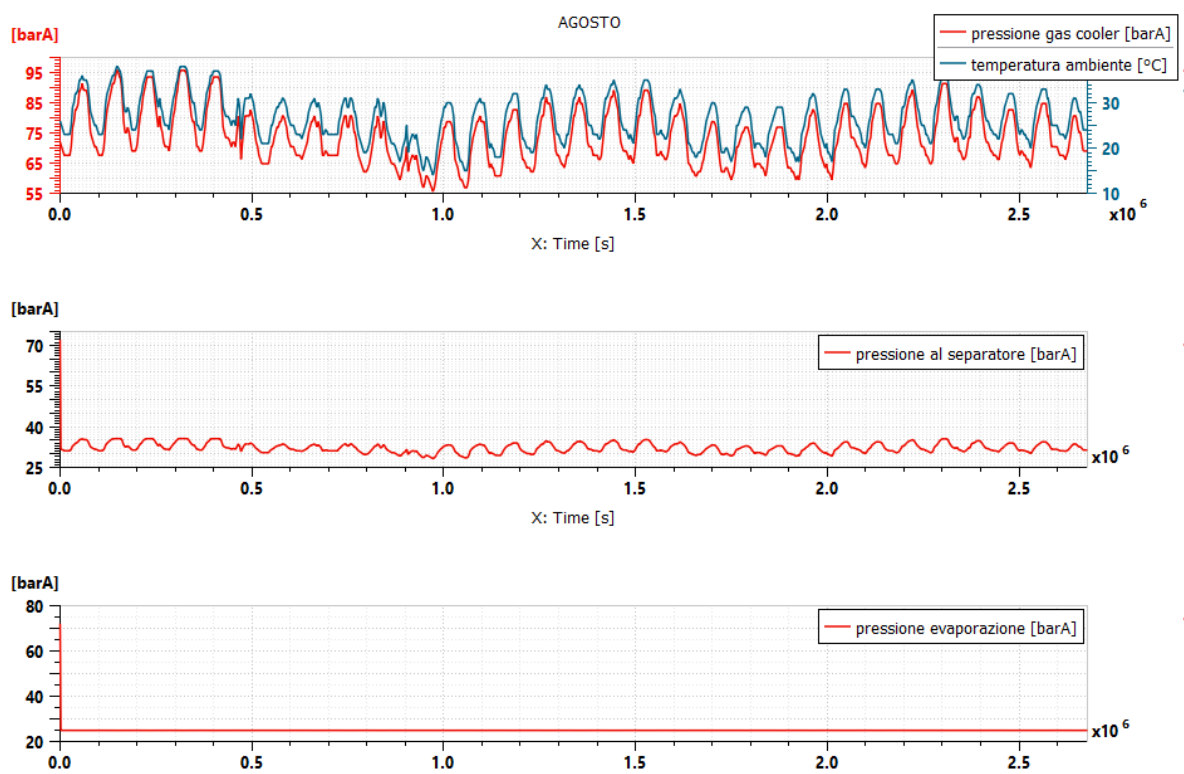


Figura 95 Andamenti di pressione-mese agosto

Anche nel caso del sistema con separatore e valvola di by-pass la pressione segue l'andamento della temperatura. Le Fig.re 93,94,95 mostrano le tre pressioni di esercizio a cui è sottoposto l'impianto; si noti che la pressione all'interno del separatore oscilla circa tra 30 e 35 bar rimanendo nel range consigliato dall'azienda. Le oscillazioni sono dovute alle variazioni di pressioni di esercizio durante il giorno legate al valore di liquido/vapore presente all'interno e alle sue condizioni di entrata nel separatore.

5.3 CONFRONTO TRA I MODELLI

Si sviluppa il confronto reimpostando le simulazioni sui mesi caldi, in cui il sistema ha un continuo passaggio da funzionamento in transcritico a subcritico e viceversa.

Si prendono in considerazione i giorni che vanno dal 1° giugno al 31 agosto e si imposta un *print interval* di 1800 s.

Il grafico di Fig. 96 riporta i valori del COP medio stagionale calcolato come:

$$COP_{medio} = \frac{\sum(COP_i \cdot P_{evi})}{P_{ev_{tot}}} \quad (28)$$

Dove COP_i è il coefficiente di performance calcolato per ogni campionamento e P_{evi} il rispettivo valore di potenza all'evaporatore.

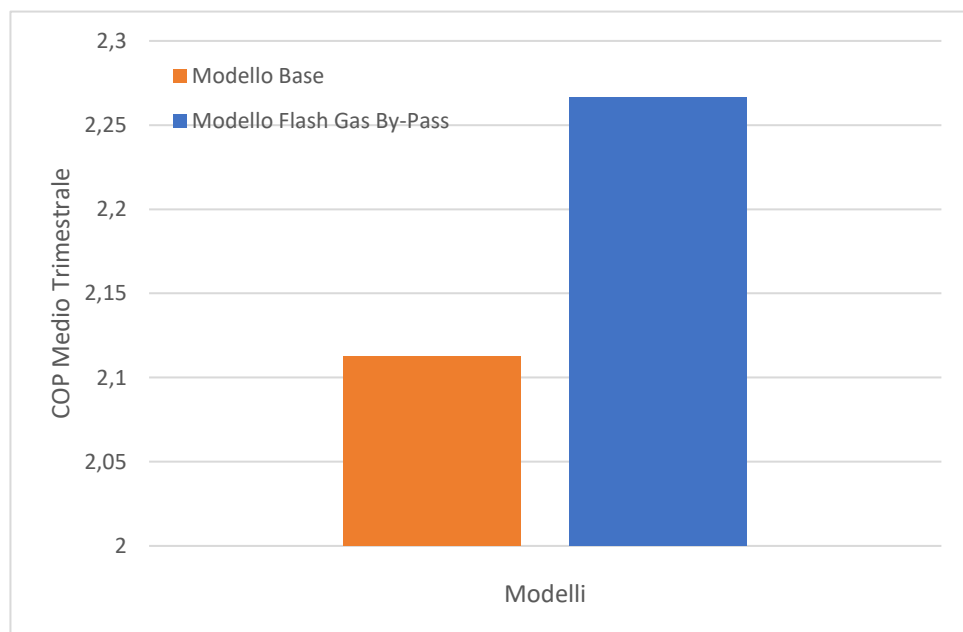


Figura 96 COP medio trimestrale

Per quanto concerne il ciclo base non è stato possibile agire regolando la pressione seguendo una logica di ottimizzazione se non attraverso la variazione della carica, con un incremento del lavoro da fornire al compressore e un'inevitabile diminuzione del COP.

Il secondo modello è risultato il più efficiente in quanto è stato possibile controllare la pressione in ingresso al gas cooler. Dai precedenti grafici si è visto che in condizioni stazionarie la pressione di alta è stata incrementata introducendo una valvola di laminazione che regola le condizioni permettendo un incremento di circa 3 bar.

L'effetto del controllo della pressione di alta è necessario al fine di massimizzare il COP, infatti nel punto di ottimo l'incremento del lavoro specifico del compressore, dovuto ad un aumento di pressione, sarà minore rispetto a quello dell'effetto frigorifero con un inevitabile miglioramento delle prestazioni del ciclo frigorifero.

I valori del COP_{medio} riportati in figura sono: $COP_{medio_{base}} \cong 2,11$ e $COP_{medio_{flashgasbypass}} \cong 2.26$, quindi si registra un incremento del coefficiente di performance medio di circa il 7,2 %.

Mediante l'ausilio della sezione post-processing di Simcenter Amesim è possibile calcolare la potenza risparmiata nei tre mesi di funzionamento continuo del sistema;

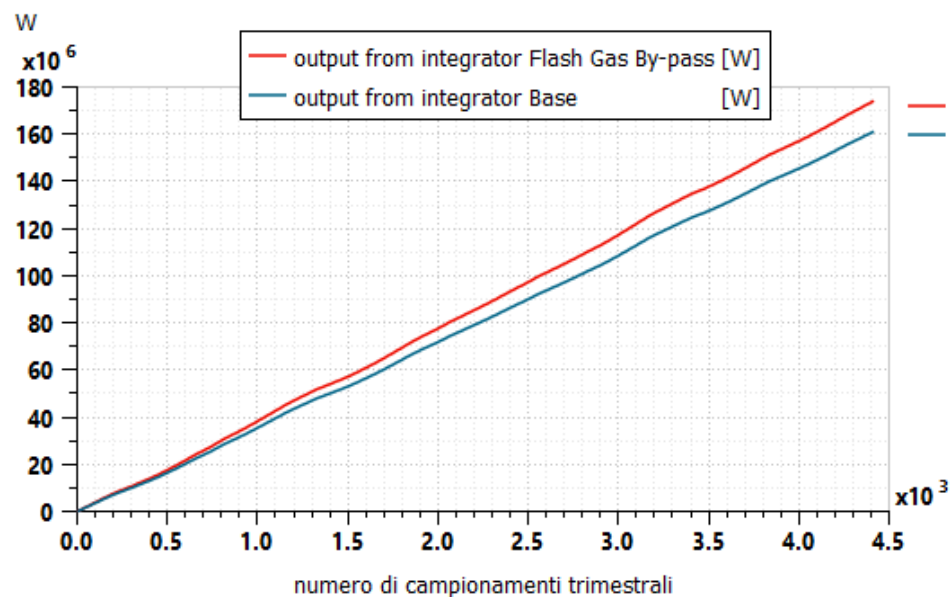


Figura 97 Sommatoria della potenza al compressore

Anche per il grafico precedente è stato utilizzato un “print interval” di 1800 s.

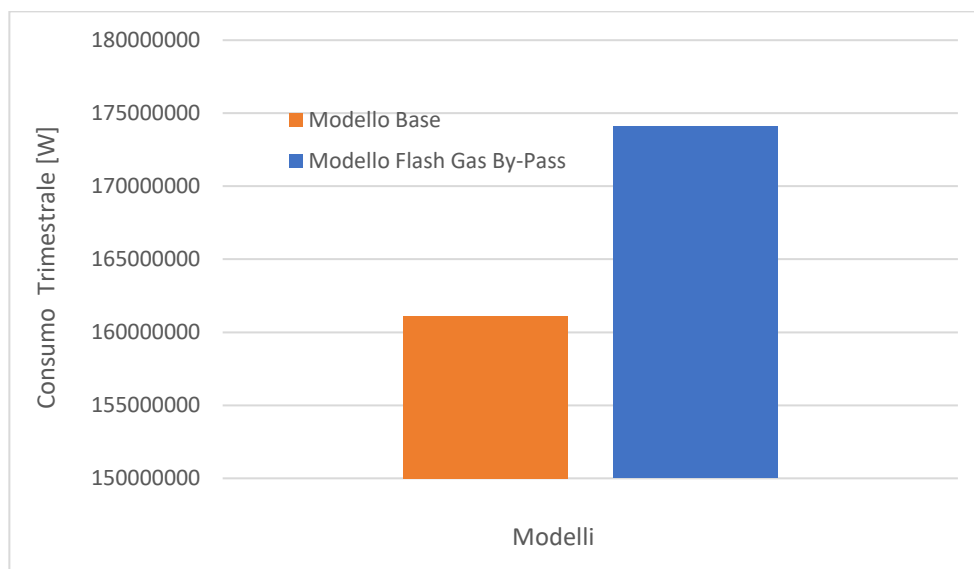


Figura 98 Consumo trimestrale

Dalla Fig.98 si vede che il consumo trimestrale del modello Flash Gas By-pass è inferiore rispetto al modello Base, con un risparmio di consumo che si attesta intorno all'8%.

6 FUTURI SVILUPPI

Il mondo della refrigerazione commerciale in ambito alimentare si sta muovendo verso l'utilizzo di fluidi naturali, ricercando un miglioramento continuo nelle prestazioni.

Come abbiamo visto nei capitoli precedenti le soluzioni ad anidride carbonica rivestono in questo contesto un ruolo fondamentale. Al fine di ottimizzare i cicli a CO₂ transcritica è stato necessario ricorrere ad un'evoluzione impiantistica, introducendo elementi come l'economizzatore o sistemi ad eiezione.

La Fig.99 riporta uno schema semplificato del PCE, (*parallel compression economization*).

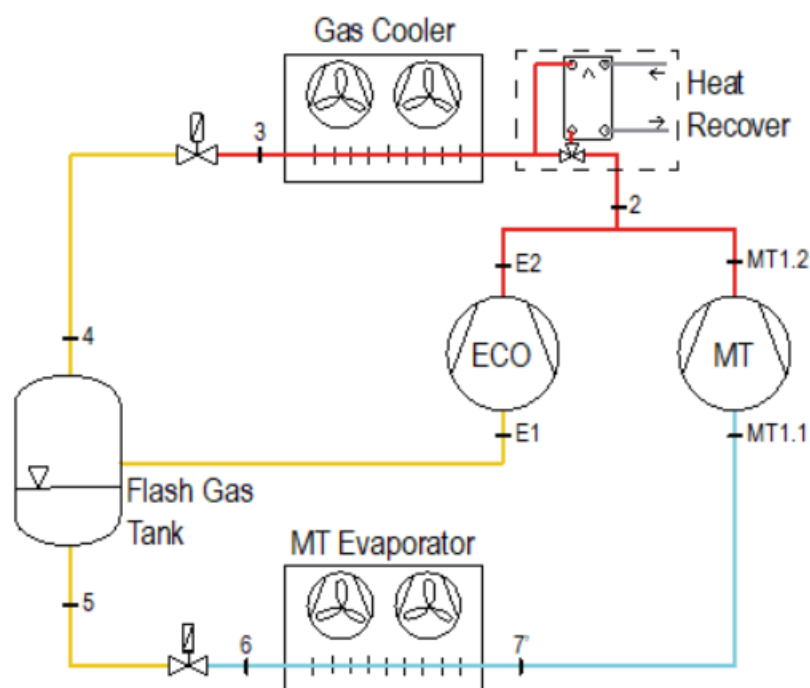


Figura 99 Schema d'impianto del sistema PCE

Il sistema opera su tre salti di pressione: del gas cooler, del separatore e dell'evaporatore. La differenza fondamentale rispetto ai cicli precedenti sta nell'utilizzo di un compressore chiamato economizzatore che aspira vapore saturo dal separatore. L'economizzatore ha il compito di asportare il flash gas che si forma all'interno del separatore, mantenendo la pressione stabile tra i 35 e 38 bar; quest'azione permette di ridurre il lavoro di compressione

del compressore principale che lavora con salti di pressione molto elevati e con conseguenti rendimenti minori. Quindi il gas proveniente dal gas cooler non subirà un'espansione fino alla pressione di evaporazione diminuendo le perdite per laminazione. I parametri da ottimizzare saranno dunque la pressione al gas cooler e la pressione intermedia al separatore.

Questa tipologia di impianto rappresenta il primo passo per rendere la CO₂ una soluzione attraente nei climi caldi, soprattutto per grandi installazioni.

Lo schema sotto presentato in Fig. 100 riporta il modello di un sistema PCE Booster da me costruito in Simcenter Amesim. A differenza del sistema appena illustrato, questo lavorerà su quattro livelli di pressione, in quanto è stato aggiunto un evaporatore di bassa pressione che opera alle temperature di -30°C.

In aggiunta a ciò, si è introdotta una valvola di by-pass che lavorerà in accoppiata con l'economizzatore. Sarà quindi necessario ottimizzare sia la pressione di alta che la logica di controllo della pressione del separatore.

Il controllo viene effettuato secondo la seguente procedura:

- Il sistema lavora con economizzatore spento e valvola di by-pass aperta finché la percentuale di apertura della valvola raggiunge il 30%
- Dopo dieci minuti nei quali l'apertura della valvola staziona intorno al valore di 30% interviene l'economizzatore e la valvola si chiude.
- All'innalzarsi della temperatura esterna anche la pressione incrementa nel separatore fino a raggiungere il valore massimo di 38 bar (ciò può portare un incremento del lavoro del compressore ECO del 60%)
- A compressore acceso interviene la valvola di by-pass fino al raggiungimento della pressione ottimale

Il modello riportato è ad oggi in fase open loop, quindi è ancora necessario ottimizzare dei componenti e alcune logiche di controllo.

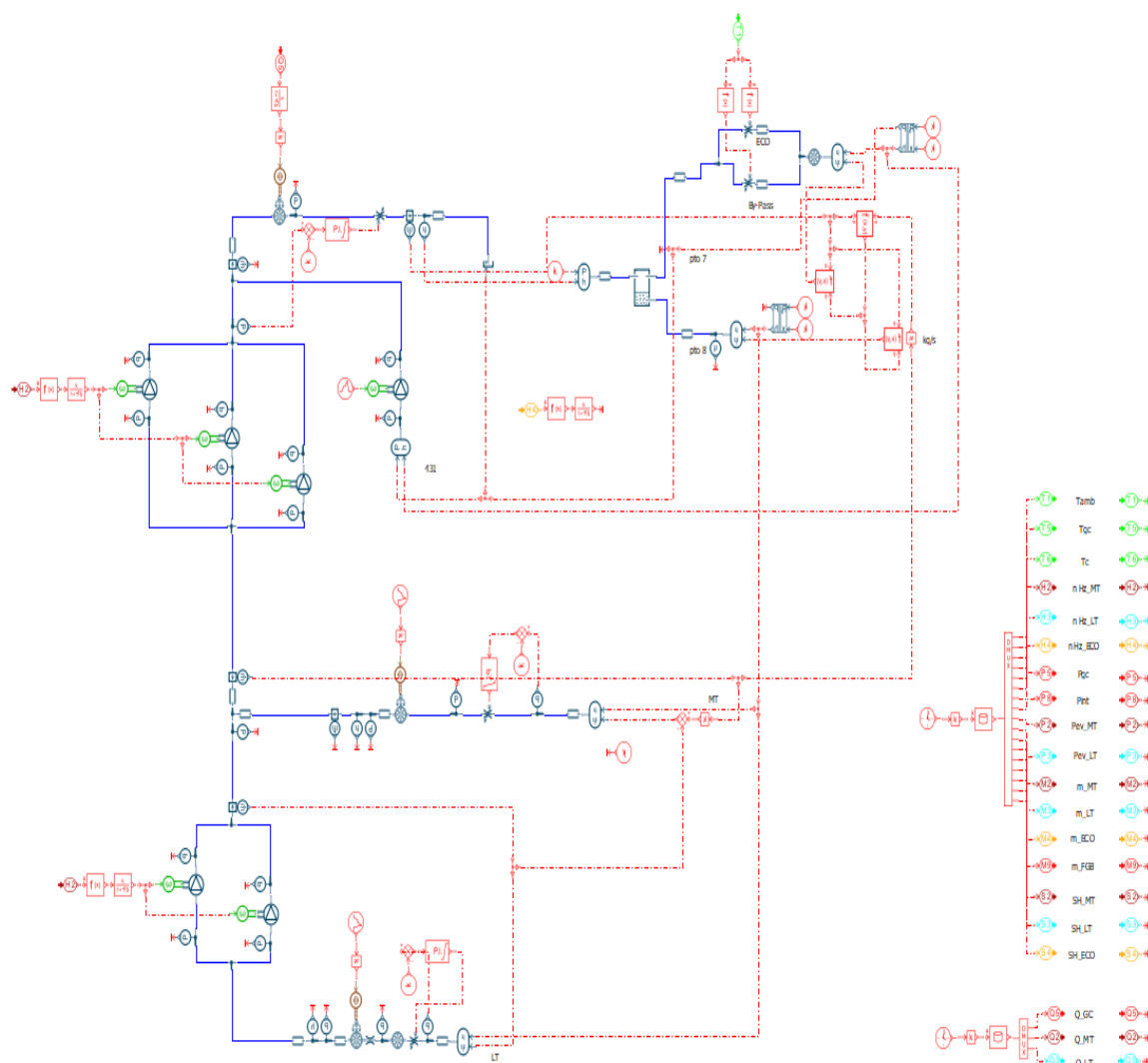


Figura 100 Modello del sistema PCE Booster costruito con Simcenter Amesim

La tecnologia ad oggi più promettente nel mondo della refrigerazione commerciale ad anidride carbonica in climi caldi è quella ad eiettore.

La tecnologia con eiettore permette di incrementare in modo significativo il COP del sistema, recuperando l'energia del gas di scarico ad alta pressione invece di dissiparla nel comune organo di laminazione.

La soluzione con eiettore può incrementare l'efficienza del sistema PCE, tanto da rendere significati il risparmio di energia rispetto ai tradizionali sistemi HFC; consente inoltre di installare un *compressor pack* di dimensioni minori, riducendo quindi i costi iniziali di installazione.

7 CONCLUSIONI

Durante il lavoro di progettazione e modellazione dei due impianti di refrigerazione proposti è stato possibile osservare le difficoltà operative che si presentano nei sistemi transcritici operanti a CO₂, ovvero le elevate pressioni in gioco e i repentini cambi di proprietà termofisiche del fluido al variare delle condizioni di pressione e temperatura allo stato supercritico.

La conoscenza del processo di trasferimento di calore durante la fase di raffreddamento del gas è risultata essere un fattore critico per la corretta progettazione del sistema di refrigerazione e della temperatura di uscita del refrigerante. Il componente sul quale si è posta maggiore attenzione, dettagliandone nel particolare il modello, è stato il gas cooler. Si è partiti analizzando una geometria presente in letteratura, per dimostrare la correlazione tra dati sperimentali e dati calcolati dal modello sviluppato in Simcenter Amesim.

Durante la costruzione del primo modello si è mostrata l'importanza di ottenere minori oscillazioni operative al variare delle condizioni di temperatura esterna, per far ciò si è passati da un controllo ON/OFF dei compressori a numero di giri fissi ad una gestione della velocità di rotazione di questi ultimi mediante controllo PID.

Nel secondo sistema, la soluzione impiantistica proposta ha permesso di regolare la pressione al gas cooler incrementandola fino a raggiungere valori ottimali per l'efficienza del ciclo.

In conclusione, i due modelli sono stati messi a confronto, simulando il funzionamento dinamico nei tre mesi di condizioni estive, i più complessi per quanto riguarda il passaggio dei sistemi dalla modalità transcritica a subcritica e viceversa. In linea con quanto atteso, il secondo modello è risultato il più efficiente, con un incremento del COP medio stagionale del 7,2% e un risparmio di potenza fornita al compressore dell'8%.

A valle del mio lavoro di tesi posso concludere che ciò è stato possibile proprio grazie alla valvola posta a monte del separatore, che ha permesso una gestione corretta della pressione di alta, pressione che fin dall'inizio del lavoro di tesi era stata definita come cruciale per quanto riguarda i sistemi operanti a CO₂.

BIBLIOGRAFIA

- [1] R. Downing, .History of the organic fluorine industry. In: Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology, second ed., vol. 9. John Wiley and Sons, Incorporated, New York, NY, USA, pp. 704–707., 1966.
- [2] R. Downing, Development of chlorofluoro-carbon refrigerants. ASHRAE Transactions. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers ASHRAE), Atlanta, GA, USA, 90 (2B), 481–491, 1984.
- [3] M. Molina e F. Rowland, «Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atomc-atalsed destruction of ozone. Nature 1974;249:810–2,» 1974.
- [4] Ministero dell'ambiente, «<https://www.minambiente.it/normative/convenzione-di-vienna-del-22-marzo-1985-la-protezione-dello-strato-dozone>,» [Online].
- [5] A. Pearson, «Carbon dioxide—new uses for an old refrigerant,» *Star Refrigeration Ltd, G46 8JW, Glasgow, UK*, 2005.
- [6] A. Cavallini e F. Steimle, «Natural Working Fluids in a Historic Perspective. Natural Working Fluids '98, IIR-Gustav Lorentzen Conference, Oslo (Norway), June,Proceedings, 37-42.,» 1998.
- [7] ASHRAE, HANDBOOK REFRIGERATION, ASHRAE, 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA 30329, 2014.
- [8] A. Cavallini, «PROPERTIES OF CO₂ AS A REFRIGERANT,» EUROPEAN SEMINAR – CO₂ AS A REFRIGERANT.
- [9] G. Lorentzen., «Carbon dioxide as a refrigerant.,» *Journal of the Franklin Institute*, pp. 196(5)-703, 1993.
- [10] M.-H. Kim, J. Pettersenb e C. W. Bullard, «Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems,» *Progress in Energy and Combustion Science* 30 119–174, 2004.
- [11] S. Liao, T. Zhao e A. Jakobsen, «A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 831-841, 2000.
- [12] J. SüB e H. Kruse, «Efficiency of the indicated process of CO₂-compressors,» *IntJ. Refrig*, pp. Vol. 21, No. 3, pp. 194 201, 1998.

- [13] G. Lozza e C. Perfetti, «scambiatori di calore ad aria per cicli frigoriferi a CO₂,» *i quaderni del freddo*.
- [14] R. Rieberer, M. Gassler e H. Halozan, «Control of CO₂ Heat Pumps,» in *Proc. Of the 4.th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids* 109-116., Purdue, 2000.
- [15] v. Casson, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, S. Girotto, S. Minetto, L. Zamboni e C. Zillo, «Optimisation of the throttling system in a CO₂ refrigerating machine,» *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26 , pp. 926-935, 2003.
- [16] C. Dang, K. Lino, K. Fukuoka e E. Hihara, «Effect of lubricating oil on cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide,» *International Journal of Refrigeration* 30, pp. 724-731, 2007.
- [17] F. S. Software.
- [18] Y. Ge, S. Tassou, D. Santosa e K. Tsamos, «Design optimisation of CO₂ gas cooler/condenser in a refrigeration system,» *Applied Energy* 160 973–981, p. 973–981, 2015.
- [19] «European Environment Agency,» [Online]. Available: <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/data/national-emissions-reported-to-the-unfccc-and-to-the-eu-greenhouse-gas-monitoring-mechanism-15>.
- [20] Gazzetta Ufficiale CE, «REGOLAMENTO CE n 3093/94».
- [21] N. Abas, A. R. Kalair, N. Kham, A. Haider, Z. Saleem e M. S. Saleem, «Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 90, pp. 557-569, 2018.
- [22] J. M. Calm, «The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook,» *International Journal of Refrigeration*, , p. 31(7):1123–1133, 2008.
- [23] G. Lorentzen, «The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament,» *Int J Refrig*, p. 18(3):190–7, 1995.
- [24] Pettersen, «Flow vaporization of CO₂ in microchannel tubes.,» *PhD Thesis Norwegian University of Science and Technology*, 2002.
- [25] A. Bredesen, A. Hafner, J. Pettersen e K. Aflekt, «Heat transfer and pressure drop for in-tube evaporation of CO₂,» in *Intenational Conference on Heat Transfer Issues in Natural Refrigerants*, College Park, MD, 1997.

- [26] A. Hauk e E. Weidner, «Thermodynamic and Fluid-Dynamic Properties of Carbon Dioxide with Different Lubricants in Cooling Circuits for Automobile Application,» *Ind. Eng. Chem. Res.*, pp. 39, 4646-4651, 2000.
- [27] S. Randles, J. McTaish e T. Dekleva, «A Critical Assessment of Synthetic Lubricant Technologies for Alternative Refrigerants,» 2003. [Online].
- [28] ASSOFRIGORISTI, «Valvola di espansione elettronica, tutorial tecnico,» 2017. [Online]. Available: <http://assofrigoristiblog.blogspot.com/2017/03/la-valvola-di-espansione-elettronica.html>.
- [29] J. Pettersen , A. Hafner, G. Skaugen e H. Rekstad, «Development of compact heat exchangers for CO₂ air-conditioning systems,» *Int J Refrig*, pp. 21 (3): 180-93, 1998.
- [30] Unilab, «Proprietà del fluido allo stato critico,» 29 7 2019. [Online]. Available: <https://www.unilab.eu/it/articoli/proprieta-fluido-stato-critico/>.
- [31] L. P. Lu-Ve, *Scambiatori di calore ad alta efficienza*, 2016.